



Universidad de Valladolid



PROGRAMA DE DOCTORADO EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

TESIS DOCTORAL:

**CONTROL DE VIBRACIONES EN ESTRUCTURAS
FLEXIBLES MEDIANTE AMORTIGUADORES DE
MASA PASIVOS, ADAPTATIVOS
SEMIACTIVOS Y ACTIVOS**

Presentada por Carlos Mariano Casado Sánchez para
optar al grado de
Doctor por la Universidad de Valladolid

Dirigida por:
Dr. Antolín Lorenzana Ibán
Dr. Iván Muñoz Díaz

A María, Lucas y Matías

Gracias por vuestro amor, alegría y apoyo.

Agradecimientos

La consecución de esta tesis ha sido el final de un camino de idas y venidas que inicié cuando empecé a trabajar en CARTIF. A lo largo de estos años, he compartido estudios, pruebas de campo, discusiones y también momentos de ocio con compañeros de trabajo y colegas de la Universidad de Valladolid en un tema que en muchos momentos nos ha apasionado. Mediante estas líneas, quiero expresar mi más sincero agradecimiento a todas las personas que me brindaron su apoyo y ayuda durante estos años.

A mis directores de tesis, el Dr. Antolín Lorenzana y el Dr. Iván M. Díaz. Sin vuestro apoyo, conocimientos y empuje, habría sido muy difícil haber llegado hasta aquí

A mis compañeros y excompañeros de CARTIF. En especial a Jesús de Sebastián, mi brazo derecho en la mayoría de las pruebas de campo. Gracias por tu paciencia en los problemas del día a día.

A CARTIF y a su Director D. José Ramón Perán González, que nunca dejó de confiar en que llevaría adelante la tesis. Gracias por los medios y el tiempo que puso a mi disposición para su realización.

A Alfonso V. Poncela. Gracias por darme la oportunidad de conocer este apasionante tema.

Y por último, y no menos importante, a mi familia, mis padres y hermanos. Gracias por haberme dado tanto.

Preámbulo

De acuerdo con la normativa vigente del procedimiento para la presentación y defensa de la tesis doctoral en la Universidad de Valladolid (RESOLUCIÓN de 8 de junio de 2016, del Rectorado de la Universidad de Valladolid, por la que se ordena la publicación del Acuerdo del Consejo de Gobierno de 3 de junio de 2016), esta Tesis Doctoral se presenta en la modalidad **ordinaria**. Además de la publicación que acredita la calidad de la tesis, también se incluyen otras publicaciones con índice de impacto, comunicaciones a congresos y una patente realizados en el marco de esta línea de investigación

La publicación con factor de impacto para la acreditación de la calidad de la tesis es la siguiente: (Anexo 1)

- **Casado CM**, Díaz IM, de Sebastián J, Poncela AV, Lorenzana A. *Implementation of passive and active vibration control on an in-service footbridge*. *Journal of Structural Control & Health Monitoring* Vol. 20(1) (2013) pp.70-87. (DOI:10.1002/stc.471). Cuartil Q1.

Otros artículos publicados con factor de impacto en los que se ha colaborado son los siguientes: (Anexo 2)

- Poncela A, **Casado CM**, Baeyens E, Peran JR. *Design of Devices for Protecting Civil Structures using Fixed-Order H_∞ Control*. *Journal of Structural Control & Health Monitoring* 14 (2) (2007) pp. 239-260. (Q1)
- **Casado CM**, Poncela AV, Lorenzana A. *Adaptive tuned mass damper for the construction of concrete pier*. *Structural Engineering International SEI*. Vol. 17(3) (2007) pp. 252-255. (Q4)
- de Sebastián J, **Casado CM**, Lorenzana A, Poncela AV. *Sistemas de control de vibraciones para grúas torre*. *Dyna*. Vol. 84 nº3 (2009) pp. 237-244. (Q4)
- **Casado CM**, de Sebastián J, Díaz IM, Poncela AV Lorenzana A. *Control de vibraciones en pasarelas peatonales*. *Dyna*. Vol. 86 nº3 (2011) pp. 318-327. (Q4)

- Porras JA, de Sebastián J, **Casado CM**, Lorenzana A. **Modal Mass Estimation from Output-only Data using Oscillator Assembly**. *Mechanical Systems and Signal Processing*. Vol. 26(1) (2012) pp.15-23. (Q1)
- de Sebastián J, Diaz IM, **Casado CM**, Poncela AV, Lorenzana A, **Evaluación de la predicción de aceleraciones debidas al tránsito peatonal en una pasarela en servicio**. *Informes de la Construcción*. Vol, 65(531) (2013) pp.335-348. (DOI:10.3989/ic.12.02). (Q4)
- Ibán N., Soria JM, Magdaleno A., **Casado CM**, Díaz IM, Lorenzana A, **Ad-hoc vibration monitoring system for a stress-ribbon footbridge: from design to operation**. *Smart Structures and Systems*. Vol. 22(1), (2018), pp. 13-25. (DOI: sss.2018.22.1.013). (Q1)

Las comunicaciones a congresos internacionales y nacionales en las que se ha participado son las siguientes: (Anexo 3)

- **Casado CM**, Cárdenas C, Poncela A. **Civil Structures Protection Strategies based on Semi-active Tuned Mass Damper**. *Proceedings of Experimental Vibration Analysis for Civil Engineering Structures*. pp 689-696, (24-26 Octubre 2007) Oporto (Portugal)
- **Casado CM**, de Sebastian J, Poncela AV, Lorenzana A. **Design of a Semi-active Tuned Mass Damper for the Science Museum Footbridge of Valladolid**. *Proceedings of 4th European Conference on Structural Control*. pp 125-132, (6-13 Septiembre 2008) San Petersburgo (Rusia). ISBN:978-5-904045-10-4
- **Casado CM**, de Sebastian J, Díaz IM, Poncela A. **Vibration Serviceability Assessment and Passive Vibration Control of a Lively Footbridge**. *Proceedings of the 5th World Conference on Structural Control and Monitoring*. Paper 249. (12-14 Julio 2010). Tokyo (Japón)
- Díaz IM, **Casado CM**, de Sebastian J. **Active Vibration Control Study of an In-Service Footbridge using an Inertial Proof-Mass Actuator**. *Proceedings of the 5th World Conference on Structural Control and Monitoring*. Paper 272. (12-14 Julio 2010). Tokyo (Japón)
- Lavín CE, Vasallo A, Lorenzana A, Poncela AV, **Casado CM**, de Sebastián J. **Respuesta Experimental y Simulada de una Chimenea Industrial sin y con TMD bajo la Acción del Viento**. *Actas XVIII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica*. 3-5 Noviembre 2010. Ciudad Real (España)
- Díaz I.M., Pereira E., Reynolds P., **Casado C.M.** (2011): **Human-induced vibration cancelation using an active mass damper modified by an inner loop**. Eighth International Conference on Structural Dynamics (EURODYN 2011), 4 - 6 julio 2011. Leuven (Bélgica)

- de Sebastian J., Díaz I.M., **Casado C.M.**, Vasallo A., Poncela A.V., Lorenzana A. ***Environmental and crowd influence on the dynamic behaviour of an in-service footbridge***. Footbridge 2011, 4th International Conference (IABSE), (6 - 8 julio 2011). Wroclaw (Poland)
- Marichal N., Hernández A., Poncela A.V., de Sebastián J., **Casado C.M.**, ***Control Inteligente de un amortiguador magnetoreológico en la pasarela peatonal del Museo de la Ciencia de Valladolid***. Actas VIII Simposio CEA de Control Inteligente (SCI 2012), 27 al 29 de junio de 2012, pp. 115-120, Baiona (España)
- Lorenzana, A.V. Poncela, J. de Sebastián, N. Ibán, M.V. Istrate, A.Vasallo, J. Pereda, I. M. Díaz, **C.M. Casado**, J. Castaño. ***One year of the structural health monitoring of Pedro Gómez Bosque footbridge***. *Proceedings of the 6th World Conference on Structural Control and Monitoring*. pp. 344-353 (15-17 Julio 2014). Barcelona (España)
- Magdaleno A., Cara J., Pérez E., **Casado CM**, Lorenzana A. ***Diferent criteria for tuning TMDs: Performance considering frequency and time simulation*** Proceedings of 4th International Conference on Mechanical Model in Structural Engineering (CMMOST 2017), 29 noviembre al 1 de diciembre de 2017, pp. 493-506, Madrid (España)
- **Casado CM**, Fernández J., Pereda J., Soria J.M. and Castaño J-G. N. ***Design of vibration damping systems using simplified models for lightweight footbridges***. Proceedings of 4th International Conference on Mechanical Model in Structural Engineering (CMMOST 2017), 29 noviembre al 1 de diciembre de 2017, pp. 31-46, Madrid (España)
- Magdaleno A., **Casado C.M.**, Soria J.M., Pereira E., Díaz I.M., Lorenzana A. ***Comparison of Passive and Active Mitigation Devices for Vibration Control in Slender Structures***. IX ECCOMAS Thematic Conference on Smart Structures and Materials (SMART 2019), 8-12 Julio 2019, pp, Paris (Francia)

La patente en las que se ha participado es la siguiente: (Anexo4)

- Lorenzana A, de Sebastian J, Poncela AV, **Casado CM**, ***Amortiguador de Masa Magnético de Rigidez Variable***. ES2390899 (A1) (2012-11-19)

Resumen

Muchas de las estructuras que nos rodean y que en algunos casos usamos de manera habitual en nuestro discurrir diario son estructuras esbeltas. Ejemplos de estas, son estructuras civiles como puentes, pasarelas peatonales, rascacielos y chimeneas industriales, o estructuras metálicas como las grúas torre y las torres de aerogeneradores entre otras muchas. Una característica común en la mayoría de estas es que se mueven o vibran cuando están sometidas a cargas dinámicas bien de naturaleza medioambiental (viento, terremotos,...) o debidas al tráfico rodado y peatonal que circula por ellas. Cuando las propiedades modales de las estructuras están dentro del espectro de frecuencias de las cargas dinámicas y las estructuras entran en resonancia con dichas cargas, el nivel de vibraciones que experimentan las estructuras puede condicionar su uso y en un último caso su integridad.

El objetivo de la tesis es el de aunar y dar un guion conductor a los estudios realizados de forma individual y en colaboración en los últimos años dentro de la temática de análisis y control de vibraciones en estructuras esbeltas principalmente civiles y más concretamente en pasarelas peatonales. La gran mayoría de los estudios han sido realizados en la Fundación CARTIF en colaboración con la UVA como parte de proyectos de investigación de convocatorias nacionales, así como estudios internos. El objetivo de dichos estudios fue el desarrollo e implementación de nuevas estrategias para el análisis de vibraciones, la estimación de los parámetros modales y el diseño e implementación de controles de vibración basados en amortiguadores de masa de naturaleza pasiva, adaptativa, semiactiva y activa.

Abstract

Many of the structures that surround us and that in some cases we use in our daily way are slender structures. Examples of these are civil structures such as bridges, pedestrian walkways, skyscrapers and industrial chimneys, or metal structures such as tower cranes and wind turbine towers among many others. A common feature in most of these structures is that they move or vibrate when they are subjected to dynamic loads like environmental ones (wind, earthquakes ...) or due to road and pedestrian traffic that circulates through them. When the modal properties of the structures are within the frequency spectrum of the dynamic loads and the structures come into resonance with these loads, the level of vibrations experienced by the structures can condition their use and in the latter case their integrity.

The objective of the thesis is to combine the studies carried out individually and collaboratively in recent years within the topic of analysis and control of vibrations in slender structures mainly civil ones and more specifically in footbridges. The vast majority of the studies have been carried out at CARTIF Foundation as part of research projects for national calls, as well as internal studies. The objective of these studies was the development and implementation of new strategies for the analysis of vibrations, the estimation of modal parameters with classic and novel methods and the design and implementation of vibration controls based on passive, adaptive, semiactive and active mass dampers.

Índice General

1. Motivación.....	1
2. Objetivos de la tesis.....	11
3. : Metodología.....	15
3.1 Metodologías para la identificación de los parámetros modales de las estructuras.....	16
3.1.1 Introducción al EMA.....	24
3.1.2 Métodos alternativos al EMA para la identificación de la masa modal.....	34
3.1.2.1 Método basado en el ajuste de las funciones de respuesta en frecuencia FRF.....	35
3.1.2.2 Método basado en la respuesta con un oscilador acoplado.....	38
3.1.2.3 Método basado en el incremento de la respuesta (Build up).....	42
3.2 Estrategias de control de vibraciones en estructuras.....	44
3.2.1 Introducción a los amortiguadores de masa.....	46
3.2.2 Controles H_{∞} de orden fijo.....	54
3.2.3 Controles basados en el diseño mediante el lugar de las raíces.....	67
3.2.3.1 Control CACF.....	73
3.2.3.2 Control MVF.....	78
3.2.4 Controles para amortiguadores de masa semiactivos.....	81
3.3 Normativas y guías de diseño para puentes y pasarelas peatonales.....	83
4. Resultados.....	91
4.1 Estructuras en estudio.....	91
4.1.1 Pasarela del Museo de la Ciencia de Valladolid.....	92
4.1.2 Pasarela de Pedro Gómez Bosque.....	93
4.1.3 Pasarela Isla dos Aguas.....	94
4.1.4 Pilas del viaducto de la Miel.....	94
4.1.5 Grúa Torre de COMANSA Mod. LC2064.....	95
4.2 Equipamiento para la experimentación.....	96
4.3 Identificación de parámetros modales.....	98
4.3.1 Pasarela del Museo de la Ciencia de Valladolid.....	98
4.3.2 Pasarela Isla dos Aguas.....	105
4.3.3 Pasarela Pedro Gómez Bosque.....	108
4.4 Estrategias de control y verificación del ELSV.....	112
4.4.1 Amortiguadores de masa pasivos (TMDs).....	112
4.4.1.1 TMD de la PMC:.....	112
4.4.1.2 TMD de la PIA.....	115
4.4.1.3 TMD de la grúa de Comansa.....	117
4.4.2 Amortiguadores e masa adaptativos (ATMDs).....	120
4.4.2.1 TMD adaptativo del Viaducto de la Miel.....	120
4.4.3 Amortiguadores de masa semiactivos (SATMDs).....	124

4.4.3.1 SATMD de la PMC	125
4.4.3.2 SATMD de la PIA.....	129
4.4.3.3 SATMD magnético de rigidez variable	131
4.4.4 Amortiguadores de masa activos (AMDs)	133
4.4.4.1 Diseño e implementación de un AMD (CACF) para el vano 2 de la PMC..	133
4.4.4.2 Diseño de un AMD (MVF) para el vano 2 de la PMC	137
5. Conclusiones y trabajos futuros.....	139
5.1 Conclusiones y aportaciones de la tesis.....	140
5.2 Trabajos futuros	144
Bibliografía.....	147
Anexo 1: Publicación aval de calidad.....	155
<i>Implementation of passive and active vibration control on an in-service footbridge</i>	157
Anexo 2: Artículos.....	177
<i>Design of Devices for Protecting Civil Structures using Fixed-Order H_{∞} Control</i>	179
<i>Adaptive tuned mass damper for the construction of concrete pier</i>	203
<i>Sistemas de control de vibraciones para grúas torre</i>	209
<i>Control de vibraciones en pasarelas peatonales</i>	219
<i>Modal Mass Estimation from Output-only Data using Oscillator Assembly</i>	231
<i>Evaluación de la predicción de aceleraciones debidas al tránsito peatonal en una pasarela en servicio</i>	243
<i>Ad-hoc vibration monitoring system for a stress-ribbon footbridge: from design to operation</i>	259
Anexo 3: Congresos.....	275
<i>Civil Structures Protection Strategies based on Semi-active Tuned Mass Damper</i>	277
<i>Design of a Semi-active Tuned Mass Damper for the Science Museum Footbridge of Valladolid</i>	287
<i>Vibration Serviceability Assessment and Passive Vibration Control of a Lively Footbridge</i>	297
<i>Active Vibration Control Study of an In-Service Footbridge using an Inertial Proof-Mass Actuator</i>	309
<i>Respuesta Experimental y Simulada de una Chimenea Industrial sin y con TMD bajo la Acción del Viento</i>	321
<i>Human-induced vibration cancelation using an active mass damper modified by an inner loop</i>	333
<i>Environmental and crowd influence on the dynamic behaviour of an in-service footbridge.</i>	341
<i>Control Inteligente de un amortiguador magnetoreológico en la pasarela peatonal del Museo de la Ciencia de Valladolid.</i>	353
<i>One year of the structural health monitoring of Pedro Gómez Bosque footbridge.</i>	361
<i>Different criteria for tuning TMDs: Performance considering frequency and time simulation</i>	373

<i>Design of vibration damping systems using simplified models for lightweight footbridges.</i>	389
<i>Comparison of Passive and Active Mitigation Devices for Vibration Control in Slender Structures.</i>	407
Anexo 4: Patentes	421
<i>Amortiguador de Masa Magnético de Rigidez Variable</i>	423

Índice de Figuras

Figura 1.1 Rangos de frecuencia típicas de algunas cargas y estructuras. (Borges, et al., 1969).....	1
Figura 1.2 Frecuencias fundamentales de pasarelas peatonales según la longitud del vano	3
Figura 1.3 Razón de amortiguamiento crítico de pasarelas peatonales según (a) la longitud del vano y (2) la frecuencia del primer modo, (Hivoss, 2008).....	4
Figura 1.4 Razón Tipos de carga (Bachmann & Ammann, 1987)	5
Figura 1.5 Perfiles típicos de las cargas verticales ejercidas por humanos (Wheeler, 1982) 7	
Figura 1.6 Clasificación de sistemas de control de vibraciones atendiendo a los requerimientos energéticos para su funcionamiento. (Housner, et al., 1997)	8
Figura 1.7 Clasificación de sistemas de control de vibraciones atendiendo al objetivos del diseño (Kurata, et al., 2002).....	9
Figura 3.1 Proceso “mad” para el diseño de controladores.	15
Figura 3.2 Descomposición en modos naturales de vibración de una respuesta vibratoria. (Structural Vibration Solution, 2019)	16
Figura 3.3 Modelo de elementos finitos del vano 2 de la PMC.	18
Figura 3.4 Análisis espectral de la señal de aceleración vertical a un cuarto del centro del vano 2 de la PMC.....	20
Figura 3.5.Tres primeros modos del vano 2 de la PMC. (OMA)	20
Figura 3.6. Método del decremento logarítmico para el cálculo del amortiguamiento.	21
Figura 3.7. Método del ancho de banda de media potencia para el cálculo del amortiguamiento.....	23
Figura 3.8. Primer modo de flexión del vano 3 de 111 metros de la PMC	24
Figura 3.9. Formas de representar la vibración de un sistema cuando se desacopla en señales o sistemas mas sencillos. (Dossing, 1988)	25
Figura 3.10. Diagramas de Bode de un modelo de un GDL.	27
Figura 3.11. Identificación de los parámetros modales de un modelo de un GDL.....	29
Figura 3.12. Ondas estacionarias (modos reales) y no estacionarias (modos complejos)...	30
Figura 3.13. Primer y segundo modo de una viga empotrada a partir de las FRF obtenidas en tres puntos. (Avitabile, 2018)	31
Figura 3.14. FRF experimental y teórica y ajustada del experimento AMD2 de Quanser.....	37
Figura 3.15. Factor ICF (Brownjohn & Pavic, 2007)	43
Figura 3.16. Ajuste de la respuesta real de la pasarela peatonal Isla dos Aguas y la de un modelo de 1 GDL	44
Figura 3.17. Ejemplos de amortiguadores de masa pasivos instalados en estructuras.	46
Figura 3.18. Tipologías de amortiguadores de masa	49
Figura 3.19. Esquema de amortiguadores de orificio variable y magneto reológico	51

Figura 3.20. Ejemplos de diseños de SATMD de rigidez variable.....	53
Figura 3.21 Planteamiento del problema de control. (Rodríguez & López, 1996).....	55
Figura 3.22. Diagrama de bloques del problema de control.	57
Figura 3.23. Modelos de edificio cortante y masas puntuales de una estructura de tres pisos.....	61
Figura 3.24. Modelo de un sistema con tres GDL	61
Figura 3.25. Modelo de un sistema de tres GDL mas un TMD.....	64
Figura 3.26. Modelo de un edificio con tres GDL mas un AMD.....	65
Figura 3.27. Polos complejos conjugados en el plano complejo.....	68
Figura 3.28. Respuesta de sistemas de segundo orden con distintos valores de amortiguamiento.....	69
Figura 3.29. Parámetros de la respuesta de un sistema a un escalón.	70
Figura 3.30. Diagrama de control en lazo cerrado.	71
Figura 3.31. Esquema de control CAFC (Casado, et al., 2013)	75
Figura 3.32. Función de transferencia del actuador $G_A(s)$ (Casado, et al., 2013).....	77
Figura 3.33. Esquema de control MVF (Díaz, et al., 2011).....	79
Figura 3.34. Esquema de los sistemas de control <i>groundhook</i> y <i>skyhook</i>	81
Figura 3.35. Modelo en Simulink de la estructura con el SATMD con DB-GH Control.....	83
Figura 3.36. Estado de aplicación de los Eurocódigos en los distintos países.	84
Figura 3.37. Línea temporal con la fechas de publicación de documentos nacionales e internacionales relacionadas con el estado de servicio en pasarelas peatonales.	88
Figura 4.1 Vista general de la pasarela del museo de la ciencia (PMC) de Valladolid.....	92
Figura 4.2 Detalles de la PMC de Valladolid: Sistema pretensado del vano 3 y su ausencia en el vano 2 de 51 metros.	92
Figura 4.3 Vista general de la pasarela del Doctor Pedro Gómez Bosque (PPGB) de Valladolid	93
Figura 4.4 Vista general de la pasarela Isla dos agua (PIA) de Palencia	94
Figura 4.5 Distintas fases constructivas del Viaducto de la Miel de la Autovía A7 del Mediterraneo.....	95
Figura 4.6 Grúa COMANSA Modelo LC2064.....	95
Figura 4.7 Excitador electrodinámico APS 400 en el centro del vano 2 de 51 metros de la PMC.....	97
Figura 4.8 Formas modales de los modos principales de la PMC.....	99
Figura 4.9 Ajuste de la FRF del modelo de 1GDL a la FRF experimental del 1 ^{er} modo de flexión del vano 2 de la PMC (Casado, et al., 2010).	100
Figura 4.10 FRF experimental y ajustada de la respuesta de aceleración en el centro del vano 2 de la PMC (Casado, et al., 2013)	101
Figura 4.11 Respuesta libre en aceleración del vano 2 de la PMC. (Porrás, et al., 2012)	102
Figura 4.12 Masa oscilante acoplada en el centro del vano 2 de la PMC. (Porrás, et al., 2012).....	102

Figura 4.13 Ejemplos del ajuste conseguido mediante el método del ajuste del <i>Build up</i> en el vano 2 de la PMC.....	103
Figura 4.14 Excitación de la PIA mediante el <i>bouncing</i> de una persona.....	105
Figura 4.15 Partes de los registros de aceleración usados para el cálculo del amortiguamiento.....	106
Figura 4.16 Cálculo del amortiguamiento mediante ajuste de curva.	106
Figura 4.17 Partes de los registros usados para el cálculo de la masa modal.	107
Figura 4.18 Ejemplo de ajuste de un registro de aceleración de la pasarela con el de un sistema de un GDL ajustado.....	107
Figura 4.19 Primeros modos de flexión vertical y transversal y de torsión de la PPGB (Lorenzana, et al., 2014).....	109
Figura 4.20 Aplicación los criterios de confortabilidad de la ISO 2631 en la PPGB. (Iban, et al., 2018).....	111
Figura 4.21 FRFs de la respuesta del vano 2 de la PMC con los TMDs diseñados. (Casado, et al., 2010).....	113
Figura 4.22 Implementación práctica de un TMD en el vano 2 de la PMC.....	113
Figura 4.23 Picos de aceleración y límites de confort para distintas normativas.	114
Figura 4.24 Ejemplos de las FRF obtenidas con y sin TMD en la PIA.....	115
Figura 4.25 Modelo de carga usado en la PIA basado en ISO 10137	116
Figura 4.26 Picos de aceleración máxima con TMDs de 200 a 500 kg en la PIA.....	116
Figura 4.27 Grúa torre objeto del estudio “COMANSA LC2064”. a) Diseño CAD y b) Modelo en Elementos Finitos	117
Figura 4.28 Parámetros modales de los primeros modos de la grúa con contrapeso. (Masa total de la grúa: 66195 kg)	118
Figura 4.29 Simulaciones con un modelo bi-dimensional de la grúa torre en Working Model 2D.....	119
Figura 4.30. <i>Patente</i> ES1064158 (U) de TMD en grúa torre.....	120
Figura 4.31 Modelo FEM y parámetros modales de la pila de 92 metros del Viaducto de la Miel.	121
Figura 4.32. Tiempos de establecimiento para las distintas propuestas de TMD.	122
Figura 4.33. Estudio de sensibilidad de los parámetros del TMD (tiempo de establecimiento)	123
Figura 4.34 Esquema de TMD adaptativo para la construcción de pilas de viaductos.	124
Figura 4.35 FRF obtenidas para el TMD y el SATMD en el vano 2 de la PMC.	125
Figura 4.36 Caracterización de la curva Intensidad de salida-voltaje de entrada de la <i>Wonder Box</i> de Lord Corp.....	126
Figura 4.37 Ensayos de caracterización de la curva Intensidad de salida-voltaje de entrada de la <i>Wonder Box</i> de Lord Corp.	127
Figura 4.38 Pruebas de amortiguamiento del SATMD variando el voltaje de los amortiguadores MR.	128
Figura 4.39 FRFs con los valores de amortiguamiento experimentales al usar los amortiguadores MR tipo esponja de <i>Lord Corporation</i>	129

Figura 4.40 FRFs de la PIA sin amortiguadores de masa y con TMDs y SATMDs de: a) 200 kg y b) 300 kg.....	129
Figura 4.41 Respuesta temporal simulada de la PIA con TMD y SATMD de 300Kg.....	130
Figura 4.42 Picos de aceleración máximos de la PIA con TMDs y SATMDs de masa entre 200 y 500 Kg.	131
Figura 4.43 Principales elementos del SATMD magnético de rigidez variable. (Lorenzana, et al., 2012).....	132
Figura 4.44 (a) Lugar de las raíces de la FT $GT=G_DG_AGG_F$. (b) zoom del origen, (x) polos, (o) ceros, (A) actuador (F) Pasarela peatonal. (Casado, et al., 2013)	134
Figura 4.45 Prueba corriendo a 3,5 Hz: (a) Sin control. (b) TMD. (c) AMD. (Casado, et al., 2013).....	136
Figura 4.46 Curvas de ganancia de las FT: a) PMC con los lazos de control (MVF,DVF), b) Actuador con (MVF) y sin lazo interno (DVF)	138

Índice de Tablas

Tabla 3.1 Niveles de confort en pasarelas peatonales (Fomento, 2011).....	86
Tabla 3.2 Rangos de frecuencia críticos y aceleraciones máximas de confort recomendados por las normativas.	89
Tabla 4.1 Parámetros modales de la PMC identificados mediante OMA. (Casado, et al., 2011).....	99
Tabla 4.2 Valores de ajuste del modelo para las pruebas de Build up de la PMC usando plataforma de fuerza.	103
Tabla 4.3 Tabla resumen parámetros modales identificados del primer modo de flexión del vano 2 de la PMC.....	104
Tabla 4.4 Valores de amortiguamiento y frecuencia obtenidos en las pruebas de campo de la PIA.....	106
Tabla 4.5 Valores de ajuste de los sistemas de un GDL (PIA)	108
Tabla 4.6 Parámetros modales de los primeros modos de la PPGB durante las distintas fases constructivas.....	108
Tabla 4.7 Variación de los valores experimentales de la frecuencia de los modos de la PPGB respecto a la temperatura. (Lorenzana, et al., 2014).....	110
Tabla 4.8 Valores obtenidos con distintos sintonizados para el TMD del vano 2 de la PMC.	112
Tabla 4.9 Parámetros del TMD usando el sintonizado de Den Hartog y Poncela.	115
Tabla 4.10 Parámetros modales de la grúa con distintos contrapesos actuando como TMD.	119
Tabla 4.11 Parámetros óptimos de los TMD.....	119
Tabla 4.12 Amortiguamiento modal de la grúa con el TMD en sus dos primeros modos.	120
Tabla 4.13 Valores iniciales y finales obtenidos tras la rutina de optimización (On-Off DBG)	126
Tabla 4.14 Parámetros del SATMD (On-off DBG) obtenidos para distintas masas.....	130
Tabla 4.15 Resultados de las pruebas de campo realizadas en el vano 2 de la PMC con distintas estrategias de control. (Casado, et al., 2013)	135
Tabla 4.16 Incremento del amortiguamiento con la estrategia pasiva y activa. (Casado, et al., 2013).....	137

Lista de Abreviaturas

AMD	Active Mass Damper
ATMD	Adaptive Tuned Mass Damper
AVC	Active Vibration Control
BIBO	Bounded Input Bounded Output
CFDD	Curve-Fit Frequency Domain Decomposition
COMAC	Coordinate Modal Assurance Criterion
DB-GHC	Displacement Based Ground Hook Control
DVFC	Direct Velocity Feedback Control
DWT	Discrete Wavelet Transform
EFDD	Enhanced Frequency Domain Decomposition
ELSV	Estado Límite de Servicio de Vibraciones
EMA	Experimental Modal Analysis
FDD	Frequency Domain Decomposition
FEM	Finite Element Method
FFT	Fast Fourier Transform
FPGA	Field Programmable Gate Array
FRF	Frequency Response Function
FT	Función de Transferencia
GDL	Grado De Libertad
GHTMD	GroundHook Tuned Mass Damper
HMD	Hybrid Mass Damper
IEPE	Integrated Electronics Piezo-Electric
IOT	Internet of things
LMI	Linear Matrix Inequality
LQR	linear Quadratic Regulator
LTI	Linear Time Invariant
LVDT	Linear Variable Differential Transformer
IRF	Impulse Response Function
MAC	Modal Assurance Criterion
MDOF	Múltiple Degree Of Freedom
MEF	Método de los Elementos Finitos

MEMS	Micro Electro Mechanical Systems
MIMO	Multiple Input Multiple Output
MR	Magneto-Rheological
MVF	Modified Velocity Feedback
OMA	Operational Modal Analysis
PIA	Pasarela Isla dos Aguas
PLC	Programmable Logic Controller
PMC	Pasarela del Museo de la Ciencia
PPGB	Pasarela Pedro Gómez Bosque
PSO	Particle Swarm Optimization
PTMD	Pendulum Tuned Mass Damper
SAIVS-TMD	Semi Active Variable Stiffness Tuned Mass Damper
SALT-TMD	Semi Active Lever-Type Tuned Mass Damper
SDOF	Single Degree Of Freedom
SMA	Shape Memory Alloy
SATMD	Semi Active Tuned Mass Damper
SISO	Single Input Single Output
SNR	Signal Noise Ratio
TMD	Tuned Mass Damper
VB-GHC	Velocity Based Ground Hook Control

Nomenclatura

$\{.\}$	Vector columna
$\{.\}^T$	Vector fila (Vector columna transpuesto)
$[.]$	Matriz
$[.]^T$	Matriz transpuesta
$..^*$	Complejo conjugado
$\ .\ _{\infty}$	Norma infinito
A	Matriz de estado
B_1, B_2	Matrices de entrada
C_1, C_2	Matrices de salida
$x(t)$	Variable de desplazamiento en el dominio del tiempo
$X(s)$	Variable de desplazamiento en el dominio de Laplace
$X(w)$	Variable de desplazamiento en el dominio de la frecuencia
$f(t)$	Variable de fuerza en el dominio del tiempo
$F(s)$	Variable de fuerza en el dominio de Laplace
$X(w)$	Variable de fuerza en el dominio de la frecuencia
$x_1 \dots x_{n+1}$	Valores de picos de la respuesta oscilatoria $x(t)$
n	Número de ciclos
ω_n	Frecuencia natural
f_n	Frecuencia natural en hertzios (Hz)
ω_d	Frecuencia natural amortiguada
f_d	Frecuencia natural amortiguada en hertzios (Hz)
ζ	Razón de amortiguamiento crítico
σ	Factor de amortiguamiento
Q	Ancho de banda de media potencia
m	Masa (kg)
k	Rigidez (N/m)
c	Amortiguamiento (Ns/m)
$[M]$	Matriz de masas
$[K]$	Matriz de rigideces

$[C]$	Matriz de amortiguamientos
R	Residuo
p	Polo
R_{ijr}	Residuo del modo r (respuesta en el GDL i , excitación en el GDL j)
$\{\psi\}_r$	Vector modal del modo r
ψ_{ir}	Elemento i del vector modal del modo r
$\{\phi\}_r$	Vector modal escalado del modo r
ϕ_{ir}	Elemento i del vector modal escalado del modo r
a_r	Constante de escala
M_r	Masa modal del modo r

1. MOTIVACIÓN

Muchas de las estructuras que nos rodean y que en algunos casos son usadas de manera habitual en nuestro discurrir diario, son estructuras esbeltas, entendiendo por esbeltez la relación que existe entre la sección de la estructura y su longitud. A mayor diferencia entre estas dos magnitudes, mayor es el grado de esbeltez de la estructura y más propensa será a desarrollar fenómenos como el pandeo o vibraciones de gran amplitud. Ejemplos de estructuras esbeltas son estructuras civiles como puentes, pasarelas peatonales, rascacielos, chimeneas industriales, etc., o estructuras metálicas como las grúas torre y las torres de aerogeneradores entre otras muchas.

Una característica común en la mayoría de estas estructuras, es que se mueven o vibran cuando están sometidas a cargas dinámicas, las cuales pueden ser de naturaleza medioambiental (viento, terremotos,...), como consecuencia de maquinaria rotativa instalada o cercana a dichas estructuras, o bien debidas al tráfico rodado y peatonal que circula por ellas.

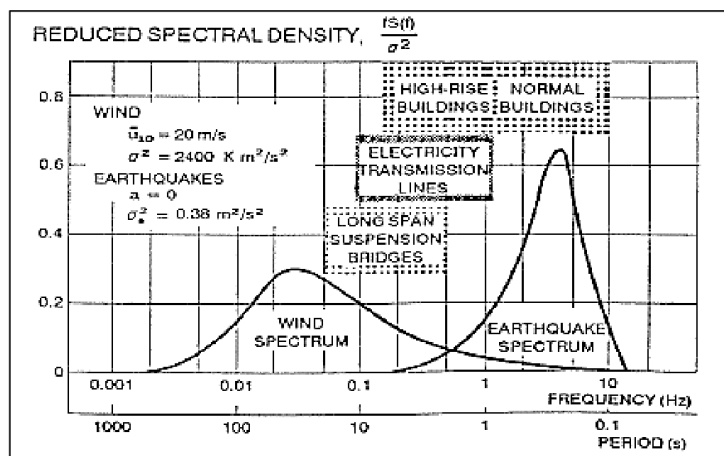


Figura 1.1 Rangos de frecuencia típicas de algunas cargas y estructuras. (Borges, et al., 1969)

Cuando alguno de los modos de las estructuras están dentro del espectro de frecuencias de las cargas dinámicas (Figure 1.1) y por tanto, entran en resonancia con dichas cargas, el nivel de vibraciones que experimentan las estructuras puede condicionar su uso y en un último caso su integridad.

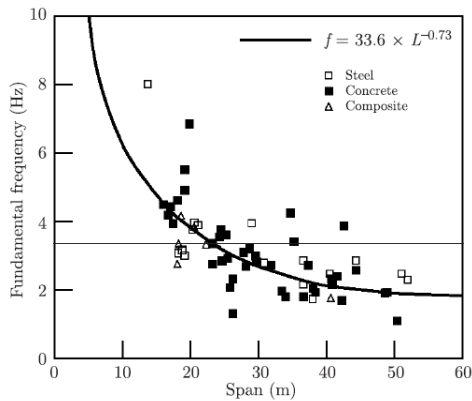
En la mayoría de los casos, las estructuras se han diseñado para que el nivel de vibraciones sea limitado tal que no condicione ni su integridad, ni la seguridad y comodidad de sus usuarios. En algunos casos, debido tanto a errores e incertidumbres en el diseño, como a fenómenos o cargas que no se contemplaron en este (picos de afluencia debidas a manifestaciones, día de la inauguración,...), puede ocurrir que el nivel de vibración de la estructura una vez puesta en servicio sea mayor del esperado y afecte tanto a su integridad (plasticidad en alguna de las uniones, problemas de fatiga,...) como a la seguridad y comodidad de los usuarios (estado de servicio de la estructura). Ejemplos de estructuras donde se han desarrollado niveles de vibraciones elevados son, las pasarelas peatonales de *Solferino* (1999) de París y del *Millenium Bridge* (2000) de Londres en su inauguración, o el puente de Volgogrado (2008). En todas ellas, debido al nivel de vibraciones que experimentaron, tuvieron que cerrarse al tráfico y se las dotó de sistemas mecánicos que aumentaran su amortiguamiento tal que alcanzaran los niveles de estado de servicio requeridos por sus normativas nacionales.

En el caso de las pasarelas peatonales, estas en general son estructuras ligeras y esbeltas, lo que las hace muy susceptibles de vibrar al paso de peatones y frente a acciones medioambientales como el viento. Esto queda patente si se estudian los rangos de valores en los que habitualmente están los parámetros modales de dichas estructuras y las características de las cargas mencionadas.

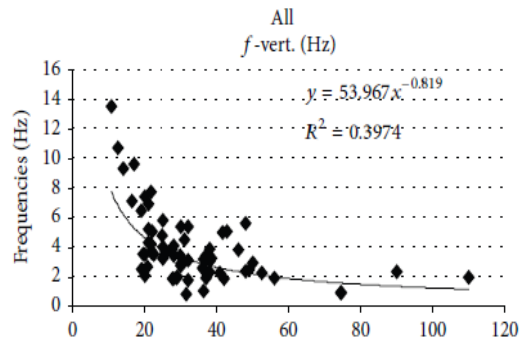
Respecto a los parámetros modales de las pasarelas peatonales, analizando los valores de frecuencia del primer modo de flexión, estos suelen estar entre 1 y 5 Hz como puede verse en las gráficas que Zoltowski (Zoltowski, et al., 2006) y Oliveira (Oliveira, 2014) obtuvieron de sus estudios (Figura 1.2). Un dato interesante que puede obtenerse de la primera de las gráficas, es que el material usado en la construcción de las estructuras no tiene mucha influencia en el valor de la

1. Motivación

frecuencia del modo principal. Por otro lado, en ambas gráficas se observa como a mayor longitud del vano, menor es el valor de frecuencia del modo principal. Lo cual es lógico, ya que en general la rigidez de la estructura es menor a mayor longitud del vano tengamos.



(Zoltowski, et al., 2006)



(Oliveira, 2014)

Figura 1.2 Frecuencias fundamentales de pasarelas peatonales según la longitud del vano

El hecho de que la mayoría de este tipo de estructuras tenga valores de frecuencia del primero de sus modos por debajo de 5 Hz, las hace claramente susceptibles de entrar en resonancia bajo la acción de los peatones como se verá más adelante. Estos valores de frecuencia son una consecuencia directa de la actual tendencia de hacer estructuras más esbeltas, ligeras y de vanos mayores a medida que se han mejorado las técnicas constructivas y que los criterios estéticos tienen más peso en el diseño.

Otro parámetro modal importante en relación a las vibraciones es el amortiguamiento. En la Figura 1.3 se presentan los resultados del estudio realizado dentro del proyecto HIVOSS (Hivoss, 2008) de investigación de las vibraciones generadas por seres humanos en estructuras. En las gráficas se observa como los valores de amortiguamiento de las pasarelas peatonales estudiadas están en el rango de [0.1-2]% en términos de razón de amortiguamiento crítico, siendo los valores de muchas de las estructuras menores del 1%. En general, un valor bajo de amortiguamiento se traduce en dos circunstancias no deseables desde el punto de vista del comportamiento dinámico de la estructura. Por una parte, una vez que se produzcan las vibraciones están tardarán más

tiempo en disiparse y por tanto producirán más tiempo de incomodidad a los peatones y en segundo lugar, en el caso de producirse el fenómeno de resonancia, se alcanzarán valores de desplazamiento y aceleración mayores, siendo este último el principal parámetro que se usa para medir el grado de confort de los seres humanos frente a vibraciones (ISO, 1997).

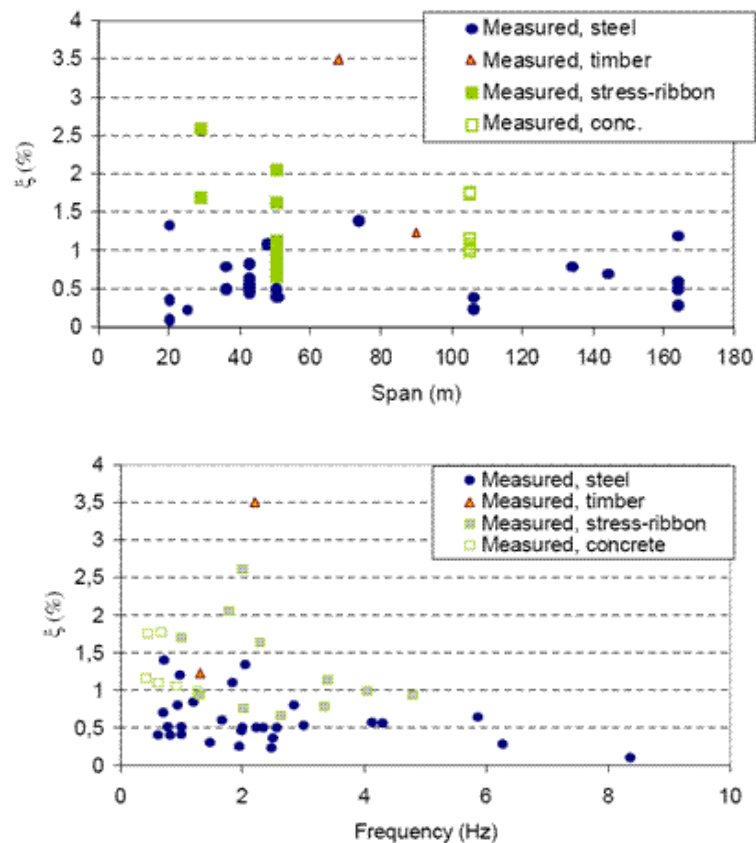


Figura 1.3 Razón de amortiguamiento crítico de pasarelas peatonales según (a) la longitud del vano y (2) la frecuencia del primer modo, (Hivoss, 2008)

En las gráficas también se observa que en el caso del amortiguamiento, al contrario que en la frecuencia, no hay una correlación clara entre su valor y la longitud de los vanos.

Respecto a las cargas a las que una estructura civil puede estar sometida, Bachmann (Bachmann & Ammann, 1987) las clasifico en estáticas y dinámicas

1. Motivación

(Figura 1.4). Siendo estas últimas las principales responsables de las vibraciones de las estructuras.

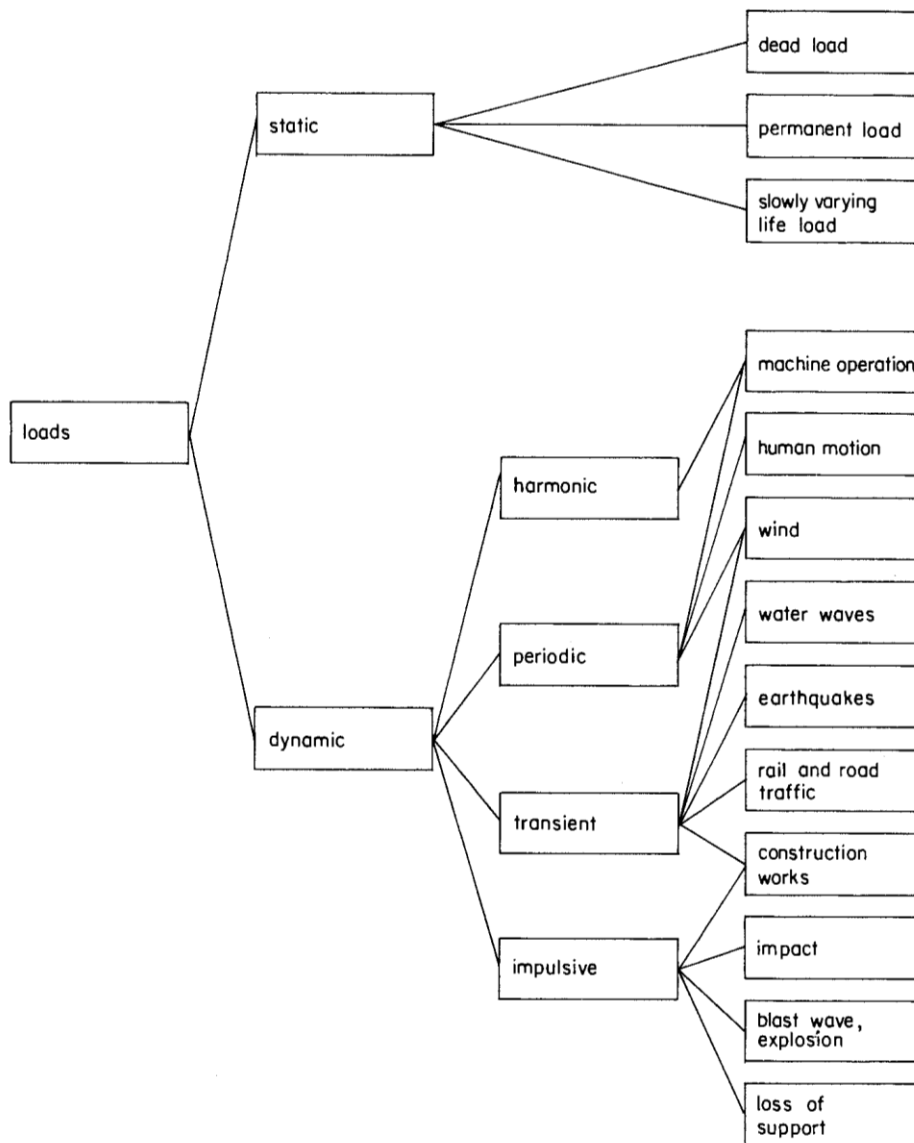


Figura 1.4 Razón Tipos de carga (Bachmann & Ammann, 1987)

En el caso de las pasarelas peatonales y dentro de las diferentes cargas dinámicas a las que pueden estar sometidas, estas estructuras son cada vez más susceptibles de experimentar vibraciones considerables al paso de peatones. Otra carga que es fuente de vibraciones es el viento, aunque en general este no tiene tanta influencia como los peatones en este tipo de estructuras.

Las características de las cargas ejercidas por los peatones han sido estudiadas con distintos fines desde el siglo pasado, pero no ha sido hasta finales del 2000 cuando como consecuencia de los episodios ya mencionados de las pasarelas de *Solferino* y del *Millenium Bridge*, la comunidad de diseñadores de este tipo de estructuras se dio cuenta de la existencia de importantes lagunas de conocimiento en la interacción peatón-pasarela peatonal. En (Zivanovic, et al., 2005) y (Racic, et al., 2009) se recopilan gran parte de estos primeros estudios.

En los últimos años se han llevado a cabo muchos estudios para tratar de modelar de la forma más exacta posible las cargas ejercidas por peatones individuales y grupos de estos en pasarelas peatonales. Estos estudios tratan de establecer modelos de cargas más realistas que los propuestos en normativas y guías de diseño como la de la FIB (fib, 2005), SETRA (Sétra, 2006) o HIVOSS (Hivoss, 2008). Con estos nuevos modelos se puede simular de forma más fiable la respuesta de las estructuras en la fase de diseño tal que no se sobreestime las aceleraciones que sufren las estructuras frente a cargas reales. Situación que ocurre con las normativas mencionadas. (de Sebastián, et al., 2013).

En relación a las cargas ejercidas por los peatones, la Tabla 1.1 muestra los rangos de frecuencia de estas cuando caminan, corren o saltan. Por otro lado, la Figura 1.5 muestra los perfiles de fuerza en dirección vertical ejercidos por el peatón en alguna de estas actividades. Podemos comprobar que dependiendo de la actividad, la magnitud y frecuencia de las cargas es diferente. También existen estudios que relacionan estos valores con la edad, sexo, e incluso la nacionalidad del peatón.

Tabla 1.1. Rango de frecuencias habituales de las cargas ejercidas por peatones (Bachmann & Ammann, 1987)

Actividad	Nº de personas	Rango de frecuencias según actividad (pasos/s, Hz)	
		Rango típico	Rango medido
Acciones de los peatones:			
Andar	1, 2 y 4	1.6 - 2.2	1.0 - 3.0
Correr	1, 2 y 4	2.2 - 3.2	1.6 - 4.0
Ejercicios rítmicos			
Saltar	1, 2 y 8	2.0 - 3.0	1.4 - 4.0
Saltos (<i>stride jumps</i>)	1, 2 y 4	2.0 - 2.6	1.6 - 3.4
Correr en un punto	1, 2 y 4	2.2 - 3.2	1.4 - 4.0

1. Motivación

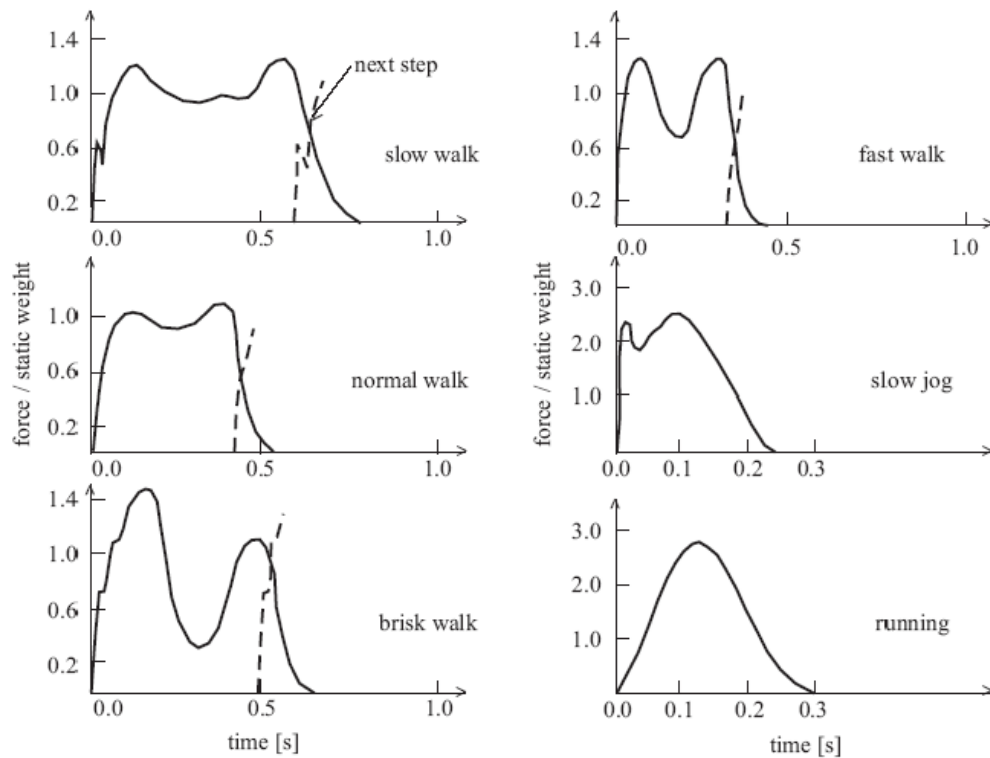


Figura 1.5 Perfiles típicos de las cargas verticales ejercidas por humanos (Wheeler, 1982)

Si nos fijamos en los rangos de frecuencia de las cargas en dirección vertical ejercidas por los peatones (Tabla 1.1) y en las frecuencias del primer modo de flexión de las pasarelas peatonales (Figura 1.2) vemos que coinciden, y esto, junto al hecho de que los valores de amortiguamiento de las pasarelas peatonales son muy bajos (Figura 1.3), da como consecuencia fenómenos de resonancia que en ciertos casos derivan en niveles de vibración de tal magnitud que condicionan el estado de servicio de la estructura.

Por tanto, una vez conscientes de que a pesar de las recomendaciones de las diferentes normas, las estructuras son diseñadas tal que sus modos fundamentales de flexión y torsión están dentro de los rangos de frecuencia de las cargas a las que son sometidas, es necesario tener soluciones que pueden usarse para limitar el nivel de vibraciones que experimentan.

En general, la reducción del nivel de la vibración puede obtenerse con distintas estrategias, siendo las más comunes el aumentar la rigidez de la estructura, el dotarla de mayor amortiguamiento o bien aislar la estructura de la fuente de

excitación. Con la primera estrategia conseguiríamos desplazar los picos de resonancia lejos de la banda de frecuencias de la excitación. Normalmente, esta solución no es deseable por el diseñador ya que además de ser una solución económicamente cara, un aumento de rigidez normalmente involucra el aumento del espesor del tablero o el uso de sistemas estructurales que quitarían esbeltez a la construcción y modificarían su estética. En el caso de aumentar el amortiguamiento mediante el uso de distintos sistemas pasivos y activos, el resultado sería la reducción de los picos de resonancia de la respuesta de la estructura gracias a la disipación de energía en los sistemas acoplados. Por último, el aislamiento consiste en usar algún tipo de mecanismo o sistema que prevenga la propagación de las vibraciones a la estructura.

Dentro de los tres tipos de soluciones, el aumento de amortiguamiento es la solución más empleada en las estructura por ser una solución eficaz y relativamente sencilla de implementar tanto en la fase constructiva como una vez ejecutada la estructura.

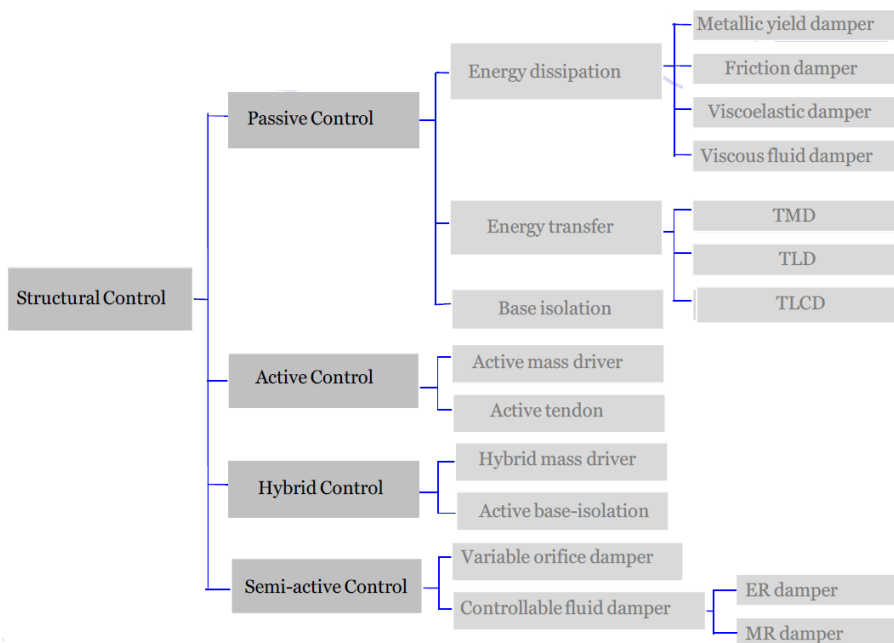


Figura 1.6 Clasificación de sistemas de control de vibraciones atendiendo a los requerimientos energéticos para su funcionamiento. (Housner, et al., 1997)

1. Motivación

A modo de resumen, para el control de vibraciones en estructuras civiles se han propuesto distintas estrategias, que pueden ser agrupadas de la forma clásica (Housner, et al., 1997) atendiendo al requerimiento energético que necesitan para operar (Figura 1.6), o clasificadas teniendo en cuenta si el objetivo del control es el amortiguamiento de modos concretos de las estructuras o no (Figura 1.7). En este caso la estrategia de control se basa en aumentar el amortiguamiento de la estructura en un rango de frecuencias (*Frequency independent*) y no solo en las frecuencias de los modos problemáticos (*Frequency dependent*).

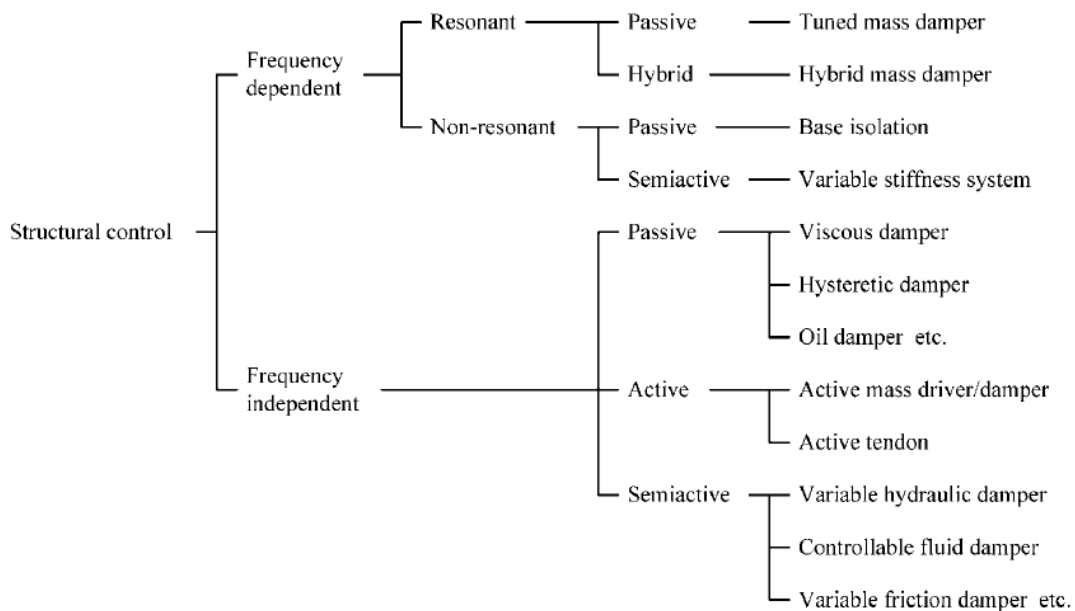


Figura 1.7 Clasificación de sistemas de control de vibraciones atendiendo al objetivos del diseño (Kurata, et al., 2002)

Dentro de todas las soluciones presentadas, las propuesta basadas en amortiguadores de masa pasivos (*TMD - Tuned mass damper*) son una de las más usadas en estructuras civiles. Una de las principales razones es que son soluciones bastantes compactas en dimensiones y pueden integrarse en el tablero y forjados de las pasarela peatonales y edificios sin modificar la estética de la estructura.

A parte de los amortiguadores pasivos, se han propuesto sistemas más eficaces, como son los adaptativos, activos, híbridos y semiactivos. La razón de estos sistemas es, por una parte, mejorar la respuesta de los amortiguadores de masa pasivos y en segundo lugar y quizás más importante, ser capaces de responder

correctamente cuando la estructura varía sus parámetros modales. En el caso de los sistemas pasivos, su eficacia se reduce de manera significativa cuando la frecuencia de la estructura para la que han sido diseñados varía.

La variación de los parámetros modales en estructuras como las pasarelas peatonales es una situación que ocurre a diario. En (Lorenzana, et al., 2014) y (de Sebastián, et al., 2011) se muestra como el número de personas transitando por una pasarela, así como parámetros medioambientales, véase la temperatura, tienen una correlación más o menos lineal con la variación de los parámetros modales de la estructura.

En esta tesis se usaran varias metodologías para la identificación de los parámetros modales de las estructuras, se diseñarán sistemas de amortiguamiento de vibraciones basados en distintos tipos de amortiguadores de masa y se estudiará el estado límite de servicio de vibraciones de estructuras como son las pasarelas peatonales.

2. OBJETIVOS DE LA TESIS

El objetivo de la tesis es el de aunar y dar una guion conductor a los estudios realizados de forma individual y en colaboración en los últimos años dentro de la temática de análisis y control de vibraciones en estructuras esbeltas. La gran mayoría de los estudios han sido realizados en la Fundación CARTIF y en colaboración con la Universidad de Valladolid como parte de proyectos de investigación de convocatorias nacionales y de estudios internos.

El objetivo de dichos estudios fue el desarrollo e implementación de nuevas estrategias para el análisis de vibraciones, la estimación de los parámetros modales y el diseño e implementación de controles de vibración basados en amortiguadores de masa de naturaleza pasiva, adaptativa, semiactiva y activa.

Gran parte de los resultados obtenidos, como se ha mostrado en el preámbulo de la tesis, han sido objeto de publicación en revistas científicas o presentadas en congresos nacionales e internacionales.

Los objetivos particulares de la tesis fueron los siguientes:

- Aplicación de técnicas clásicas (análisis espectral, análisis modal experimental y operacional) y novedosas para el análisis de vibraciones e identificación de los parámetros modales en estructuras reales.
- Realización de estudios de estado límite de servicio de vibraciones de las pasarelas peatonales analizadas y modeladas, mediante simulación con cargas según normativas y guías de diseño y de forma experimental frente a cargas reales.

- Estudio, diseño y simulación de amortiguadores de masa pasivos (TMD) para las estructuras modeladas, y construcción e implementación de un TMD en la pasarela peatonal del Museo de la Ciencia de Valladolid.
- Estudio y diseño de un amortiguador de masa adaptativo para el proceso de construcción de pilas en viaductos y puentes.
- Estudio y diseño de amortiguadores de masa semiactivos (SATMD) para algunas de las estructuras modeladas.
- Desarrollo de un algoritmo de optimización para el diseño de controladores H_∞ de orden fijo para amortiguadores de masa pasivos, activos e híbridos empleando el algoritmo de iteración dual propuesto por Iwasaki (Iwasaki, 1999).
- Diseño y desarrollo del sistema de control de vibraciones activos basados en amortiguadores de masa activos e implementación real en la pasarela peatonal del Museo de la Ciencia de Valladolid.

A continuación se detallan los contenidos del resto de capítulos y apartados de la tesis.

El Capítulo 3 de metodologías se ha dividido en tres apartados. En el primero se presentan metodologías para la identificación de los parámetros modales de las estructuras, posteriormente, se desarrollan las estrategias de control de vibraciones en estructuras empleadas en la tesis y finalmente se hace una recopilación de las normas y guías de diseño nacionales e internacionales para el estudio del estado límite de servicio de vibraciones en puentes y pasarelas peatonales.

2. Objetivos

En el apartado de identificación de parámetros modales se presenta una introducción a los métodos habitualmente empleados en las estructuras, se introducen los conceptos básicos del análisis modal experimental (EMA) y se desarrollan los tres métodos empleados en la tesis para la identificación de las masas modales de las estructuras. En el apartado de estrategias de control de vibraciones en estructuras, se hace en primer lugar una introducción de las distintas tipologías de amortiguadores de masa, es decir, pasivos, adaptativos, semiactivos y activos, para posteriormente desarrollar los algoritmos y métodos empleados en la tesis para el cálculo y optimización de los parámetros físicos de las soluciones y las ganancias de los lazos de control. En el último apartado del capítulo, se recogen normas y guías de diseño de puentes y pasarelas y se presenta la situación actual en España con respecto a las normas a aplicar en estructuras.

En el capítulo 4 se presentan los resultados de aplicar las distintas metodologías de identificación de parámetros modales y las estrategias de control desarrolladas en estructuras reales.

En el capítulo 5 se exponen las conclusiones, las aportaciones realizadas y por último, se plantean trabajos futuros para dar continuidad a la investigación.

Finalmente se presenta la bibliografía y cuatro anexos con la publicación de aval de calidad de la tesis, otras publicaciones con índice de impacto, comunicaciones a congresos y la patente presentada.

3. : METODOLOGÍA

De forma general, el diseño de sistemas de control consta de tres pasos fundamentales para su realización, el modelado, el análisis y el diseño, o lo que en conjunto se conoce como proceso “mad” (Xue, et al., 2007). La mayoría de las veces será necesario desarrollar estos pasos si queremos llegar a obtener un sistema de control adecuado para el sistema o estructura a controlar. En el modelado se aplican distintas técnicas de identificación para obtener un modelo matemático del sistema a controlar, posteriormente se analiza el modelo obtenido en distintos dominios (tiempo, frecuencia) para conocer propiedades como la estabilidad, controlabilidad y observabilidad del sistema y por último se busca la estrategia de control más adecuada para el sistema. En el diagrama (Figura 3.1) se enumeran algunos de los tipos de modelos, métodos de análisis y controles empleados en sistemas lineales e invariable en el tiempo.

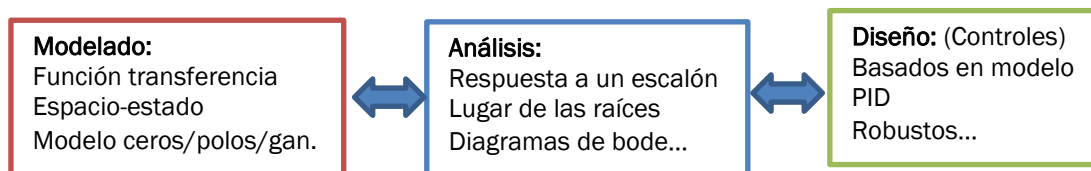


Figura 3.1 Proceso “mad” para el diseño de controladores.

En este capítulo se presentan las metodologías empleadas en la tesis para cubrir estos pasos fundamentales y lograr los objetivos marcados. En primer lugar se desarrollan las técnicas empleadas para la identificación de los parámetros modales de las estructuras bajo estudio, posteriormente se muestran los algoritmos de control y las formulaciones usadas para la implementación de los controles de vibración y por último se presentan las normativas y guías nacionales e internacionales publicadas con las que evaluar de forma objetiva el estado límite de servicio de vibraciones de las estructuras (ELSV). Los valores marcados por

estos documentos serán usados para verificar las bondades de los sistemas de control de vibraciones diseñados.

3.1 Metodologías para la identificación de los parámetros modales de las estructuras

El primer paso que debemos dar para el diseño de sistemas de control de vibraciones en estructuras, es el de conocer sus parámetros modales mediante algún método de identificación que permita determinar sus características dinámicas. En general, el método habitualmente empleado para este fin se conoce como análisis modal de la estructura. Este método se define como el conjunto de técnicas que, (i) permite determinar las características dinámicas inherentes de una estructura en forma de frecuencias naturales, factores de amortiguamiento y formas modales y (ii) la formulación de un modelo matemático o modelo modal de la estructura que facilite el estudio de su comportamiento dinámico frente a distintas cargas. A partir del modelo modal de la estructura y mediante su simulación sometiénola a distintos escenarios de carga podremos conocer si los distintos sistemas de control de vibraciones diseñados hacen que dicha estructura cumpla el ELSV definido por las normativas.

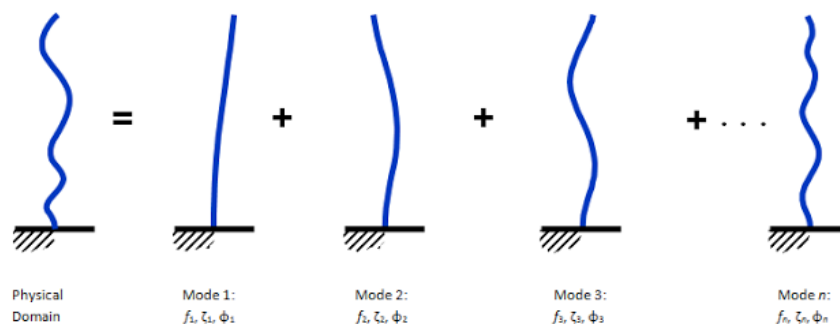


Figura 3.2 Descomposición en modos naturales de vibración de una respuesta vibratoria. (Structural Vibration Solution, 2019)

El análisis modal se basa en el hecho de que la respuesta vibratoria de un sistema lineal e invariante en el tiempo (LTI) puede expresarse como una combinación lineal de un conjunto de movimientos armónicos o modos naturales de vibración. Estos modos son definidos por sus parámetros modales (masa, frecuencia y amortiguamiento) y su distribución espacial o forma modal. En la Figura 3.1 se

muestra una descomposición de una respuesta vibratoria en forma de una suma de un número finito de modos naturales.

Los métodos que se describirán a lo largo del capítulo permitirán la identificación de los parámetros modales (frecuencias, factores de amortiguamiento, masas modales y factores modales) de los modos bajo estudio. Los tres primeros parámetros permitirán la construcción de modelos modales de las estructuras, mientras que la forma modal de cada modo dará información en el espacio de cómo se mueve dicho modo en particular (nodos y puntos de máxima amplitud), lo cual es de gran utilidad para la correcta ubicación de por ejemplo, los dispositivos absorbedores de vibraciones. Así, en el caso de los amortiguadores de masa pasivos, estos se sitúan de forma general en el punto de mayor amplitud de la forma modal del modo que se quiera amortiguar.

En general, se emplean dos tipos de métodos para identificar modalmente una estructura, métodos experimentales y métodos analíticos/numéricos. Los primeros se basan en el análisis de los registros de la respuesta de las estructuras tanto en el dominio de la frecuencia como del tiempo, mientras que los segundos se basan en el cálculo de los autovectores de un modelo matemático obtenido mediante el método de elementos finitos (MEF). Dentro de todos los métodos, el más fiable y empleado para el cálculo de los parámetros modales de una estructura es el análisis modal experimental (EMA), también conocido como *modal testing*. Este método se basa en el análisis de las funciones de respuesta en frecuencia (FRF) obtenidas a partir de las señales de aceleración, velocidad o desplazamiento de respuesta de la estructura frente a una excitación controlada la cual también se registra. El EMA comprende tres fases: la preparación del test, la medida de las respuestas en frecuencia (FRF) o de las respuestas impulsionales (IRF) y por último la identificación de los parámetros modales a partir de las respuestas anteriores. Para llevar a cabo un EMA es necesario disponer de sensores (acelerómetros,...), excitadores (martillo instrumentado, excitador electromagnético,...), un registrador de señal y un software comercial o de desarrollo propio para la identificación de los parámetros modales a partir de los registros.

En comparación con el análisis en frecuencia, donde una señal compleja se descompone en una serie simple de ondas sinodales con parámetros de frecuencia y amplitud individuales, en el análisis modal, una deformación compleja de una estructura se descompone en una serie de modos de deformación simple (Figura 3.2) siendo el fin último del análisis la construcción de un modelo modal que refleje fielmente el comportamiento de la estructura frente a distintos escenarios de carga. Se podría decir que los modos de una estructura son su huella dactilar.

A pesar de que el EMA es el método más fiable y completo para la obtención de los parámetros modales de la estructura, este requiere en general de equipos caros y pesados para su realización práctica como es el caso de los excitadores electrodinámicos o hidráulicos. Por otro lado no siempre es posible su aplicación, como en el caso de estructuras civiles de grandes dimensiones donde se necesitaría de la aplicación de fuerzas de excitación elevadas para obtener resultados de identificación de parámetros adecuados.

En el caso del método de los elementos finitos, los modelos de las estructuras se construyen a partir de la geometría de la estructura, propiedades de los materiales y otras características de los elementos estructurales. En el desarrollo de estos modelos hay bastantes incertidumbres, como es la definición de las condiciones de contorno, lo que hace que los parámetros modales obtenidos con dichos modelos sean tratados como una primera estimación de los valores reales. En la Figura 3.3 se muestra el modelo de elementos finitos del vano 2 de la Pasarela del Museo de la Ciencia de Valladolid (PMC).

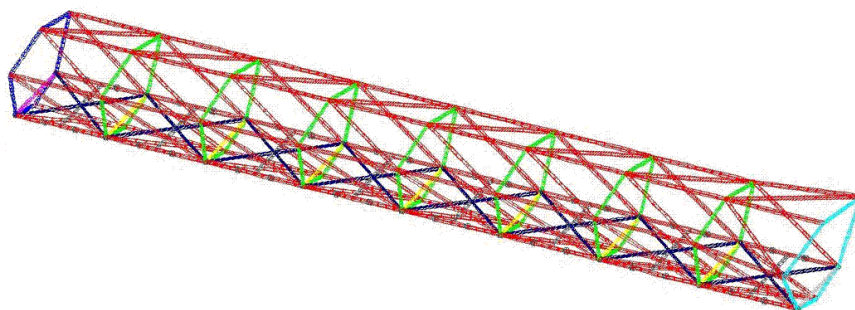


Figura 3.3 Modelo de elementos finitos del vano 2 de la PMC.

Una vez construido el modelo y fijadas las masas y rigideces de los distintos elementos, se obtienen los autovectores del modelo y a partir de ellos se estiman los parámetros modales de la estructura. En el caso de que se haya realizado un análisis modal experimental previo, el modelo en elementos finitos se puede ajustar modificando alguna de las condiciones de contorno o de las propiedades físicas de alguno de los elementos estructurales del modelo hasta que los parámetros modales de modelo en elementos finitos y los obtenidos en el EMA coincidan. El conjunto de técnicas para este ajuste se conoce como ajuste modal o *modal updating*. El grado o nivel de ajuste o correlación entre los modos del modelo y los obtenidos experimentalmente se calcula generalmente a partir del *Modal Assurance Criterion* (MAC) y/o del *Coordinate Modal Assurance Criterion* (COMAC). En el trabajo de Zivanovic (Zivanovic, et al., 2005) se pueden consultar algunos de estos métodos de ajuste.

En el caso de los métodos experimentales, a parte del EMA que podemos considerar como un método global, pues obtenemos todos los parámetros modales de la estructura, existen otros métodos para la identificación individual o conjunta de varios de dichos parámetros. Estos métodos tienen como objetivos bien el uso de equipos más económicos o más manejables, o bien tratan de dar una solución en aquellos casos en los que el EMA sea de difícil aplicación. Un método indicado para grandes estructuras con modos bajos en frecuencia y grandes masas que son complicadas de excitar artificialmente de forma controlada es el análisis modal operacional (OMA). Este método usa solo la respuesta de la estructura (generalmente en aceleración) frente a excitaciones medioambientales (viento,...) y las derivadas de su propio uso (tráfico rodado, peatones,...) para estimar tanto las frecuencias y amortiguamiento modales como las formas modales. (Brownjohn, et al., 2017)

En el caso de estar solo interesados en las frecuencias de los modos de las estructuras, estas pueden obtenerse de los espectros de la respuesta en frecuencia. Los cuales dan la distribución de la energía espectral para cada frecuencia y se obtienen a partir de registros de aceleración en alguno de los puntos de las estructuras y su posterior descomposición en el dominio de la frecuencia mediante la transformada de Fourier. Las frecuencias donde se

producen los picos de energía (resonancias) son las correspondientes a los modos de la estructura. Para la realización de este análisis espectral es habitual usar la Transformada rápida de Fourier o FFT (Fast Fourier Transform). En la Figura 3.4 se muestra tanto un registro temporal de aceleración del vano 2 de la pasarela del Museo de la Ciencia como su FFT en magnitud. El registro de 30 minutos se corresponde con la aceleración vertical de un punto del eje longitudinal situado a un cuarto del vano. En la Figura 3.4 se distinguen tres picos principales que se corresponden con los tres primeros modos de flexión del vano 2 (3.5, 7.4, 9.4 Hz).

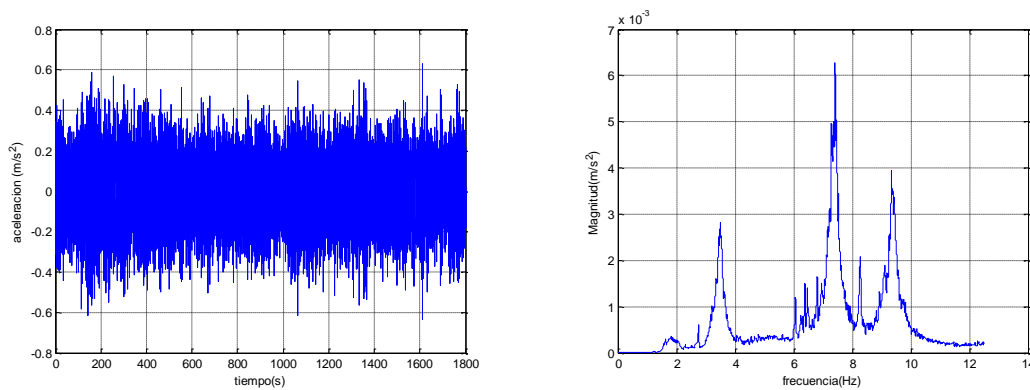


Figura 3.4 Análisis espectral de la señal de aceleración vertical a un cuarto del centro del vano 2 de la PMC.

En la Figura 3.5 se muestran las formas modales correspondientes a dichas frecuencias. Estas fueron obtenidas mediante un análisis modal operacional (OMA) del vano en cuestión.

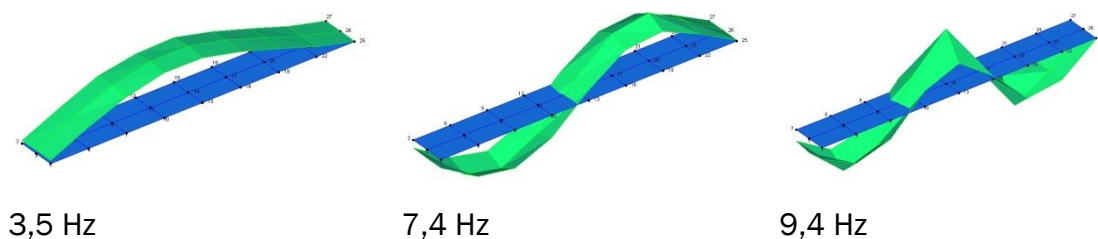


Figura 3.5. Tres primeros modos del vano 2 de la PMC. (OMA)

En general, para el caso de estructuras civiles es aconsejable utilizar acelerómetros con buena resolución (al menos $1V/g$) y que sean capaces de registrar frecuencias desde valores de 0.1-0.25 Hz y con baja razón señal-ruido (SNR) tal que puedan determinarse las frecuencias naturales a partir de pequeños desplazamientos de

las estructuras. Por otra parte, los acelerómetros deberán ser correctamente ubicados dentro de la estructura. Es decir, seleccionar los puntos con los mayores niveles de vibración de los modos que queremos estudiar.

Con relación al amortiguamiento, la forma habitual de definir su valor en estructuras civiles es mediante la razón de amortiguamiento crítico para cada modo. El amortiguamiento representa la tasa de disipación de la energía en la estructura cuando esta vibra, siendo esta propiedad muy importante en el caso de que la estructura se excite a frecuencias cercanas a las de resonancia. Debido a los numerosos mecanismos involucrados en la disipación de la energía en una estructura, es complicado obtener un valor único de amortiguamiento ya que este en general depende de la amplitud de la vibración (Avci, 2016). Para el cálculo del amortiguamiento se pueden aplicar técnicas en el dominio temporal como el método del decremento logarítmico o en el dominio de la frecuencia como el método del ancho de banda de media potencia o *Half-power bandwidth method* que es el habitualmente empleado en el análisis modal.

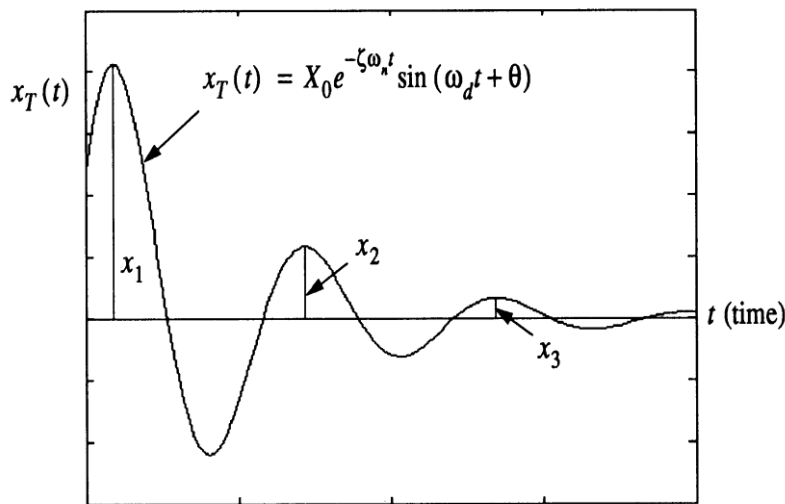


Figura 3.6. Método del decremento logarítmico para el cálculo del amortiguamiento.

El método del decremento logarítmico emplea el registro temporal de la oscilación libre de la estructura una vez que esta ha sido excitada al modo en estudio. La típica curva de caída libre y su formulación se muestra en la Figura 3.6. El decremento logarítmico se formula como el valor del logaritmo neperiano de la

razón de dos valores de picos adyacentes en la parte de caída libre. En el caso de no usar dos picos consecutivos se define como:

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \left| \frac{x_1}{x_{n+1}} \right| \quad (1)$$

Siendo n el número de periodos entre picos. Por otra parte, a partir de la ecuación de un sistema de segundo orden sub-amortiguado, se comprueba que la razón del desplazamiento entre dos picos consecutivos es independiente del tiempo (Chopra, 2012) , de forma que:

$$\frac{x_t}{x_t + T_d} = e^{(\zeta \omega_n T_d)} \quad (2)$$

Siendo T_d el periodo amortiguado. A partir de las dos ecuaciones anteriores obtenemos la relación entre el decremento logarítmico y la razón de amortiguamiento.

$$\delta = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (3)$$

El método del ancho de banda de media potencia se basa en el uso de la función de respuesta en frecuencia (FRF) previamente calculada a partir de los registros de respuesta y excitación en algún punto de la estructura. Para cada pico de la FRF en magnitud (dB), que en general se corresponde con un modo de la estructura, se definen dos puntos a 3 dB por debajo del pico de resonancia los cuales se denominan como puntos de media potencia (Figura 3.7). A mayor amortiguamiento del modo mayor es el rango de frecuencias entre estos dichos puntos. En el caso de tener la magnitud de la FRF en magnitud, los puntos de media potencia se corresponden con 0.707 veces la magnitud del pico de resonancia.

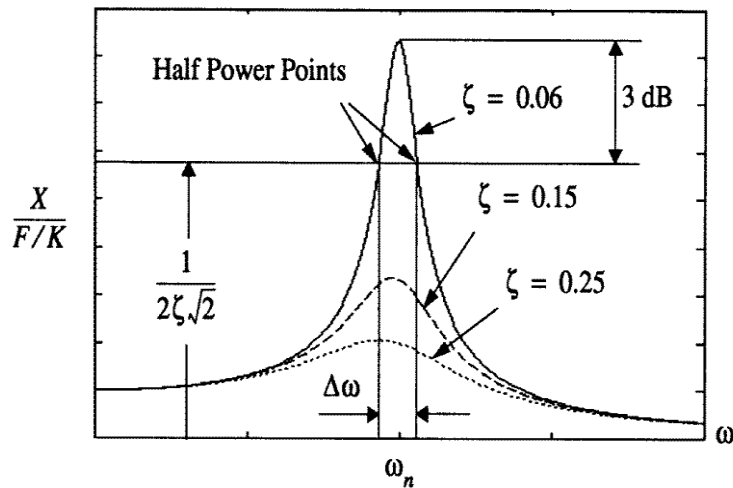


Figura 3.7. Método del ancho de banda de media potencia para el cálculo del amortiguamiento.

Se define el ancho de banda de media potencia Q como la razón entre el rango de frecuencia que hay entre los dos puntos y la frecuencia natural de ese modo.

$$\frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_n} = 2\zeta = \frac{1}{Q} \quad (4)$$

En definitiva, la identificación de frecuencias y amortiguamientos modales (método de decremento logarítmico) en estructuras lineales con modos suficientemente separados se puede obtener de forma sencilla a partir los registros de aceleración de la estructura en uno o más puntos. En cambio, la identificación del factor de escala de las formas modales, o dicho de otra forma la identificación de la masa modal de cada modo no es tan sencilla, ya que para ello se necesita haber construido una serie de FRFs experimentales a partir de los registro de respuesta y de las señales de excitación medidas y controladas. En el siguiente apartado se muestra junto con algunas nociones teóricas del EMA, otros métodos empleados y desarrollados en la tesis para el cálculo de las masas modales.

En el caso de las formas modales, estas se calculan normalmente mediante EMA u OMA y se definen como patrones de deformación asociados a cada frecuencia modal que muestran como vibra la estructura de forma aislada en ese modo. En el análisis modal, las formas modales son vectores cuyas coordenadas son los desplazamientos relativos entre los grados de libertad definidos (puntos de

medida). Estos valores no son únicos ya que depende del escalado del modo, el cual es básicamente es la relación entre dichos vectores y las masas modales correspondientes.. En la Figura 3.8 se muestra la forma modal del modo de flexión fundamental del vano 3 de 111 metros de la PMC.

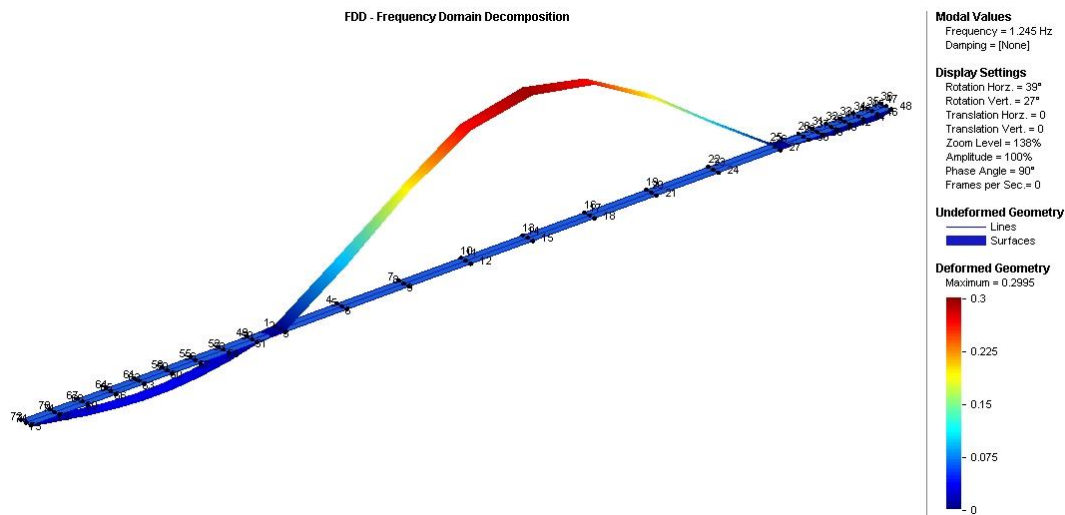


Figura 3.8. Primer modo de flexión del vano 3 de 111 metros de la PMC

En el caso de la identificación de las masas modales de los modos, es necesario conocer el escalado del modo. Para ello, la mayoría de los métodos necesitan registrar tanto la respuesta de la estructura como la de la excitación.

A continuación se introducen los conceptos básicos del análisis modal experimental (EMA) o *modal testing*, para posteriormente describir otros métodos alternativos empleados en la tesis para la identificación de las masas modales.

3.1.1 Introducción al EMA

El análisis modal experimental es el proceso de identificación de los parámetros modales de una estructura en el rango de frecuencias de interés, siendo el fin último el de construir un modelo modal de la estructura.

3. Metodología

En el análisis modal se asume que cada modo de una estructura es representado por un modelo de un grado de libertad (GDL), de forma que la respuesta de dicha estructura a una excitación es la superposición de la respuesta de todos esos modelos de un GDL a la excitación. La superposición es una de las tres implicaciones de la propiedad de linealidad de las estructuras que se asume en el análisis modal y que presupone que la respuesta siempre es proporcional a la excitación. Las otras dos implicaciones asociadas con la linealidad son la homogeneidad y la reciprocidad. La primera indica que las FRF calculadas no dependen del nivel de excitación y la segunda se refiere a que las FRF obtenidas son las mismas si se intercambian los puntos de excitación y de respuesta para su cálculo.

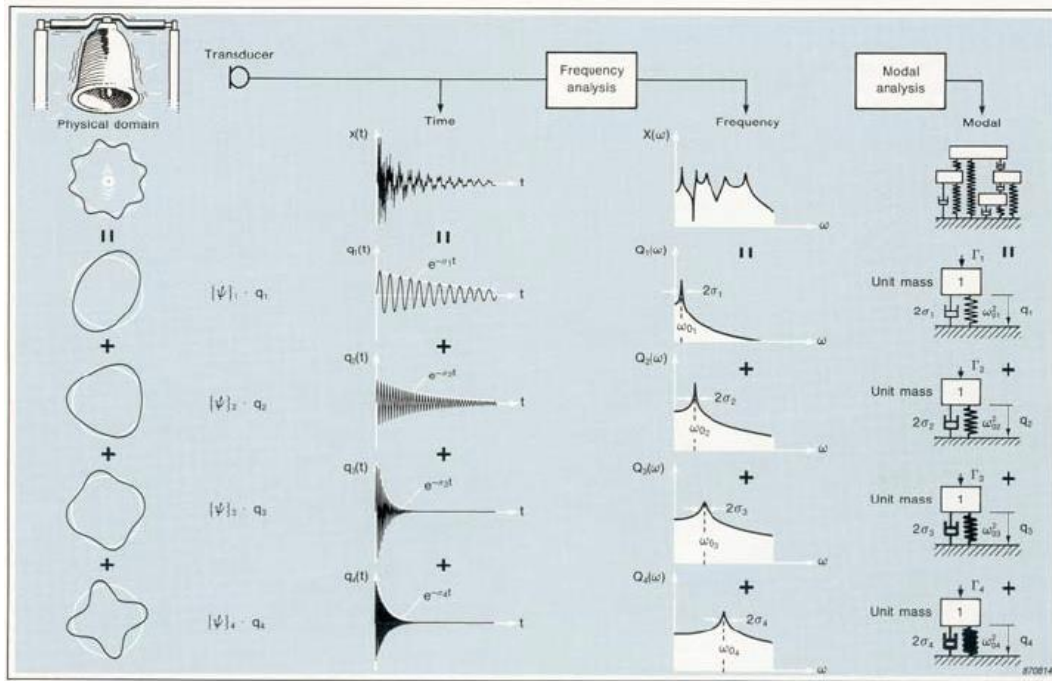


Figura 3.9. Formas de representar la vibración de un sistema cuando se desacopla en señales o sistemas mas sencillos. (Dossing, 1988)

La vibración de una estructura puede ser representada en diferentes dominios. Así, podemos representarla por la superposición de formas modales (dominio físico), por un sumatorio de senos (dominio temporal), por un sumatorio de FRF de sistemas de un GDL (dominio de la frecuencia) o por la superposición de modelos de un GDL equivalentes a un modelo de masas puntuales acopladas entre sí

(dominio modal). En la Figura 3.9 (Dossing, 1988) se muestra un ejemplo donde se representa la vibración de una campana en los cuatro dominios mencionados.

Los modelos de un GDL se representan en general como una masa puntual (m) con un elemento de rigidez (k) y un elemento de amortiguación (c). En este caso consideramos la amortiguación de tipo viscoso, aunque podría haberse considerado de otros tipos, como el amortiguamiento estructural, de Coulomb o el histerético.

Aplicando la segunda ley de Newton al sistema de un GDL excitado por una fuerza $f(t)$, se obtiene una ecuación diferencial de segundo orden que puede resolverse mediante Laplace y posteriormente pasarla al dominio de la frecuencia sustituyendo s por jw .

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx = f(t) \quad (5)$$

$$m s^2 X(s) + c s X(s) + k X(s) = F(s) \quad (6)$$

$$-m w^2 X(w) + j c w X(w) + k X(w) = F(w) \quad (7)$$

De esta forma, la FRF o relación entre la respuesta $X(w)$ y la entrada de excitación $F(w)$, estará en función de los coeficientes de masa, rigidez y amortiguamiento. Este se conoce como “modelo de parámetros espaciales”.

$$H(w) = \frac{X(w)}{F(w)} = \frac{1}{-m w^2 + j c w + k} \quad (8)$$

Si se dividen tanto numerador y denominador por la masa y se reescribe el denominador en términos de frecuencia natural de oscilación (w_n) y de razón de (ζ) amortiguamiento, se obtiene la siguiente formulación:

$$H(w) = \frac{X(w)}{F(w)} = \frac{1/m}{-w^2 + j 2\zeta w_n w + w_n^2} \quad (9)$$

$$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}}, \zeta = \frac{c}{2mw_n} \quad (10)$$

Cuando se representa el comportamiento de este modelo frente a una excitación de naturaleza sinusoidal se obtienen los diagramas de Bode de magnitud y fase de la Figura 3.10.

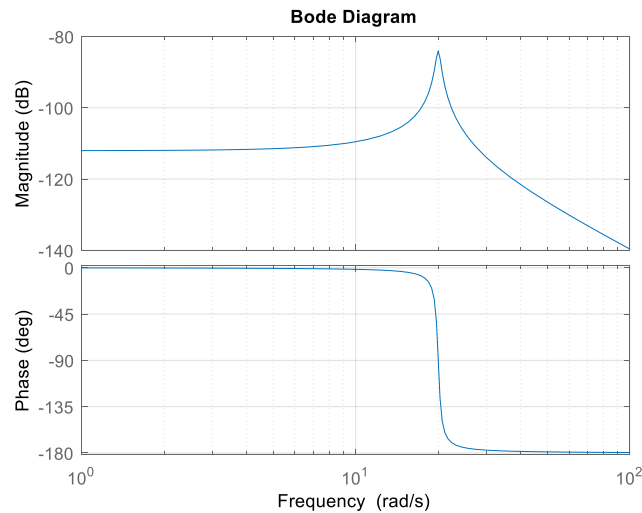


Figura 3.10. Diagramas de Bode de un modelo de un GDL.

De las curvas se observa que dependiendo del rango de frecuencia, la respuesta del sistema es dominada por el término de rigidez, amortiguamiento o masa para frecuencias de excitación muy bajas (*compliance line*), en la región de la frecuencia natural (*resonant region*) o muy altas (*mass line*) respectivamente. Por tanto, el pico de resonancia en la gráfica de magnitud está directamente relacionado con el amortiguamiento del sistema.

En las estructuras reales, en general se tiene un conocimiento mínimo o nulo de la distribución de masas, rigideces y amortiguamientos, pero a partir de las FRFs experimentales podemos identificar modelos modales que se relacionan con el modelo de parámetros espaciales previamente mostrado. En el caso de un sistema de un GDL, el modelo de parámetros espaciales puede descomponerse en fracciones simples. De esta forma, la FRF queda definida mediante dos parámetros, los polos (p) y los residuos (R) junto con sus complejos conjugados.

$$H(w) = \frac{R}{jw - p} + \frac{R^*}{jw - p^*} \quad (11)$$

Siendo

$$R = -j \frac{1}{2mw_d}, R^* = -j \frac{1}{2mw_d} \quad (12)$$

$$p = \sigma + jw_d, p^* = \sigma + jw_d \quad (13)$$

Los polos (p, p^*) son números complejos cuya parte real σ es el factor de amortiguamiento, o tasa al que las oscilaciones amortiguadas decaen y La parte imaginaria se corresponde con la frecuencia amortiguada w_d .

$$w_d = w_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (14)$$

Los residuos (R, R^*) son números complejos relacionados con propiedades físicas de la estructura y dan una idea de cuánto se mueve la estructura cuando entra en resonancia en los distintos modos. En algunas referencias (Dossing, 1988) se habla de que los residuos representan la fortaleza del modo.

La identificación de los polos y los residuos de un sistema de un GDL a partir de las FRF experimentales es tal y como se muestra en la Figura 3.11. Donde la frecuencia a la que ocurre el pico de resonancia es la frecuencia amortiguada w_d , el factor de amortiguamiento σ se calcula a partir de la diferencia de frecuencias entre los puntos de media potencia definidos anteriormente (Figura 3.7) y el residuo se calcula a partir del valor de la magnitud de la FRF en el pico de resonancia.

3. Metodología

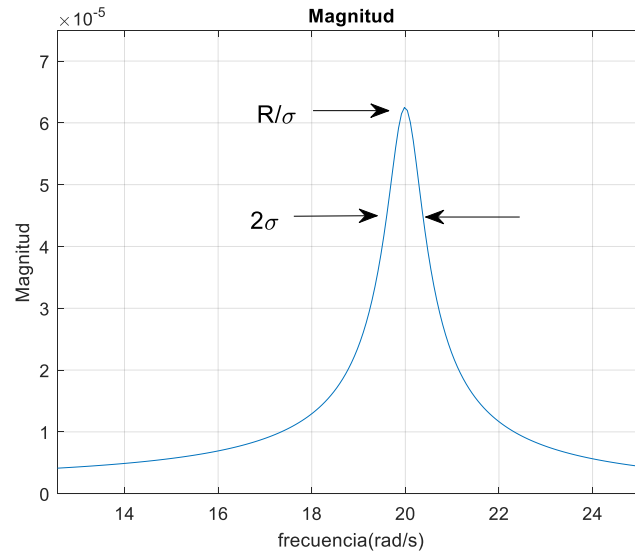


Figura 3.11. Identificación de los parámetros modales de un modelo de un GDL

En el caso de trabajar con sistemas de múltiples grados de libertad como es el caso de las estructuras reales, tendremos que definir las formas modales correspondientes a cada modo de la estructura.

Por otro lado, la forma modal se define como un patrón de vibración o deformación asociado con una frecuencia modal en particular. La forma modal muestra cómo se movería el sistema de múltiples GDL si este modo estuviera aislado del resto de modos. Por tanto, la forma modal representa los desplazamientos relativos de todas las partes de la estructura para un modo particular.

Aunque las formas modales son funciones continuas, cuando se realiza un análisis modal estas son discretizadas a los puntos de medida en la estructura y se determinan a partir del conjunto de FRFs obtenidas de las mediciones. Por lo que una forma modal se representa por un vector modal $\{\psi\}_r$ siendo r el número de modo y ψ_{ir} los elementos del vector modal que representan el desplazamiento relativo de cada grado de libertad i . Estos elementos en general son números complejos, pero cuando una estructura tiene muy poco amortiguamiento o es nulo, son prácticamente reales por lo que todas las partes de la estructura se mueven en fase o desfasados 180° y los nodos (puntos de desplazamiento nulo) de la onda estacionaria a la que se asemeja la forma modal son fijos. En el caso de que el amortiguamiento de la estructura sea apreciable, los modos son complejos y la

forma modal tendrá apariencia de onda no estacionaria donde los nodos no permanecerán fijos en el tiempo. (Figura 3.12)



Figura 3.12. Ondas estacionarias (modos reales) y no estacionarias (modos complejos)

De forma analítica, para sistemas no amortiguados o con amortiguamiento proporcional a la matriz de masa y rigidez, los vectores modales se obtienen de la resolución de la ecuación de estado del sistema en el dominio de Laplace.

$$(s^2 [M] + [K])\{X\} = \{0\} \quad (15)$$

Donde una vez obtenidos los autovalores o polos a partir de la resolución del determinante característico, se obtendrán los autovectores o vectores de modales resolviendo la ecuación anterior para cada autovalor. En el caso real pocas veces conocemos las distribuciones de masa y rigidez de las estructuras, por lo que por si misma esta formulación no vale para la identificación de los modos y vectores modales de dichas estructuras.

En estructuras reales, las formas modales se obtienen a partir de las FRF experimentales y más concretamente de la parte imaginaria de la FRF ya que esta muestra tanto la dirección como la magnitud (relativa) del desplazamiento de la estructura (He & Fu, 2001). En Figura 3.13 se muestra un ejemplo de cómo obtener las formas modales de una viga empotrada en uno de sus extremos a partir de las FRF experimentales obtenidas en tres puntos.

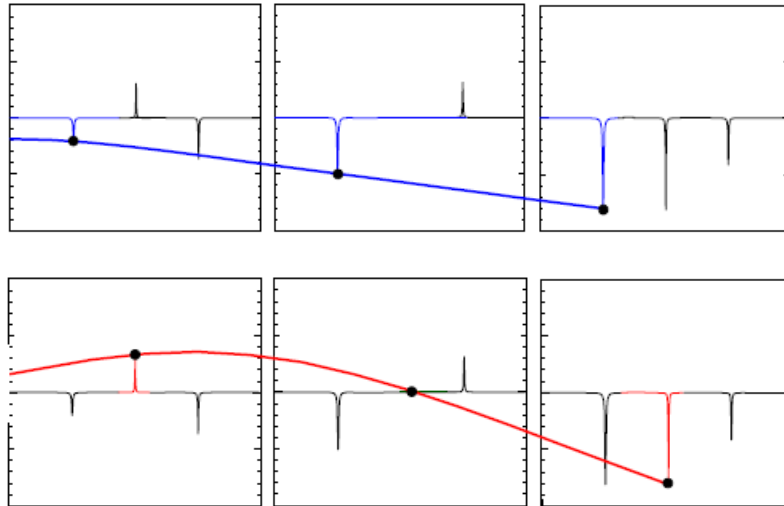


Figura 3.13. Primer y segundo modo de una viga empotrada a partir de las FRF obtenidas en tres puntos. (Avitabile, 2018)

Las formas modales se relacionan con los residuos mediante los vectores modales, de forma que el residuo para un modo particular es proporcional al producto del desplazamiento modal en el punto de respuesta i y del desplazamiento modal en el punto de excitación j .

$$R_{ijr} \propto \Psi_{ir} \cdot \Psi_{jr} \quad (16)$$

A diferencia de los residuos que tienen valores únicos, los elementos ψ_{ir} de los vectores modales pueden tener distintos valores, ya que estos se relacionan con el residuo a través de una constante de escala a_r .

$$R_{ijr} = a_r \cdot \phi_{ir} \cdot \phi_{jr} \quad (17)$$

Siendo ϕ_{ir} y ϕ_{jr} los desplazamientos modales escalados.

En el caso de sistemas no amortiguados o con amortiguamiento proporcional a la masa y a la rigidez, la masa modal se define mediante el producto de las matrices de masa, vectores modales y su traspuesta.

$$M_r = \{\phi\}_r^T [M] \{\phi\}_r \quad (18)$$

En el caso de un GDL la masa modal se relaciona con la masa espacial por la siguiente expresión

$$M_r = \phi m \phi \quad (19)$$

Teniendo en cuenta que el valor de residuo se define de las dos siguientes maneras

$$R = \frac{1}{2jm\omega_d}, \quad R = a \phi \phi \quad (20)$$

El factor de escalado a se calcula con la siguiente expresión:

$$a = \frac{1}{2jM_r\omega_d} \quad (21)$$

Uno de los escalados más habituales es el escalado de masa unitaria, en los que los vectores modales son escalados tal que las masas modales M_r tengan un valor unitario. Este escalado no tiene mucho sentido en estructuras civiles debido a que las masas son muy grandes y daría lugar a vectores modales de coeficientes muy pequeños (Brownjohn & Pavic, 2007). Es por ello que se suele usar un escalado en el que el valor máximo del vector modal escalado tenga un valor unitario. Este escalado tiene la ventaja de que la masa modal obtenida mediante la ecuación (19) tiene significado físico y es el de la cantidad de masa de la estructura que está participando en cada modo de vibración, estando esta entre cero y la masa total del sistema.

Hasta ahora se ha considerado que el amortiguamiento del sistema es nulo o proporcional. En el caso de sistemas con amortiguamiento no proporcional a la masa y/o rigidez, la resolución del problema de autovalores en el que se añade el término relativo a la matriz de amortiguamiento $[C]$ a la ecuación (15) no dará una solución de autovectores que desacoplen las ecuaciones de movimiento del sistema. Para conseguir esto tendremos que reformular el conjunto de ecuaciones pasando de N ecuaciones a $2N$ ecuaciones. Una vez reformulado y resuelto el nuevo conjunto de ecuaciones, obteniendo autovectores de dimensión $2N$,

3. Metodología

hablaremos de modal A y modal B en vez de masa modal y rigidez modal y al igual que estos también son factores de escala. De hecho son una generalización de los anteriores ya que también pueden usarse para los casos de sistemas sin amortiguamiento o amortiguamiento proporcional. El desarrollo matemático pueden consultarse en (Allemang, 1994).

El factor de escala modal A, al igual que la masa modal, relaciona los vectores modales y los residuos.

$$M_{A_r} = \frac{\Psi_{ir} \Psi_{jr}}{R_{ijr}} \quad (22)$$

Para sistemas de amortiguamiento proporcional, el factor de escala Modal A se relaciona con la masa modal a través de la siguiente formulación:

$$M_{A_r} = \pm j 2 M_r w_r \quad (23)$$

Desde un punto de vista experimental, el enfoque del problema es el mismo independientemente de si los sistemas tienen o no amortiguamiento y si este es proporcional o no. En todos ellos podemos medir las FRF y de estos los vectores modales escalados a través de los residuos.

Como ya se ha comentado anteriormente, el análisis modal es el proceso de extraer los parámetros modales de los registros de las vibraciones. Estos datos pueden estar en forma de funciones de respuesta en frecuencia (FRF), de respuesta a un impulso (IRF) o simplemente como registros temporales, lo cual ha dado lugar a métodos de análisis modal en el dominio de la frecuencia y en el dominio del tiempo respectivamente.

En el caso de los métodos en el dominio de la frecuencia, su fundamento como ya se ha visto, es el ajuste de las FRF experimentales con modelos matemáticos predefinidos de la estructura medida. En estos modelos se fija el número de GDL de la estructura, su tipo de amortiguamiento y el número de modos dentro del rango de frecuencias medido. Estas suposiciones darán lugar a expresiones

matemáticas cuyas FRFs se ajustarán con las FRFs experimentales y de esta forma los parámetros modales de los modos de la estructura serán identificados. En la bibliografía, estos métodos se dividen en métodos de un solo grado de libertad (SDOF), donde se asume que un solo modo contribuye a la FRF en la región de frecuencia en estudio y métodos de múltiples grados de libertad (MDOF), donde la contribución a la FRF es de más de un modo. Ejemplos de los primeros son el método del *peak-picking*, el método de ajuste del círculo, el método de la FRF inversa, el método de mínimos cuadrados o el método de Dobson entre otros, mientras que el método de los polinomios de fracciones racionales es un ejemplo de los segundos.

Por otro lado, los métodos en el dominio del tiempo usan los registros temporales y fueron desarrollados a medida que se avanzaba en la teoría de control y se disponía de mayor capacidad computacional. En estos métodos se trabaja con los registros en crudo, a diferencia de los métodos en frecuencia que trabajan con las FRFs y también se contempla la posibilidad de trabajar con excitaciones que no se pueden medir como es el caso del tráfico “ambiental” en el caso de grandes puentes. Ejemplos de estos métodos son el método de mínimo cuadrados o el método de Ibrahim en el dominio del tiempo (ITD).

La teoría de todos estos métodos puede consultarse en libros de referencia como el de Ewins (Ewins, 2000) o el de He y Fun (He & Fu, 2001)

Una vez presentados algunos conceptos teóricos del análisis modal, a continuación se presentan tres métodos alternativos empleados en el desarrollo de la tesis para la identificación de los parámetros modales de la estructuras prestando especial atención al cálculo de las masas modales,

3.1.2 Métodos alternativos al EMA para la identificación de la masa modal

Los tres métodos alternativos empleados en la tesis son métodos SDOF, donde se identifica la masa modal del modo fundamental o problemático de la estructura con

formulaciones en el dominio de la frecuencia y del tiempo. El primero de los métodos presentados consiste en la identificación de los parámetros modales (frecuencia, amortiguamiento y masa) de la estructura mediante el ajuste de los picos de resonancia de las FRF experimentales con las FRF teóricas de sistemas de un GDL. El segundo se basa en la identificación de la masa modal de modos individuales de la estructura mediante el análisis en el dominio temporal y frecuencial de los registros de aceleración de la estructura y de un oscilador de masa conocida acoplado a esta (Porrás, et al., 2012). Por último, se aplica el método presentado por Brownjohn (Brownjohn & Pavic, 2007), el cual consiste en ajustar la curva incremental de aceleración de la estructura cuando entra en resonancia al modo en estudio como respuesta a la excitación oscilatoria in situ de un peatón.

3.1.2.1 Método basado en el ajuste de las funciones de respuesta en frecuencia FRF

Este método es similar a los métodos que se emplean en los paquetes básicos comerciales de análisis modal pero en vez de obtener ciertos parámetros de las FRF experimentales con los que construir el modelo modal, hacemos un ajuste directo de las FRF experimentales con las FRF obtenidas de modelos de un GDL. Por tanto, el método consiste en el ajuste de las FRFs en un rango de frecuencias, en las cuales tendremos uno o varios picos de resonancia consecutivos. En este método se considera que los picos de resonancia están lo suficientemente separados para considerar que la forma cada uno de ellos es debida exclusivamente a la contribución de un solo modo.

Para el cálculo de las FRF experimentales se registra en el mismo punto tanto la fuerza de excitación ejercida como la respuesta en aceleración de la estructura, lo que se conoce como *drive/driving point FRF*. De esta forma, la FRF obtenida es la acelerancia, o la inversa de la masa aparente del modo (He & Fu, 2001). Con respecto al tipo de excitación que se emplea para la obtención de las FRF experimentales, se usan señales que tenga un gran contenido frecuencial en el rango de frecuencias que estamos interesados en estudiar.

A partir de los registros temporales de fuerza y aceleración de respuesta se puede usar alguno de los estimadores habituales de las FRF. El uso de uno u otro estimador dependió del ruido que tengan las señales registradas. En el caso de que tengamos más ruido en el registro de la respuesta de la estructura usaremos el estimador H_1 . Por el contrario, si hay más ruido en el registro de la excitación se empleará el estimador H_2 . La formulación de estos estimadores junto con el estimador H_T indicado en caso de que tengamos ruido en ambas señales se muestra a continuación (Shin & Hammond, 2008).

$$H_1(f) = \frac{\tilde{S}_{x_m y_m}(f)}{\tilde{S}_{x_m x_m}(f)} \quad (24)$$

$$H_2(f) = \frac{\tilde{S}_{y_m y_m}(f)}{\tilde{S}_{y_m x_m}(f)} \quad (25)$$

$$H_T(f) = \frac{\tilde{S}_{y_m y_m}(f) - \tilde{S}_{x_m x_m}(f) + \sqrt{[\tilde{S}_{x_m x_m}(f) - \tilde{S}_{y_m y_m}(f)]^2 + 4|\tilde{S}_{x_m y_m}(f)|^2}}{2\tilde{S}_{y_m x_m}(f)} \quad (26)$$

Donde $\tilde{S}_{x_m x_m}(f)$ es la función de densidad espectral de potencia y $\tilde{S}_{x_m y_m}(f)$ la función de densidad espectral cruzada de energía y f será el valor de la frecuencia en hertzios. Lo habitual es que la FRF obtenida la acotemos a un rango de frecuencias f centradas en la frecuencia del modo cuya masa modal se quiere identificar.

Para la obtención de las FRF experimentales se aplicaron las funciones ventanas adecuadas para evitar problemas como es el efecto del fuga o manchado espectral (*leakage*) por el que por problemas de discontinuidades en el registro de la señal, obtenemos frecuencias ficticias cuando se aplica algoritmos como el FFT. El uso de una u otra ventana está en general condicionado por el tipo de excitación al que hayamos usado en la experimentación. A parte de la aplicación de estas ventanas, es habitual hacer un promedio (*averaging*) con varias de la FFT consecutivas

3. Metodología

obtenidas con el objeto de obtener curvas FRF suaves y bien definidas en los modos.

Por otro lado, las FRF teóricas se formularan como en el caso del modelo de parámetros espaciales mostrado anteriormente (6). De esta forma, se define la FRF teórica como un sumatorio de N sistemas de un GDL. Siendo lo habitual centrarse en uno o dos picos consecutivos de la FRF experimental y por tanto definir la FRF teórica mediante uno y dos sistemas de un GDL respectivamente.

$$G(s) = \sum_{i=1}^N \frac{\alpha_i s^2}{s^2 + 2\zeta_i \omega_i s + \omega_i^2} \quad (27)$$

Donde $s=jw$, siendo w la frecuencia. N el número de modos considerados en el rango de frecuencias de interés y $\alpha_i \geq 0$, ζ_i y w_i son respectivamente la inversa de la masa modal, la razón de amortiguamiento crítico y la frecuencia natural asociada al modo i -ésimo. A partir de esta formulación, se fijan unos rangos de valores para los parámetros α_i , ζ_i y w_i y mediante un algoritmo de mínimos cuadrados se obtendrán los valores óptimos tal que las curvas de las dos FRF, experimental y teórica, coincidan en el rango de frecuencias en torno al modo cuyos parámetros modales queremos identificar. En la Figura 3.14 se muestra las FRF experimentales y ajustada de la aceleración del piso 2 del experimento AM2 de Quanser (Quanser, s.f.).

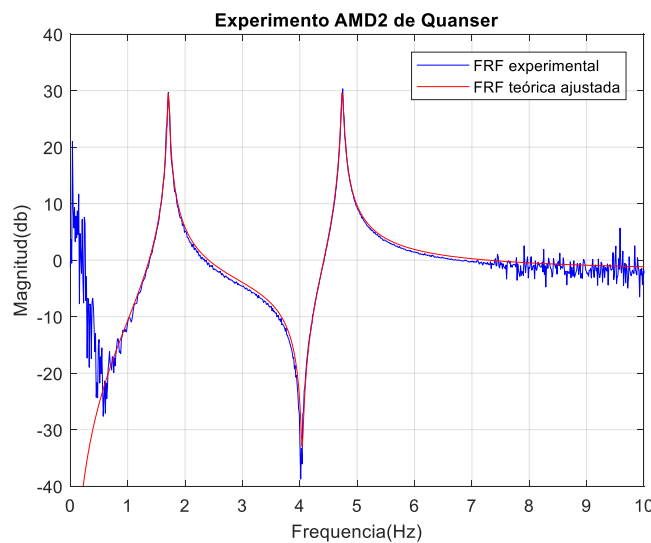


Figura 3.14. FRF experimental y teórica y ajustada del experimento AMD2 de Quanser.

3.1.2.2 Método basado en la respuesta con un oscilador acoplado

La idea de este método (Porrás, et al., 2012) nace de la estrategia de Parloo (Parloo, et al., 2002) quien propuso un método que consistía en la medida de las desviaciones de las frecuencias debidas al acople de masas de pesos conocidos. El método propuesto es una alternativa al problema del escalado de modos en los métodos operacionales. La idea es acoplar al modo en estudio un sistema vibratorio secundario que vamos a llamar oscilador. La masa del oscilador puede ser pequeña y se asume que en la respuesta acoplada no participa otro modo, por lo que el método no es adecuado para estructuras con modos muy cercanos.

Aunque la validez matemática del método no depende de los valores específicos del oscilador secundario, es aconsejable ajustar su frecuencia cercana a la del modo a escalar, de forma que no tengamos problemas con el ruido en las señales registradas (SNR) cuando se usen masas pequeñas para el oscilador. Por tanto, este oscilador básicamente se comportará una vez acoplado como un absorbedor dinámico de vibraciones.

El planteamiento del problema parte de un sistema con n grados de libertad cuya respuesta libre se describe con la siguiente ecuación:

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = 0 \quad (28)$$

Siendo M , C y K las matrices de masa, amortiguamiento y rigidez respectivamente. El general, la expresión (28) se corresponde con un sistema de n ecuaciones acopladas, que pueden ser desacopladas (29) usando la matriz de transformación ϕ cuyas columnas son los autovectores del sistema. La propiedad de ortonormalidad de los autovectores es la clave para obtener el conjunto de n ecuaciones desacopladas y por tanto n sistemas de un GDL.

$$u = \Phi q \quad (29)$$

3. Metodología

Si particularizamos para el modo de interés m del cual queremos conocer su masa modal, las ecuaciones de movimiento del sistema de un GDL con el oscilador acoplado y la del propio oscilador son respectivamente las siguientes:

$$\ddot{u}_n + 2\zeta_m\omega_m\dot{u}_n + \omega_m^2u_n - \frac{m_d}{m_m}\left(2\zeta_d\omega_d(\dot{u}_d - \dot{u}_n) + \omega_d^2(u_d - u_n)\right) = 0 \quad (30)$$

$$\ddot{u}_d + 2\zeta_d\omega_d(\dot{u}_d - \dot{u}_n) + \omega_d^2(u_d - u_n) = 0 \quad (31)$$

donde el subíndice n hace referencia al nodo de unión con el oscilador, el d a dicho oscilador y m al modo cuya masa queremos identificar.

Por tanto, u_d , ζ_d y ω_d son respectivamente el desplazamiento absoluto, la razón de amortiguamiento crítico y la frecuencia natural del oscilador, mientras que u_n , ζ_m y m_m , son el desplazamiento en la coordenada física n del sistema, la razón de amortiguamiento crítica del modo m y la masa modal de ese modo del sistema respectivamente.

Para el cálculo de la masa modal del modo m en estudio, se registra tanto la respuesta oscilatoria del sistema en el punto n , como la respuesta de la masa de oscilador. La idea del algoritmo es ajustar la masa no conocida de un sistema de dos GDL, donde se conocen el resto de parámetros, usando los registros temporales de respuesta de las dos masas.

A nivel práctico, es necesario que el acoplamiento de oscilador se refleje en la respuesta del sistema. Es por ello que si la razón entre masas ($\mu=m_d/m_m$) es muy pequeña, es aconsejable que la frecuencia del oscilador sea muy cercana a la de la estructura en el modo en estudio para que la variación de la respuesta de la estructura tras dicho acoplamiento sea perceptible.

Para la resolución del problema se usaron dos estrategias, una en el dominio del tiempo y otra en el dominio de la frecuencia.

Para la estrategia en el dominio del tiempo, se establecieron las ecuaciones de espacio estado de un modelo de dos GDL correspondientes al modo de la estructura en estudio y al propio oscilador (32).

$$\dot{x} = Ax \quad (32)$$

Siendo A la matriz de estado

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\omega_m^2 - \mu\omega_d^2 & -\zeta_m\omega_m - 2\mu\zeta_d\omega_d & \mu\omega_d^2 & 2\mu\zeta_d\omega_d \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \omega_d^2 & 2\zeta_d\omega_d & -\omega_d^2 & -2\zeta_d\omega_d \end{bmatrix} \quad (33)$$

Y x el vector de estado

$$x = \begin{bmatrix} u_n \\ \dot{u}_n \\ u_d \\ \dot{u}_d \end{bmatrix} \quad (34)$$

Debido a que la aceleración a nivel práctico es considerablemente mas fácil de registrar, se realizó el siguiente cambio de variables:

$$y = \dot{x} \quad (35)$$

Y teniendo en cuenta que la matriz de estado A es invariante en el tiempo se obtiene una expresión prácticamente idéntica.

$$\dot{y} = Ay \quad (36)$$

Donde ahora las variables de estado son la velocidad y aceleración del sistema y del oscilador

La ecuación (36) la resolvemos como:

$$y(t + T) = e^{AT}y(t) \quad (37)$$

Donde T es el periodo de muestreo de las variables de estado.

Para el cálculo de e^{AT} se usa la aproximación de Taylor truncada a p elementos.

$$e^{AT} = \sum_{i=0}^{\infty} \frac{T^i}{i!} A^i \approx \sum_{i=0}^p \frac{T^i}{i!} A^i \equiv S \quad (38)$$

Con lo que se obtiene un polinomio S de grado p en función de μ , siendo este el parámetro a estimar.

Si se fija a N_s el número de muestras registradas de las variables de estado, una estimación del estado en el instante t_{k+1} (con $k=0, \dots, N_s-1$), puede obtenerse de la aplicación de las ecuaciones (37) y (38) para cada $y(t_k)=y(k)$ con $t_k=kT$ ($k=0, \dots, N_s-2$)

$$y(k+1) \approx \tilde{y}(k+1) = Sy(k) \quad (39)$$

Como vemos en (39), los elementos estimados de este vector de estados se expresan mediante polinomios en función de μ y de grado p .

La idea del algoritmo es estimar μ minimizando el error entre el valor medido (y) y el estimado (\tilde{y}) en los instantes de muestreo $k=1, \dots, N_s-1$. Para ello se propone minimizar el sumatorio de errores al cuadrado cuando se les ha aplicado la norma euclídea.

$$\min_{\mu} \sum_{k=1}^{N_s-1} \|y(k) - \tilde{y}(k)\|^2 \quad (40)$$

Para la estrategia en el dominio de la frecuencia, empleamos el efecto de desdoblamiento del modo del sistema ω_m en dos (ω_1, ω_2) cuando el oscilador es acoplado al sistema. El valor de los nuevos modos depende del valor de los parámetros del oscilador (Den Hartog, 1934) y puesto que todos estos son

conocidos, el parámetro μ se calcula resolviendo una de las dos ecuaciones siguientes (Pilkey, 2005).

$$\omega_1 = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\omega_m^2 + \omega_d^2(1 + \mu) + \sqrt{(\omega_m^2 + \omega_d^2(1 + \mu))^2 - 4\omega_m^2\omega_d^2}} \quad (41)$$

$$\omega_2 = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\omega_m^2 + \omega_d^2(1 + \mu) - \sqrt{(\omega_m^2 + \omega_d^2(1 + \mu))^2 - 4\omega_m^2\omega_d^2}} \quad (42)$$

Para la resolución de las ecuaciones (41) y (42), los valores ω_m , ω_d , ω_1 y ω_2 se obtienen de manera experimental. Así, ω_m se obtiene de la respuesta libre de la estructura si tener acoplado el oscilador, ω_d de la respuesta libre del oscilador una vez fijado el valor la masa y ω_1 y ω_2 de los registros de las pruebas una vez acoplado el oscilador a la estructura.

3.1.2.3 Método basado en el incremento de la respuesta (*Build up*)

En el caso de estructuras ligeras y vivas como es el caso de las pasarelas peatonales Brownjhon (Brownjhon & Pavic, 2007) propone un método experimental basado en el ajuste de la estructura a un modelo sencillo de un grado de libertad tal que la respuesta temporal del modelo a la señal de excitación de un peatón a una frecuencia en concreto sea lo más parecida posible a la real de la estructura.

El método consiste en la medida y post procesado de la respuesta de la estructura debida a la carga dinámica (salto, balanceo) de una persona a la frecuencia de resonancia del modo cuya masa se quiere identificar. Para ello la persona, cuya excitación a la frecuencia de la prueba ha sido registrada previamente en laboratorio por medio de una plataforma de fuerza (*force plate*) excita a la estructura de la forma similar al del registro. Posteriormente se trata de ajustar la parte creciente (*build up*) de la respuesta transitoria obtenida con la de un modelo de un GDL excitado con el registro de fuerza de laboratorio. El método por tanto

3. Metodología

asume que la carga dinámica ejercida por una persona es lo suficientemente repetible que no necesita que sea medida en las pruebas de campo.

El método propuesto se divide en dos variantes, un procedimiento que hace uso del cambio de velocidad por ciclo durante la fase de crecimiento inicial en resonancia y un procedimiento que compara el crecimiento inicial en resonancia obtenido con el obtenido en simulaciones con modelos sencillos de un GDL.

Brownjoh también propone también idealizar la pisada realizada en un salto como una fuerza tipo impulso de esta forma el incremento de velocidad se relaciona de forma directa con la masa modal por medio de dicha fuerza impulso.

$$\Delta \dot{x}_j = \frac{I_j}{m_r} \quad (43)$$

Sin embargo esta formulación sobreestima la masa modal, ya que por experimentación se comprueba que a partir de un registro de saltos no se obtiene una secuencia perfecta de impulsos y es por ello que se propone aplicar un factor de corrección ICF (*Impulse Correction Factor*) que es función de la frecuencia de salto y del peso de la persona.

$$m_r = \frac{1}{ICF(f)} \frac{W}{f} \quad (44)$$

Siendo W el peso de la persona y f la frecuencia de la excitación.

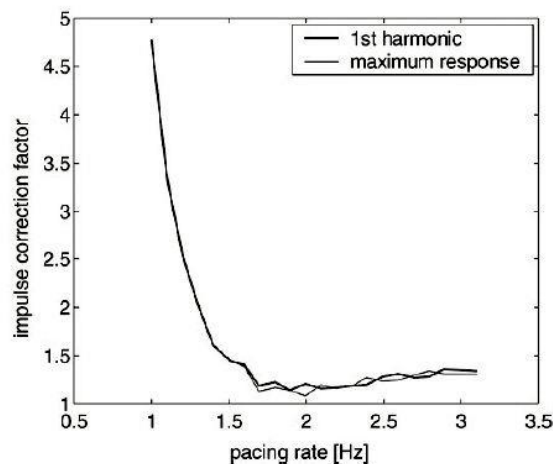


Figura 3.15. Factor ICF (Brownjohon & Pavic, 2007)

En el caso del factor ICF, experimentalmente se comprueba que a partir de frecuencias cercanas a 1.7 Hz su valor es cercano a la unidad por lo que para frecuencias de excitaciones altas, la fuerza ejercida al saltar es muy similar a un tren de impulsos.

En el caso de la tesis se ha trabajado directamente con el registro temporal de excitación de laboratorio y se ha ajustado la respuesta en aceleración del modelo de un GDL con el de la estructura real modificando los valores de masa hasta obtener el mínimo error mediante mínimos cuadrados. Los valores de frecuencia y amortiguamiento del modelo se identificaban previamente mediante el análisis espectral de la respuesta de la estructura frente a ruido ambiental y aplicando el método de decremento logarítmico a la respuesta libre de la estructura una vez excitada al modo cuya masa queríamos identificar. Un ejemplo del ajuste de los parámetros de un modelo de un GDL obtenido en las pruebas realizadas en la pasarela Isla dos Aguas de Palencia se muestra en la Figura 3.16.

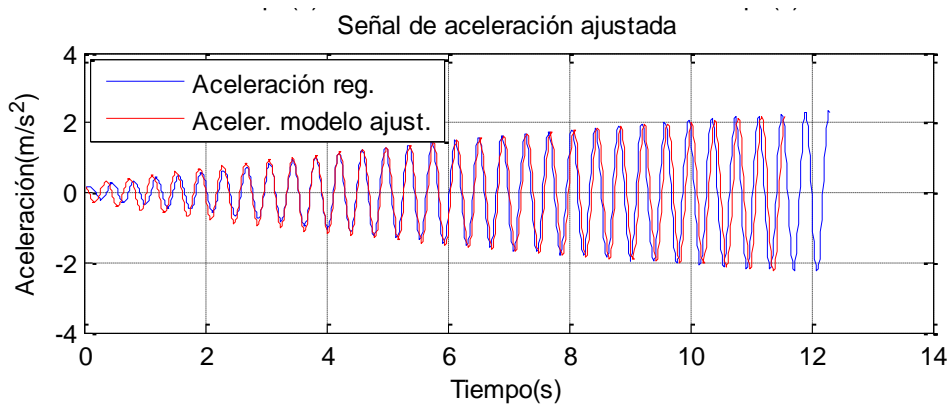


Figura 3.16. Ajuste de la respuesta real de la pasarela peatonal Isla dos Aguas y la de un modelo de 1 GDL

3.2 Estrategias de control de vibraciones en estructuras

En general y a pesar de las normativas y guías de diseño, existe un porcentaje importante de estructuras esbeltas, como es el caso de las pasarelas peatonales,

con modos en los rangos de frecuencia susceptibles de ser excitados bien por la acción humana o por otras cargas dinámicas como son las medioambientales. Es por ello que cuando entran en resonancia, pueden alcanzar niveles de vibración lo suficientemente elevados para causar incomodidad a las personas que transitan por ellas, o incluso estados vibratorios que causen daños a la propia estructura y por tanto es necesario adoptar medidas para eliminar o reducir dichas vibraciones.

La reducción de vibraciones puede lograrse de muchas maneras. Las más comunes como ya se ha comentado son, rigidizando la estructura, añadiendo amortiguamiento, o aislándola del foco de excitación (Preumont & Seto, 2008). De entre todas ellas, para construcciones ya en servicio, el aumento de amortiguamiento es en general la solución más adecuada, atendiendo a criterios económicos y a minimizar el impacto estético de la solución en la estructura,

Se han propuesto y desarrollado varias formas de incrementar el amortiguamiento en una estructura, bien de forma pasiva mediante amortiguadores hidráulicos, corrientes de Eddy, elementos elastoméricos o con histéresis, o mediante la transferencia de la energía cinética de la estructura a dispositivos como son los absorbedores dinámicos de vibraciones, también conocidos como amortiguadores de masa en el ámbito de la ingeniería civil (Preumont & Seto, 2008).

En la tesis se ha trabajado principalmente con estrategias de control de vibraciones basadas en amortiguadores de masa. Estas estrategias han sido desarrolladas, simuladas y en algún caso implementadas en algunas estructuras (pasarelas peatonales) como se verá en el apartado de resultados.

La principal razón de escoger esta estrategia de control frente a otras es la facilidad en su implementación tanto en estructuras ya construidas como de nueva construcción. Básicamente, estos elementos solo tienen que estar acoplados a un punto de la estructura, lo que las hace más versátiles que otras y permite su colocación en distintos puntos de las estructuras. En general, en el caso de puentes y pasarelas peatonales, se colocan en la parte de abajo del tablero, aunque también se han propuesto otras ubicaciones como en las zona barandillas.

3.2.1 Introducción a los amortiguadores de masa

Los amortiguadores de masa pasivos (TMD), son sistemas de absorción de vibraciones que en su esquema más sencillo están compuestos por una masa móvil unida a la estructura mediante muelles y amortiguadores. Cuando la estructura desarrolla vibraciones como respuesta a una perturbación externa (peatones/viento), se produce una disipación de la energía por medio de la fuerza de inercia del TMD actuando sobre la estructura (Connor, 2003). Esto se traduce en un aumento del amortiguamiento de la estructura de modo que las oscilaciones de la estructura se mitigan en tiempos menores y se desarrollan menores niveles de vibración. Para que el amortiguador de masa trabaje correctamente, es necesario un correcto sintonizado de sus parámetros físicos, es decir su masa y las constantes de los muelles y amortiguadores.



a) TMD



b) PTMD

Figura 3.17. Ejemplos de amortiguadores de masa pasivos instalados en estructuras.

Un esquema particular de TMD son los amortiguadores de masa tipo péndulo (PTMD), donde la masa del TMD cuelga de la estructura mediante cables de acero y limita su movimiento por medio de un conjunto de amortiguadores y topes físicos. En este caso, la frecuencia del TMD la fija la longitud de los cables y no el conjunto masa-muelles como en el caso convencional. Estructuras indicadas para el uso de este tipo de TMD son los grandes rascacielos o chimeneas industriales. En la se

Figura 3.17 se muestran ejemplos reales de un TMD convencional fijado en la parte inferior de un forjado y el PTMD del edificio Tapei 101 en Taiwan.

El concepto de un dispositivo pasivo para el amortiguamiento de vibraciones en distintos sistemas fue introducido por el ingeniero naval Hermann, quien ideó un dispositivo capaz de reducir la oscilación lateral de los barcos, patente que publicaría en 1909 (Frahm, 1909). Posteriormente, J. Ormondroyd y J.P. Den Hartog (Ormondroyd . & Den Hartog, 1928), (Den Hartog, 1934)) desarrollaron la teoría sobre los amortiguadores de masa pasivos (TMDs) y su sintonizado. A partir de entonces, se realizaron numerosos estudios para analizar la influencia de los TMDs sobre las estructuras cuando estas están sometidas a distintos tipos de excitaciones. En este sentido, G.B. Warburton, a principios de los años 80 (Warburton, 1982), presentó un trabajo con soluciones analíticas de sintonizados óptimos de TMDs para varios tipos de excitaciones y con diferentes objetivos de minimización. Estos primeros resultados fueron obtenidos, para sistemas sencillos de un grado de libertad y sin amortiguamiento, el único escenario que posee solución analítica (Magdaleno, 2017). A partir de entonces, múltiples estudios se han desarrollado con el objeto de completar el trabajo de Warburton incluyendo aproximaciones y correlaciones empíricas para estructuras más complejas y con diferentes modelos de amortiguamiento.

Por otro lado, se empezó a trabajar en la implementación de estos dispositivos a estructuras complejas de gran envergadura sometidas a una excitación en su base, apoyándose en resultados experimentales (McNamara, 1977) y en TMDs implementados en otras estructuras reales (Luft, 1979). Además, se empieza a trabajar más intensamente en los métodos de sintonización para sistemas más complejos (Villaverde, 1985) (Sadek, et al., 1997). Con estos y otros trabajos se llegan a distintas conclusiones en relación al posicionamiento óptimo de los TMDs en las estructuras, consideraciones sobre las frecuencias de sintonización o sobre el factor de amortiguamiento crítico del TMD.

Más recientemente y gracias a las capacidades de computación actuales, se han usado modelos estructurales más complejos con lo que se mejoró la formas de simular las distintas excitaciones y se sofisticaron las metodologías de diseño y

optimización de los TMDs. Así, se encuentran trabajos como los de Miranda (Miranda, 2005), que presenta un abordaje energético del problema, Krenk y Høgsberg (Krenk & Høgsberg, 2008), que aplican aceleraciones sísmicas como ruido blanco para obtener los parámetros de los TMDs a partir de la minimización de parámetros estadísticos de las respuestas y Hoang (Hoang, et al., 2008) y Adam (Adam & Furtmüller, 2010) que realizan dos de los estudios paramétricos comparativos más completos.

Con respecto a los algoritmos de optimización, a parte de los primeros desarrollos analíticos y numéricos, se han propuesto algoritmos alternativos como el trabajo de Bekdas y Nigdeli (Bekdas & Nigdeli, 2013), que aplican el algoritmo metaheurístico de optimización *Harmony Search* para obtener los parámetros óptimos y el trabajo de Greco et al. (Greco, et al., 2016.) en el que se emplean algoritmos de optimización multiobjetivo para obtener las propiedades de los TMDs incluyendo consideraciones acerca de su coste. En la misma línea está el trabajo de Salcedo (Salcedo, et al., 2017) en que se aplicaba un algoritmo evolutivo de optimización inspirado en los arrecifes de coral.

En general, los TMDs se diseñan y sintonizan para aumentar el amortiguamiento de un solo modo, el cual suele ser el modo principal de la estructura o bien un modo problemático que fácilmente entra en resonancia debido a alguna excitación externa. La eficacia de estos dispositivos decrece notablemente si los parámetros del modo al que se ha diseñado el TMD varía su valor como consecuencia de los efectos medioambientales (temperatura, viento) el grado de ocupación (de Sebastián, et al., 2011) o el envejecimiento de la estructura. Por otro lado, cuando la estructura tiene varios modos problemáticos es necesario el uso de varios TMDs (MTMDs).

En algunos casos, los TMDs se usan durante el proceso de construcción de las estructuras con el objeto de evitar estados de vibración que pudieran comprometer a algunas partes de dichas estructuras antes de que finalicen su construcción. En dichas situaciones, los parámetros de los modos de las estructuras varían a medida que se avanza en la construcción y es necesario resintonizar los TMDs. A este tipo de TMD que varía sus parámetros a medida que varían los parámetros

3. Metodología

modales de la estructura se le denomina amortiguador de masa adaptativo (ATMD). Ejemplos de estructuras que han sido objeto de amortiguadores de este tipo son las pilas de grandes puentes y viaductos.

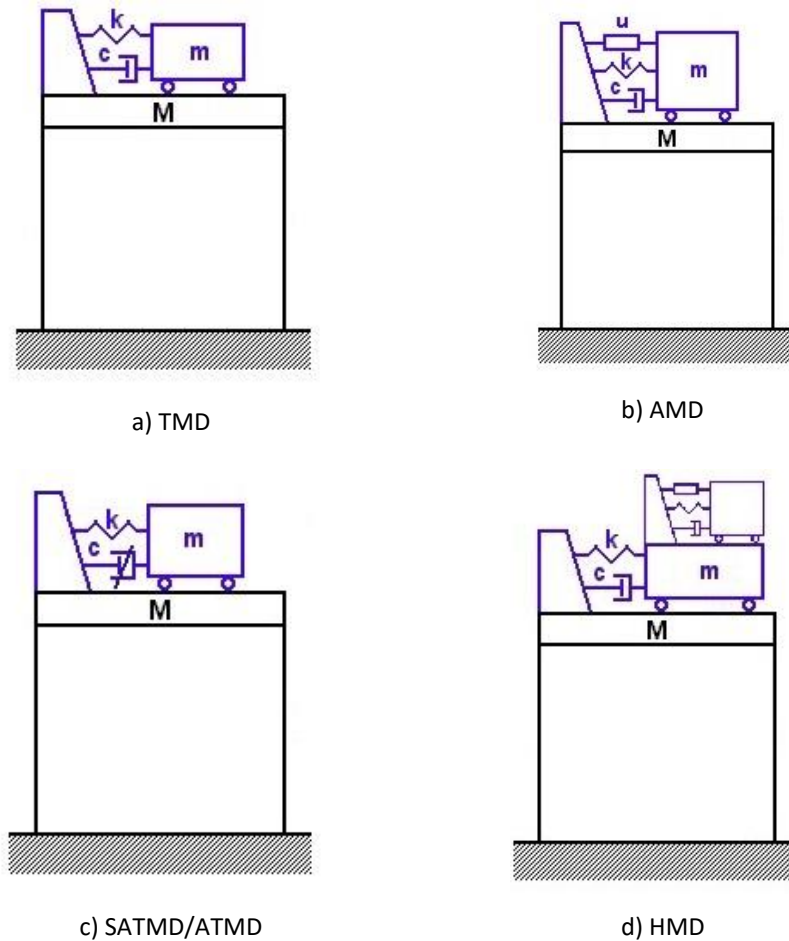


Figura 3.18. Tipologías de amortiguadores de masa

Además de los ATMDs, se han propuesto otros dispositivos basados en amortiguadores de masa pasivos con el objeto de mejorar sus prestaciones y superar sus limitaciones. En la Figura 3.18 se muestran los esquemas de varias de estas propuestas. Así, se han propuesto estrategias activas, como los amortiguadores de masas activos (AMD), donde se ha añadido un elemento activo controlado como actuadores hidráulicos o motores eléctricos, estrategias híbridas en las que partiendo de un TMD, se le ha acoplado un AMD de menor masa y se ha denominado al conjunto amortiguador de masa híbrido (HMD). En este caso se mejora la prestación del TMD y en caso de fallo eléctrico, la parte pasiva está

plenamente operativa. Finalmente, se han propuesto estrategias semiactivas, que se caracterizan, frente a las activas, por ser inherentemente estables al no poder desestabilizar a la estructura. Un amortiguador de masa semiactivo (SAMD) es básicamente un TMD en el que alguno de sus elementos pasivos de rigidez y/o amortiguamiento ha sido sustituido por un elemento que puede variar sus propiedades entre un cierto rango de valores.

Para unificar conceptos y puesto que en la literatura a veces se usa tanto el término adaptativo como semiactivo para referirse a dispositivos pasivos que varían los parámetros de alguno de sus elementos, diremos que los sistemas adaptativos son aquellos en los que sus propiedades varían de forma lenta mientras que los semiactivos son aquellos en los el cambio se produce en un tiempo menor al de un ciclo de oscilación.

En el caso de los amortiguadores de masa activos (AMDs) e híbridos (HMDs), estos han sido propuestos e implementados desde primeros de los noventa, principalmente en edificios muy esbeltos con el objeto de reducir el nivel de vibración y por tanto mejorar la confortabilidad de sus inquilinos cuando dichas estructuras están sometidas a ráfagas de viento (Housner, et al., 1997). En estas primeras implementaciones se usaron técnicas de control óptimo y estocástico. En (Ghaedi, et al., 2017) se resumen técnicas más novedosas usadas para el control de las partes activas de los AMD. Así, algunas de estas son las de Amini (Amini, et al., 2013) donde se estudiaron los enfoques para determinar las fuerzas de control óptimas de AMDs usando la optimización por enjambre de partículas o PSO ((Boulkaibet, et al., 2015), (Shabbir & Omenzetter, 2015)), la transformada de wavelet discreta o DWT ((Dai, et al., 2015), (Alhasan, et al., 2016)) y el algoritmo LQR. Soleymani y Khodadadi (Soleymani & Khodadadi, 2014) propusieron un control difuso (*fuzzy*) adaptativo y un algoritmo multiobjetivo genético difuso para el control del AMD en un edificio de 76 pisos. Wang y Adeli (Wang & Adeli, 2015) presentaron un método de control de modo deslizante filtrado. Ubertini (Ubertini, et al., 2015) utilizó un algoritmo de control *skyhook* en un sistema AMD propuesto instalado en el piso superior de una estructura de acero a escala de 5 pisos. Finalmente, Yang (Yang, et al., 2017) propuso un algoritmo de control en

3. Metodología

realimentación de aceleración negativa multimodal para un sistema AMD activado por un servomotor.

En Casado (Casado, et al., 2007), se presentan algunas de las propuestas basadas en amortiguadores de masa semiactivos (SATMD). La mayoría de las propuestas de SATMDs están basadas en la variación del amortiguamiento o en la variación de la rigidez del sistema.

En el caso de los amortiguadores de masa semiactivos basados en dispositivos de amortiguamiento variable, los amortiguadores viscosos de los TMDs pasivos son sustituidos, bien por amortiguadores de orificio variable, o bien por amortiguadores magneto-reológicos (MR). Un esquema constructivo de estos se muestra en la Figura 3.19.

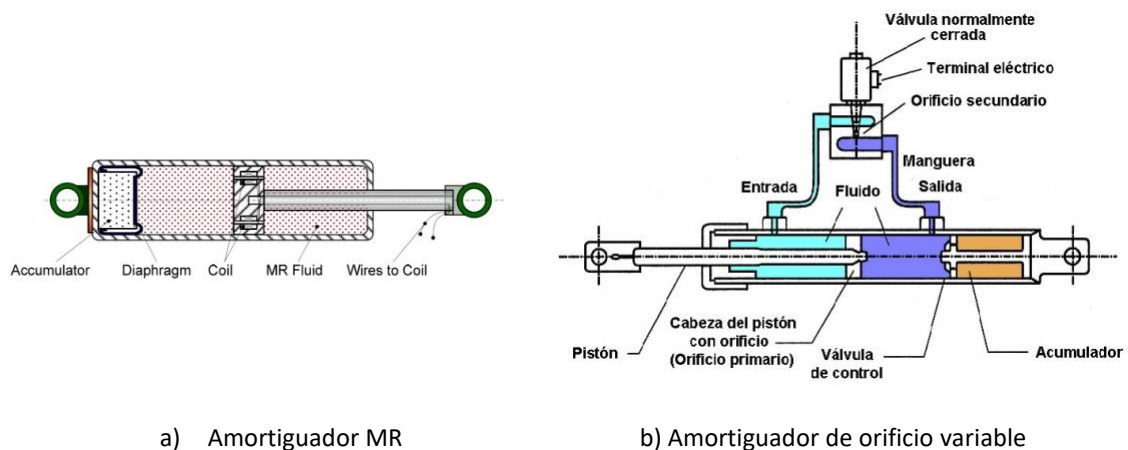


Figura 3.19. Esquema de amortiguadores de orificio variable y magneto reológico

Un amortiguador de orificio variable consiste en un amortiguador viscoso clásico, en el cual es posible controlar el flujo de paso entre las dos cámaras del amortiguador mediante una servo-válvula. La primera propuesta para estructuras civiles basada en este dispositivo fue realizada por Hrovat en 1983 (Hrovat, et al., 1983), siendo la servo válvula comandada bien de forma *on-off*, o bien de forma proporcional. Por otro lado, un amortiguador magneto-reológico (*MR damper*) es esencialmente un amortiguador hidráulico en el que el aceite ha sido sustituido por fluidos magneto-reológicos y se le ha dotado de una serie de bobinas para inducir campos magnéticos. La principal característica de estos fluidos es que pueden cambiar de un estado de viscosidad lineal, a un estado de semi-solidez en tiempos

del orden de milisegundos cuando se les somete al efecto de campos magnéticos. También existen los llamados fluidos electro-reológicos, los cuales modifican sus propiedades cuando se les aplica un campo eléctrico, pero como desventaja frente a los anteriores tienen una resistencia a la fluencia de 20 a 50 veces menor por lo que los magneto-reológicos son los preferidos para realizaciones prácticas.

De forma cronológica, algunas de las primeras propuestas de amortiguadores de masa semiactivos son las de Abe y Igusa (Abé & Igusa, 1996) que desarrollaron algoritmos de control óptimos para el control de las vibraciones transitorias. El control estaba formulado mediante sencillas expresiones en términos del estado instantáneo del sistema. El buen funcionamiento de estos algoritmos estaba limitado por el máximo desplazamiento de la masa del SATMD y por la exactitud de la medición del estado de la estructura. Posteriormente, Vavreck (Vavreck, 2000) propuso dos técnicas de control para SATMD con amortiguadores magneto-reológicos, las cuales consisten en un control *skyhook on-off*/proporcional y una aproximación a un control cuadrático lineal óptimo (LQG) implementado por un control *clipping*. Ambos controles requieren medir la velocidad del SATMD y de la estructura. Vavreck concluyó que la última técnica consigue una mejor respuesta frente a diferentes rangos de excitación en fuerza y frecuencia. Pinkaew y Fujino propusieron (Pinkaew & Fujino, 2001) una ley de control óptimo para implementaciones con amortiguadores de orificio variable o con amortiguadores magneto-reológicos. Antes de obtener la ley de control para el sistema semiactivo, se calcula la ley de control para el sistema activo sin restricciones y a partir de esta, mediante una solución subóptima, se obtuvo la ley de control para el caso semiactivo minimizando el error entre la fuerza desarrollada por el dispositivo activo y el semiactivo. La ley de control que se obtuvo es una variación del llamado *clipped optimal control*. Setareh (Setareh, 2001), (Setareh, 2002)) y Koo (Koo, et al., 2002)) estudiaron y desarrollaron algoritmos Groundhook para SATMDs a los que denominaron GHTMD (Ground Hook Tuned Mass Damper). La metodología propuesta por Setareh se basa en una formulación no dimensional en la que el GHTMD era diseñado de forma gráfica, mientras que Koo desarrolló una rutina de optimización para los modelos matemáticos de los GHTMDs. Finalmente, Aldemir (Aldemir., 2003) propuso una estrategia de control óptimo para gobernar el amortiguador MR de un STMD.

3. Metodología

En el caso de los amortiguadores de masa semiactivos basados en dispositivos de rigidez variable, estos sistemas se pueden considerar en algunos casos TMDs adaptativos ya que el cambio en sus parámetros a veces no es tan rápido como un ciclo de oscilación de la estructura. Ejemplos de estos son el propuesto por Franchek (Franchek, 1995) donde la rigidez se ajusta atornillando más o menos los resortes helicoidales en una placa fija. Posteriormente, Nagarajaiah y Varadarajan (Nagarajaiah & Varadarajan, 2005) propusieron y verificaron una nuevo SATMD que llamaron *semi-active variable stiffness tuned mass damper* (SAIVS-TMD) formado por un conjunto de muelles y motores lineales con los que modificar la rigidez global del conjunto. Por otro lado, Gu (Gu, et al., 2002) propuso un SATMD llamado *semi-active lever-type TMD* (SALT-TMD) que cambia su frecuencia mediante el movimiento controlado de la masa en una barra rígida. Williams (Williams, et al., 2002) por otro lado propuso utilizar el módulo elástico variable de las aleaciones con memoria de forma (SMA) para construir lo que denominó SMA-ATVA (*SMA Adaptive Tuned Vibration Absorber*). Esquemas de estos sistemas se presentan en la Figura 3.20.

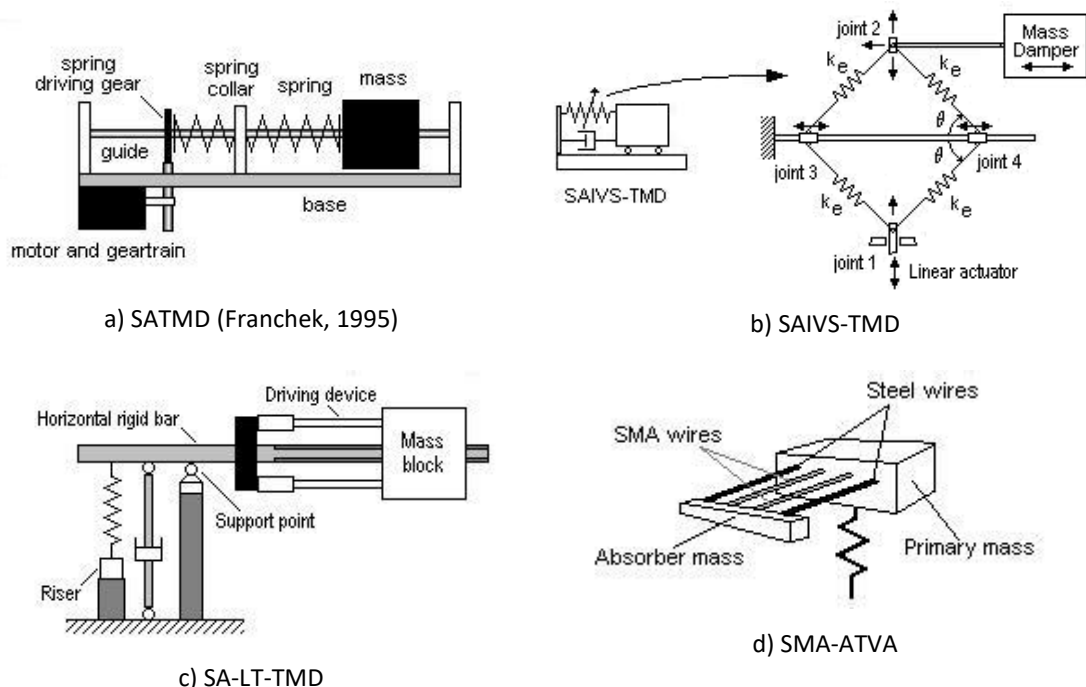


Figura 3.20. Ejemplos de diseños de SATMD de rigidez variable

En 2012 se patentó (Lorenzana, et al., 2012) un amortiguador de masa magnético de rigidez variable basado en un dispositivo magnético formado por imanes permanentes y bobinas electromagnéticas. Este se presenta en el capítulo de resultados. Otras propuestas de SATMDs se pueden consultar en (Ghaedi, et al., 2017).

A continuación se presentan las estrategias de control empleadas en la tesis para el desarrollo de TMDs, AMDs y SATMDs. Primeramente se muestra un algoritmo de optimización para el diseño de controladores H_∞ de orden fijo para el diseño de TMDs, AMDs y HMDs (Poncela, et al., 2007), en segundo lugar se presentan controles basados en el diseño del lugar de las raíces como es el control basado en la realimentación compensada de la aceleración (CAFC) (Casado, et al., 2013) y el control de realimentación de la velocidad mejorado (MVF) (Díaz, et al., 2011) para el diseño de AMDs. En el MVF el control por realimentación directa de la velocidad DVFC es mejorado añadiendo un control de lazo interno al actuador. Por último se presentan los controles *Ground Hook* empleados para el diseño de SATMDs [(Casado, et al., 2008), (Casado, et al., 2017)].

3.2.2 Controles H_∞ de orden fijo

El control robusto fue desarrollado como respuesta a las incertidumbres y errores de modelado siempre existentes en los modelos identificados a partir de los sistemas o plantas reales. El control robusto abarca todos aquellos problemas que se caracterizan por considerar incertidumbres en el modelo que sean tolerables por un controlador fijo lineal e invariante en el tiempo.

Los objetivos del control robusto se dividen en cuatro (Rodríguez & López, 1996). Estabilidad nominal, por el que el sistema es estable en lazo cerrado para unas condiciones de trabajo dadas o nominales. Comportamiento nominal, tal que ciertas variables del sistema presenten un comportamiento adecuado u óptimo respecto a una función de costes o índice de comportamiento. Estabilidad robusta, donde el sistema de control es estable en lazo cerrado para el conjunto de las posibles plantas que se puedan dar como consecuencia de la incertidumbre en el modelo de la planta. Por último, Comportamiento robusto donde para el conjunto

3. Metodología

de plantas se requiere que cumplan unas especificaciones de funcionamiento y no solo su estabilidad. El planteamiento del problema de control es el de la Figura 3. 21.

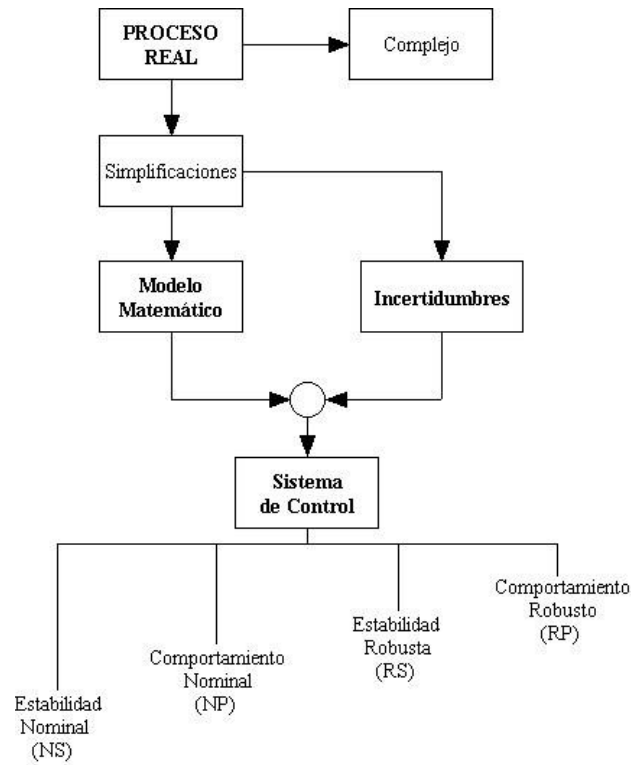


Figura 3. 21 Planteamiento del problema de control. (Rodríguez & López, 1996)

Dentro de los distintos desarrollos teóricos de control robusto como son los métodos H_∞ , los métodos LTR (*Loop Transfer Recovery*), el método IMC (*Internal Model Control*), método de Síntesis μ , método GPC (*Generalized Predictive Control*) o método QFT (*Quantitative Feedback Theory*) entre otros, en la tesis se ha desarrollado un algoritmo para obtener controles H_∞ de orden fijo y se ha aplicado a modelos sencillos de estructuras con TMD, AMD y HMD. (Poncela, et al., 2007)

Existe una amplia bibliografía sobre el control H_∞ que se asemeja a la teoría clásica de control LQG (o H_2). En (Doyle, et al., 1989) el controlador H_∞ se obtiene resolviendo un par de ecuaciones de Riccati acopladas. Resultados posteriores han convertido el problema de diseño H_∞ de orden completo en un problema de

factibilidad convexa en términos de un par de LMI o desigualdades lineales matriciales [(Gahinet, 1996), (Iwasaki & Skelton, 1994)] con las que resolver una mayor variedad de problemas. Estos incluyen el control H_∞ con multiplicadores (Balakrishnan, 1995) y el control multiobjetivo H_2/H_∞ [(Khargonekar & Rotea, 1991), (Scherer, et al., 1997)]. Desafortunadamente, los controladores H_∞ calculados por cualquiera de estos métodos tienen el mismo orden de la planta. Además, si la planta ha sido aumentada con funciones peso para tener en cuenta ciertas bandas de frecuencia, entonces el controlador puede ser de orden muy alto y deberán aplicarse técnicas de reducción de modelos (Zhou, et al., 1996) para obtener un controlador de menor orden. Sin embargo, este procedimiento no es óptimo y no hay garantía de que el controlador de orden reducido mantenga sus propiedades de atenuación. Otra opción es diseñar un controlador H_∞ de orden fijo, en este caso se puede formular una condición necesaria y suficiente en términos de un par de LMI con una restricción de rango no convexa [(Iwasaki & Skelton, 1994), (Gahinet & Igot, 1994)]. Alternativamente, el problema puede ser formulado en términos de una desigualdad matricial bilineal (BMC) que tampoco es convexa. Por tanto, no existe una solución completa a este problema; sin embargo, ciertos métodos numéricos que resuelven parcialmente el problema han sido desarrollados y probados [(Iwasaki, 1999), (Liu & Papavassilopoulos, 1996)]. Esta es la propuesta que se ha sido seguido en el desarrollo del algoritmo.

El controlador H_∞ emplea la norma infinito como medida de comportamiento o de minimización de ciertas funciones de coste del problema. La norma infinito de una matriz de funciones complejas F se define como:

$$\|F\|_\infty = \sup_{\text{Re}(s)>0} \bar{\sigma}[F(s)] \quad (45)$$

Siendo σ el valor singular.

El esquema del problema de control que se pretende resolver es el de la Figura 3.22, donde $P(s)$ es la planta, $K(s)$ el controlador, y es el vector de salidas medidas, u es el vector de entradas de control, d es el vector de perturbaciones de entradas y z es el vector de las respuestas o variables que queremos controlar, el cual estará

formado por cualquier combinación de variables de estado y elementos del vector u .

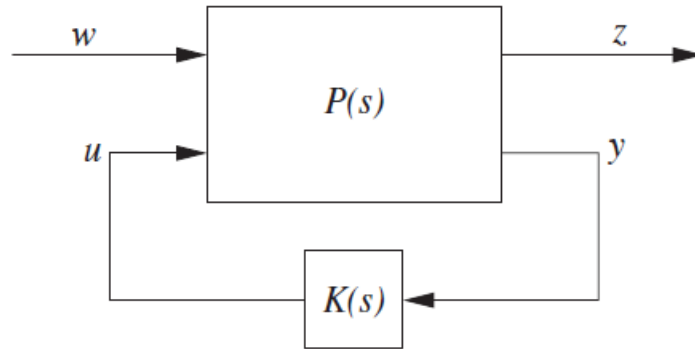


Figura 3.22. Diagrama de bloques del problema de control.

El objetivo del control H_∞ que se plantea es el de diseñar un controlador estable tal que la norma infinito de la función de transferencia H_{zw} entre las variables a controlar z y las perturbaciones d sea minimizada. Matemáticamente, esto se plantea con la definición de una ley de control $u=K \cdot y$ que minimice la norma infinito de la función de transferencia H_{zw} .

A partir del esquema (Figura 3.22) se plantea el sistema de ecuaciones de estado (46), el cual adaptaremos para las distintas combinaciones estructura-solución (TMD, AMD, HMD). Donde A es la matriz de estado, B_1 y B_2 son las matrices de entrada y C_1 y C_2 las matrices de salida,

$$\begin{aligned} x(t)' &= A \cdot x(t) + B_1 \cdot w(t) + B_2 \cdot u(t) \\ z(t) &= C_1 \cdot x(t) \\ y(t) &= C_2 \cdot x(t) \end{aligned} \tag{46}$$

Una vez que se ha adaptado el modelo a nuestra estructura, se propone el siguiente controlador H_∞ estático:

$$u = Ly(t) \tag{47}$$

Definición: Dado un escalar $\gamma > 0$ el controlador (47) se dice que es un control H_∞ con atenuación de la perturbación γ , si se cumplen las siguientes condiciones:

- El sistema en lazo cerrado es asintóticamente estable.
- $\|T_{zw}\|_\infty < \gamma$.

(donde T_{zw} es la función de transferencia en lazo cerrado entre el vector de variables a controlar z y la perturbación w).

El objetivo por tanto consiste en encontrar el controlador H_∞ (47) tal que γ sea minimizada. Si $\gamma < 1$ el efecto de la perturbación w sobre la variable controlada z será atenuado. Aplicando los resultados de Iwasaki (Iwasaki, 1999) el problema de encontrar un controlador H_∞ con realimentación estática de la salida se convierte en un problema de resolución iterativa de dos LMIs (*BMI optimization problem*)

Lema: Dado un escalar γ y el sistema (46) las siguientes afirmaciones son equivalentes:

- Existe un controlador H_∞ ($u = Ly(t)$) con atenuación γ de la perturbación.
- Existe un $K \in \mathbb{R}^{m \times n}$, $F \in \mathbb{R}^{n \times r}$ y $X = X^T > 0 \in \mathbb{R}^{n \times n}$ tal que:

$$\mathcal{L}_1(\gamma, F, X) := \begin{bmatrix} (A + FC_2)X + X(A + FC_2)^T & XC_1^T & B_1 \\ C_1X & -\gamma/n_z & 0 \\ B_1^T & 0 & -\gamma/n_w \end{bmatrix} < 0 \quad (48)$$

y

$$\mathcal{L}_2(\gamma, K, X) := \begin{bmatrix} (A + B_2K)X + X(A + B_2K)^T & XC_1^T & B_1 \\ C_1X & -\gamma/n_z & 0 \\ B_1^T & 0 & -\gamma/n_w \end{bmatrix} < 0 \quad (49)$$

- Existe un $L \in \mathbb{R}^{m \times r}$, $X = X^T > 0 \in \mathbb{R}^{n \times n}$ tal que:

$$\mathcal{L}_3(\gamma, L, X) := \begin{bmatrix} (A + B_2 LC_2)X + X(A + B_2 LC_2)^T & XC_1^T & B_1 \\ C_1 X & -\gamma /_{nz} & 0 \\ B_1^T & 0 & -\gamma /_{nw} \end{bmatrix} < 0 \quad (50)$$

Por tanto, un controlador H_∞ en lazo cerrado estático (47) puede ser obtenido minimizando γ sujeto a las condiciones (48) y (49), donde γ , X , K y F son las variables. En cuanto a la ganancia del controlador en lazo cerrado estático L , esta se obtiene resolviendo la expresión (50) una vez que γ y $X > 0$ cumpliendo (48) y (49) son disponibles para algún K y F . En (Iwasaki , 1993) se desarrolla la demostración de estos resultados.

Resumiendo, el problema de optimización del control H_∞ con realimentación estática de la salida puede ser formulado de la forma siguiente:

$$\gamma^* = \inf \{ \gamma \mid K \in \mathbb{R}^{m \times n}, F \in \mathbb{R}^{n \times r}, 0 < X = X^T \in \mathbb{R}^{n \times n}, \mathcal{L}_1(\gamma, F, X) < 0, \mathcal{L}_2(\gamma, K, X) < 0 \} \quad (51)$$

Y dado un $\alpha > \gamma^*$ calcular un controlador con realimentación de salida estática que cumpla $\|T_{zw}\|_\infty < \alpha$. Desafortunadamente el problema de optimización es no convexo debido a que las condiciones (48) y (49) son desigualdades matriciales bilineales con respecto a las variables matriciales F , K y X . Sin embargo, si fijamos F , la condición $\mathcal{L}_1(\gamma, F, X)$ se convierte en una LMI en X . Igualmente si fijamos K , la condición $\mathcal{L}_2(\gamma, K, X)$ también se vuelve en una LMI en X , De esta manera se puede resolver el problema mediante un algoritmo de iteración dual (Iwasaki, 1999).

El algoritmo consiste básicamente en los siguientes puntos:

- 1) Inicialización: Elegimos $\varepsilon > 0$, fijamos un K_0 inicial ($j=1$).

Bucle iterativo:

- 2) Calculamos α_j , F_j e Y_j resolviendo el siguiente problema de optimización

LMI:

$$(\alpha_j, F_j, Y_j) = \operatorname{argmin} \{ \alpha \mid F \in \mathbb{R}^{n \times r}, 0 < Y = Y^T \in \mathbb{R}^{n \times n}, \mathcal{L}_1(\alpha, F, Y) < 0, \mathcal{L}_2(\alpha, K_{j-1}, Y) < 0 \}$$

y se fija K_j

- 3) Calculamos γ_j , K_j e X_j resolviendo el siguiente problema de optimización LMI:

$$(\gamma_j, K_j, X_j) = \underset{\gamma, K, X}{\operatorname{argmin}} \{ \gamma \mid K \in \mathbb{R}^{m \times n}, 0 < X = X^T \in \mathbb{R}^{n \times n}, \mathcal{L}_1(\gamma, F_j, X) < 0, \mathcal{L}_2(\alpha, K, X) < 0 \}$$

y se fija F_j

- 4) Si $|\gamma_j - \gamma_{j-1}| < \varepsilon$ fijamos $\gamma_{sub} = \gamma_j$ y $X_{sub} = X_j$ y vamos a resultados. Si no, ($j = j + 1$) y vamos al paso 2.
- 5) Resultados: γ_{sub} se considera un límite superior de la mínima atenuación alcanzable (γ^*). Un controlador H_∞ con realimentación de la salida cumpliendo $\|T_{zw}(L_{sub})\|_\infty < \gamma_{sub} < \gamma^*$ puede ser obtenido mediante la resolución del siguiente problema LMI:

$$L_{sub} \in \mathbb{R}^{m \times r}, \mathcal{L}_3(\gamma_{sub}, L_{sub}, X_{sub}) < 0$$

Donde γ_{sub} y X_{sub} son fijados.

Este algoritmo no da un valor óptimo global γ^* ya que el problema de optimización es no convexo y el valor subóptimo logrado γ depende en gran medida del valor inicial de K_0 . Para fijar este valor inicial se sugiere usar métodos como la ubicación de polos, o el diseño mediante LQR entre otros. Una vez que el algoritmo converge, se obtienen controladores con buenas características.

Los modelos de las estructuras con los que se ha trabajado en la tesis para la aplicación de este algoritmo son modelos de edificio cortante o de masas puntuales. En (Poncela, et al., 2007) se plantearon varias soluciones de control, entre ellas las de un TMD y un AMD para para sistemas de varios grados de libertad. A modo de ejemplo, las ecuaciones de estado para el caso de una estructura de tres GDL en las que se ha implementado dichas soluciones se presentan a continuación.

En primer lugar, se muestran las ecuaciones para la estructura de tres GDL usando la idea del modelo de edificio cortante a un edificio de tres pisos en el cual las rotaciones de una sección horizontal, al nivel de cada piso, no existen. En la Figura 3.23 se muestra de forma gráfica el modelo.

3. Metodología

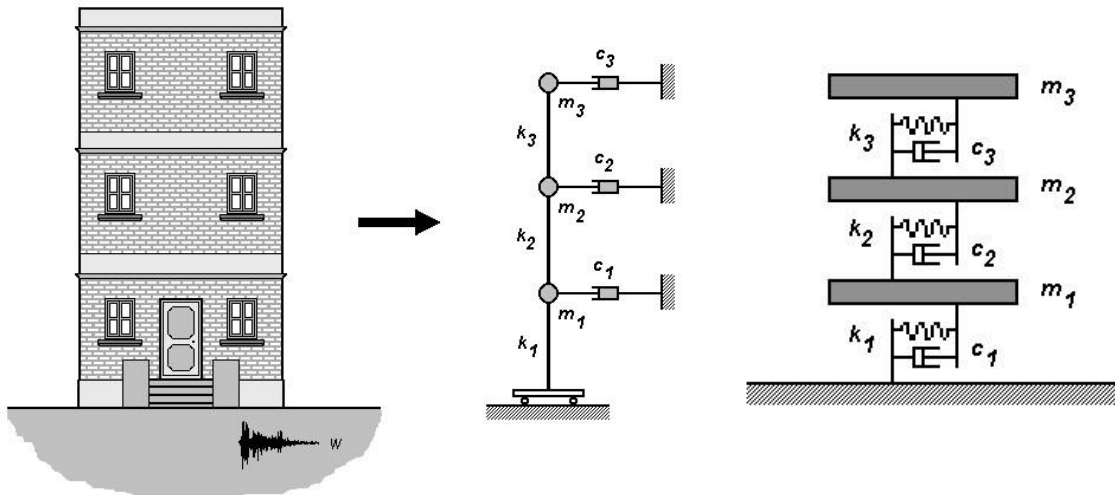


Figura 3.23. Modelos de edificio cortante y masas puntuales de una estructura de tres pisos.

Un modelo más intuitivo para el desarrollo de las ecuaciones de movimiento del modelo de edificio de cortante, lo constituye un nuevo esquema de masas puntuales en el que la rigidez viene definida por muelles y el amortiguamiento por amortiguadores viscosos. En la Figura 3.24 se muestra el esquema en horizontal de este último esquema para facilitar el desarrollo de las ecuaciones del movimiento.

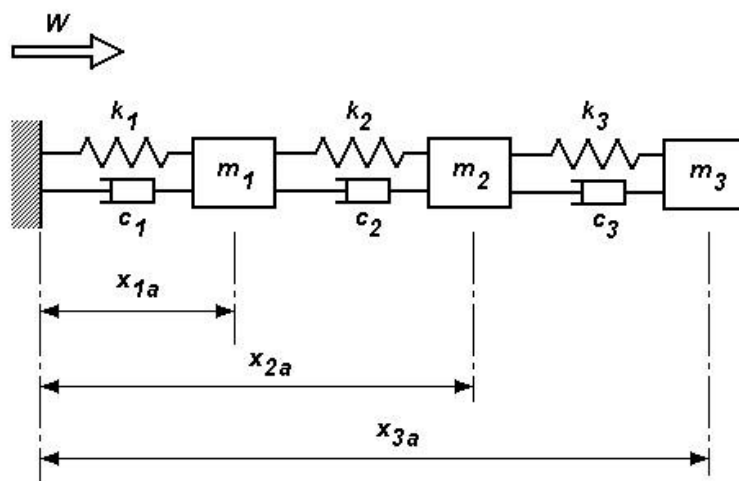


Figura 3.24. Modelo de un sistema con tres GDL

Las variables que se utilizan en las ecuaciones del movimiento, son los desplazamientos de los pisos junto con sus respectivas derivadas. Así tenemos:

Desplazamientos Absolutos

$$\begin{aligned}x_{1a} &= \text{Desp. primer piso} \\x_{2a} &= \text{Desp. segundo piso} \\x_{3a} &= \text{Desp. tercer piso}\end{aligned}$$

Desplazamientos Relativos

$$\begin{aligned}x_1 &= x_{1a} \\x_2 &= x_{2a} - x_{1a} \\x_3 &= x_{3a} - x_{2a}\end{aligned}$$

La variable w está asociada con la señal de perturbación del sistema (Figura 3.22). En el caso de que esta sea la aceleración del terreno en la base de la estructura, las ecuaciones de movimiento tras aplicar la segunda ley de Newton quedan de la siguiente forma:

$$\begin{aligned}m_1 \cdot (\ddot{x}_{1a} + w) &= -k_1 x_1 + k_2 x_2 - c_1 \dot{x}_1 + c_2 \dot{x}_2 \\m_2 \cdot (\ddot{x}_{2a} + w) &= -k_2 x_2 + k_3 x_3 - c_2 \dot{x}_2 + c_3 \dot{x}_3 \\m_3 \cdot (\ddot{x}_{3a} + w) &= -k_3 x_3 - c_3 \dot{x}_3\end{aligned}\tag{52}$$

Donde m_i, k_i y c_i , son respectivamente las masas, coeficientes de rigidez y amortiguamiento de los distintos pisos. Si se sustituyen las magnitudes absolutas por las relativas, y se opera de tal manera que las aceleraciones relativas de los pisos estén en uno de los lados de la igualdad, se obtiene el siguiente conjunto de ecuaciones:

$$\begin{aligned}\ddot{x}_1 &= -\frac{k_1}{m_1} x_1 + \frac{k_2}{m_2} x_2 - \frac{c_1}{m_1} \dot{x}_1 + \frac{c_2}{m_2} \dot{x}_2 - w \\ \ddot{x}_2 &= \frac{k_1}{m_1} x_1 - \left(\frac{k_2}{m_1} + \frac{k_2}{m_2} \right) x_2 + \frac{k_3}{m_2} x_3 + \frac{c_1}{m_1} \dot{x}_1 - \left(\frac{c_2}{m_1} + \frac{c_2}{m_2} \right) \dot{x}_2 + \frac{c_3}{m_2} \dot{x}_3 \\ \ddot{x}_3 &= \frac{k_2}{m_2} x_2 - \left(\frac{k_3}{m_2} + \frac{k_3}{m_3} \right) x_3 + \frac{c_2}{m_2} \dot{x}_2 - \left(\frac{c_3}{m_2} + \frac{c_3}{m_3} \right) \dot{x}_3\end{aligned}\tag{53}$$

3. Metodología

Si se expresa este conjunto de ecuaciones más las correspondientes a las ecuaciones de velocidad relativa en notación matricial se obtienen las ecuaciones de estado del sistema.

$$\begin{aligned}x(t)' &= A \cdot x(t) + B_1 \cdot w(t) \\z(t) &= C_1 \cdot x(t) \\y(t) &= C_2 \cdot x(t)\end{aligned}\tag{54}$$

$$A = \begin{bmatrix} 0_{3 \times 3} & I_{3 \times 3} \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix}, \quad B_1 = [0 \quad 0 \quad 0 \quad -1 \quad 0 \quad 0]^T\tag{55}$$

$$x = [x_1 \quad x_2 \quad x_3 \quad \dot{x}_1 \quad \dot{x}_2 \quad \dot{x}_3]^T$$

Donde:

$$M^{-1}K = \begin{bmatrix} \frac{k_1}{m_1} & -\frac{k_2}{m_2} & 0 \\ -\frac{k_1}{m_1} & \left(\frac{k_2}{m_1} + \frac{k_2}{m_2}\right) & -\frac{k_3}{m_2} \\ 0 & -\frac{k_2}{m_2} & \left(\frac{k_3}{m_2} + \frac{k_3}{m_3}\right) \end{bmatrix}$$

Y $M^{-1}C$ se obtiene reemplazando las k_i por c_i en $M^{-1}K$.

En el sistema de ecuaciones

(54) se añaden las ecuaciones correspondientes a las variables medidas y , y a las variables controladas z , tal y como se vio en el sistema de ecuaciones (46) del problema general de control estructural. En este caso, la estructura no contiene ninguna clase de dispositivo de protección (no hay señal de control u), por lo que el sistema de ecuaciones obtenido se corresponderá con un problema de control en lazo abierto. Las matrices C_1 y C_2 se fijan posteriormente en problemas más concretos.

En el caso de un TMD se parte del modelo de la Figura 3.25

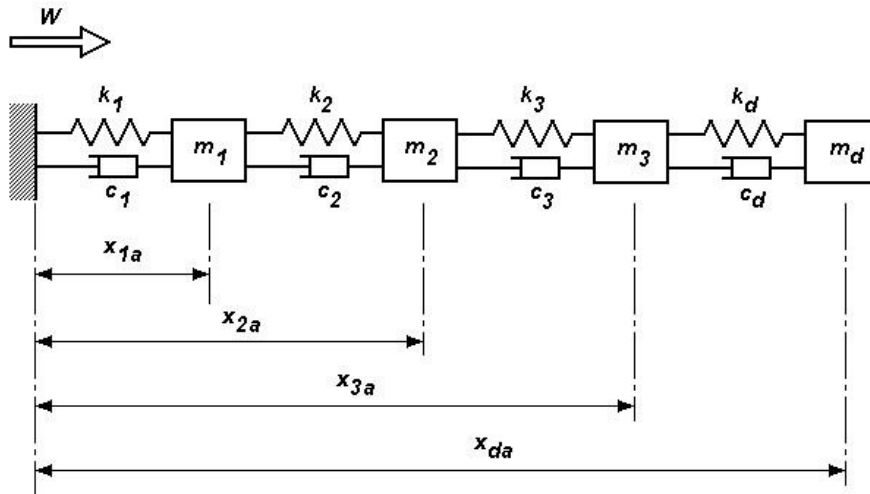


Figura 3.25. Modelo de un sistema de tres GDL mas un TMD.

En este caso se obtienen las siguientes ecuaciones matriciales:

$$\begin{aligned} x(t)' &= A \cdot x(t) + B_1 \cdot w(t) \\ z(t) &= C_1 \cdot x(t) \\ y(t) &= C_2 \cdot x(t) \end{aligned} \tag{56}$$

Donde:

$$A = \begin{bmatrix} 0_{4 \times 4} & I_{4 \times 4} \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix}, \quad B = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ -1 \ 0 \ 0 \ 0]^T \tag{57}$$

$$x = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_d \ \dot{x}_1 \ \dot{x}_2 \ \dot{x}_3 \ \dot{x}_d]^T$$

con:

$$M^{-1}K = \begin{bmatrix} \frac{k_1}{m_1} & -\frac{k_2}{m_1} & 0 & 0 \\ -\frac{k_1}{m_1} & \left(\frac{k_2}{m_1} + \frac{k_2}{m_2}\right) & -\frac{k_3}{m_2} & 0 \\ 0 & -\frac{k_2}{m_2} & \left(\frac{k_3}{m_2} + \frac{k_3}{m_3}\right) & -\frac{k_d}{m_3} \\ 0 & 0 & -\frac{k_3}{m_3} & \left(\frac{k_d}{m_3} + \frac{k_d}{m_d}\right) \end{bmatrix}$$

Y $M^{-1}C$ se obtiene reemplazando las k_i por c_i en $M^{-1}K$.

3. Metodología

Al igual que en (47) se define un controlador H_∞ estático como $u = L * y$, donde $L=[K_d C_d]$ contiene los parámetros del TMD. Una vez manipuladas las expresiones se obtiene el modelo modificado sobre el cual se aplica el algoritmo de optimización.

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} 0_{4 \times 4} & I_{4 \times 4} \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix} x + \begin{bmatrix} 0_{4 \times 1} \\ -1 \\ 0_{3 \times 1} \end{bmatrix} w + \begin{bmatrix} 0_{6 \times 1} \\ 1/m_3 \\ -1/m_3 - 1/m_d \end{bmatrix} u$$

$$z = [1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]x \quad (58)$$

$$y = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} x$$

con:

$$M^{-1}K = \begin{bmatrix} \frac{k_1}{m_1} & -\frac{k_2}{m_1} & 0 & 0 \\ -\frac{k_1}{m_1} & \left(\frac{k_2}{m_1} + \frac{k_2}{m_2}\right) & -\frac{k_3}{m_2} & 0 \\ 0 & -\frac{k_2}{m_2} & \left(\frac{k_3}{m_2} + \frac{k_3}{m_3}\right) & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{k_3}{m_3} & 0 \end{bmatrix}$$

Y $M^{-1}C$ se obtiene reemplazando las k_i por c_i en $M^{-1}K$.

En el caso de un AMD, el modelo es el de la Figura 3.26

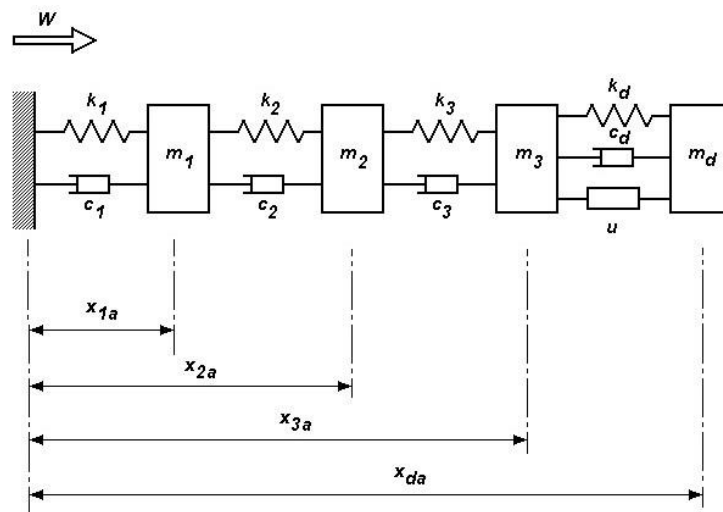


Figura 3.26. Modelo de un sistema de tres GDL más un AMD.

En este caso las ecuaciones de estado en forma matricial quedan de la siguiente forma:

$$\begin{aligned}x(t)' &= A \cdot x(t) + B_1 \cdot w(t) + B_2 \cdot u(t) \\z(t) &= C_1 \cdot x(t) \\y(t) &= C_2 \cdot x(t)\end{aligned}\tag{59}$$

Donde:

$$A = \begin{bmatrix} 0_{4 \times 4} & I_{4 \times 4} \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix}, \quad B_1 = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ -1 \ 0 \ 0 \ 0]^T$$

$$B_2 = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1/m_3 \ -(1/m_3 + 1/m_d)]^T\tag{60}$$

$$x = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_d \ \dot{x}_1 \ \dot{x}_2 \ \dot{x}_3 \ \dot{x}_d]^T$$

Con:

$$M^{-1}K = \begin{bmatrix} \frac{k_1}{m_1} & -\frac{k_2}{m_1} & 0 & 0 \\ -\frac{k_1}{m_1} & \left(\frac{k_2}{m_1} + \frac{k_2}{m_2}\right) & -\frac{k_3}{m_2} & 0 \\ 0 & -\frac{k_2}{m_2} & \left(\frac{k_3}{m_2} + \frac{k_3}{m_3}\right) & -\frac{k_d}{m_3} \\ 0 & 0 & -\frac{k_3}{m_3} & \left(\frac{k_d}{m_3} + \frac{k_d}{m_d}\right) \end{bmatrix}$$

Y $M^{-1}C$ se obtiene reemplazando las k_i por c_i en $M^{-1}K$.

En este caso el término L del controlador H_∞ estático $u = L * y$ se corresponde con un escalar asociado a la parte activa del AMD. Una vez manipuladas las expresiones, se obtiene el modelo modificado:

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} 0_{4 \times 4} & I_{4 \times 4} \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix} x + \begin{bmatrix} 0_{4 \times 1} \\ -1 \\ 0_{3 \times 1} \end{bmatrix} w + \begin{bmatrix} 0_{6 \times 1} \\ 1/m_3 \\ -1/m_3 - 1/md \end{bmatrix} u$$

$$z = \begin{bmatrix} 1 & 0_{1 \times 7} \\ 0_{7 \times 1} & 0_{7 \times 7} \end{bmatrix} x\tag{61}$$

$$y = C_2 x$$

Donde:

$$M^{-1}K = \begin{bmatrix} \frac{k_1}{m_1} & -\frac{k_2}{m_1} & 0 & 0 \\ -\frac{k_1}{m_1} & \left(\frac{k_2}{m_1} + \frac{k_2}{m_2}\right) & -\frac{k_3}{m_2} & 0 \\ 0 & -\frac{k_2}{m_2} & \left(\frac{k_3}{m_2} + \frac{k_3}{m_3}\right) & -\frac{k_d}{m_3} \\ 0 & 0 & -\frac{k_3}{m_3} & \left(\frac{k_d}{m_3} + \frac{k_d}{m_d}\right) \end{bmatrix}$$

Y $M^{-1}C$ se obtiene reemplazando las k_i por c_i en $M^{-1}K$.

C_2 se fija a $[1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$ cuando se realimente la posición del primer GDL o $[0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0]$ cuando sea la velocidad del primer GDL la que se realimente.

3.2.3 Controles basados en el diseño mediante el lugar de las raíces

El lugar de las raíces es el lugar geométrico de los polos y ceros de una función de transferencia, donde la ganancia del sistema varía en un determinado intervalo (generalmente de cero a infinito). Mediante el método del lugar de raíces se determina la posición de los polos de la función de transferencia en lazo cerrado para un determinado valor de ganancia a partir de la función de transferencia a lazo abierto.

El lugar de raíces es una herramienta muy útil para analizar sistemas dinámicos lineales tipo SISO (*single input single output*) y su estabilidad. Un sistema será estable de tipo BIBO (*bounded-input, bounded-output*) si todos sus polos se encuentran en el semiplano izquierdo del plano complejo (en el caso de sistemas continuos) o dentro del círculo unitario del plano z (para sistemas discretos).

Como se mostró en la parte del análisis modal, las estructuras pueden modelarse como una superposición de sistemas de un grado de libertad, los cuales representan a cada modo de la estructura. Dichos modos se definen

matemáticamente con sistemas de segundo orden, por lo que entender estos sistemas es muy importante para el diseño de los controladores.

La función de transferencia de estos sistemas de segundo orden la obtenemos de la ecuación (6):

$$H(w) = \frac{X(s)}{F(s)} = \frac{1/m}{s^2 + j 2\zeta w_n s + w_n^2} \quad (62)$$

Donde dependiendo del coeficiente de amortiguamiento, las raíces del denominador o polos serán reales ($\zeta \geq 1$) o complejos conjugados ($0 < \zeta < 1$). En el caso de estructuras esbeltas como es el caso de las pasarelas peatonales, los valores de amortiguamiento son en general menores del 1% (Figura 1.3) y por tanto tendremos un par de polos complejos conjugados por modo. En la Figura 3.27 se ha dibujado un par de polos conjugados en el plano complejo.

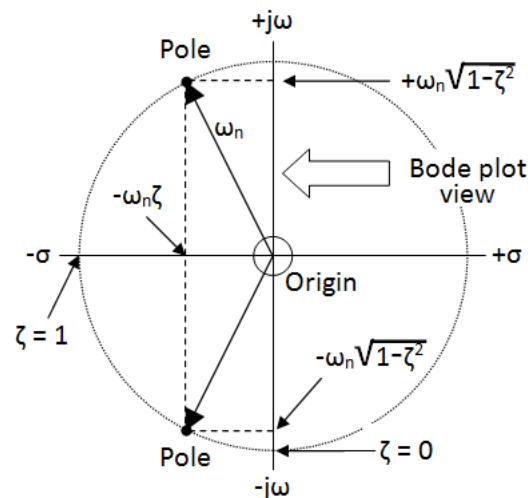


Figura 3.27. Polos complejos conjugados en el plano complejo.

Siendo la parte real $\sigma = \zeta w_n$ y la parte imaginaria $w_d = w_n \sqrt{1 - \zeta^2}$, la inversa de la constante de tiempo y la frecuencia natural amortiguada respectivamente. Dependiendo de la posición de los polos en el plano complejo, el sistema de segundo orden responderá con una forma y velocidad distinta. En la Figura 3. 28 se muestra la respuesta a un escalón unitario de sistemas de segundo orden con distintos valores de amortiguamiento.

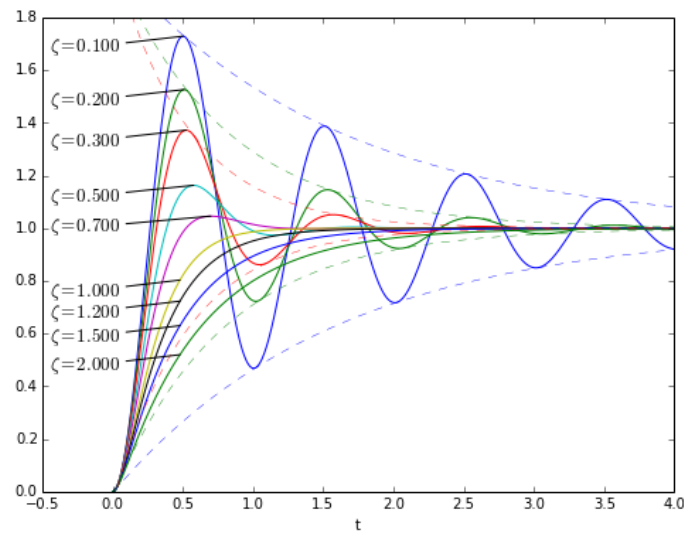


Figura 3. 28. Respuesta de sistemas de segundo orden con distintos valores de amortiguamiento.

Con el uso de controladores, como son los de primer orden que se mostrarán más adelante, podremos variar la respuesta del sistema en lazo cerrado y de esta manera obtener estructuras con respuestas más rápidas, con mayores márgenes de estabilidad o con mayor amortiguamiento.

En los sistemas de segundo orden se han definido una serie de parámetros que identifican el tipo de respuesta que dan. El valor de alguno de estos parámetros se usa habitualmente como objetivo de los controladores diseñados y se calcula con las siguientes formulas;

$$M_p = 1 + e^{\frac{-\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}}}, P.O = 100e^{\frac{-\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}}} \quad (63)$$

$$t_s = \frac{4}{\zeta\omega_n} \quad (64)$$

$$t_p = \frac{\pi}{\omega_n\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (65)$$

$$T_F = \frac{2.16\zeta + 0.6}{\omega_n} \quad 0.3 \leq \zeta \leq 0.8 \quad (66)$$

Siendo M_p el porcentaje de sobrepaso o *overshoot* definido en tanto por uno y $P.O.$ si se define en tanto por ciento. Este parámetro es una medida del valor de sobrepaso que tiene la respuesta del sistema sobre la amplitud de la entrada escalón. En general, se debe evitar tener sobrepaso altos ya que producen esfuerzos elevados en los componentes físicos del sistema. En la formulación se observa que el valor del sobrepaso es solo función del amortiguamiento.

El tiempo de establecimiento o *settling time* (t_s) es una medida de la velocidad del sistema. Este parámetro mide el tiempo en que la respuesta que da está acotada en una banda de amplitud del 2%. En este caso su valor depende tanto del amortiguamiento como de la frecuencia natural.

El tiempo de respuesta máxima o *time to peak* (t_p), es el tiempo en que se produce la máxima amplitud de la salida.

El tiempo de subida o *rise time* (t_r) es el tiempo que necesita la respuesta para subir desde el 10% hasta el 90% de la amplitud del escalón unitario. Tanto este parámetro como el anterior son función del amortiguamiento y de la frecuencia natural.

Todos estos valores se presentan de forma visual en la Figura 3.29.

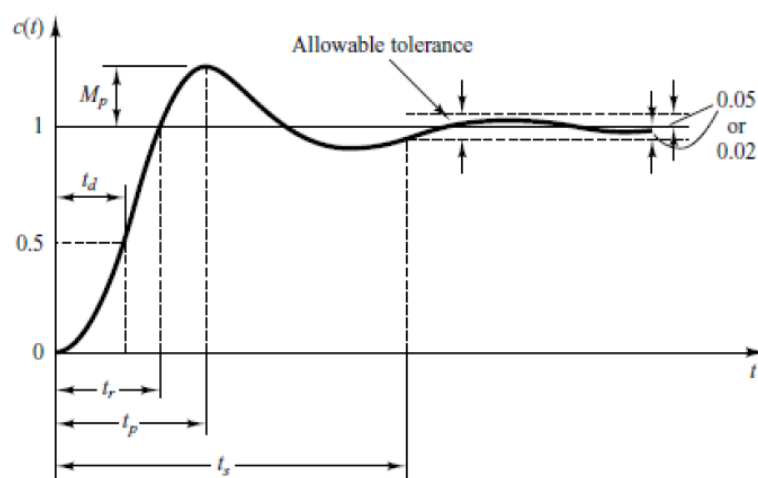


Figura 3.29. Parámetros de la respuesta de un sistema a un escalón.

3. Metodología

Como ya se ha comentado, el lugar de las raíces se emplea para determinar el valor de la ganancia que da un buen comportamiento del sistema en lazo cerrado. En la Figura 3.30, se muestra un esquema general del control en lazo cerrado donde $G(s)$ se corresponde con el modelo o función de transferencia del sistema o de la estructura, $G_c(s)$ es la función de transferencia del controlador, $R(s)$ la referencia del control e $Y(s)$ la respuesta de la estructura. En el problema de control de vibraciones $Y(s)$ suele ser la respuesta de la estructura en aceleración y $R(s)$ se fija a cero.

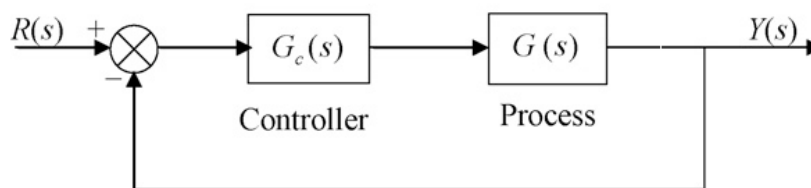


Figura 3.30. Diagrama de control en lazo cerrado.

En este esquema de control, el controlador más sencillo es el proporcional ($G_c(s) = K$), cuya respuesta es proporcional al error $E(s) = Y(s) - R(s)$. Este control tiene limitaciones prácticas en cuanto al valor máximo de ganancia que físicamente se puede obtener. Esto unido al hecho de que ganancias muy altas conducen a inestabilidades y que en general tendremos errores en estacionario, hace que este control no se use mucho en la práctica. Por tanto, si en el lugar de las raíces se observa que el comportamiento deseado del sistema en lazo cerrado no se puede lograr con el ajuste de una simple ganancia, entonces será necesario cambiar la forma del lugar de las raíces añadiendo controladores adicionales a la función de transferencia en lazo abierto.

A diferencia del controlador proporcional, los controladores clásicos como los PI, PD y PID (67) y los compensadores en adelanto y atraso (68) tienen en cuenta el histórico de los errores y mediante el ajuste de las distintas ganancias proporcional, integral y derivativa o de la elección de los polos y ceros adicionales respectivamente se obtendrán en muchos casos las respuestas deseadas del sistema en lazo cerrado.

$$G_c(s) = K_p + \frac{K_I}{s} + K_D s \quad (67)$$

$$G_c(s) = \frac{s + Z_0}{s + P_0} \quad (68)$$

El controlador PD ($K_I = 0$) básicamente añade un cero al sistema en lazo cerrado lo que se traduce en la mejora del transitorio de la respuesta al desplazar el lugar de las raíces hacia la izquierda. En el caso del PI, este añade un cero y un polo en el origen del plano complejo y muchas veces se usa para eliminar los errores en estacionario. El PID se emplea para mejorar tanto la dinámica de la respuesta como para eliminar el error en estacionario.

Partiendo de la ecuación (68), un compensador es en adelanto si $Z_0 < P_0$ y en atraso si $Z_0 > P_0$. Se denominan así porque al añadir el conjunto de cero-polo se contribuye respectivamente con un ángulo positivo y negativo a la condición de ángulo del lugar de las raíces (Ogata, 1993).

En el caso del compensador en adelanto este se comporta como un filtro pasa altos y su efecto es el de desplazar el lugar de las raíces a la izquierda mejorando la respuesta transitoria al ampliar el ancho de banda e incrementar la velocidad de respuesta. Un compensador en adelanto es similar a un control PD, pero con menor ruido en alta frecuencia.

El compensador en atraso se asemeja al control PI actuando como un filtro pasa bajos y desplazando el lugar de las raíces a la derecha. Este compensador se usa cuando siendo la respuesta transitoria del sistema satisfactoria, es necesaria una reducción del error en estacionario. En la práctica el conjunto cero-polo están poco separados y se sitúan muy cerca del origen del plano complejo de forma que desplacen lo mínimo al lugar de las raíces.

Varios de estos conceptos se aplicaron para diseñar e implementar el control de amortiguadores de masa activos también conocidos como actuadores de masa inercial y su implementación en una pasarela peatonal. Concretamente, se usó el

APS 400 de APS Dynamics, Inc., un actuador electromagnético de 440 Newtons (Figura 4. 7), este mismo se usó para los estudios de análisis modal.

3.2.3.1 Control CACF

En la tesis se propone el uso de una estrategia de control conocida como control basado en la realimentación compensada de la aceleración (CAFC) para su implementación en estructuras tipo pasarelas peatonales.

El control CAFC como veremos, es más indicado que el control por realimentación directa de la velocidad (DVFC), estrategia habitualmente empleada en problemas de control de vibraciones. Un ejemplo de implementación de un control DVFC para el control de vibraciones en estructuras es el realizado por Moutinho en 2011 (Moutinho, et al., 2011) donde empleó el mismo actuador de masa inercial que en esta tesis para el control de las vibraciones de una pasarela de banda tesa.

En el DVFC, la velocidad se obtiene por medio de un circuito integrador aplicado a la medida de aceleración. Este valor multiplicado por una ganancia se realimenta al actuador y de forma sencilla se consigue un aumento del amortiguamiento de la estructura. Para asegurar la estabilidad del sistema, este tiene que ser “colocado”, lo cual se refiere al hecho de que tanto el actuador como el sensor deben estar situados en el mismo punto de la estructura (Preumont, 2002). Con esta estrategia y siempre que se ubique de manera adecuada el conjunto sensor/actuador, se consigue tener un sistema robusto a las inestabilidades por “*spillover*” debidas a la acción de los controladores en los modos de alta frecuencia no modelados y un sistema incondicionalmente estable en ausencia de las dinámicas del actuador y del sensor (Balas, 1979).

Sin embargo cuando las dinámicas del actuador y el sensor son consideradas, la estabilidad para altas ganancias no se garantiza y el sistema puede tener un comportamiento de ciclo límite, el cual no es deseable ya que puede tener efectos muy perjudiciales en la respuesta del sistema (Díaz & Reynolds, 2010), lo que hace que en esta situación, el DVFC no es una solución adecuada.

Generalmente, las dinámicas del actuador y sensor influyen en las dinámicas del sistema y tienen que ser consideradas en el proceso de diseño del control activo de vibraciones (AVC). Si dicha interacción no se tiene en cuenta, el AVC puede exhibir unos márgenes de estabilidad muy pequeños, ser sensible a las incertidumbres en los parámetros y por tanto ser ineficiente.

En la línea propuesta por Díaz en 2010 (Díaz & Reynolds, 2010), se propone una estrategia de control basado en un compensador en atraso aplicado a la aceleración de la estructura. Este compensador tiene en cuenta la interacción entre las dinámicas de la estructura, el actuador y los sensores de forma que el sistema en lazo cerrado muestre las propiedades deseadas de un gran amortiguamiento para el modo principal de vibración y grandes márgenes de estabilidad. Estas propiedades llevan a obtener un sistema de control en lazo cerrado robusto con respecto a su estabilidad y respuesta. (Preumont, 2002)

La ley de control se completa con:

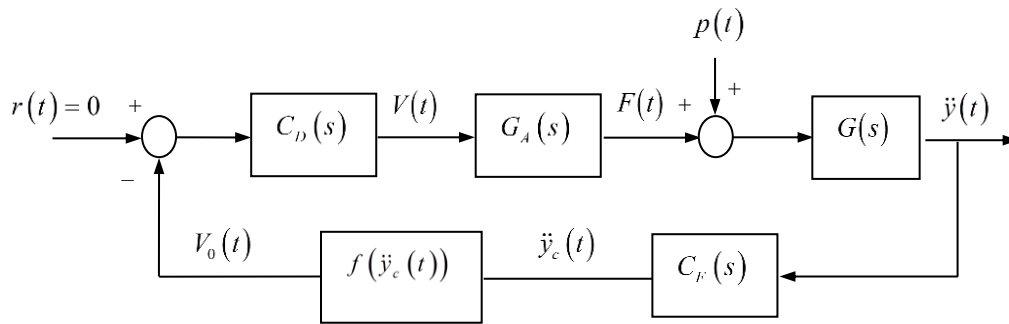
- Un filtro pasa alto aplicado a la salida del compensador en atraso. Este filtro se diseña para evitar la saturación en la carrera debido a los componentes de baja frecuencia.
- Una saturación no lineal aplicada a la señal de control para evitar una sobrecarga del actuador en cualquier frecuencia.

En la Figura 3.31 se muestran los componentes principales de la estrategia de control (CAFC) propuesta. Como previamente se ha comentado, la salida medida del sistema es la aceleración de la estructura, la cual es la variable más sencilla de medir de forma directa y adicionalmente, es la que la mayoría de las normativas y guías de diseño emplean para evaluar el ELSV de las estructuras.

Por otro lado, rara vez se puede medir las variables de estado del sistema por lo que un control realimentado basado en la medida directa de la aceleración simplifica en gran medida la realización física del control frente a una realimentación de las variables de estado. Como desventaja frente a esta es que el proceso de cálculo de los compensadores que cumplan las propiedades deseadas

3. Metodología

es un proceso iterativo de prueba y error, mientras que con una realimentación del estado, el cálculo de las ganancias del sistema se puede realizar matemáticamente con herramientas como el comando *place* de Matlab (MathWorks, 2019). Un ejemplo de controlador basado en la realimentación del estado para el control de vibraciones en una estructura de laboratorio es el presentado en (Magdaleno, et al., 2019) y que se mostrará en el apartado de resultados.



$r(t)$	Entrada de referencia	$\ddot{y}(t)$:	Respuesta en aceleración.
$V(t)$:	Voltaje de control	$\ddot{y}_c(t)$:	Aceleración compensada.
$F(t)$:	Fuerza del actuador	$V_0(t)$:	Voltaje inicial de control.
$p(t)$:	Perturbación (planta)	$f(\ddot{y}_c)$:	Elemento no lineal (saturación)
$C_D(s)$:	Función de transferencia del compensador directo.		
$G_A(s)$:	Función de transferencia del actuador.		
$G(s)$:	Función de transferencia de la estructura.		
$C_F(s)$:	Función de transferencia del compensador en realimentación		

Figura 3.31. Esquema de control CAFC (Casado, et al., 2013)

En el esquema de control, G_A es la función de transferencia del actuador, G es la función de transferencia de la estructura, C_F es el control en realimentación y C_D es el control directo. El control en realimentación es un compensador en atraso que se diseña para aumentar la estabilidad en lazo cerrado y para incrementar el amortiguamiento de la estructura. El control directo es simplemente un compensador en adelanto (con propiedad de filtro pasa-alto) diseñado para evitar la saturación del actuador (final de carrera) a bajas frecuencias. La influencia de este compensador en la estabilidad global es muy pequeña ya que solo un pequeño adelanto de fase es introducido. La ley de control se completa con un elemento no

lineal $f(\ddot{y}_c)$ que se comporta como una saturación no lineal que tiene en cuenta la sobrecarga del actuador o una no linealidad on-off con zona muerta (Díaz & Reynolds, 2010). En este caso se ha considerado una saturación no lineal.

El proceso de diseño presentado en (Díaz & Reynolds, 2010) consta de los siguientes pasos:

- Identificación de la función de transferencia del actuador G_A y de la estructura G .
- Diseño del compensador directo C_D para reducir la sensibilidad del actuador frente a la saturación de la carrera.
- Diseño del compensador en realimentación C_F para incrementar el amortiguamiento de la estructura y su robustez respecto a la estabilidad y comportamiento del sistema en lazo cerrado.
- Diseño del elemento no lineal $f(\ddot{y}_c)$ que evite la sobrecarga del actuador.
- Por último se selecciona la ganancia usando el método del lugar de las raíces.

La función de transferencia del actuador APS 400 con 30 Kg de masa móvil, modelada como la relación entre la fuerza inercial aplicada a la estructura y el voltaje de entrada es descrita de forma bastante aproximada por un modelo de tercer orden (Preumont, 2002). La función de transferencia identificada a partir de la FRF experimental de la Figura 3.32 fue la siguiente:

$$G_A(s) = \frac{K_A s^2}{s^2 + 2\zeta_A \omega_A s + \omega_A^2} \left(\frac{1}{s + \varepsilon} \right) = \frac{22400s^2}{s^3 + 135.4s^2 + 519.4s + 8803} \quad (69)$$

Donde $K_A > 0$, $\omega_A = 8.17 \text{ rad}^{-1}$ (1.3 Hz) es la frecuencia natural asociada con la masa móvil suspendida $\zeta_A = 0.21$ es la razón de amortiguamiento (incluidos los efectos eléctricos y mecánicos). El polo $-\varepsilon$ tiene en cuenta el efecto paso bajo asociado con estos actuadores. La frecuencia de corte identificada fue de 21 Hz ($\varepsilon = 2\pi \cdot 21 = 131.94 \text{ rad}^{-1}$). La Figura 3.32 muestra la magnitud de la FRF del modelo

3. Metodología

identificado y el obtenido experimentalmente del actuador en el rango de frecuencias entre 0 y 30Hz.

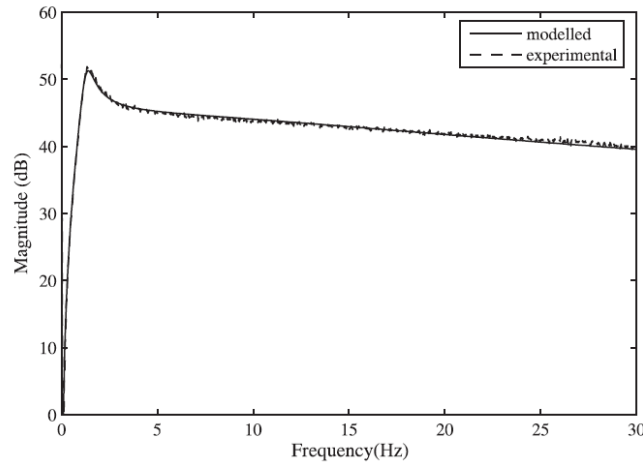


Figura 3.32. Función de transferencia del actuador $G_A(s)$ (Casado, et al., 2013)

El compensador directo es un compensador en adelanto, donde el par cero-polo se selecciona para evitar la saturación de la carrera del actuador y así minimizar los golpes de la masa inercial con los límites físicos de la carrera.

$$C_D(s) = \frac{s + \lambda}{s + \eta} \quad \text{con } \eta > \lambda \geq 0 \quad (70)$$

Una vez diseñado este compensador directo, el compensador en realimentación es diseñado considerando las dinámicas del actuador, la estructura y las dinámicas del compensador de acción directa. Este compensador será el encargado de mejorar la respuesta del sistema en lazo cerrado y se ha definido como:

$$C_F(s) = \frac{s + \gamma}{s} \quad \text{con } \gamma \geq 0 \quad (71)$$

Si se selecciona un $\gamma=0$, el esquema de control será una realimentación de la aceleración directa (DAF) y si $\gamma \gg \varepsilon$, lo que significa que el cero del compensador no afecta las dinámicas predominantes del sistema, el esquema de control sería similar a un DVFC. El parámetro γ se selecciona tal que los polos en lazo cerrado de la primera frecuencia natural de la pasarela obtenidos: 1) mejoren sustancialmente la estabilidad, 2.) tengan ángulos mas pequeños con respecto al

eje negativo, de forma que se incremente el amortiguamiento y 3.) Incrementen la distancia al origen para aumentar la frecuencia natural.

El incremento de la frecuencia y del amortiguamiento del modo predominante se traduce teniendo en cuenta la expresión (64), en una reducción del tiempo de establecimiento de las dinámicas correspondientes.

Por otro lado, la ganancia en lazo cerrado K_c se seleccionará a partir del lugar de las raíces teniendo en cuenta los puntos anteriores y evitando que los polos asociados al actuador sean inestables (parte real positiva).

Finalmente, la saturación no lineal se define como:

$$f(\ddot{y}_c(t)) = \begin{cases} K_c \ddot{y}_c(t) & |\ddot{y}_c(t)| \leq V_s/K_c \\ V_s \text{sign}(\ddot{y}_c(t)) & |\ddot{y}_c(t)| > V_s/K_c \end{cases} \quad (72)$$

Donde K_c es la ganancia del control y V_s el máximo voltaje de control del actuador (nivel de saturación). Hay que tener en cuenta que debido a la no linealidad de la saturación, altas ganancias puede no mejorar el amortiguamiento de la estructura.

3.2.3.2 Control MVF

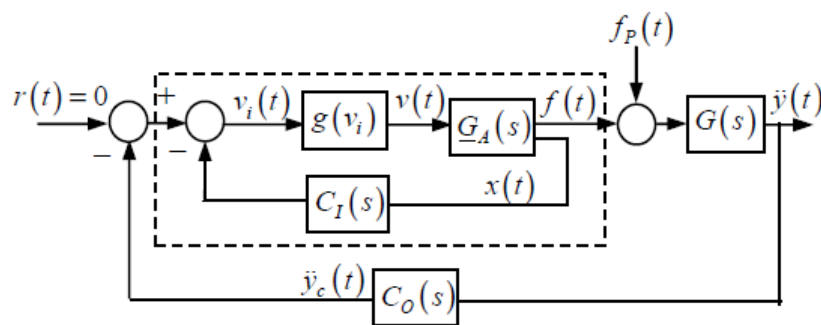
Cuando se plantea la implementación práctica de un control activo mediante actuadores comerciales tipo masa inercial, hay una serie de problemas que deben resolverse para que el control diseñado trabaje de forma adecuada. Uno de los problemas más importantes será el de evitar que la dinámica del actuador influya en la dinámica de la estructura. Para ello, la frecuencia de resonancia del actuador deberá ser considerablemente más baja que la menor de las frecuencias que se pretende amortiguar (Preumont & Seto, 2008). Esto no es siempre posible cumplirlo y más en el ámbito de las estructuras civiles donde los modos fundamentales suelen estar por debajo de los 5 Hz y en bastantes casos cercanos a 1 Hz (Figura 1.2).

3. Metodología

En caso de usar una estrategia DVFC con saturación en el control, la frecuencia de resonancia del actuador deberá ser menos de la mitad de la frecuencia fundamental de forma que los márgenes de estabilidad y la cancelación de vibraciones sean los adecuados. Por otro lado, el amortiguamiento del actuador debe ser mayor del 30% (Hanagan, 2005), para que el sistema no sea excesivamente sensible a la saturación de la carrera, lo que llevaría a implementar controles con pequeñas ganancias desaprovechando así la capacidad del actuador.

Como en general no es posible tener un actuador a medida para resolver un problema de control de vibraciones concreto, en este apartado se propone variar la dinámica del actuador disponible mediante la implementación de controles internos de realimentación.

Por tanto, se propone una estrategia de control que consiste en el empleo de dos lazos de control (Díaz, et al., 2011): (i) un lazo de control interno que modifica la dinámica del actuador y (ii) un lazo de control externo que añade amortiguamiento al sistema. El lazo de control interno propuesto es el de un control PD del desplazamiento de la masa inercial, mientras que el lazo externo es un DVFC. El conjunto de los dos controles se ha denominado *Modified Velocity Feedback* (MVF).



$r(t)$:	Entrada de referencia	$\dot{y}(t)$:	Respuesta en aceleración.
$v(t)$:	Voltaje de control	$\dot{y}_c(t)$:	Aceleración compensada.
$f(t)$:	Fuerza del actuador	$g(v_i)$:	Elemento no lineal
$f_p(t)$:	Perturbación (planta)	$x(t)$:	Desplazamiento de la masa

Figura 3.33. Esquema de control MVF (Díaz, et al., 2011)

Un esquema general con los principales componentes del control MVF se muestra en la Figura 3.33, donde el actuador $G_A(s)$ es un sistema SIMO, con un voltaje $v(t)$ como entrada de control y dos salidas en forma de fuerza aplicada a la estructura $f(t)$ y un valor del desplazamiento de la masa $x(t)$, el cual se usa como entrada al control PD interno del actuador. El control PD se diseña para modificar la frecuencia de resonancia y el amortiguamiento del actuador, de forma que dicha frecuencia sea por lo menos la mitad de la frecuencia fundamental de la estructura y tenga un amortiguamiento de más del 30%.

Por otro lado el controlador DVF externo es un integrador “lossy” (73) con el que se obtiene la velocidad de la estructura a partir de su aceleración. γ_M es la ganancia y β debe ser considerablemente más pequeño que la frecuencia del modo que se quiere controlar (ω_f).

$$C_O(s) = \frac{\gamma_M}{s + \beta} \quad (73)$$

La función de transferencia en lazo abierto del control MVF está formada por la función de transferencia modificada del actuador ($G_A(s)$), la función de transferencia de la estructura ($G(s)$) y la función de transferencia del controlador externo ($C_O(s)$) de forma que:

$$G_T(s) = \hat{G}_A(s)G(s)C_O(s) \quad (74)$$

Donde $\hat{G}_A(s)$ es la función de transferencia en lazo cerrado de la FT del actuador $G_A(s)$ (69) con el lazo de control interno $C_I(s)$.

$$\hat{G}_A(s) = \frac{G_A(s)}{1 + G_{A,2}(s)C_I(s)} \text{ con } G_{A,2}(s) = \frac{X(s)}{V(s)} = \frac{1}{m_A s^2} G_A(s) \quad (75)$$

El lazo de control interno se define como:

$$C_I(s) = K_P + \frac{K_D s}{\left(\left(\frac{s}{5\omega_f}\right) + 1\right)} \quad (76)$$

Donde K_P y K_D son respectivamente las ganancias proporcional y derivativa del control PD adoptado para el lazo de control interno. También se ha considerado un filtro pasa bajo en la acción diferencial para evitar problemas de control con excitaciones de alta frecuencia. Una buena frecuencia de corte del filtro se considera una con 5 veces el valor del modo a controlar (ω_f).

Un desarrollo más completo de esta metodología se presentó posteriormente en (Wang, et al., 2018)

3.2.4 Controles para amortiguadores de masa semiactivos

Dentro de todas las posibles propuestas de control para amortiguadores de masa semiactivos (SATMD) descritas anteriormente, en esta tesis se ha trabajado con esquemas de control tipo *groundhook* (GK) y *skyhook* (SK). Estas estrategias de control son válidas para SATMD con amortiguadores de orificio variable o los magneto-reológicos. La idea del control es emular el comportamiento ideal de un amortiguador pasivo acoplado entre la masa móvil y la “tierra” o el “cielo” respetivamente. En la Figura 3.34 se muestra de forma gráfica estos conceptos.

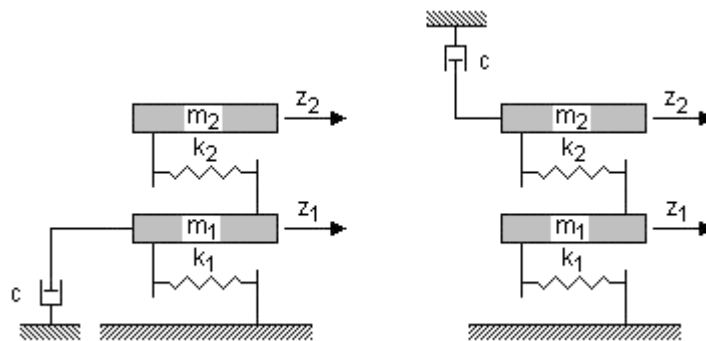


Figura 3.34. Esquema de los sistemas de control *groundhook* y *skyhook*.

Ambas estrategias de control se pueden implementar tanto de forma on-off como proporcional. Cuando se usa la estrategia on-off, el amortiguamiento varía entre el

estado de mínimo (LS) y máximo (HS) del amortiguamiento dependiendo del valor del desplazamiento/velocidad absoluto y la velocidad relativa tanto de la masa móvil de la estructura como la del SATMD. En el caso de la estrategia proporcional, el valor del amortiguamiento (HS) es proporcional a la velocidad de la masa de la estructura. Usando la nomenclatura mostrada en la Figura 3.34, las leyes de control se formulan como sigue (Koo, 2003):

$$\begin{array}{ll}
 \text{Skyhook} & \dot{z}_2 \times v_{rel} \leq 0 & c_{on-off} = HS \\
 \text{control:} & & c_{cont} = \max\{LS, \min[(g \times \dot{z}_2), HS]\} \\
 & \dot{z}_2 \times v_{rel} > 0 & c_{on-off} = LS \\
 & & c_{cont} = LS
 \end{array} \quad (77)$$

$$\begin{array}{ll}
 \text{Groundhook} & \dot{z}_1 \times v_{rel} \geq 0 & c_{on-off} = HS \\
 \text{control:} & & c_{cont} = \max\{LS, \min[(g \times \dot{z}_1), HS]\} \\
 & \dot{z}_1 \times v_{rel} < 0 & c_{on-off} = LS \\
 & & c_{cont} = LS
 \end{array} \quad (78)$$

Con $v_{rel} = \dot{z}_1 - \dot{z}_2$, HS = *High State*/Amortiguamiento máximo, LS = *Low State*/Amortiguamiento mínimo y G la ganancia proporcional.

En ambos casos, en las condiciones que establecen el estado del amortiguador el valor de velocidad relativa v_{rel} multiplica a la velocidad del SATMD o de la estructura, en lo que se denomina estrategia basada en la velocidad (VBG). Si se sustituyen en (77) y (78) los términos \dot{z}_1 y \dot{z}_2 , por sus desplazamiento z_1 y z_2 respectivos, la estrategia de control se dice que está basada en el desplazamiento (DBG).

Para el diseño del SATMD se fijó la masa del SATMD (m_{SATMD}) y se identificó el conjunto de parámetros $C_{ON-OFF}=[HS,LS]$ y K_{SATMD} que hiciera que la FRF de la estructura tuviera el menor pico. A nivel práctico, el sistema se modeló en *Simulink* y fue excitado por una señal de barrido frecuencial o *Chirp* en el rango de frecuencias del modo de la estructura que se quiere amortiguar. La optimización de dichos parámetros se realizó con la función “*fmincon*” de Matlab.

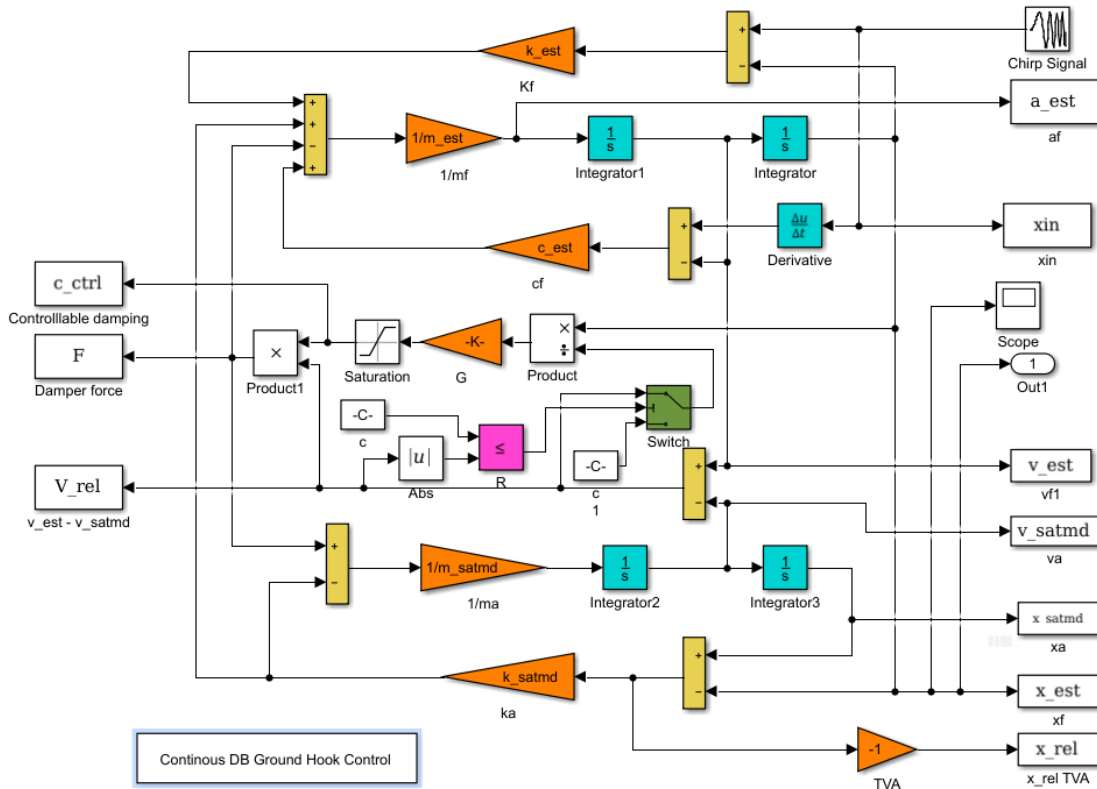


Figura 3.35. Modelo en *Simulink* de la estructura con el SATMD con DB-GH Control.

Por otro lado, también se colaboró en el desarrollo de una ley de control inteligente basado en técnicas neuro-fuzzy aplicadas en un SATMD con amortiguadores MR para reducir las vibraciones del vano 2 de la pasarela del Museo de la Ciencia de Valladolid. (Marichal, et al., 2012)

3.3 Normativas y guías de diseño para puentes y pasarelas peatonales

A lo largo de los últimos años se han publicado distintas normas, instrucciones, recomendaciones y guías nacionales e internacionales con objeto de ayudar a los proyectistas de estructuras a analizar, en la fase de diseño, el estado límite de servicio de vibraciones de las estructuras. Tal cantidad de documentación puede dificultar dicho proceso en vez de simplificarlo. En este apartado se da una visión conjunta de estos documentos con el objeto de facilitar dicho proceso de análisis.

En el caso concreto de España la situación se ha vuelto todavía más confusa con la aparición del borrador del nuevo código estructural en 2018 y su aprobación

prevista para el uno de Julio de 2019 por el proyecto de Real Decreto del Ministerio de Fomento (Fomento, 2019) ya que el paso lógico hubiera sido la adopción en exclusiva de los Eurocódigos tal que se aplicasen las mismas normas que se usan en gran parte de los países europeos (Figura 3.36). Es por ello que resulta aún más desconcertante que en pleno proceso de aprobación de dicho código entrará en vigor el 25 de marzo de 2019 la Orden Circular 1/2019 “sobre aplicación de los Eurocódigos a los proyectos de carreteras”. Por el que desde esa fecha, todos los puentes y estructuras asimilables (pasarelas, pontones, rampas, muros, etc.) deben cumplir las especificaciones contenidas en las normas UNE-EN 1990, UNE-EN 1991, UNE-EN 1992, UNE-EN 1994, UNE-EN 1995, UNE-EN 1997 Y UNE-EN 1998, denominadas Eurocódigos Estructurales, junto con los correspondientes Anejos Nacionales, en su caso. Esto deja sin sentido (al menos para puentes) al Nuevo Código Estructural.

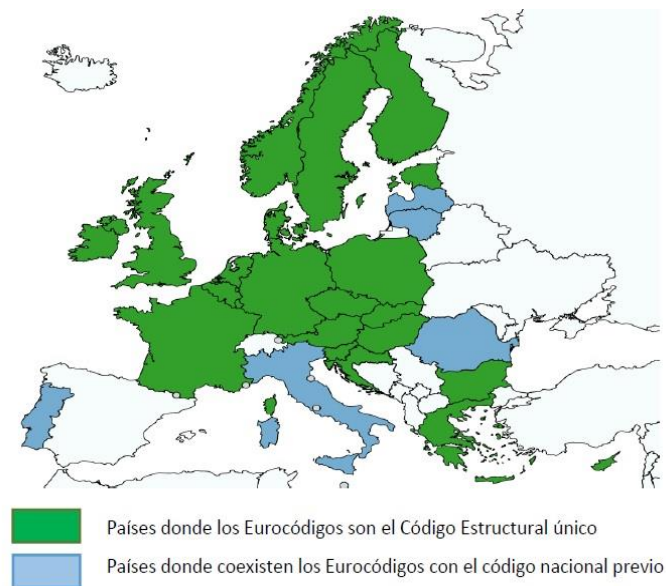


Figura 3.36. Estado de aplicación de los Eurocódigos en los distintos países.

Como resumen, el nuevo código estructural deroga la actual EHE-08 (Instrucción de Hormigón Estructural) y la actual EAE (Instrucción de Acero Estructural). Además, el código no sólo trastocará todo lo concerniente al hormigón estructural y el acero estructural, si no que enmarcará como se debe a los elementos mixtos hormigón-acero, que hasta ahora se había tratado de forma ligera. De esta forma el código

3. Metodología

consta de cuatro partes: Bases generales, estructuras de hormigón, estructuras de acero y estructuras Mixtas.

Con lo que respecta a las recomendaciones de los estados límites de servicio de vibraciones, el nuevo código no aporta nada nuevo que no estuviera en los códigos derogados. De hecho hay menos información que en estos y por tanto no da recomendaciones claras para evitar el diseño de estructuras excesivamente vivas.

Previo a la aparición del nuevo código estructural existía un conjunto de instrucciones y recomendaciones de aplicación en el ámbito nacional en la que se daban valores de rangos de frecuencia a evitar y valores de aceleraciones máximas que servían de guía para el diseño de las estructuras desde el punto de vista dinámico. Así, en 1996 el Ministerio de Fomento publicó las recomendaciones para el proyecto de puentes metálicos sobre carreteras o RPM 95 (Fomento, 2003) y su homóloga para puentes mixtos o RPX 95 (Fomento, 2003). Estas recomendaciones, en la parte del estado de servicio de vibraciones, se limitaban a establecer el valor máximo de aceleración vertical ($0.5\sqrt{f_0}$ (m/s^2), siendo f_0 la frecuencia fundamental del vano) para puentes con tránsito de peatones y pasarelas. Además, en ausencia de cálculos específicos, se establecía que la aceleración máxima era admisible siempre que se cumpliera una condición de flecha máxima estática. Por otra parte, en 1998 se publicó la primera edición de la instrucción sobre las acciones a considerar en el proyecto de puentes de carretera o IAP 98 (Fomento, 2003), incluyendo las pasarelas peatonales como objeto de dicha norma. Esta instrucción sólo comentaba la necesidad de realizar pruebas de caga dinámicas en aquellas pasarelas en las que las vibraciones puedan afectar su funcionalidad. En 2011 se revisó este documento denominándose IAP 11 (Fomento, 2011), en el que se incluyó un nuevo apartado de “Estado límite de vibraciones en pasarelas peatonales”. En este apartado se establecían: (a) unos rangos de frecuencia críticos para los que era necesario realizar estudios dinámicos (vertical/longitudinal: [1.25-4.60] Hz, lateral [0.50-1.20] Hz) y (b) unas circunstancias que, con independencia de los valores de las frecuencias naturales, implicaban la realización de estudios dinámicos (luz>50m, anchura útil>3m, tipología singular, nuevos materiales, ubicación en zona urbana con previsible tráfico intenso de peatones). Además, se establecía por primera vez en la

normativa española una tabla con distintos niveles de confort en vez de establecer un solo valor límite de confort.

Tabla 3.1 Niveles de confort en pasarelas peatonales (Fomento, 2011)

Grados de confort	Rangos de aceleraciones	
	Verticales	Laterales
Máximo	< 0.50 m/s ²	< 0.10 m/s ²
Medio	0.50 a 1.00 m/s ²	0.10 a 0.30 m/s ²
Mínimo	1.00 a 2.50 m/s ²	0.30 a 0.80 m/s ²
No aceptable	> 2.50 m/s ²	> 0.80 m/s ²

Por último, en el apartado de pruebas de carga de la IAP 11, se establecía que cuando la pasarela peatonal esté dentro de los criterios para la realización de estudios dinámicos se incluya el proyecto de prueba de carga dinámica (parámetros dinámicos estructurales, casos de carga, puntos de medida y valores esperados). En el caso de necesitar la realización de pruebas de carga dinámicas, el documento “Recomendaciones para la realización de pruebas de carga de recepción de puentes de carretera” (Fomento, 1999) que publicó el Ministerio de Fomento en 1999 puede ayudar a la definición de dichas pruebas.

Por otro lado, la instrucción de hormigón estructural o EHE-08 (Fomento, 2008) y la de acero estructural o EAE (Fomento, 2011), en sus últimas versiones de 2008 y 2011 respectivamente, también establecían el estado límite de servicio de vibraciones (ELSV) en pasarelas peatonales. La EHE-08 fijaba el mismo valor de aceleración de confort que en la RPX95 y RPM95 y establecía la necesidad de comprobar el valor de la flecha estática debida a un peatón de 750N en el punto de máxima flecha para pasarelas con el primer modo de flexión vertical menor de 5 Hz. También indicaba la necesidad de realizar pruebas de carga dinámicas para pasarelas que por su esbeltez se previera la aparición de vibraciones que puedan llegar a ocasionar molestias a los usuarios.

La EAE en su artículo 38 (estado límite de vibraciones) establecía rangos de frecuencia críticos (vertical: [1.6-2.4]Hz y [3.5-4.5]Hz y horizontal: [0.6-1.2 Hz]) y los niveles de vibración máximos que debían cumplirse (vertical: 0.7 m/s² cuando un

peatón de 750N ande o corra; horizontal: 0.2 m/s² en condiciones de uso normal y 0.4 m/s² en condiciones de aglomeraciones excepcionales). También establecía la necesidad de realizar estudios con modelos de carga correspondientes a peatones individuales y grupos de estos (andando, saltando,...) pero no definía que modelos matemáticos de carga deben emplearse. Además, estos escenarios de carga debían acordarse entre el autor del proyecto y el propietario de la pasarela.

En el caso de los Eurocódigos, estos aparecieron como un conjunto de normas europeas para la ingeniería de carácter voluntario, redactadas por el Comité Europeo de Normalización (CEN) y que pretendían unificar criterios y normativas en las materias de diseño, cálculo y dimensionado de estructuras y elementos prefabricados para edificación. Todos aquellos países miembros del CEN cuyas normas sean *European Norm* (EN) (normas UNE en España) deberían haber derogado sus normas nacionales en el año 2010 mientras que en aquellos países en que la normativa no tenga el carácter EN los Eurocódigos eran una alternativa válida a las normas nacionales. España hasta ahora formaba parte del segundo grupo pero después de la aprobación de la Orden Circular 1/2019 sobre aplicación de los Eurocódigos a los proyectos de carreteras y de la aparición del nuevo código estructural la situación no está muy clara.

De todos los Eurocódigos, los que tratan temas relacionados con la evaluación del ELSV y que pueden ser aplicados a pasarelas peatonales son: la UNE-EN 1990:2019 (AENOR, 2019) o Eurocódigo 0 de Bases de cálculo, la UNE-EN 1991-2:2019 (AENOR, 2019) o Eurocódigo 1 en su parte de cargas de tráfico en puentes y la UNE-EN 1995-2:2016 (AENOR, 2016) o Eurocódigo 5 de estructuras de madera en el apartado de puentes.

Aparte de las normas nacionales y de los Eurocódigos, existen una serie de normativas internacionales que en muchos casos han sido la base de las anteriores. Ejemplos de estas son la ISO 2631-1 *Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part 1: General requirements* (ISO, 1997) de 1985 y revisada en 1997 y la ISO 10137 *Bases for design of structures: Serviceability of buildings and walkways against vibrations* (ISO, 2007) de 1992 y revisada en 2007.

Finalmente, en los últimos años se han publicado guías de diseño de pasarelas peatonales con el objeto de facilitar a los proyectistas el proceso de diseño y evaluación. Las principales guías son la *Guidelines for the design of footbridges* (fib, 2005) publicada por el fib en 2005, la *Assessment of vibrational behaviour of footbridges under pedestrian loading* (Sétra, 2006) publicada por el Setra en 2006 y la *Design of footbridges* (Hivoss, 2008) publicada como resultado del proyecto Hivoss en 2008.

En la Figura 3.37 se muestra una línea temporal con las fechas de publicación de los principales documentos de consulta tanto nacionales como internacionales.

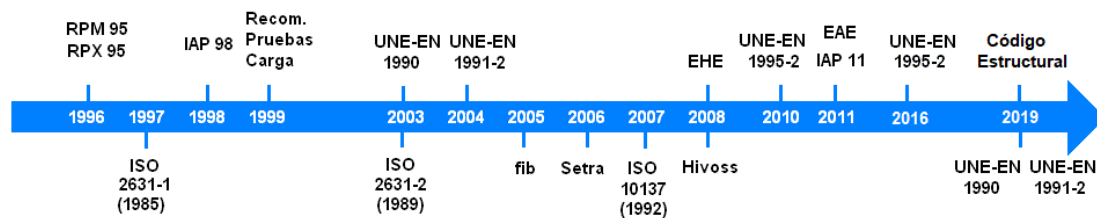


Figura 3.37. Línea temporal con la fechas de publicación de documentos nacionales e internacionales relacionadas con el estado de servicio en pasarelas peatonales.

La principal diferencia de estas guías frente a muchas de las normativas, es que dan pautas de cómo diseñar y evaluar la respuesta dinámica de las pasarelas en la fase de diseño. En este sentido, dan formulaciones sencillas de modelos de carga para una persona y grupos de personas en los que se tiene en cuenta factores de sincronización en función del rango de frecuencias de paso.

En general, todos estos modelos son de tipo determinista y están basados en el desarrollo de series de Fourier y en la aplicación de coeficientes de sincronización. Uno de los primeros en plantear este tipo de modelos fueron Bachmann y Ammann en su libro *Vibration in structures induced by man and machines* (Bachmann & Ammann, 1987) de 1987.

En la Tabla 3.2 se resumen los rangos de frecuencia críticos y las aceleraciones máximas de confort en las direcciones vertical y lateral recomendados por las distintas normativas nacionales e internacionales de forma que se cumpla el

3. Metodología

estado límite de servicio de vibraciones de las estructuras cubiertas por dichos documentos.

Tabla 3.2 Rangos de frecuencia críticos y aceleraciones máximas de confort recomendadas por las normativas.

Normativas	Frecuencias críticas (Hz)		Aceleraciones máximas de confort (m/s ²)	
	Vertical	Lateral	Vertical	Lateral
Eurocódigo 0 (Anejo A2)	< 5	< 2.5	0.7	0.2(0.4)
Eurocódigo 1	< 5	< 2.5	$\min(0.5\sqrt{f_v}, 0.7)$	$\min(0.14\sqrt{f_h}, 0.15)$
Eurocódigo 2 (EN 1992-2)	1.6–2.4	0.8–1.2		
Eurocódigo 5 (EN 1995-2)	< 5	< 2.5	0.7	0.2
RPX95, RPM95 (España)			$0.5\sqrt{f_v}$	
EAE (España)	1.6–2.4 , 13.5–4.5	0.6–1.2	$\min(0.5\sqrt{f_v}, 0.7)$	0.2(0.4)
BS 5400 (Reino Unido)	< 5		$0.5\sqrt{f_v}$	
Din-Fachberitch 102 (Alemania)	1.6–2.4 , 13.5–4.5		$0.5\sqrt{f_v}$	
SIA 260 (Suiza)	1.6–4.5	< 1.3		
AASHTO 1997 (USA)	< 3			
ONT83 (Canada)			$0.25(f_v)^{0.78}$	
Austroroads (Australia)	1.5–3			
Normativa de Pasarelas japonesa (1979)	1.5–2.3		1	
AISC Guide 11			$100 \cdot \left(\begin{array}{l} \text{Curva base} \\ \text{ISO 2631-2} \end{array} \right)$	
VDI 2057			$0.6(f_v)$	0.214
ISO 10137	1.7–2.3		$60 \cdot \left(\begin{array}{l} \text{Curva base} \\ \text{ISO 2631-2} \end{array} \right)$	

4. RESULTADOS

Este apartado muestra la aplicación práctica en estructuras reales de las metodologías presentadas para, primero la identificación de sus parámetros modales y posteriormente la aplicación de sistemas de control basados en amortiguadores de masa. En primer lugar se describen las estructuras con las que se ha trabajado en la tesis, posteriormente se presentan los medios físicos con los que se ha contado para la experimentación y finalmente se muestran los resultados de la aplicación de las metodologías presentadas en el apartado anterior en las estructuras.

4.1 Estructuras en estudio

En esta tesis se ha trabajado con distintos tipos de estructuras. Dentro de estas, las pasarelas peatonales han sido las estructuras más estudiadas teniendo en cuenta que muchas de ellas son ligeras y fácilmente excitables por los peatones. Concretamente se ha trabajado con tres pasarelas peatonales, dos situadas en Valladolid, la pasarela del Museo de la Ciencia de Valladolid (PMC) y la pasarela Pedro Gómez Bosque (PPGB) y una sita en Palencia conocida como pasarela Isla dos Aguas (PIA). Otras estructuras con las que se ha trabajado son las pilas en proceso de construcción del viaducto de la miel en Nerja (Autovía A7 del Mediterráneo), la grúa de construcción modelo LC2064 de COMANSA y el experimento AMD-2 de la marca comercial *Quanser* (Quanser, s.f.).

4.1.1 Pasarela del Museo de la Ciencia de Valladolid

La pasarela del Museo de la Ciencia de Valladolid (PMC) fue inaugurada en 2004 y consta de un vano de hormigón de 45 metros y tres vanos metálicos de 51, 111 y 21 metros de luz respectivamente (Figura 4.1) . La tipología resistente de los vanos metálicos es de entramado triangulado de barras tubulares con sección hexagonal, donde el vano 3, el más largo, cuenta con un sistema de pretensado (Landret & González, 2005) formado por un conjunto de cables longitudinales y transversales (Figura 4.2) cuyo fin es el de estabilizar dicho vano al paso de los peatones (Gómez, 2004).



Figura 4.1 Vista general de la pasarela del museo de la ciencia (PMC) de Valladolid



Figura 4.2 Detalles de la PMC de Valladolid: Sistema pretensado del vano 3 y su ausencia en el vano 2 de 51 metros.

4. Resultados

De los tres vanos metálicos, la mayoría de los estudios realizados se han centrado en el vano 2 de 51 metros ya que este es el vano más fácilmente excitable por los peatones cuando hacen uso de la estructura.

4.1.2 Pasarela de Pedro Gómez Bosque

La pasarela de Pedro Gómez Bosque (PPGB) de Valladolid fue construida en 2011 con tipología de banda tensa. La pasarela se construyó con una chapa de acero cortén de 94 metros de longitud, 3.6 metros de ancho y 30 mm de espesor soldada a tramos de entre 10 y 12 metros (García & Ripoll, 2011). La chapa se ancla mediante soldadura en los estribos de hormigón de las orillas del río los cuales fueron cimentados mediante micropilotes para soportar las grandes cargas de tiro horizontal de este tipo de pasarelas. En cuanto a la cubierta de la pasarela, se realizó mediante piezas prefabricadas de hormigón aligerado culminados con un pavimento de caucho y barandillas de acero inoxidable y vidrio.



Figura 4.3 Vista general de la pasarela del Doctor Pedro Gómez Bosque (PPGB) de Valladolid

4.1.3 Pasarela Isla dos Aguas

La pasarela Isla dos Aguas (PIA) también conocida como pasarela de San Miguel por su cercanía a la iglesia del mismo nombre, es una pasarela construida mediante una cercha con tubos de acero de un solo vano de 52 metros de luz con un tablero de madera y barandillas metálicas. Al igual que las anteriores, esta pasarela vibra con facilidad al paso de los peatones.



Figura 4.4 Vista general de la pasarela Isla dos agua (PIA) de Palencia

4.1.4 Pilas del viaducto de la Miel

El Viaducto de La Miel, que forma parte del tramo Nerja-Almuñécar de la autovía A7 del Mediterráneo, es una estructura formada por dos tableros de 376 metros de longitud y vanos de 68-80-80-80-68 metros, compuestos por una estructura metálica bijácena continua de 3,00 metros de canto constante y una losa de hormigón de 12,20 metros de ancho. La estructura apoya sobre pilas de altura variable, de hasta 95 metros, ejecutadas por deslizamiento, siendo éstas las más altas de la autovía A7. Los tableros se ejecutan por el sistema de empuje desde uno de los estribos, previo montaje de la estructura metálica y parte de las prelosas del tablero superior y del hormigón de fondo. (Villameriel, et al., 2005)

4. Resultados



Figura 4.5 Distintas fases constructivas del Viaducto de la Miel de la Autovía A7 del Mediterraneo.

4.1.5 Grúa Torre de COMANSA Mod. LC2064

La grúa COMANSA modelo LC2064 es una grúa torre sin tirantes o “flat top” de características medias altas con los siguientes parámetros: Mástil de 38.5 m, pluma de 54 m, contrapluma de 18 m, contrapeso de 17.5 Tm, peso total sin contrapeso de 48.69 Tm, capacidad de carga máxima de 12 Tm y capacidad de carga en punta de 2.5 Tm.



Figura 4.6 Grúa COMANSA Modelo LC2064.

4.2 Equipamiento para la experimentación

A continuación se enumeran los distintos sensores, equipos y software usados para la realización de la tesis.

Sensores

- Acelerómetros IEPE de alta sensibilidad 1V/g (*MMF KS48C*, *PCB 393B04*)
- Acelerómetros MEMS (basados en el acelerómetro *ADXL 327* de *Analog Devices*)
- Sensores de desplazamiento (LVDT, de hilo, láser)
- Galgas extensiométricas (*HBM*).
- Sensores de magnitudes eléctricas (intensidad, tensión)
- Células de carga
- Plataforma de fuerza *Kistler 9286AA*.

Equipos de adquisición de señal:

- *HBM MGCplus*: con tarjetas de 8 entradas analógicas, 8 entradas en tensión, 8 entradas RTD, 18 galgas en puente completo.
- *Oros OR24* de cuatro canales de entrada y dos de salida, ambos configurables.
- Tarjetas de *National Instrument*.

Equipos de control

- Equipos de *National Instrument Compact Rio (9076)* y *PXI (PXI-801)*.
- Excitador Modelo *APS 400*. Empleado para generar excitaciones armónicas, impulsivas, aleatorias y barridos en frecuencia. Masa móvil 30.6 kg, rango de frecuencias entre 0 y 200 Hz, fuerza aplicada hasta 445 N (1 unidad). Este excitador se uso tanto para la identificación de parámetros modales de estructuras como elemento de control de vibraciones trabajando en forma de amortiguador de masas activo.
- Amortiguadores magnetoreológicos de tipo esponja de *Lord Corporation* y sus dispositivo de control *Wonder Box* (2 unidades)

4. Resultados

- Equipo de laboratorio Shake Table II (AMD2) de *Quanser*. Formada por mesa de excitación unidireccional, estructura de dos pisos y amortiguador de masa activo. Programación de los controles en Matlab.



Figura 4. 7 Excitador electrodinámico APS 400 en el centro del vano 2 de 51 metros de la PMC

Software

- *MATLAB* y sus *Toolboxes* (*Simulink*, *Control System*, *Robust Control*, *Signal Processing*, *System Identification*,...). Para la identificación de parámetros, simulación y diseño de controles.
- *Working Model 2D*. Es una herramienta de CAE que permite crear simulaciones de sistemas mecánicos reales en dos dimensiones. Incluye detección automática de colisión y respuestas para la geometría NURBS. Puede trabajar conjuntamente con Matlab.
- *ARTEMIS Modal*. Software de análisis modal operacional (OMA) para la identificación de los parámetros modales de estructuras sin necesidad de una excitación controlada.
- *OROS Modal 2*. Software de análisis modal (EMA) para la identificación de los parámetros modales de estructuras con excitaciones controladas

4.3 Identificación de parámetros modales

En este apartado se muestran los resultados obtenidos en distintas estructuras una vez aplicadas las metodologías desarrolladas en el apartado 3. Primero se mostrarán resultados en cuanto a la identificación de parámetros modales y posteriormente algunas de las estrategias de control basadas en amortiguadores de masa empleadas en dichas estructuras. En este último apartado se compararán las distintas estrategias y se comprobará si cumple el ELSV marcado por las normativas.

4.3.1 Pasarela del Museo de la Ciencia de Valladolid

La pasarela del Museo de la Ciencia de Valladolid fue la primera estructura estudiada y en la que más pruebas se ha realizado en parte gracias a las facilidades dadas por los responsables del Museo de la Ciencia y el Ayuntamiento de Valladolid para poder trabajar en ella.

Las primeras pruebas realizadas fueron simples registros de aceleración en las direcciones verticales y horizontales de los tres vanos metálicos con el objeto de conocer las frecuencias de sus modos principales. En la Figura 3.4 se mostró uno de los primeros análisis espectrales del vano 2 de 51 metros, en el que se observó que el primer modo de flexión (3.51 Hz) era fácilmente excitable al paso de peatones corriendo (Casado, et al., 2011).

Posteriormente se realizó un OMA de los tres vanos metálicos de la PMC con objeto de conocer las formas modales de los modos principales e identificar las mejores posiciones para un hipotético montaje de amortiguadores de masa, en principio pasivos. Para este análisis se hicieron registros de aceleración en dirección vertical en 75 puntos distribuidos a lo largo de los tres vanos metálicos de la pasarela utilizando una frecuencia de muestreo de 100 Hz (Casado, et al., 2011). Cada registro consistió en la lectura durante 720 segundos de ocho acelerómetros, siendo tres de ellos de referencia (uno por vano). Los parámetros modales se identificaron empleando tres técnicas en el dominio de la frecuencia. Estas son: FDD (*Frequency Domain Decomposition*), EFDD (*Enhanced Frequency Domain*

4. Resultados

Decomposition) y CFDD (*Curve-Fit Frequency Domain Decomposition*). Los valores obtenidos con las tres técnicas están recogidos en la Tabla 4.1.

En la Figura 4.8 se muestran las formas modales de los modos principales de los tres vanos metálicos de la PMC. A pesar de que los modos del vano 3, el mas largo, son menores que los del vano 2 y en teoría más fácilmente excitables por las acciones de los peatones (Tabla 1.1), el sistema de pretensado le dota de valores de amortiguamiento mayores, lo que se traduce en que el vano 2 en relación al vano 3 experimenta mayores niveles de vibración.

Tabla 4.1 Parámetros modales de la PMC identificados mediante OMA. (Casado, et al., 2011)

FDD		EFDD		CFDD	
Frecuencia (Hz)	Amortiguam. (%)	Frecuencia (Hz)	Amortiguam. (%)	Frecuencia (Hz)	Amortiguam. (%)
Vano 2					
3.516	—	3.514	0.647	3.515	0.636
7.397	—	7.406	0.562	7.399	0.506
9.351	—	9.365	0.552	9.367	0.387
Vano 3					
1.245	—	1.243	1.173	1.257	12.33
2.759	—	2.763	0.563	2.765	0.914
4.785	—	4.792	0.345	4.792	0.327
Vano 4					
8.521	—	8.562	0.568	8.545	0.585
11.5	—	11.36	1.583	11.34	1.11

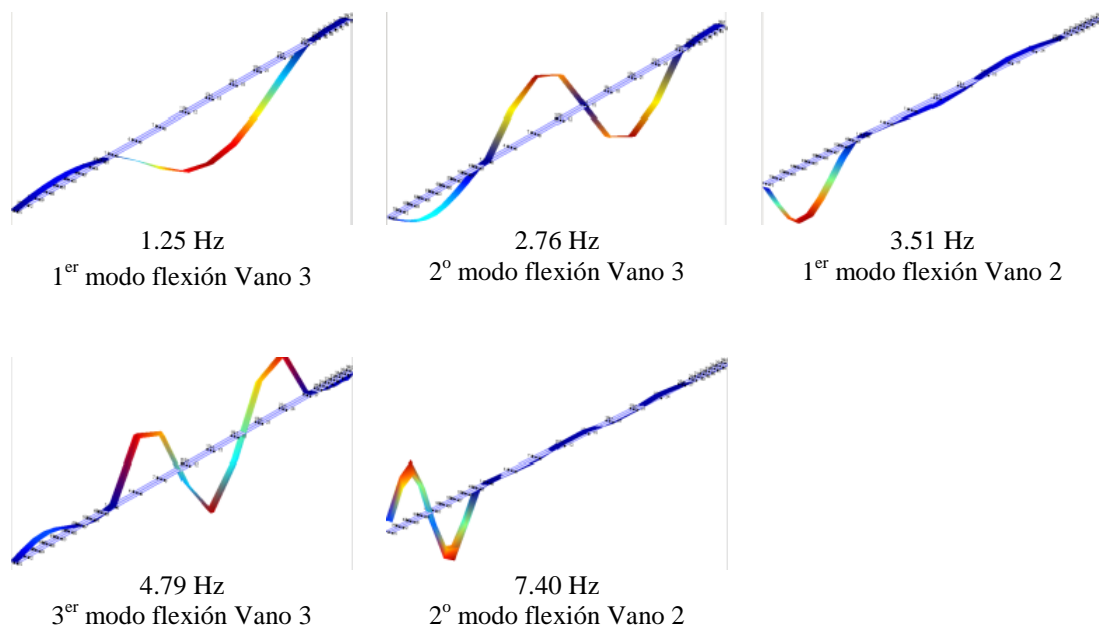


Figura 4.8 Formas modales de los modos principales de la PMC

Una vez conocidas tanto las formas modales como las frecuencias y amortiguamientos de los modos principales de la PMC, se planteó la identificación de la masa modal de alguno de los modos, parámetro fundamental para la construcción de modelos modales en los que simular su respuesta a distintas entradas y el comportamiento de distintos tipos de amortiguadores de masa y leyes de control cuando estos sistemas se acoplan a la estructura.

Dentro del conjunto de modos de la Tabla 4.1 y después de hacer registros temporales diarios, se determinó que el modo considerablemente más vivo era el primer modo de flexión vertical del vano 2 de 51 metros. Por lo que se centró el cálculo de la masa modal en dicho modo, donde se aplicaron las diversas metodologías mostradas anteriormente.

En primer lugar se hizo un ajuste de la FRF experimental obtenida en el centro del vano 2 por medio de la medición de la excitación del excitador APS 400 y de la respuesta en aceleración de la estructura en el mismo punto y se ajustó a un sistema de un GDL, obteniéndose una frecuencia natural de 3.5 Hz, un coeficiente de amortiguamiento del 0.6% y una masa modal cercana a 18000 Kg.

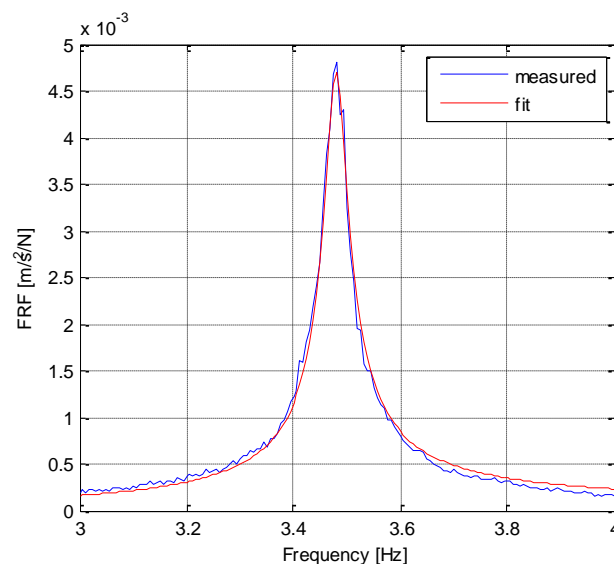


Figura 4.9 Ajuste de la FRF del modelo de 1GDL a la FRF experimental del 1^{er} modo de flexión del vano 2 de la PMC (Casado, et al., 2010).

4. Resultados

Posteriormente se obtuvo una FRF usando una señal chirp, pero ahora en un rango de frecuencia entre 1 y 15 Hz. De esta forma, el primero y el tercero de los modos de flexión podían ser excitados con el excitador dispuesto en el medio del vano. El modelo paramétrico ya identificado fue el siguiente.

$$G(s) = \frac{5.40 \cdot 10^{-5} s^2}{s^2 + 0.3079s + 483.6} + \frac{5.85 \cdot 10^{-5} s^2}{s^2 + 0.5887s + 3451} \quad (79)$$

La Figura 4.10 muestra la magnitud de las FRF obtenidas con el modelo ajustado y de forma experimental en el rango de frecuencia que va de 1 a 15 Hz. En la figura se observa que los modos 6.3 Hz y 7.4 Hz correspondientes con el primer modo de torsión y segundo de flexión del vano 2 respectivamente son apenas apreciables en el medio del vano y es por ello que no se tuvieron en cuenta en el modelo. La función de transferencia (79) fue el modelo usado en el diseño del AMD que se verá en otro apartado.

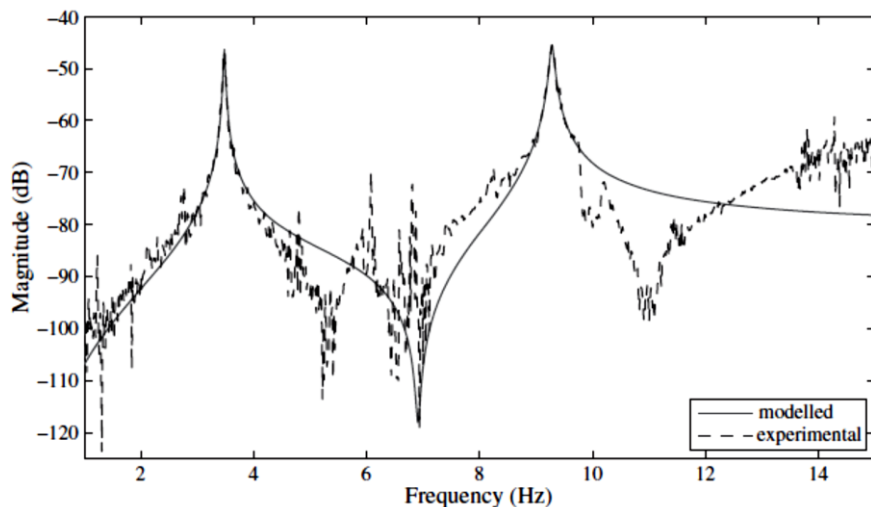


Figura 4.10 FRF experimental y ajustada de la respuesta de aceleración en el centro del vano 2 de la PMC (Casado, et al., 2013)

En el caso del método basado en el acoplamiento de un oscilador (Porrás, et al., 2012), se fijó mediante cinchas una estructura metálica con una masa oscilante cercana a 200kg en el centro del vano 2 de la PMC (Figura 4. 12). En la Figura 4.11 se muestra la respuesta en aceleración en el centro del vano 2. Los valores de velocidad necesarias para la aplicación del algoritmo temporal se obtuvieron integrando y filtrando las señales de aceleración.

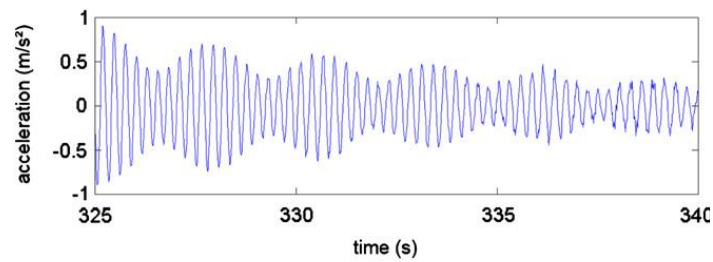


Figura 4.11 Respuesta libre en aceleración del vano 2 de la PMC. (Porras, et al., 2012)

La masa modal del vano 2 obtenida mediante los algoritmos en el dominio temporal y en frecuencia fue de 18,06 y 17,95 Tm respectivamente.



Figura 4. 12 Masa oscilante acoplada en el centro del vano 2 de la PMC. (Porras, et al., 2012)

En el caso del método basado en el incremento de la respuesta o *Build up*, a diferencia de lo planteado en el apartado de metodología, se midió in situ la excitación ejercida por una persona en la pasarela por medio de una plataforma de fuerza.

En la Tabla 4.2 se muestran los resultados obtenidos una vez ajustado el modelo de 1 GDL por mínimos cuadrados. En las pruebas se excitó la estructura mediante salto y balanceo o *bouncing* a la frecuencia de resonancia de 3,5 Hz. El *bouncing* consiste en hacer un movimiento similar al salto pero sin despegar totalmente los pies del suelo.

4. Resultados

El modelo se ajustó con rangos de valores entre 3,45 y 3,55 Hz para la frecuencia, 0,1 y 1% para el amortiguamiento y 15000 y 23000 kg para las masas. Los incrementos de valores fueron de 0.01 Hz, 0,1% y 100 kg para la frecuencia, amortiguamiento y masa respectivamente. Los resultados obtenidos muestran un valor de frecuencia de 3.49 a 3.51 Hz, un valor de amortiguamiento entre el 0,5 y 0,7% y por último una masa modal que varía de 17400 a 19400 kg. A pesar de que se ha registrado la carga del peatón, podemos concluir que el método basado en el ajuste del *build up* de la aceleración de la estructura da valores aproximados de masa modal que pueden valer para una primera estimación. Esto se verá también en las pruebas realizadas en la Pasarela Isla dos Aguas de Palencia, en las que esta vez si que se usaron, tal como se describe en la metodología, registros de excitación de laboratorio y no registros in-situ para el ajuste del modelo. En este caso la variación de los resultados es todavía mayor.

Tabla 4.2 Valores de ajuste del modelo para las pruebas de *Build up* de la PMC usando plataforma de fuerza.

Excitación	Frecuencia	Amortiguamiento	Masa	Error medio
Saltando	3.49	0.7	19600	0.2200
Saltando	3.50	0.5	19400	0.2944
Bouncing	3.49	0.5	17400	0.0802
Bouncing	3.51	0.6	18000	0.0381
Bouncing	3.50	0.6	17500	0.1236
Bouncing	3.50	0.6	17300	0.1353
Bouncing	3.51	0.5	19100	0.0796

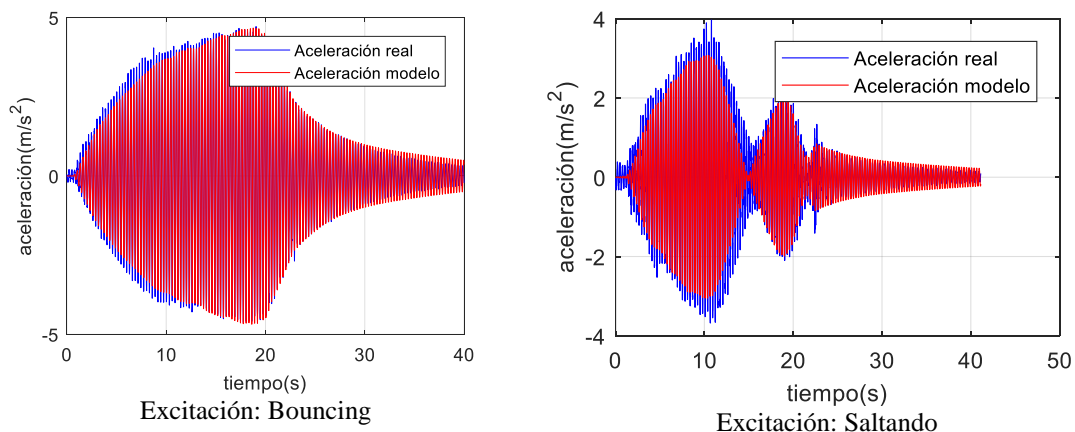


Figura 4.13 Ejemplos del ajuste conseguido mediante el método del ajuste del *Build up* en el el vano 2 de la PMC.

En la Figura 4.13 se muestran los resultados del ajuste del modelo matemático en dos de las pruebas realizadas. La gráfica de la izquierda se corresponde a una excitación por balanceo y la de la derecha a una excitación por salto.

En la Tabla 4.3 se resumen las masas modales junto con las frecuencias y los amortiguamientos del primer modo de flexión del vano 2 de la PMC obtenidos tras aplicar las distintas metodologías.

Tabla 4.3 Tabla resumen parámetros modales identificados del primer modo de flexión del vano 2 de la PMC

Método	Frecuencia (Hz)	Amortiguamiento (%)	Masa modal (Kg)
Análisis modal (Modal A)	3,49	0,38	16983
Ajuste de la FRF.	3,50	0,7	17900, 18518
Método oscilador	-	-	17950, 18040
Por ajuste del <i>Build up</i>	3,49 -3,51	0,5 – 0,7	17400 -19400

En la tabla se ha añadido el valor calculado a partir del valor “Modal A” obtenido con el software comercial OROS Modal 2 al aplicarse el método de *peak picking*. En este caso se obtuvo en uno de los ajustes un modal A de $-4.48e+01-2.18e+05j$ y la coordenada modal en el centro del vano (la de mayor desplazamiento) fue de 0.541.

De la Tabla 4.3 se concluye que los valores de masa modal y amortiguamiento obtenidos con las distintas metodologías son más variables que los de frecuencia. Si se analizan los resultados de la masa modal obtenidos, el método del ajuste del *Build up* es el que presenta mayor variabilidad en el conjunto de valores. En cualquier caso, el valor estimado de la masa es suficiente para construir un modelo modal sencillo de la estructura con el que poder simular de manera bastante aproximada la respuesta a distintas entradas y poder evaluar la mejora obtenida con amortiguadores de masa de diferente peso y tipología acoplados a la estructura. Por otro lado, el método de ajuste del *Build up*, frente al resto, es el más sencillo de realizar en las pruebas de campo, puesto que, con un registrador portable de un solo canal, un acelerómetro y un metrónomo, es suficiente para una vez procesada la señal, obtener un valor representativo de la masa modal del primer modo de flexión en pasarelas peatonales vivas con comportamiento lineal.

Este modo es en general el modo problemático y por tanto el que se tratará de amortiguar.

4.3.2 Pasarela Isla dos Aguas

En la PIA tras un primer análisis espectral para identificar las frecuencias de los modos principales de flexión y torsión, se hizo una estimación de la masa modal del primer modo de flexión (2,6 Hz) mediante el ajuste del *build up* del registro de aceleración. (Casado, et al., 2017).



Figura 4.14 Excitación de la PIA mediante el *bouncing* de una persona.

En este caso a diferencia de la PMC. se hicieron en primer lugar los registros de fuerza de dos personas en el laboratorio mediante una plataforma de fuerza a distintas frecuencias y distintas acciones (salto, balanceo). Una vez en la pasarela se realizaron las pruebas de excitación mediante el balanceo de una persona en el medio del vano a la frecuencia de resonancia de 2.6 Hz (Figura 4.14). Las pruebas se realizaron con dos personas (*Testers*) con pesos en torno a 100 y 85 kg respectivamente para estudiar la influencia del peso y del perfil de la excitación en los resultados.

Con los registros de respuesta en aceleración obtenidos, lo primero que se hizo es usar la respuesta libre del registro, marcada en rosa en la Figura 4.15, para calcular el amortiguamiento mediante el ajuste de la curva envolvente (Figura 4.16), lo cual es similar al método de decremento logarítmico.

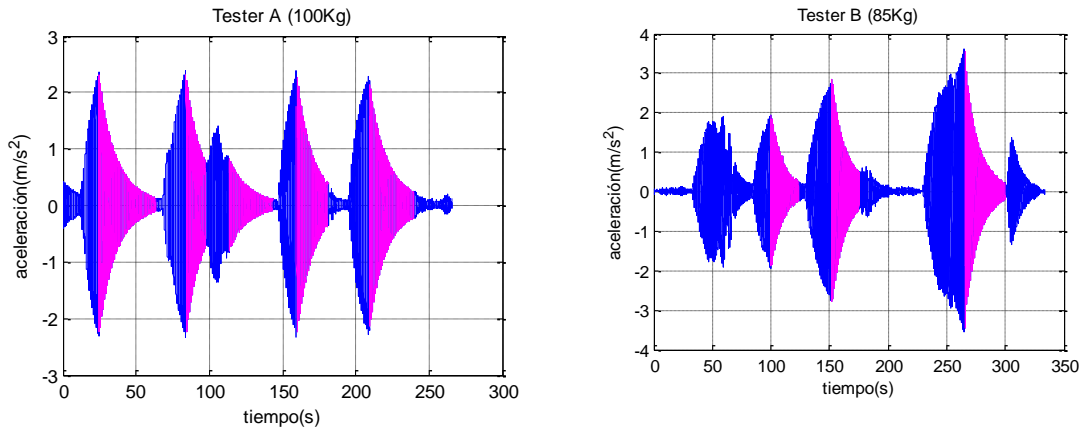


Figura 4.15 Partes de los registros de aceleración usados para el cálculo del amortiguamiento.

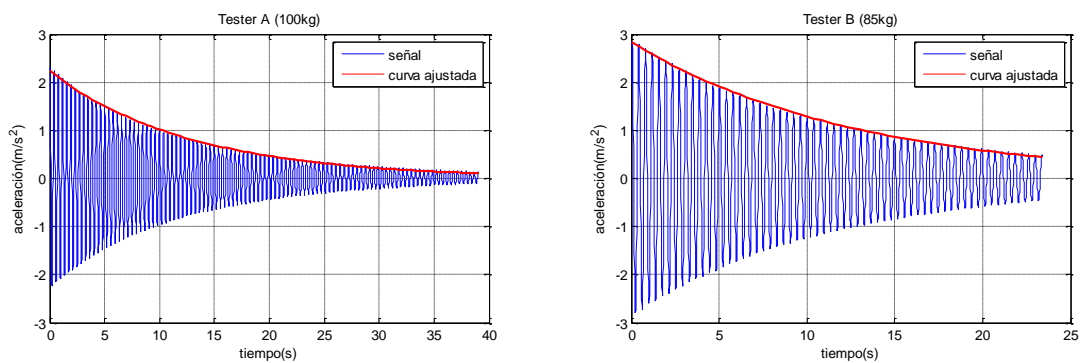


Figura 4.16 Cálculo del amortiguamiento mediante ajuste de curva.

En la Tabla 4.4 se muestra un resumen con los valores de amortiguamiento y frecuencia obtenidos así como el intervalo de valores de estos cuando el ajuste de la curva se realiza usando distintas porciones de los registros.

Tabla 4.4 Valores de amortiguamiento y frecuencia obtenidos en las pruebas de campo de la PIA

Magnitud	Peatón A (100kg)					Peatón B (85kg)		
	Test 1	Test 2	Test 3	Test 4	Test 5	Test 1	Test 2	Test 3
Amortiguamiento (%)	0.476	0.521	0.410	0.491	0.444	0.459	0.482	0.504
Valores temp. de amortig. (%)	[0.347, 0.551]	[0.480, 0.556]	[0.341, 0.460]	[0.435, 0.564]	[0.346, 0.495]	[0.343, 0.495]	[0.417, 0.521]	[0.412, 0.589]
Frecuencia (Hz)	2.613	2.607	2.618	2.665	2.656	2.618	2.615	2.623
Valores temp. de frecuencia (Hz)	[2.604, 2.622]	[2.604, 2.613]	[2.609, 2.622]	[2.604, 2.622]	[2.613, 2.627]	[2.607, 2.622]	[2.609, 2.622]	[2.595, 2.646]
Valores temp. de aceleración (m/s ²)	[0.127, 2.313]	[0.755, 2.317]	[0.118, 0.823]	[0.372, 2.274]	[0.245, 2.136]	[0.111, 1.942]	[0.486, 2.845]	[0.161, 3.547]

4. Resultados

Una vez conocidos los valores de amortiguamiento y frecuencia del modo, se calculó su masa modal ajustando la parte creciente de la respuesta (*build up*) real con la de un sistema de un grado de libertad excitado con el registro de fuerza obtenido en el laboratorio. En la Figura 4.17 se ha marcado en rosa las partes de los registros usados para dicho ajuste.

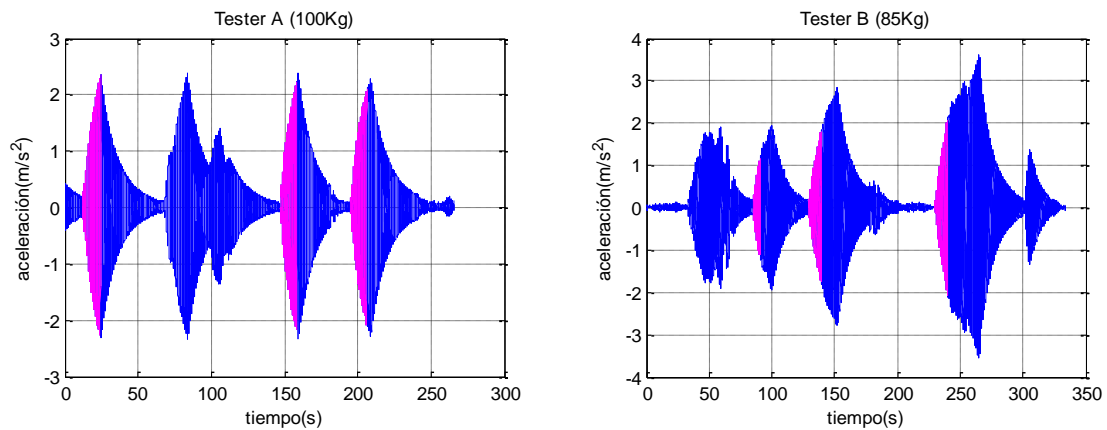


Figura 4.17 Partes de los registros usados para el cálculo de la masa modal.

En la Figura 4.18 se muestra el resultado del ajuste en una de las pruebas.

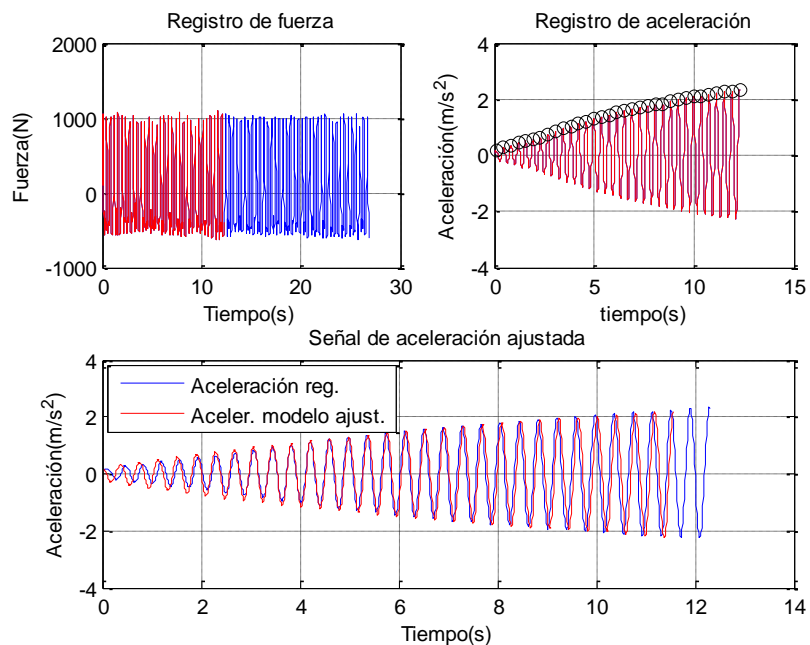


Figura 4.18 Ejemplo de ajuste de un registro de aceleración de la pasarela con el de un sistema de un GDL ajustado.

En la Tabla 4.5 se presentan los parámetros obtenidos para los modelos de un GDL una vez ajustados a las respuestas reales de la pasarela. Se comprueba que los valores de frecuencia y amortiguamiento difieren poco, mientras que para la masa modal se obtiene una mayor variabilidad con valores que van desde los 13700 Kg hasta los 18200 Kg. Es por ello que, como ya se comentó en el caso de la PMC, este método si se aplica, debería tenerse en cuenta que no es muy preciso y que da un orden de magnitud de la masa modal de la estructura, lo cual en muchos casos es suficiente para por ejemplo realizar estudios iniciales de simulación de respuesta de la estructura a distintas cargas y con distintas soluciones de control de vibraciones.

Tabla 4.5 Valores de ajuste de los sistemas de un GDL (PIA)

	Tester A (100 Kg)			Tester B (85kg)		
	Test 1	Test 2	Test 3	Test 1	Test 2	Test 3
Masa (Kg)	18200	15700	16900	13700	16600	14700
Amortiguam. (%)	0.45	0.50	0.50	0.40	0.4	0.4
Frecuencia (Hz)	2.6	2.605	2.605	2.645	2.6	2.6

4.3.3 Pasarela Pedro Gómez Bosque

La pasarela Pedro Gómez Bosque es una estructura de banda tesa con un comportamiento modal más complejo que las anteriores. Esto se refleja en un mayor número de modos en el rango de frecuencia de paso típico de un peatón andando.

Tabla 4.6 Parámetros modales de los primeros modos de la PPGB durante las distintas fases constructivas.

	Pletina		Pletina con losas		Pletina con losas y barandilla	
	Freq (Hz)	Amort. (%)	Freq (Hz)	Amort. (%)	Freq (Hz)	Amort. (%)
BZ_2	0,92	1,49	0,85	1,73	0,89	1,49
BZ_1	1,08	0,97	0,92	1,66	-	-
BY_1 + TX_1	1,20	1,24	1,17	1,39	-	-
BZ_3	1,47	0,95	1,34	1,00	1,42	0,89
BY_2 + TX_2	1,68	0,86	1,44	1,21	1,47	0,88
BZ_4	1,84	0,77	1,72	0,86	1,84	0,77
BY_3 + TX_3	2,24	0,63	2,01	0,98	2,27	0,68

4. Resultados

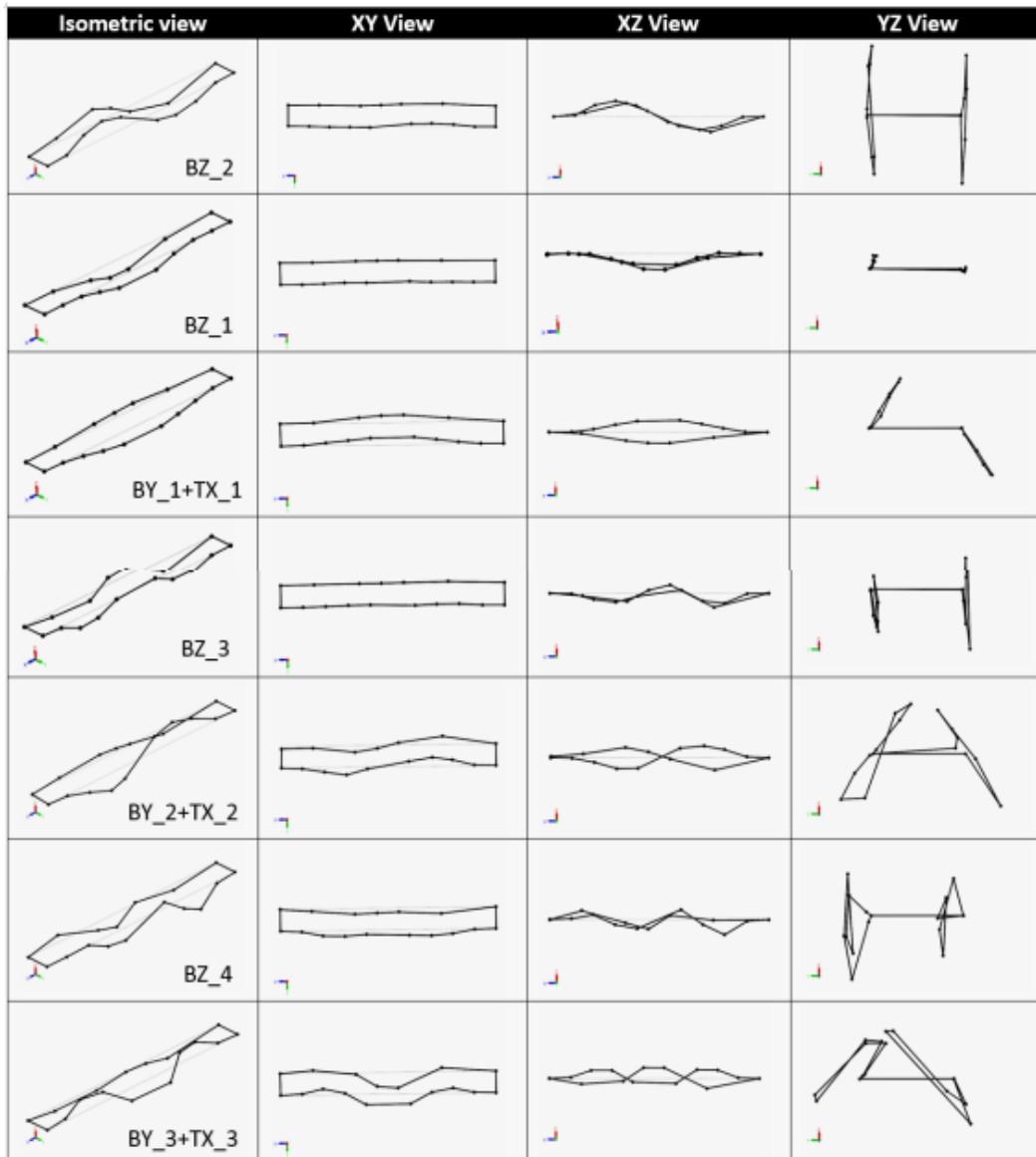


Figura 4.19 Primeros modos de flexión vertical y transversal y de torsión de la PPGB (Lorenzana, et al., 2014)

En esta pasarela, se colaboró con la empresa constructora en el monitorizado de las tensiones de la pletina de acero durante sus fases de lanzamiento y posterior tesado. Por otro lado, se realizaron varios análisis modales operacionales durante las fases constructivas de la pasarela con el objeto de conocer la evolución a nivel modal de la estructura y como paso previo a la verificación del estado límite de servicio de vibraciones. Los resultados de tres OMA's (EFDD) en distintas fases constructivas, a) con la pletina una vez tesada a la tensión de diseño, b) una vez dispuestas las losas prefabricadas y c) una vez fijadas las barandillas, se recogen en la Tabla 4.6 y sus formas modales se presentan en la Figura 4.19, En ella la

figura se observa como los modos de flexión vertical (BZ_2, BZ_1, BZ_3 y BZ_4) son básicamente puros, mientras que los de torsión (TX_1, TX_2 y TX_3) están acoplados con modos de flexión lateral (BY_1, BY_2 y BY_3). Una explicación de esto podría ser la diferencia de tensión entre los cantos de la pletina debido a una falta de simetría completa de la pletina y de su fijación en los estribos como consecuencia del proceso constructivo (soldaduras a tramos).

En principio, esta pasarela no ha sido usada para el diseño de sistema de control de vibraciones, pero si ha sido monitorizada durante un periodo de tiempo de más de un año con el objeto de conocer como variaban sus parámetros modales respecto a las condiciones medioambientales y para verificar el ELSV al paso de los peatones (Lorenzana, et al., 2014).

Para ello se instaló en las barandillas un conjunto de 18 acelerómetros MEMS triaxiales (9 por barandilla) modelo ADXL327 MEMS de *Analog Devices*. Estos acelerómetros con rangos de medida de ± 2.5 g, 500 mV/g de sensibilidad y ancho de banda de más de 550 Hz, fueron integrados en una pequeña placa junto con otros elementos electrónicos (condensadores, resistencias, reguladores de tensión) que fijaban los valores de los filtros analógicos y para la adecuación de la tensión de alimentación del acelerómetro (Iban, et al., 2018). El registrador elegido fue un *CompactRIO 9076* de *National Instruments* con dos tarjetas *NI 9205* de 32 canales analógicos siendo la frecuencia de muestreo fijada a 200Hz, de forma que no hubiera ningún problema tipo *Aliasing* en el rango de frecuencias de interés.

Con respecto a la influencia de la temperatura en los parámetros modales se obtuvieron los valores de la Tabla 4.7.

Tabla 4.7 Variación de los valores experimentales de la frecuencia de los modos de la PPGB respecto a la temperatura. (Lorenzana, et al., 2014)

Modo	ζ (%)	Frecuencia (Hz)			Media	Cambio Frec. (%)	
		5°C	20°C	35°C		%(5°C)	%(35°C)
BZ_2	0,18	0,895	0,868	0,840	0,868	3,1	-3,2
BY_1+TX_1	0,20	1,005	1,050	1,096	1,050	-4,3	4,4
BZ_3	0,23	1,436	1,410	1,390	1,412	1,8	-11,4
BY_2+TX_2	0,33	1,540	1,530	1,520	1,530	0,7	-0,7
BZ_4	0,14	1,840	1,780	1,730	1,783	3,4	-2,8
BY_3+TX_3	0,13	2,310	2,230	2,150	2,230	3,6	-3,6

4. Resultados

Por otro lado, si se usan las normas ISO 2631 (ISO, 1997) y ISO 10137 (ISO, 2007) para evaluar en términos de RMS y factores R la confortabilidad de la PPGB, se obtienen valores como los que se muestra en la Figura 4.20, en la que se muestra como la PPGB tiene niveles de vibraciones tolerables por los peatones durante la mayor parte del tiempo.

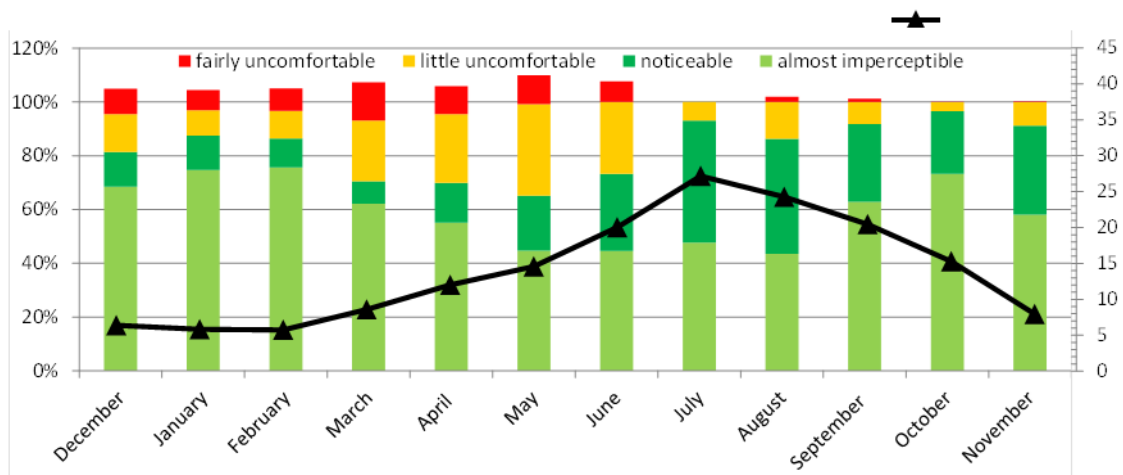


Figura 4.20 Aplicación los criterios de confortabilidad de la ISO 2631 en la PPGB. (Iban, et al., 2018)

4.4 Estrategias de control y verificación del ELSV

En este apartado se presentan los resultados obtenidos al aplicar las distintas metodologías presentadas en el apartado 3 para el diseño de amortiguadores de masa pasivos, semiactivos y activos. En algunos de los estudios también se comprobó si tras acoplar el amortiguador de masa a la estructura, esta cumplía el estado límite de servicio (ELSV) que marcan las distintas normativas en términos de aceleraciones pico (Tabla 3.2).

4.4.1 Amortiguadores de masa pasivos (TMDs)

En este apartado se presentan los amortiguadores de masa pasivos diseñados para las pasarelas peatonales PMC y PIA y para una grúa torre.

4.4.1.1 TMD de la PMC:

En (Casado, et al., 2010) y (Casado, et al., 2011) se diseñó un TMD para el vano 2 de la PMC. Este TMD, de masa en torno a 185 Kg ($\mu \approx 1\%$), se sintonizó usando formulaciones clásicas y el algoritmo de optimización para el cálculo de controladores H_∞ de orden fijo desarrollado en el apartado 3 (Poncela, et al., 2007). Los resultados obtenidos con las distintas técnicas de sintonizado se recogen en la Tabla 4.8.

Tabla 4.8 Valores obtenidos con distintos sintonizados para el TMD del vano 2 de la PMC.

Sintonizado	TMD	Masa TMD (kg)	Frecuencia TMD (Hz)	Rigidez TMD (N/m)	Amortig. TMD (Ns/m)
(Den Hartog, 1934)		185	3.464	87657	494. 92
(Warburton, 1982)		185	3.482	88558	501. 28
(Connor, 2003)		185	3.455	87206	491. 48
(Tsai & Lin, 1993)		185	3.450	86955	504. 05
(Poncela, et al., 2007)		185	3.452	87015	537. 23

Las FRFs obtenidas con estos valores se muestran en la Figura 4.21, donde se observa que los resultados son muy similares y por tanto la mejora obtenida al usar uno u otro conjunto de parámetros es poco apreciable a nivel práctico.

4. Resultados

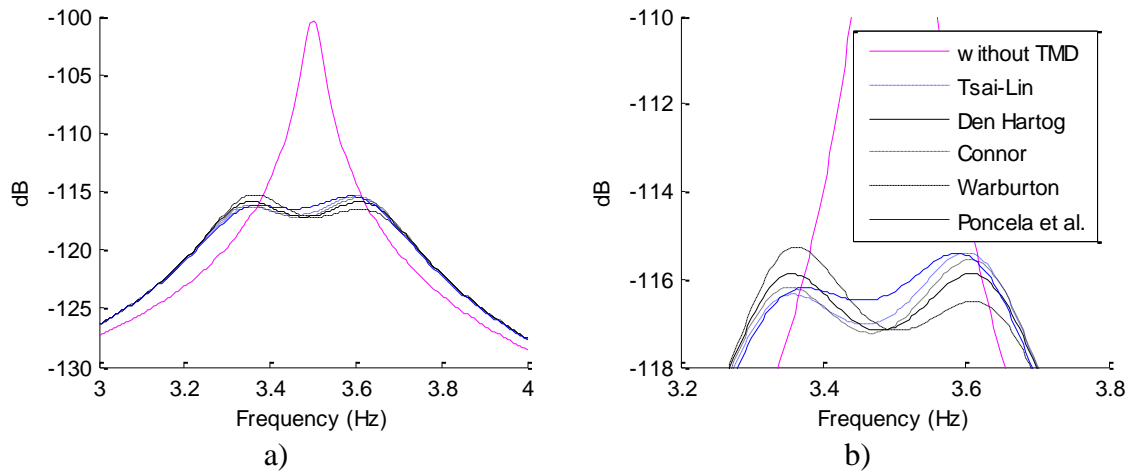


Figura 4.21 FRFs de la respuesta del vano 2 de la PMC con los TMDs diseñados. (Casado, et al., 2010)

En la Figura 4.22, se muestran algunos detalles del montaje temporal del TMD en el centro del vano 2 de la PMC.

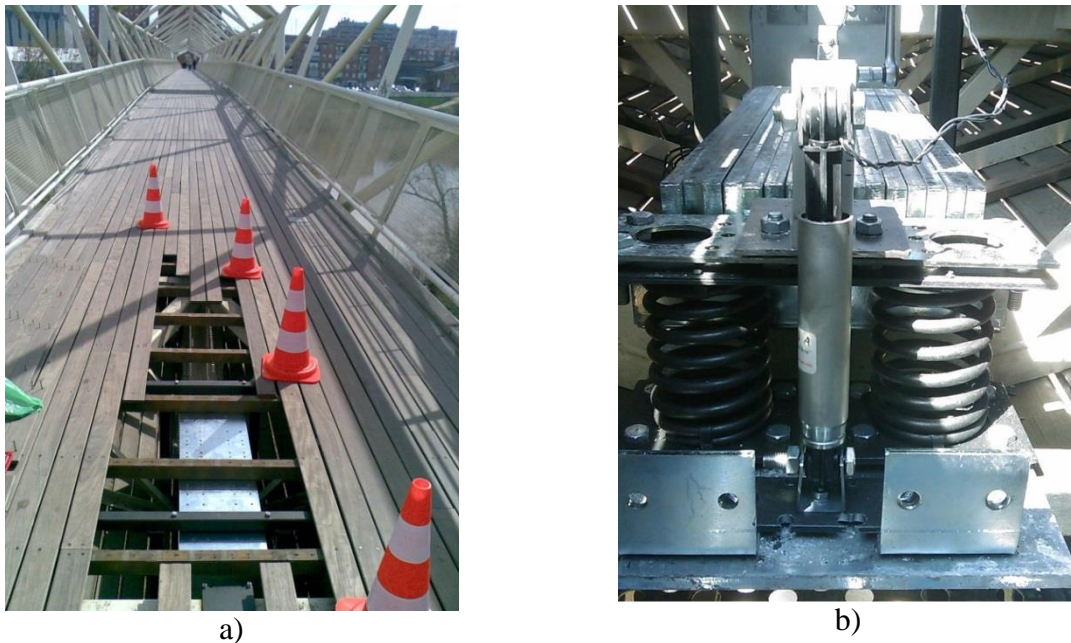
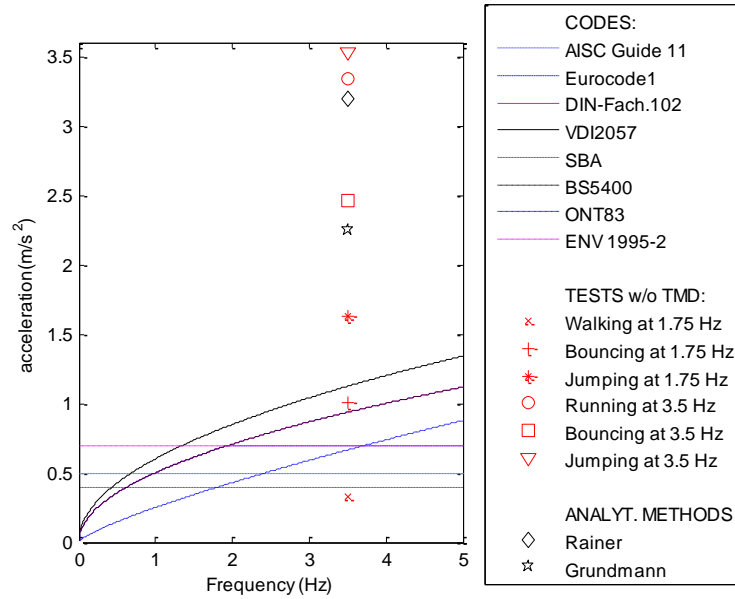
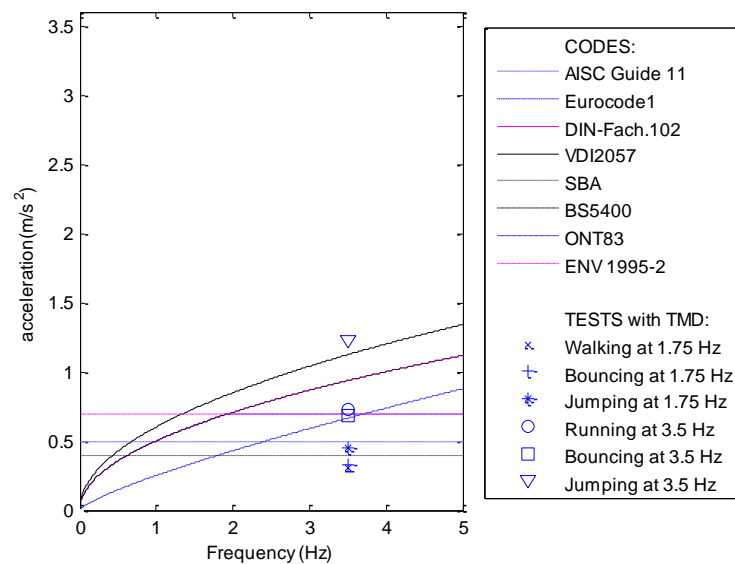


Figura 4.22 Implementación práctica de un TMD en el vano 2 de la PMC.

En la Figura 4.23 se muestran las aceleraciones máximas desarrolladas por la estructura con y sin TMD en las pruebas de ELSV. Para estas pruebas, un peatón con una masa de 100 Kg, caminó, balanceó y saltó a la mitad de la frecuencia de resonancia. En otro conjunto de pruebas corrió, balanceó y saltó a la frecuencia de resonancia (3,5Hz).



a) Estructura sin TMD



b) Estructura con TMD

Figura 4.23 Picos de aceleración y límites de confort para distintas normativas.

En los resultados se observa la gran mejora obtenida con el TMD, donde excepto en la prueba de salto a la frecuencia de resonancia, la respuesta de la estructura con TMD cumple con los valores límites de confortabilidad marcados en los Eurocódigos (UNE-EN 1995-2).

4.4.1.2 TMD de la PIA

En la pasarela Isla dos Aguas de Palencia se simularon a partir del modelo calculado en el apartado 4.3.2 las respuestas obtenidas en la pasarela cuando se acoplan TMDs con masas que van de los 200 Kg a los 500 Kg. Para el sintonizado se usaron las mismas formulaciones que en el caso de la PMC y otras dos formulaciones basadas en la optimización de las normas H_2 y H_∞ (Weber, et al., 2006) presentadas en la guía “SAMCO: Guidelines for Structural Control”. En la Figura 4.24 se muestran las FRFs obtenidas con estas formulaciones para un TMD de 500 Kg y para TMDs de 200 a 500 Kg.

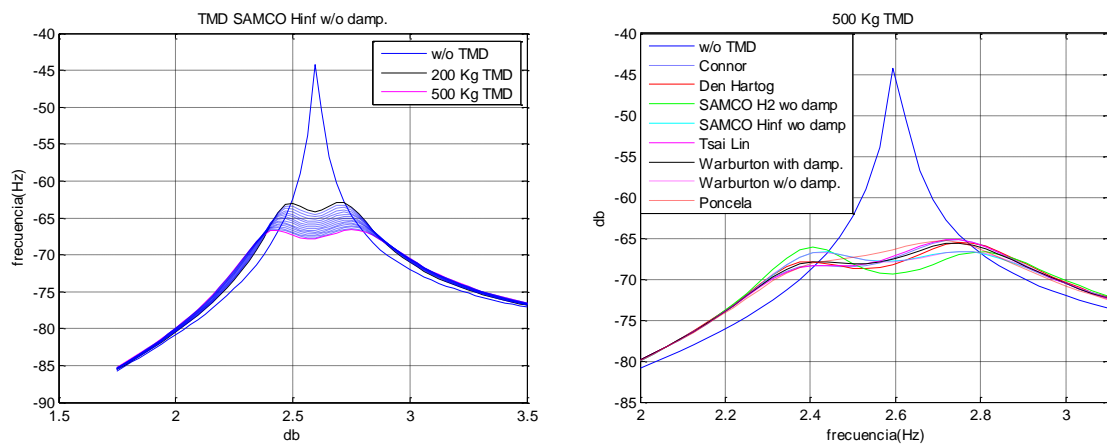


Figura 4.24 Ejemplos de las FRF obtenidas con y sin TMD en la PIA

En la Tabla 4.9 se recoge a modo de ejemplo el conjunto de parámetros de TMDs de masa entre 200 y 300 Kg cuando se usan las formulaciones de Den Hartog y la de optimización de la norma H_∞ propuesta en la tesis.

Tabla 4.9 Parámetros del TMD usando el sintonizado de Den Hartog y Poncela.

Magnitud	Masa TMD (Kg)					
	200	220	240	260	280	300
Rigidez (N/m) Den Hartog	52065	57130	62171	67186	72176	77142
Rigidez (N/m) Poncela	51632	56629	61592	66510	71384	76232
Amort. (N*s/m) Den Hartog	425.7	488.7	554.1	621.7	691.4	763.0
Amort. (N*s/m) Poncela	458.5	537.2	628.2	702.2	752.8	832.2

Para los estudios de ELSV, se usó el modelo de carga propuesto en la ISO 10137 (ISO, 2007) para un peatón de 100 Kg, cuya señal fue ponderada en el tiempo usando la forma modal del primer modo de flexión (2,6 Hz). La razón de ponderar la señal de la carga es consecuencia de los estudios realizados en de Sebastián (de Sebastián, et al., 2013), donde se mostraba que el uso de modelos de carga sin ponderar daban sobreestimaciones de la respuesta. En la Figura 4. 25 se muestra

en azul la señal de carga según la norma y en rojo una vez ponderada con la forma modal. Para el tiempo de duración de la excitación se tuvo en cuenta la relación entre la velocidad de desplazamiento y la frecuencia de paso formulada en la guía fib (fib, 2005) y la propuesta por (Nummela, et al., 2007)

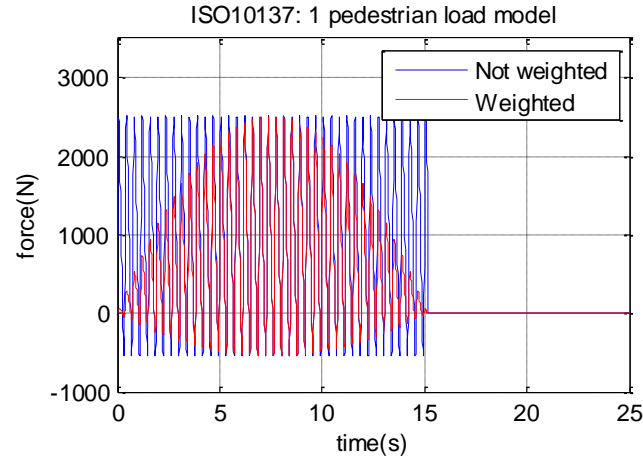


Figura 4. 25 Modelo de carga usado en la PIA basado en ISO 10137

En la Figura 4.26 se muestran las aceleraciones máximas obtenidas una vez acoplado un TMD de 200 a 500 Kg. De la gráfica se desprende que es necesario un TMD cercano a 500 Kg si se quiere tener una aceleración máxima menor de 0.7m/s^2 (UNE-EN 1995-2). Estos valores se compararán posteriormente con los obtenidos con una solución basada en un amortiguador de masa semiactivo de igual masa.

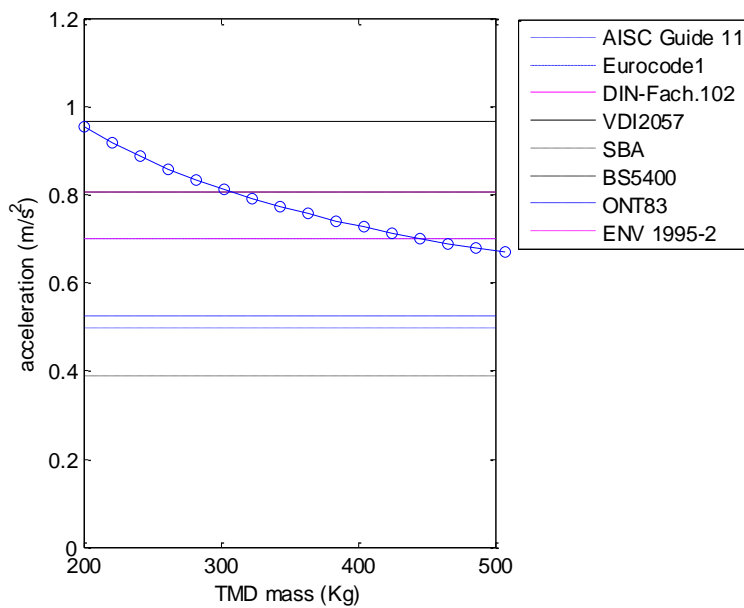


Figura 4.26 Picos de aceleración máxima con TMDs de 200 a 500 kg en la PIA.

4.4.1.3 TMD de la grúa de Comansa

En (de Sebastián, et al., 2009) se presenta otro ejemplo de uso de amortiguadores de masa pasivos en otro tipo de estructuras. En este caso los TMDs se emplearon para añadir amortiguamiento a los modos principales de la torre y pluma de una grúa torre modelo LC2064 de COMANSA.

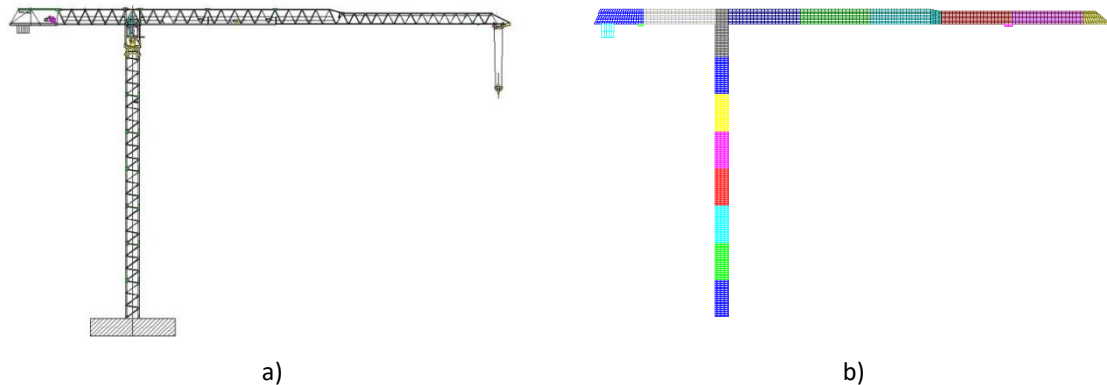


Figura 4.27 Grúa torre objeto del estudio “COMANSA LC2064”. a) Diseño CAD y b) Modelo en Elementos Finitos

A partir de los datos y planos constructivos del fabricante, se modeló la grúa en elementos finitos haciendo uso de elementos *shell* como puede verse en la Figura 4.27. Con el objeto de realizar un ajuste manual de dicho modelo y calcular el amortiguamiento del primer modo de flexión de la torre al cual se sintonizarán los TMDs, se registró la vibración ambiental de la grúa mediante un acelerómetro en la parte alta de la torre y se identificaron las dos primeras frecuencias de la torre (0.242 Hz y 0.637 Hz).

Una vez modelada usando MEF y ajustados los modos de la torre a las frecuencias obtenidas experimentales, se obtuvieron los modos de la Figura 4.28. En esta se presentan los parámetros modales (frecuencia, participación de masa) y formas modales de los dos primeros modos de flexión de la torre y la pluma. Por otra parte, el amortiguamiento de 0,7% de primer modo de flexión de la torre, fue calculado experimentalmente de los registros de aceleración mediante el método del decremento logarítmico.

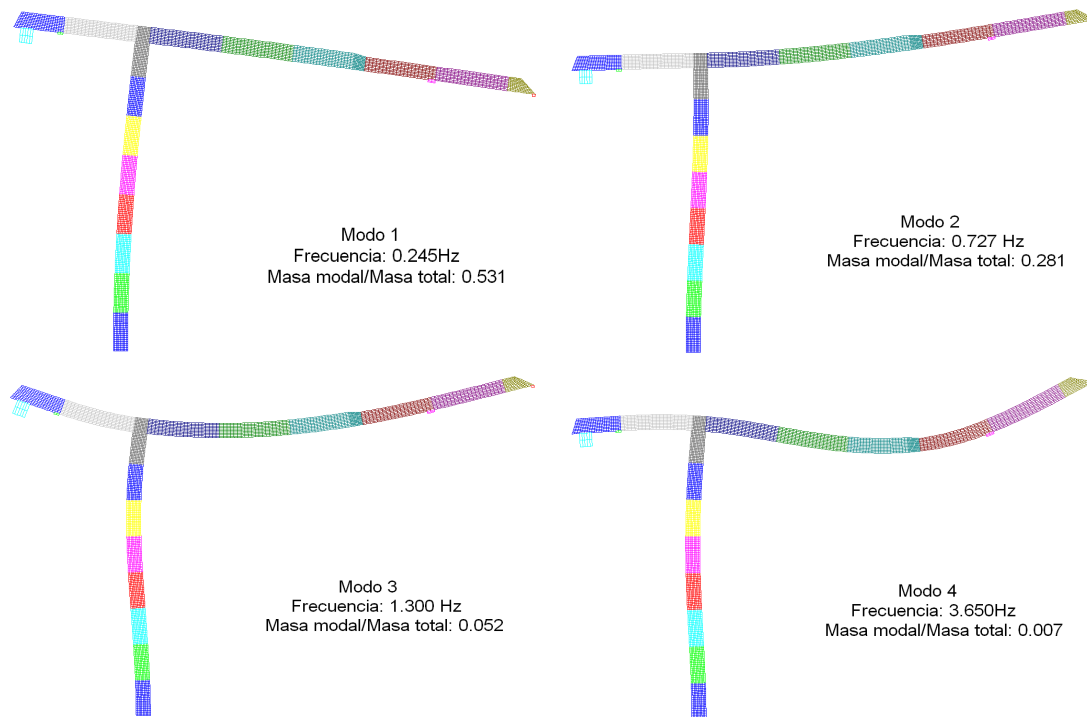


Figura 4.28 Parámetros modales de los primeros modos de la grúa con contrapeso. (Masa total de la grúa: 66195 kg)

De los modos obtenidos los que interesan amortiguar mediante un TMD son los de mayor masa modal, es decir el primer modo de flexión de la torre (modo 1) y el primer modo de flexión de la pluma (modo 2).

Teniendo en cuenta que las grúas torre disponen de un contrapeso con un valor de masa elevado, esta masa, bien en su totalidad o parcialmente se presta bastante bien para su uso como TMD. El empleo de todo el contrapeso como masa del TMD supone que la masa del amortiguador de masa sea del orden de la masa modal del primer modo de la estructura a diferencia de las aplicaciones en estructuras civiles donde rara vez la razón de masas supera el 1%. El uso de tanta masa en el TMD plantea el problema de emplear estrategias mecánicas para reducir al mínimo el rozamiento cuando la masa se mueve. En el trabajo se estudiaron tres casos para la masa del TMD: a) emplear la totalidad del contrapeso (17500 kg), b) usar 10000 Kg y c) usar 5000 kg. Los resultados en cuanto a masas y frecuencias de los dos primeros modos obtenidos mediante el MEF se resumen en la Tabla 4.10.

4. Resultados

Tabla 4.10 Parámetros modales de la grúa con distintos contrapesos actuando como TMD.

Modo	Frecuencia (Hz)	Masa modal /Masa total	Masa total grúa (Kg)	Masa del contrapeso como TMD (Kg)
1	0.293	0.452	48695	17500
2	0.781	0.323	48695	17500
1	0.270	0.490	56195	10000
2	0.754	0.299	56195	10000
1	0.257	0.511	61195	5000
2	0.739	0.290	61195	5000

Los parámetros óptimos para las tres propuestas de TMD, sintonizadas para el primer modo de flexión de la torre mediante la formulación de (Connor, 2003), se presentan en la Tabla 4.11

Tabla 4.11 Parámetros óptimos de los TMD

m_d (kg)	k_d (N/m)	c_d (Ns/m)	f_d (Hz)
5000	8916.03	3012.46	0.2125
10000	12675.45	7287.05	0.1795
17500	11088.85	13001.00	0.1267

Con estos valores se simuló la respuesta del modelo bidimensional de la grúa torre en el software *Working Model 2D* bajo una excitación escalón de magnitud igual a la carga máxima en punta de la pluma (2500 Kg). Una imagen del modelo en plena simulación se observa en la Fig. 6. En ella se puede ver como la masa del contrapeso es acoplada a la grúa mediante un muelle y un amortiguador.

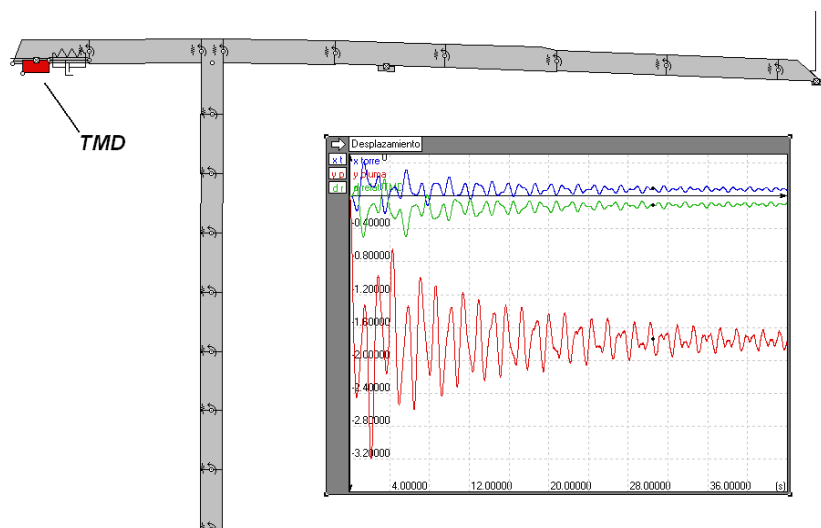


Figura 4.29 Simulaciones con un modelo bi-dimensional de la grúa torre en Working Model 2D.

Las respuestas temporales simuladas con las distintas estrategias, fueron analizadas y comparadas en términos del incremento de amortiguamiento obtenido

en los dos primeros modos. Estos valores se presentan en la Tabla 4.12. En ella se observa tanto la gran mejora de la dinámica del primer modo de la torre, como una pequeña mejoría de la dinámica de la pluma. En las simulaciones se ha trabajado sin amortiguamiento estructural para simplificar los cálculos. Es por ello, que no se usó el amortiguamiento de 0,7% calculado experimentalmente para la torre.

Tabla 4.12 Amortiguamiento modal de la grúa con el TMD en sus dos primeros modos.

Masa TMD (Kg.)	Modo sintonizado	Amortiguamiento modo 1 (%)	Amortiguamiento modo 2 (%)
17500	1º flexión torre	10.45	1.64
10000	1º flexión torre	10.11	0.86
5000	1º flexión torre	8.49	0.37

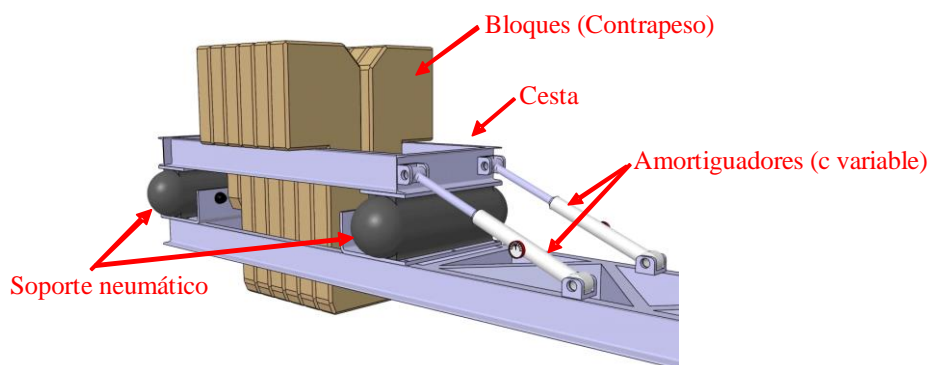


Figura 4.30. Patente ES1064158 (U) de TMD en grúa torre.

El diseño de la ejecución práctica del TMD se reflejó en la patente ES1064158 (Lorenzana & Poncela, 2007), cuyo esquema de diseño se presenta en la Figura 4.30.

4.4.2 Amortiguadores e masa adaptativos (ATMDs)

En este apartado se presenta el estudio realizado para el diseño de un TMD adaptativo para el proceso de construcción de pilas en viaductos.

4.4.2.1 TMD adaptativo del Viaducto de la Miel

En (Casado, et al., 2007) se presentó un diseño de TMD adaptativo para su uso en combinación con los encofrados auto trepantes para la construcción de pilas de viaductos. El diseño se particularizó para las pilas del viaducto de La Miel que

4. Resultados

forma parte del tramo Nerja-Almuñécar de la autovía A7 del Mediterráneo, En concreto para su pila más alta de 92 metros.

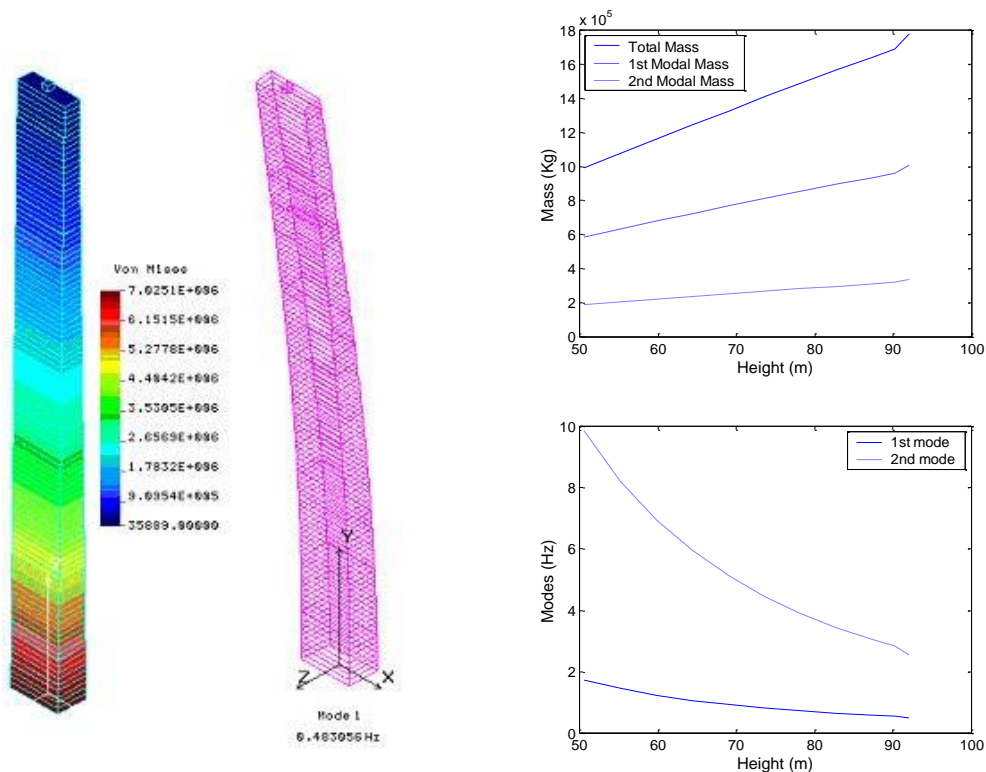


Figura 4.31 Modelo FEM y parámetros modales de la pila de 92 metros del Viaducto de la Miel.

El estudio se basó en la simulación del modelo de elementos finitos de la pila ajustado experimentalmente a las frecuencias de los dos primeros de flexión. Estas se obtuvieron del análisis espectral de los registros de aceleración realizados cuando la pila estaba a mitad de su altura y una vez finalizada. En la Figura 4.31, se presenta tanto el modelo en elementos finitos, como los valores de frecuencia y masa modal de los dos primeros modos de flexión para distintas alturas tras haber ajustado el modelo.

Con estos datos, se estudiaron los resultados obtenidos para cuatro estrategias:

- Caso B: TMD fijo a una altura de 50 metros y sintonizado a los parámetros modales de la pila finalizada (92 metros)
- Caso C: TMD embarcado en el encofrado auto trepante y sintonizado a los parámetros modales de la pila finalizada (92 metros)

- Caso D: TMD fijo a una altura de 50 metros y sintonizado a los parámetros modales de la pila en esa altura.
- Caso E: TMD embarcado en el encofrado auto trepante y sintonizado a los parámetros modales de la pila en cada instante.

El Caso A corresponde a la pila sin TMD

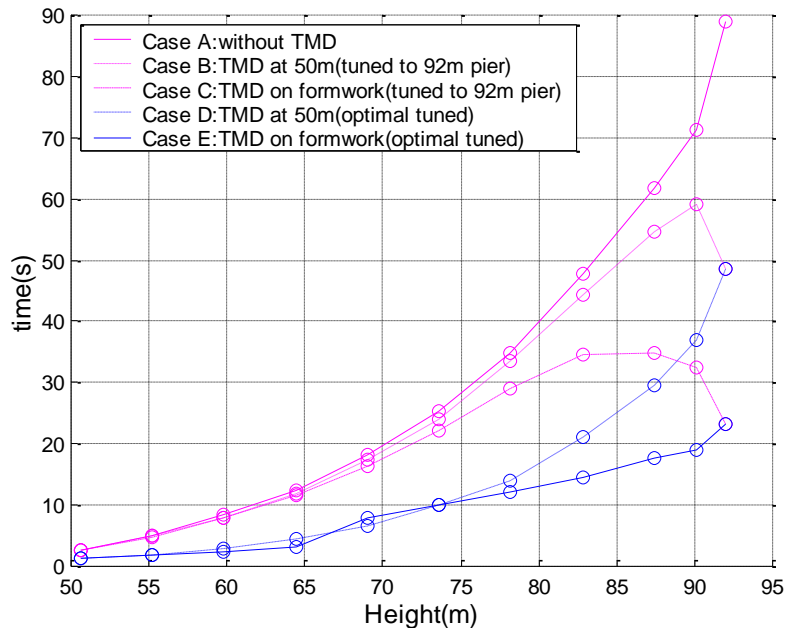


Figura 4.32. Tiempos de establecimiento para las distintas propuestas de TMD.

Con estos datos se simuló para cada caso el tiempo de establecimiento a distintas alturas constructivas de la respuesta libre de la pila una vez que esta es liberada de una carga fija lateral aplicada en la parte alta de la estructura. Como es lógico, el Caso E es el óptimo y por tanto el más deseable a nivel práctico. Con respecto a los otros, el Caso B es el más desfavorable y entre el caso C y D habría que valorar otros parámetros con es el aceleraciones máximas obtenidas cuando se aplican cargas tipo viento a la estructura.

Con objeto de conocer cómo afectan los errores en el sintonizado del elemento de rigidez y amortiguamiento del TMD en el tiempo de establecimiento de la estructura, se hizo un estudio de sensibilidad de ambos parámetros. Los resultados obtenidos se presentan en la Figura 4.33, donde el eje de abscisas representa el

4. Resultados

tanto por ciento de variación respecto al valor óptimo de sintonizado de los parámetros de rigidez y amortiguamiento.

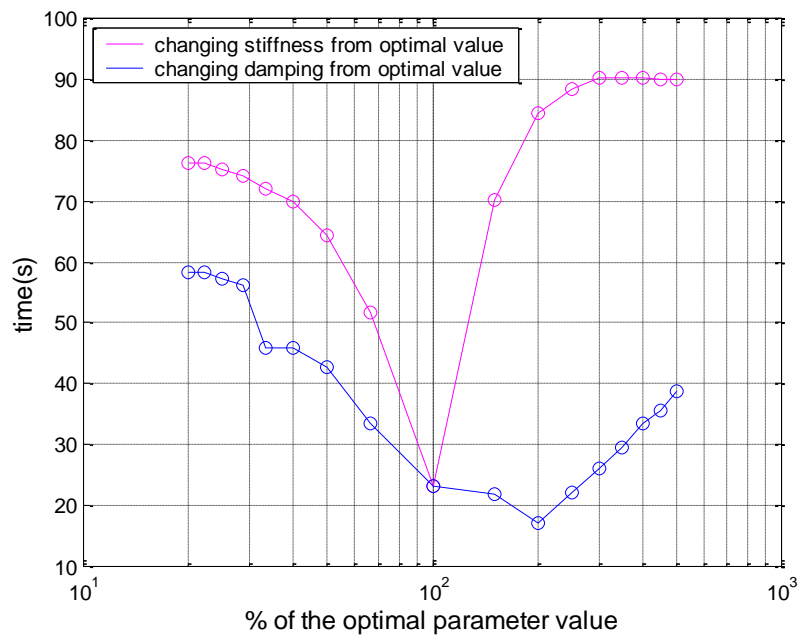


Figura 4.33. Estudio de sensibilidad de los parámetros del TMD (tiempo de establecimiento)

De la figura se concluye que el sintonizado del TMD es mucho más sensible a su parámetro de rigidez y que se obtienen mejores resultados cuando se dobla el valor del parámetro de amortiguamiento del TMD. Una explicación a esto es que para la estructura en estudio la formulación de Tsai y Lin (Tsai & Lin, 1993) usada en el sintonizado no fuera la óptima.

En la Figura 4.34, se presenta el diseño conceptual de un TMD adaptativo para la construcción de pilas de viaductos. En este diseño se varía el amortiguamiento del TMD por medio del uso de amortiguadores magneto-reológicos y por simplicidad, se varía la masa del TMD en vez de su rigidez para alcanzar la frecuencia de sintonizado óptima. Para ello se propone el uso de una estructura metálica a modo de caja que se irá rellenando con el hormigón usado en la construcción de las pilas. La caja ira fijada al encofrado auto trepante por medio de vigas que establecerán el parámetro de rigidez del TMD. Para el control de los valores de amortiguamiento y cantidad de hormigón (masa TMD) depositada en la caja se propone el uso de un controlador industrial tipo PLC y un conjunto de sensores que monitorizarán en

tiempo real los parámetros del TMD y la pila. De esta forma se propone el uso de galgas extensiométricas en las vigas para el cálculo de la masa del TMD, el uso de acelerómetros en la caja y encofrado para conocer la respuesta del TMD y de la pila y el uso de un sensor de desplazamiento láser para conocer la altura real de la pila, cuyo valor puede ser usado para ir modificando los parámetros del TMD a tramos de forma planificada.

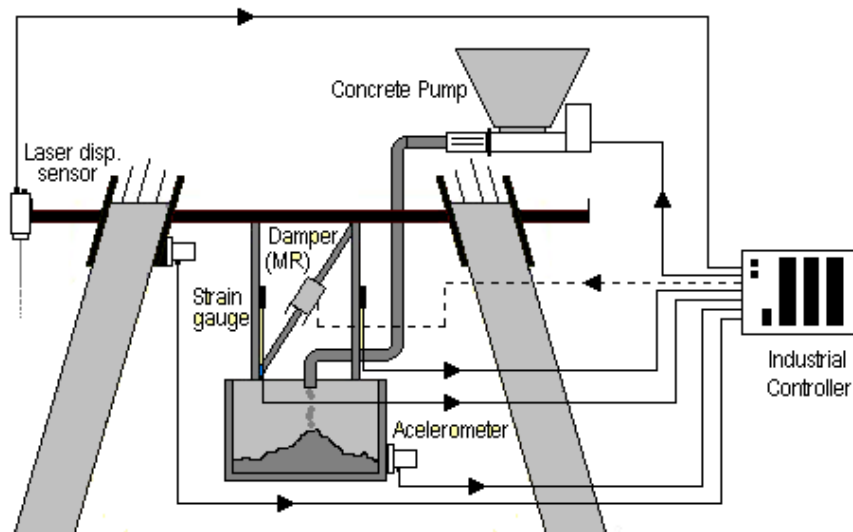


Figura 4.34 Esquema de TMD adaptativo para la construcción de pilas de viaductos.

4.4.3 Amortiguadores de masa semiactivos (SATMDs)

En este apartado se muestra el diseño de amortiguadores de masa semiactivos para la PMC y la PIA. En ambos diseños se basa en un control tipo *GroundHook* y se usó la metodología propuesta en (Koo, 2003). Los resultados obtenidos en término de aceleraciones máximas se compararon con las obtenidas con TMDs de la misma masa y se verificó si estos valores cumplían con las aceleraciones máximas de confort marcadas por las distintas normativas.

En el caso de la PMC, se trató de implementar físicamente el SATMD, aprovechando que se había desarrollado un TMD de 200 Kg de masa móvil. Para ello se sustituyeron los amortiguadores viscosos por un par de amortiguadores magneto-reológicos tipo esponja de *Lord Corporation*. Desafortunadamente estos amortiguadores daban valores de amortiguamiento muy inferiores a los necesarios según las simulaciones.

4.4.3.1 SATMD de la PMC

En (Casado, et al., 2008) se presentó el diseño de un SATMD para el vano 2 de la PMC. Para su diseño se eligió un SATMD con amortiguadores MR con control tipo *Ground Hook*.

Dentro de los cuatro esquemas de control *Ground Hook* propuestos por Koo:

- *on-off Velocity Based Ground Hook Control (on-off VB-GH)*
- *continuous Velocity Based Ground Hook Control (continuous VB-GH)*
- *on-off Displacement Based Ground Hook Control (on-off DB-GH)*
- *continuous Displacement Based Ground Hook Control (continuous DB-GH)*,

Los mejores resultados se obtuvieron aplicando la estrategia *on-off DBG*. Esta estrategia se resume en las expresiones (77), donde será necesario registrar el sentido de desplazamiento de la estructura y la velocidad relativa del SATMD con respecto a la estructura.

A nivel práctico, la dirección del desplazamiento se puede obtener de un acelerómetro, teniendo en cuenta el desfase de 180° entre las dos magnitudes. En el caso de la velocidad relativa, esta puede ser obtenida derivando la señal de desplazamiento relativo entre la estructura y la masa del TMD obtenida por medio de un LVDT o un sensor de desplazamiento de hilo.

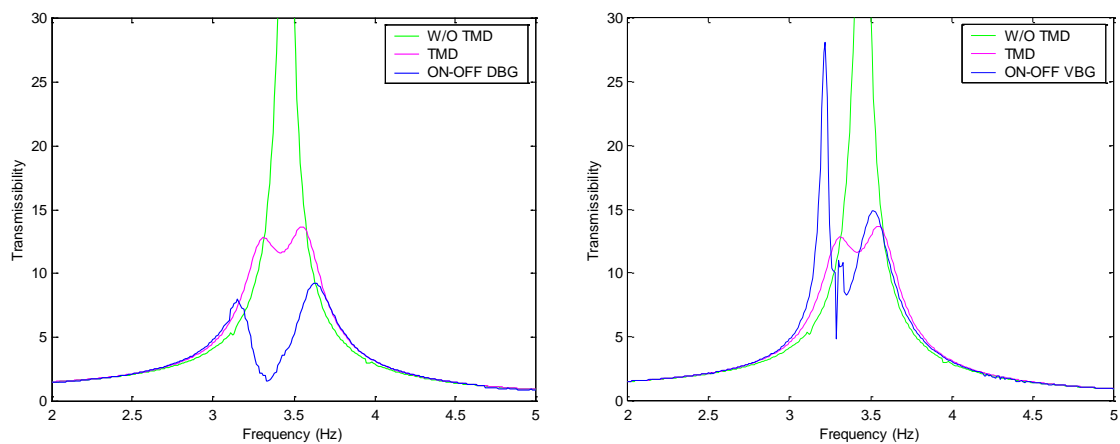


Figura 4.35 FRF obtenidas para el TMD y el SATMD en el vano 2 de la PMC.

En la Figura 4.35 se muestran las FRFs de la estructura sin amortiguadores de masa (verde), con un TMD de 200 kg óptimamente sintonizado (rosa) y con un SATMD de 200kg usando bien la estrategia *on-off DBG*, o bien, la *on-off VBG* (azul). De entre todas ellas, como ya se ha comentado, el SATMD con control *on-off DBG* es la que presentó mejores resultados.

Los parámetros obtenidos en el algoritmo de optimización usando la estrategia *on-Off DBG* se resumen en la Tabla 4.13. En la tabla se muestran los rangos de valores de cada parámetro, el valor inicial y el final obtenido en el proceso de optimización.

Tabla 4.13 Valores iniciales y finales obtenidos tras la rutina de optimización (On-Off DBG)

Parámetros SATMD	Valor inicial	Rango de parámetros	Valor final
Masa (Kg)	200	-	200
Amortig. ON (N/ms)	3500	[600, 10000]	3938
Amortig. OFF (N/ms)	100	[50, 600]	50
Rigidez (N/m)	100000	[75000, 150000]	87709

Con estos resultados, se intentó implementar físicamente mediante la modificación del TMD pasivo desarrollado, cambiando los amortiguadores hidráulicos por dos amortiguadores magneto-reológicos de tipo esponja cedidos a CARTIF por *Lord Corporation*. En la imagen de la derecha de la Figura 4.22 se puede ver uno de estos amortiguadores montados en la estructura del TMD.

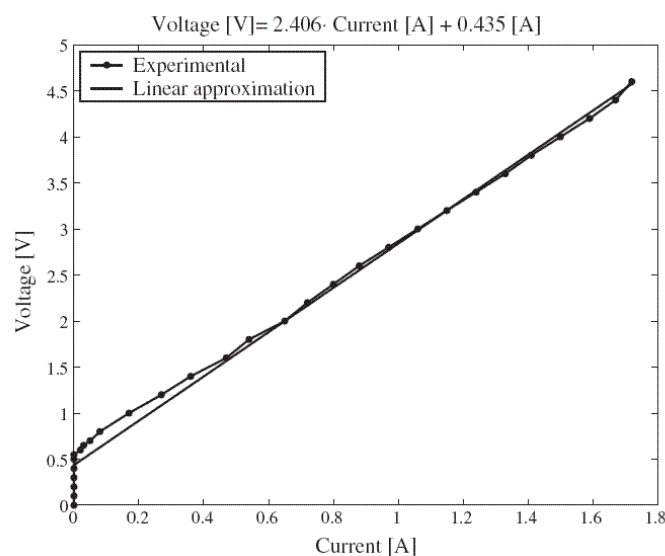


Figura 4.36 Caracterización de la curva Intensidad de salida-voltaje de entrada de la *Wonder Box* de Lord Corp.

4. Resultados

Previamente, estos amortiguadores habían sido caracterizados en conjunto con el TMD. La forma de controlar el amortiguamiento de los amortiguadores MR es mediante el cambio del valor de la intensidad de su circuito generador de campos magnéticos variables. De manera práctica, se utilizaron los dispositivos *Wonder Box* de *Lord Corporation* con los que mediante una señal en tensión (0-5 Vdc) se obtenía una intensidad proporcional. Esta curva fue caracterizada por Jiménez y Álvarez-Izaca (Jiménez & Álvarez-Izaca, 2005) como se muestra en la Figura 4.36.

En el caso de los amortiguadores tipo esponja cedidos por *Lord Corporation*, se recomendaba no ser comandados con intensidades de más de 0,5 A para evitar sobrecalentamientos y por tanto el deterioro de dichos amortiguadores. De la curva de ajuste se obtuvo un valor de 1,66 Vdc.

Con todos estos datos, se realizaron registros de aceleración de la masa del SATMD de 30 segundos cada uno y 200 Hz de frecuencia de muestreo, donde la tensión de mando de los *Wonder Box* se varió desde 0V en incrementos de 0.1 Vdc hasta llegar a 2Vdc. El objeto de los ensayos fue caracterizar el amortiguamiento obtenido con los distintos voltajes aplicando el método de decremento logarítmico a la respuesta libre de la masa. Para asegurar la linealidad de los resultados, se realizaron al menos tres ensayos por tensión. Los resultados obtenidos junto con un registro de ensayo se muestran en Figura 4.37.

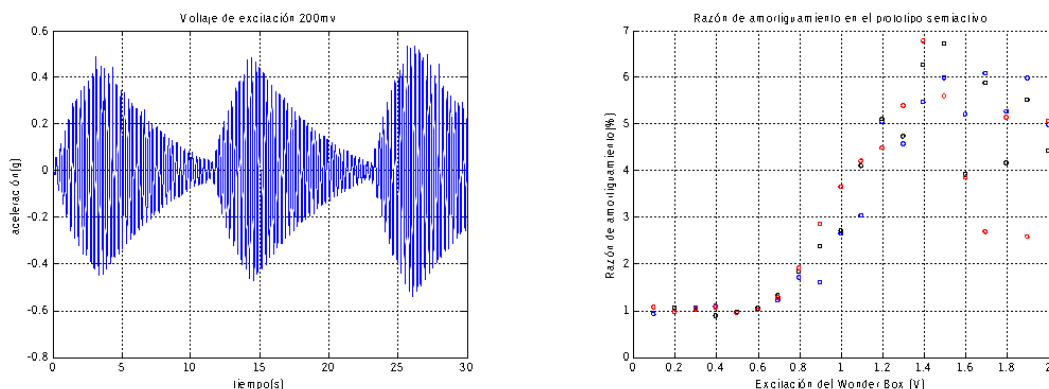


Figura 4.37 Ensayos de caracterización de la curva Intensidad de salida-voltaje de entrada de la Wonder Box de Lord Corp.

Como puede comprobarse en la gráfica, para valores de 0 a 0.5V el valor del coeficiente de amortiguamiento no varía, lo cual concuerda con la gráfica Intensidad-Voltaje de la Figura 4.36. A partir de 0.5V y a medida que se aumenta el voltaje de mando de los *Wonder Box*, el amortiguamiento se incrementa de forma más o menos lineal hasta que se alcanzan los 1.5V-1.6V momento en el cual no se consigue aumentar el amortiguamiento y en muchos casos este disminuye. Esto concuerda con la recomendación dada por *Lord Corp*. Un momento en la realización de estas pruebas junto con un detalle de los amortiguadores MR tipo esponja se muestra en la Figura 4. 38.



Figura 4. 38 Pruebas de amortiguamiento del SATMD variando el voltaje de los amortiguadores MR.

Analizando los valores de amortiguación obtenidos se observa como los valores de coeficiente de amortiguamiento obtenidos van de 80 Ns/m (o 40Ns/m por amortiguador) para tensiones de 0-0.5V a 500Ns/m (250Ns/m por amortiguador) para tensiones cercanas a 1.5V. Estos valores están muy lejos de los 3938 Ns/m calculados anteriormente (Tabla 4.13).

Al repetir la simulación del control on-off DBG (Figura 4.35), pero con los valores de amortiguamiento experimentales, se obtuvieron las FRFs (rojo) de la Figura 4.39.

4. Resultados

Los resultados mostraron que estos amortiguadores no eran válidos para su implementación en un SATMD de 200 kg para el vano 2 de la PMC.

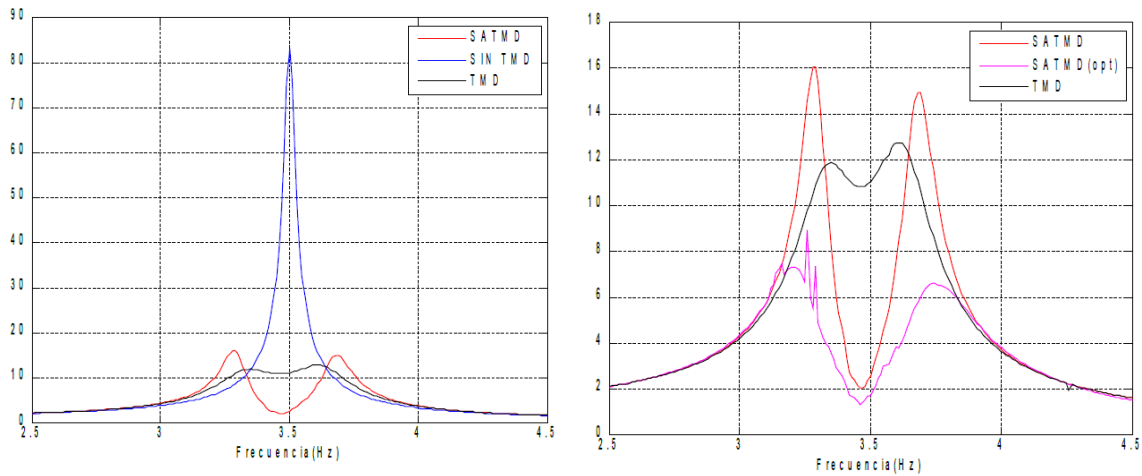


Figura 4.39 FRFs con los valores de amortiguamiento experimentales al usar los amortiguadores MR tipo esponja de *Lord Corporation*.

4.4.3.2 SATMD de la PIA

En (Casado, et al., 2017) se diseñaron SATMDs de masas entre 200 y 500 kg para la pasarela Isla dos Aguas en Palencia. Al igual que en la PMC se usó la estrategia de control *on-off DBG*.

En la Figura 4. 40 se muestran las FRFs obtenidas con TMDs y SATMDs sintonizados de forma óptima. En ellas se observa la notable mejoría que se obtiene con una solución semiactiva frente a una pasiva. En la Tabla 4. 15 se presentan los parámetros óptimos obtenidos para SATMDs de 200 a 300 kg.

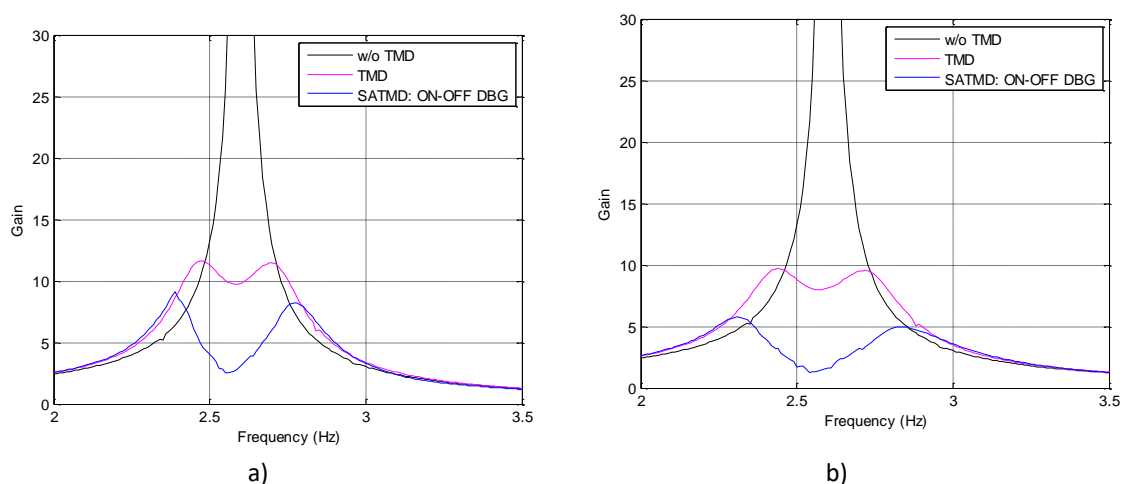


Figura 4. 40 FRFs de la PIA sin amortiguadores de masa y con TMDs y SATMDs de: a) 200 kg y b) 300 kg.

Tabla 4.14 Parámetros del SATMD (On-off DBG) obtenidos para distintas masas.

Magnitud	SATMD Masa (Kg)					
	200	220	240	260	280	300
Rígidez (N/m)	51704	56928	62171	67182	72177	77276
Amortig. On (N*s/m)	1872.8	1657.5	2558	2763.5	3015.4	6433
Amortig. Off (N*s/m)	101.8	243.4	99.8	90.3	98.9	108.6

Al igual que en el caso del TMD, se hicieron estudios de ELSV usando el mismo modelo de carga ponderado basado en la norma ISO 10137 (Figura 4. 25). En la Figura 4. 41, se muestran las respuestas de la pasarela a esta carga sin amortiguadores de masa (negro), con un TMD de 300 kg (rosas) y un SATMD de 300 Kg (azul). La figura muestra de nuevo la mejora obtenida con un SATMD frente a un TMD pasivo.

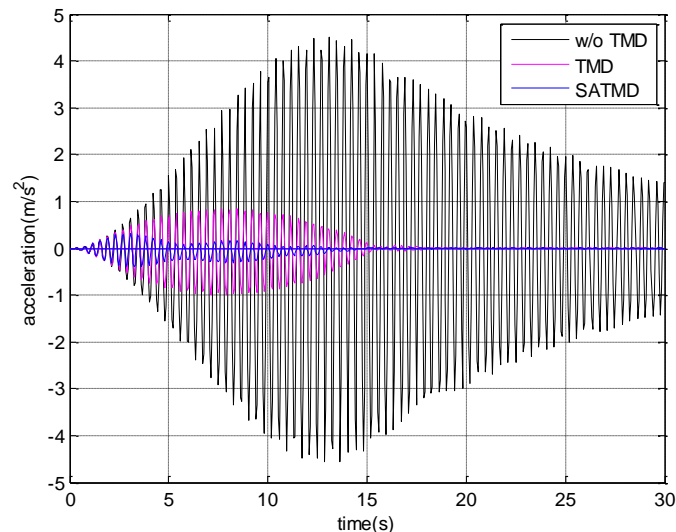


Figura 4. 41 Respuesta temporal simulada de la PIA con TMD y SATMD de 300Kg

En la Figura 4.42, se muestran los picos de aceleración obtenidos en las simulaciones con TMDs y SATMDs de masas entre 200 y 500 kg. La imagen muestra cómo, al contrario que en el caso de los TMDs donde se necesitaba una masa mínima de 500 kg, en el caso de un SATMD se necesitan masas inferiores a 200 kg para cumplir con el Eurocódigo 5 (UNE-EN 1995-2).

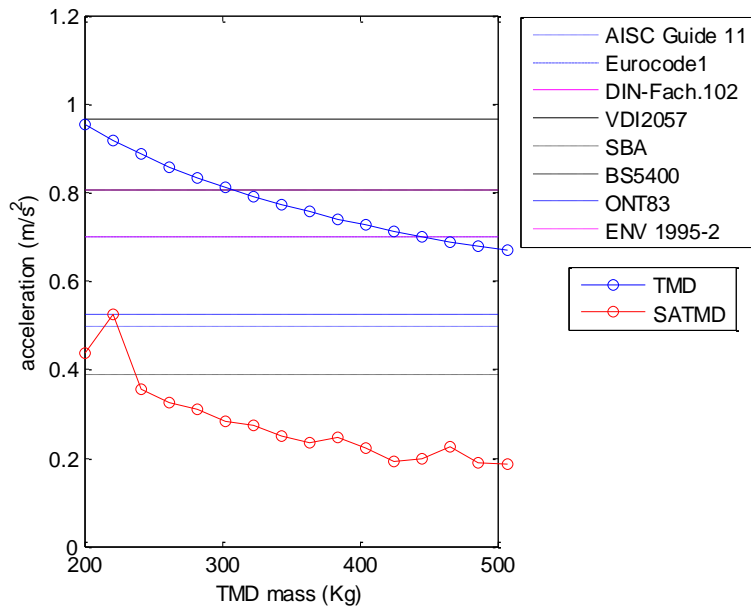


Figura 4.42 Picos de aceleración máximos de la PIA con TMDs y SATMDs de masa entre 200 y 500 Kg.

4.4.3.3 SATMD magnético de rigidez variable

En (Lorenzana, et al., 2012) se presentó la patente de un amortiguador de masa magnético de rigidez variable. La variación de la rigidez se consigue mediante la interacción entre elementos magnéticos situados de forma alineada en el SATMD. En la práctica, uno o varios elementos magnéticos se situarán en la masa móvil, y otro conjunto en el bastidor del SATMD (fija a la estructura) enfrenteado a los anteriores tal que se produzca la interacción entre los campos magnéticos presentes. De forma general podemos decir que si se produce un efecto de atracción entre los elementos magnéticos, aportaremos rigidez negativa a la estructura y por tanto disminuirémos la frecuencia del modo/modos de la estructura, y si se produce repulsión, el efecto será el de aportar rigidez positiva y en este caso aumentar la frecuencia del modo/modos de la estructura.

En la Figura 4. 43 se muestran los principales elementos del SATMD de rigidez variable. Así, este dispositivo comprende medios de fijación, de guiado y de ajuste de movimiento de una masa. Los medios de fijación y guiado de la masa (1) comprenden un soporte con la masa en uno de los extremos (1.1) y un eje de rotación en el otro (1.3). Los medios de ajuste de movimiento (3) comprenden un amortiguador (3.1), dos imanes permanentes (3.2) y una bobina electromagnética

(3.3). El amortiguador se dispone entre el bastidor y la masa, un imán se dispone sobre la masa (2) y el otro imán se dispone sobre el bastidor (5) enfrentado al anterior y rodeado coaxialmente por la bobina electromagnética para variar el campo magnético.

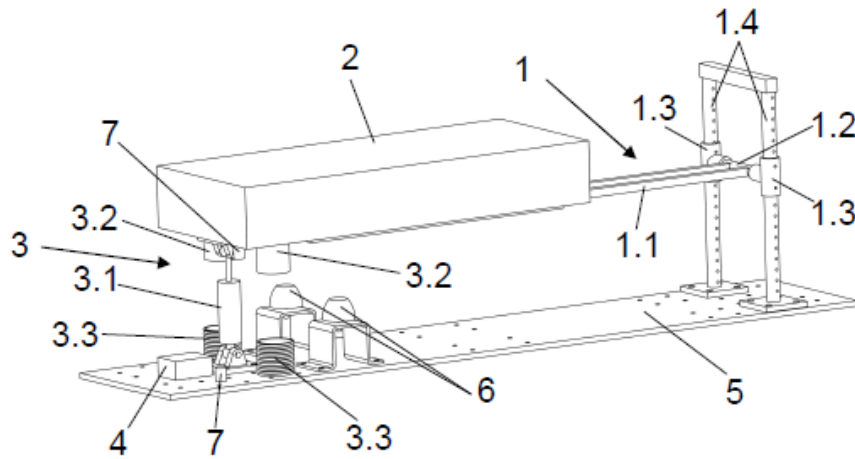


Figura 4. 43 Principales elementos del SATMD magnético de rigidez variable. (Lorenzana, et al., 2012)

La ventaja de este amortiguador de masa frente a otros es que evita los problemas de rozamiento de las soluciones con guiado vertical y debido a esto se consigue que la transferencia de energía inercial sea más eficiente. Otra ventaja consiste en que es posible adaptar los parámetros del amortiguador de masa y hacerlo de manera instantánea mediante la variación de la corriente que circula por las bobinas electromagnéticas, modificando así la rigidez del amortiguador de masa.

En las pruebas llevadas a cabo se comprueba que el número preferente de los imanes permanentes dispuestos sobre la masa son dos, el de los imanes permanentes enfrentados a éstos son dos y las bobinas electromagnéticas correspondientes son dos, dispuestos equidistantes respecto del amortiguador para asegurar una mayor estabilidad.

Ejemplos de realizaciones prácticas del SATMD adaptativo con imanes permanentes y con imanes permanentes y electroimanes fueron presentados por (Magdaleno, et al., 2016) y (Hernández, et al., 2017) respectivamente. En el último caso también se dotó al sistema de una amortiguación variable mediante la

variación del campo magnético de un electroimán situado en la masa móvil y enfrentado a una distancia fija de una placa de material no ferromagnético.

4.4.4 Amortiguadores de masa activos (AMDs)

En este apartado se muestra el diseño e implementación temporal de un AMD en la PMC de Valladolid. Por otra parte, se presentan los resultados de simulación obtenidos al aplicar el control MVC al modelo modal del vano 2 de la PMC.

4.4.4.1 Diseño e implementación de un AMD (CACF) para el vano 2 de la PMC

En (Casado, et al., 2013) se presentaron los estudios realizados para la implementación de un control activo basados en un AMD el vano 2 de la PMC y en una ley de control CAFC. Para la implementación física del AMD, se usó el excitador electrodinámico APS 400 de APS Dynamics ,cuyo modelo matemático es el mostrado en (69), dos acelerómetros de 1V/g de sensibilidad y un controlador (NI-PXI-8101) con una tarjeta (NI PXI-6221) con 16 Entradas analógicas de 16 Bits a 250 kS/s y dos salidas analógicas de National Instrument.

El diagrama de control es el de la Figura 3.31. Donde los parámetros seleccionados para cada uno de los elementos de control fueron $\lambda=5,6$ y $\eta=24,6$ para el control directo, $\gamma \geq 50$ para el control en realimentación, $K_c=60$ y $V_s=1$ para respectivamente, los parámetros de ganancia del controlador en lazo cerrado y máximo voltaje de control que definen el elemento no lineal. En el lugar de las raíces se observó que la ganancia límite a partir de la cual el actuador se volvía inestable era de 82. En cuanto al máximo voltaje de control, se observó que con 1v se evitaba la sobrecarga del actuador en todo el ancho de banda de la excitación. Con estos valores se obtuvo lugar de las raíces de la Figura 4.44. Donde la función de transferencia en lazo abierto era la combinación de las funciones de transferencia de la estructura ($G(s)$), del actuador ($G_A(s)$), del control directo ($C_D(s)$) y del control en realimentación ($C_F(s)$).

$$G_T(s) = C_D(s)G_A(s)G(s)C_F(s) \quad (80)$$

Las dinámicas introducidas por el sensor no se consideraron en el esquema de control ya que son despreciables en las frecuencias de interés para el control. La frecuencia de muestreo de los valores de aceleración fue de 1000Hz y la señal de control fue generada en cada periodo de muestreo. La señal de control digital se convirtió en continua mediante un mantenedor de orden cero (ZOH).

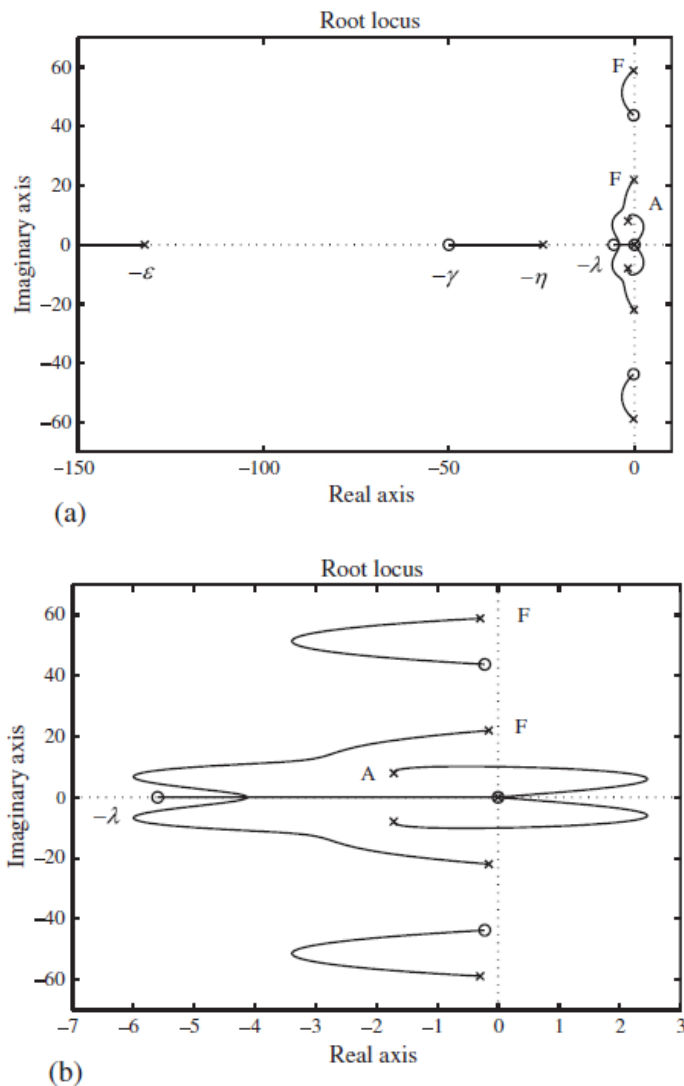


Figura 4.44 (a) Lugar de las raíces de la FT $GT=G_D G_A G G_F$. (b) zoom del origen, (x) polos, (o) ceros, (A) actuador (F) Pasarela peatonal. (Casado, et al., 2013)

Se hicieron varias pruebas caminando, corriendo y saltando en el vano 2 de la PMC para valorar la eficacia del control diseñado. Teniendo en cuenta que el primer modo de la excitación del vano es el vertical a 3,5 Hz, las pruebas realizadas por un peatón de entorno a 100Kg fueron las de caminar a 1,75 Hz, correr a 3,5 Hz y

4. Resultados

saltar a ambas frecuencias. En las pruebas de correr y caminar, el peatón hizo un recorrido de ida y vuelta en el vano 2, mientras que en las de saltar se hicieron con una duración de 30 segundos. Todas las pruebas se realizaron con la ayuda de un metrónomo el cual emitía una señal sonora a la frecuencia fijada. Estas pruebas también se hicieron con un control pasivo basado en un TMD de casi 200 Kg cuyo sintonizado se ha mostrado anteriormente.

Para comparar los resultados obtenidos con la estrategia pasiva, la activa y la estructura desprovista de controles se usó el valor máximo de aceleración y el MTVV (*Maximum Transient Vibration Value*) obtenido a partir de la aceleración RMS. En la Figura 4.45 se muestra el registro temporal de la señal de aceleración del vano junto con la curva MTVV calculada de una de las pruebas realizadas.

Tabla 4.15 Resultados de las pruebas de campo realizadas en el vano 2 de la PMC con distintas estrategias de control. (Casado, et al., 2013)

	Sin control	TMD	Reducción (%)	AMD	Reducción (%)
<u>Caminar a 1,75 Hz:</u>					
Aceleración pico (m/s ²)	0,41	0,25	39	0,16	70
MTVV (m/s ²)	0,21	0,14	33	0,06	67
<u>Correr a 3,50 Hz:</u>					
Aceleración pico (m/s ²)	3,34	0,85	74	1,19	64
MTVV (m/s ²)	2,20	0,35	84	0,69	68
<u>Saltar a 1,75 Hz:</u>					
Aceleración pico (m/s ²)	2,28	0,45	80	0,59	74
MTVV (m/s ²)	1,35	0,24	82	0,26	80
<u>Saltar a 3,50 Hz:</u>					
Aceleración pico (m/s ²)	3,41	1,40	59	3,06	10
MTVV (m/s ²)	2,31	0,81	65	1,75	24

El conjunto de los valores obtenidos en las pruebas se ha recogido en la Tabla 4.15. En la ella se observa como el AMD diseñado con 30 kg de masa móvil trabaja bien, con reducciones por encima del 67% en términos de MTVV, para todas las pruebas excepto cuando se salta a la frecuencia de resonancia, donde la mejora cae hasta el 24%. Esto es principalmente debido al hecho de que la fuerza máxima de 400N que puede dar el AMD es considerablemente menor a la fuerza inducida por el peatón. En cambio el TMD con una masa cercana a 200 Kg responde mejor a esta excitación, no así a las excitaciones de baja amplitud que se obtienen al caminar donde la estrategia activa es claramente superior.

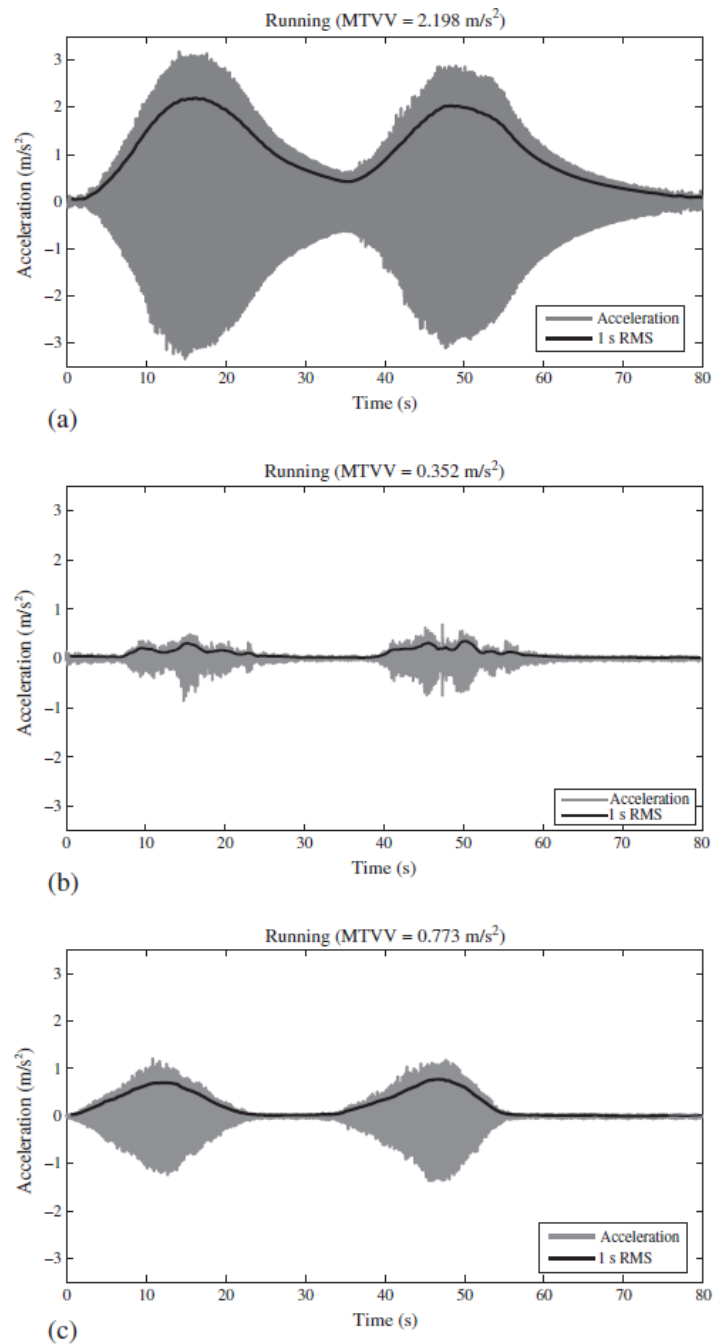


Figura 4.45 Prueba corriendo a 3,5 Hz: (a) Sin control. (b) TMD. (c) AMD. (Casado, et al., 2013)

También se pueden comparar las dos estrategias pasiva y activa en términos del incremento del amortiguamiento obtenido en el modo en estudio. Para ello se calculó el amortiguamiento de la estructura mediante la aplicación del método del decremento logarítmico a las curvas temporales de aceleración obtenidas, una vez excitado el vano saltando tanto a su frecuencia de resonancia de 3,50 Hz como a la mitad de esta. Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 4. 16 donde se aprecia que la estrategia de control activa es superior a la pasiva.

Tabla 4. 16 Incremento del amortiguamiento con la estrategia pasiva y activa. (Casado, et al., 2013)

	Sin control (%)	TMD (%)	AMD (%)
Saltar a 1,75 Hz:	0,72	2,37	3,30
Saltar a 3,50 Hz:	0,91	2,39	3,53

4.4.4.2 Diseño de un AMD (MVF) para el vano 2 de la PMC

En (Díaz, et al., 2011) se presentó el diseño de un control MVF para un AMD basado en un actuador inercial y se simuló su comportamiento en el vano 2 de la PMC de Valladolid. Con objeto de verificar la mejora obtenida con el MVC frente al DVF, también se diseñó y simuló este.

Ambas estrategias (DVF y MVF) se diseñaron para cancelar el primer modo de vibración a 3.5 Hz, garantizando un margen de ganancia suficiente para el sistema AVC. En primer lugar, se diseñó el DVF, ajustando la ganancia en el lugar de las raíces de la FT en lazo abierto (81).

$$G_T(s) = G_{A,1}(s)G(s)C_o(s) \quad (81)$$

Donde $G_{A,1}(s)$ es la FT del actuador de masa inercial APS 400 (69), $G(s)$ es la FT de la PMC (79) y $C_o(s)$ es el integrador usado para obtener la velocidad de la estructura a partir de la aceleración (73). Del lugar de las raíces se obtuvo un límite de ganancia de $\gamma_{DVC,limit} = 2010$ para hacer el sistema inestable. Para la simulación se seleccionó un $\gamma_{DVC} = 982$ con el que se obtuvo un amortiguamiento del primer modo de 0,3 y un margen de ganancia de 6,22 dB,

En cuanto al MVF, este se diseñó para un $w_f = w_1 = 3,48 * 2 * \pi \text{ rad/s}$. Las ganancias del PD se fijaron a $K_P = -19,26$ y $K_D = -0.04$. con estos valores se dibujó el lugar de las raíces y se obtuvo un límite de ganancia de $\gamma_{MVF,limit} = 7520$. Si se selecciona una ganancia $\gamma_{MVF} = 1130$, se consigue el mismo amortiguamiento que en el DVF, pero un margen de ganancia bastante sensiblemente mayor (15,56 dB), mejorando la estabilidad relativa del AVC.

En la Figura 4. 46 se muestran las curvas de ganancia de las FT en lazo cerrado de la estructura con los dos controles y sin estos y la curva de ganancia de la FT de actuador inercial para los dos controles. De las curvas se desprende que la mejora dinámica obtenida en la PMC es similar, pero con el control MVF el actuador tendrá menos problemas de saturación de carrera.

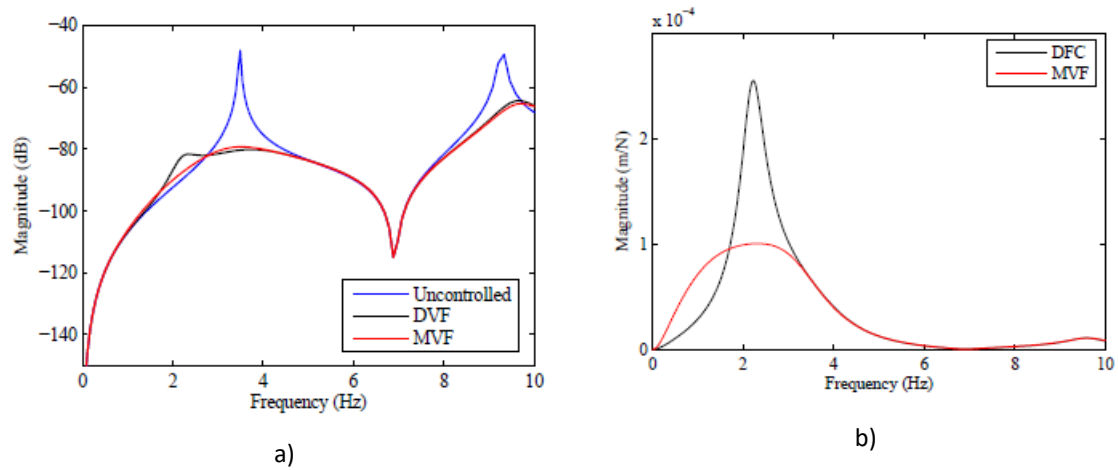


Figura 4. 46 Curvas de ganancia de las FT: a) PMC con los lazos de control (MVF,DVF), b) Actuador con (MVF) y sin lazo interno (DVF)

5. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

La tesis que se presenta es la recopilación de los estudios realizados de forma individual y en colaboración en los últimos años dentro de la temática de análisis y control de vibraciones en estructuras esbeltas. La gran mayoría de los estudios han sido realizados en la Fundación CARTIF en colaboración con la Universidad de Valladolid. A continuación se presentan los proyectos de investigación financiados en los que se ha colaborado.

- Proyecto de Investigación RTI2018-098425 del programa estatal de I+D+i orientada a los retos de la sociedad, en el marco del plan estatal de investigación científica y técnica y de innovación 2017-202 del Ministerio de Ciencia, Innovación y Universidades.
- Red de excelencia BIA2015-71942-REDT de la convocatoria 2015-Redes de excelencia del programa estatal de fomento de la investigación científica y técnica de excelencia del Ministerio de Ciencia, Innovación y Universidades.
- Proyecto de investigación BIA2014-59321 del programa de apoyo a Proyectos de Investigación Fundamental No Orientada (PIFNO) del Ministerio de Ciencia y Competitividad.
- Proyecto de investigación BIA2011-28493 del programa de apoyo a Proyectos de Investigación Fundamental No Orientada (PIFNO) del Ministerio de Ciencia e Innovación.
- Proyecto de investigación VA019A07 del Programa de apoyo a proyectos de Investigación de la Junta de Castilla y León

- Proyecto de investigación PCT-380000-2007-4 financiado por el Ministerio de Educación y Ciencia.
- Proyecto de investigación C16/2006 del programa de ayudas a la realización de proyectos de investigación, desarrollo e innovación tecnológica en el marco del Plan Nacional de Investigación Científica, Desarrollo e Innovación Tecnológica 2004-2007, correspondientes al Área de Transportes y Construcción, del Ministerio de Fomento.
- Proyecto de investigación FIT 380000-2005-0104 DRAGADOS S.A financiado por el Ministerio de Industria.

De la colaboración en estos proyectos y otros internos en CARTIF, se presenta a continuación las principales conclusiones a las que se ha llegado, las aportaciones realizadas y se proponen una serie de trabajos futuros a modo de continuación de la investigación desarrollada.

5.1 Conclusiones y aportaciones de la tesis

Esta tesis ha sido principalmente experimental, en la que se han investigado, desarrollado e implementado diferentes metodologías para la implementación de controles de vibraciones en estructuras esbeltas.

Dentro de estas metodologías, la tesis se ha centrado en el diseño y desarrollo de amortiguadores de masa de distintas tipologías. Para poder llegar a este objetivo, han sido necesarios pasos previos, como el de modelar las estructuras en estudio, o el de evaluar el comportamiento de las soluciones diseñadas de forma que se cuantificara su mejora y se verificara si cumplían con los estados límite de servicio de las normativas.

De los trabajos realizados se llega a las siguientes conclusiones.

5. Conclusiones y trabajos futuros

- Existen métodos alternativos al EMA para identificar el conjunto de parámetros modales y más concretamente la masa modal de los modos bajo estudio con equipos mas sencillos. La idea de estos métodos, como es el de Brownjhon o el basado en un oscilador acoplado, es el de poder hacer la identificación sin necesitar equipos caros y pesados para excitar de manera controlada las estructuras.
- Las normativas y guías de diseño de estructuras civiles, proponen modelos de carga que en general, sobreestiman las respuestas de las estructuras cuando se las somete a cargas reales y es por ello que habría que mejorar estos modelos de carga añadiendo más variables como puede ser el vector de coordenadas de las formas modales.
- Los amortiguadores de masa pasivos (TMDs), son sistemas fiables para la mejora de la respuesta dinámica de las estructuras siempre que sean correctamente sintonizados, la estructura tenga un comportamiento lineal en el tiempo y tenga uno o pocos modos dominantes mas o menos alejados. En otros caso, se propone el uso de MTMDs o AMDs
- La mayoría de las formulaciones y algoritmos de optimización para el sintonizado de los TMDs dan resultados similares, por lo que no se recomienda emplear muchos recursos en la búsqueda del mejor sintonizado teórico, ya que debido a las incertidumbres del modelo de la estructura usado para las simulaciones, siempre habrá que hacer un sintonizado fino del TMD una vez instalado físicamente en las estructuras.
- Los AMDs y SATMDs mejoran notablemente el comportamiento de un TMD pasivo en igualdad de condiciones de masa. En el caso de los AMDs, al contrario que en los TMDs, con un solo dispositivo se consigue la mejora de la dinámica de varios modos de la estructura, por lo que son indicados para su uso en estructuras más complejas siempre que se conozcan todos los modos en el rango de frecuencias de control y así evitar problemas como el *spillover*.

- Una de las mayores dificultades para la implementación física de cualquier tipología de amortiguador de masa, es la falta de elementos comerciales (muelles, amortiguadores de bajo valor, amortiguadores MR, actuadores de masa inercial,...).

A continuación se presentan las principales aportaciones asociadas a los diferentes campos del estudio dinámico de vibraciones:

- (i) En el apartado de modelado y caracterización dinámica de estructuras esbeltas, se han aplicado métodos numéricos (MEF) y experimentales (EMA, OMA) para la identificación de parámetros modales y desarrollo de modelos de diferentes estructuras esbeltas (Pasarelas peatonales PMC, PIA y PPGB, grúas torre comerciales, pilas de viaducto y chimeneas industriales entre otras). Se han aplicado de forma experimental nuevas metodologías para el cálculo de la masa modal de las estructuras, como el propuesto por Brownjohn basado en el ajuste de la parte creciente de la respuesta (*Build-up*) y se colaboró en el desarrollo de un nuevo método en el dominio del tiempo y de la frecuencia basado en el acoplamiento de un oscilador de masa conocida.
- (ii) En el apartado de verificación del ELSV en estructuras civiles, se recopilaron y estudiaron las diversas normativas nacionales e internacionales y las distintas guías de diseño (fib, Setra, Hivoss) presentes en la bibliografía. Por otro lado, se colaboró en las pruebas de campo para la verificación del ELSV de las pasarelas PMC, PIA y PPGB, donde se comprobó cómo los modelos de carga sugeridos por guías y normas como SETRA o la ISO 10137 sobreestimaban los valores reales obtenidos en las pruebas de campo, por lo que se sugirió que dichos modelos fueran ponderados por la forma modal del modo en estudio. Finalmente, se ha colaborado en el desarrollo y puesta a punto de un SHM (Structural Health Monitoring) para la PPGB, basado en acelerómetros de bajo coste MEMS y un registrador de *National Instrument*. Con los registros realizados de forma continua durante mas

de un año, se ha analizado el ELSV por tramos horarios y época del año y la variación de los parámetros modales en relación a los parámetros medioambientales.

- (iii) En el apartado de diseño y desarrollo de sistemas de control de vibraciones basados en amortiguadores de masa de distinta tipología, se diseñaron y simularon amortiguadores de masa pasivos (TMD) para distintas estructuras (Pasarelas peatonales PMC, PIA y PPGB, la grúa torre Modelo LC2064 de COMANSA y una chimenea industrial). Para su sintonizado óptimo se emplearon algunas de las numerosas formulaciones presentes en la bibliografía y se desarrolló un algoritmo de optimización para el diseño de controladores H_∞ de orden fijo basado en la iteración dual de Iwasaki (Iwasaki, 1999) para la resolución de desigualdades lineales matriciales (LMI). Se colaboró en el diseño, construcción y puesta a punto de un TMD pasivo de peso variable en el rango de 200kg para el vano 2 de la PMC. Se hizo el diseño conceptual de un amortiguación de masa adaptativo (ATMD) para la construcción de pilas de viaducto mediante encofrados autotrepantes/deslizantes. Los estudios se centraron en una pila de 92 metros del viaducto de la Miel en el tramo Nerja-Almuñécar de la Autovía A7 del Mediterráneo. Se diseñaron Amortiguadores de masa semiactivos (SATMD) para las pasarelas peatonales PMC (vano 2) y PIA basados en la ley de control *on-off* DBG propuesta por Koo (Koo, 2003). Se trató de implementar un SATMD en la PMC (vano 2), intercambiando los amortiguadores de masa viscosos del TMD desarrollados por amortiguadores magnetoreológicos de tipo esponja cedidos por Lord Corporation. Para ello se caracterizó el amortiguamiento del SATMD para distintas intensidades de comando de los amortiguadores MR y se comprobó que daban valores lejanos a los calculados. Se colaboró en el diseño de un control neuro-fuzzy para un SATMD con amortiguadores MR en el vano 2 de la PMC. Se diseñaron controles basados en amortiguadores de masa activos (AMD) para la PMC (vano 2) y se propusieron dos lazos de control (CACF y MVF). El CACF o control basado en la realimentación compensada de la aceleración consistió en una serie de controles directos y en

realimentación con los que se consiguió aumentar el amortiguamiento de la estructura y hacer mas rápida su respuesta. El MVF o control por realimentación de la velocidad mejorado consistió en partiendo de un control DVFC añadir un lazo interno al actuador para mejorar su respuesta dinámica. La implementación del control MVF fue simulada para la PMC(vano 2), mientras que el control CACF se implementó de forma temporal en el vano 2 de la PMC mediante el uso de un excitador de masa inercial modelo APS 400 de APS Dynamics y un equipo de control de National Instrument, dando lugar a una de las primeras implementaciones reales de un AMD en una pasarela. La publicación donde se presentaron los resultados y que se presenta como aval de calidad de la tesis, ha sido referenciada hasta ahora por cerca de 40 artículos JCR.

5.2 Trabajos futuros

A continuación se exponen algunos de los posibles trabajos futuros:

- (i) Desarrollo de nuevos modelos de carga de peatones en pasarelas peatonales que den como resultado respuestas más cercanas a la realidad cuando se usen como entradas en la simulación de las estructuras bajo estudio.
- (ii) Implementación de sistemas SHM de bajo coste en las estructuras estudiadas. Estos sistemas estarán diseñados bajo el paradigma del IOT (*Internet Of Things*), de forma que las estimaciones del ELSV sea fácilmente accesible por los distintos agentes involucrados en la gestión y mantenimiento de la estructura. Por otra parte se estudiará y desarrollarán algoritmos para la detección de fallos basadas en técnicas en el dominio de la frecuencia y del tiempo (*Deep learning techniques*).

5. Conclusiones y trabajos futuros

- (iii) Investigar, desarrollar e implementar nuevos sistemas de control semiactivo, teniendo como premisa el alcanzar controles altamente eficientes que produzcan grandes fuerzas de control con consumos energéticos contenidos.

- (iv) Desarrollo e implementación de algoritmos de control activo MIMO que mejoren el comportamiento de los sistemas de control activo desarrollados.

BIBLIOGRAFÍA

- Abé, M. & Igusa, T., 1996. Semi-active Vibration Absorber for controlling transient response.. *Journal of Sound and Vibration*, 198(5), pp. 547-569.
- Adam, C. & Furtmüller, T., 2010. Seismic Performance of Tuned Mass Dampers. En: *Mechanics and Model-Based Control of Smart Materials and Structures*. Vienna: Springer, pp. 11-18.
- AENOR, 2010. *UNE-EN 1995-2:2010. Eurocódigo 5: Proyecto de estructuras de madera. Parte 2*. s.l.:s.n.
- AENOR, 2016. *UNE-EN 1995-2:2016: Eurocódigo 5: Proyecto de estructuras de madera. Parte 2: Puentes*. s.l.:AENOR.
- AENOR, 2019. *UNE-EN 1990:2019. Eurocódigos. Bases de cálculo de estructuras*. s.l.:AENOR.
- AENOR, 2019. *UNE-EN 1991-2:2019. Eurocódigo 1: Acciones en estructuras. Parte 2: Cargas de tráfico en puentes*. s.l.:AENOR.
- Aldemir, . U., 2003. Optimal control of structures with semiactive-tuned mass damper. *Journal of Sound*, 266(4), pp. 847-874.
- Alhasan, A., White, D. & De Brabanter, K., 2016. Wavelet filter design for pavement roughness analysis. *Computer-Aided Civil and Infrastructure Engineering*, 31(12), pp. 907-920.
- Allemang, R. J., 1994. *VIBRATIONS: ANALYTICAL AND EXPERIMENTAL MODAL ANALYSIS (UC-SDRL-CN-20-263-662)*, Cincinnati, Ohio: UC-SDRL.
- Amini, F., Hazaveh, N. & Rad, . A., 2013. Wavelet PSO-based LQR algorithm for optimal structural control using active tuned mass dampers. *Computer-Aided Civil and Infrastructure Engineering*, 28(7), pp. 542-557.
- Avci, O., 2016. Amplitude-Dependent Damping in Vibration Serviceability: Case of a Laboratory Footbridge. *Journal of Architectural Engineering*, 22(3).
- Avitabile, P., 2018. *Modal Testing: A Practitioner's Guide*. s.l.:John Wiley & Sons Ltd..
- Bachmann, H. & Ammann, W., 1987. *Vibration in Structures Induced by Man and Machines*. s.l.:IABSE.
- Balakrishnan, V., 1995. Linear matrix inequalities in robustness analysis with multipliers. *System and Control Letters*, 25(4), p. 265-272.
- Balas, M., 1979. Direct velocity feedback control of large space structures. *Journal of Guidance and Control*, Volumen 2, pp. 252-253.
- Bekdas, G. & Nigdeli, . S., 2013. Mass ratio factor for optimum tuned mass damper strategies.. *International Journal of Mechanical Sciences*, Volumen 71, p. 68-84.

Borges, J., Priestley, M., Pereira, J. & Ravara, A., 1969. *Observations of Buildings Subjected to Dynamic Loading*. Bucharest, Proceedings of the RILEM International Symposium on Methodology and Technique of Testing.

Boulkaibet, I., Mthembu, L., De Lima Neto, F. & Marwala, T., 2015. Finite element model updating using fish school search and volitive particle swarm optimization. *Integrated Computer-Aided Engineering*, 22(4), pp. 361-376.

Braun, S., 2008. *Discover Signal Processing: An Interactive Guide for Engineers*. West Sussex: John Wiley & Sons.

Brownjohn, J. y otros, 2016. Footbridge system identification using wireless inertial measurement units for force and response measurements. *Journal of Sound and Vibration*, Volumen 384, pp. 339-355.

Brownjohn, J. & Pavic, A., 2007. Experimental methods for estimating modal mass in footbridges using human-induced dynamic excitation. *Engineering Structures*, 29(11), pp. 2833-2843.

Brownjohn, J., Au, S., Binbin, L. & Bassitt, J., 2017. Optimised ambient vibration testing of long span bridges. *Procedia Engineering*, Volumen 199, pp. 38-47.

Casado, C., de Sebastián, J., Díaz, I. & Poncela, A., 2010. *Vibration Serviceability Assessment and Passive Vibration Control of a Lively Footbridge*. Tokyo, 5th World Conference on Structural Control and Monitoring.

Casado, C., Fernández, J., Pereda, J. & Soria, J., 2017. *Design of vibration damping systems using simplified models for lightweight footbridges..* Madrid, Proceedings of 4th International Conference on Mechanical Model in Structural Engineering (CMMoST 2017).

Casado, C. M., Cárdenas, C. & Poncela, A., 2007. *Civil Structures Protection Strategies Based on Semi-Active Tuned Mass Damper*. Oporto, s.n., pp. 689-696.

Casado, C. M., de Sebastián, J., Díaz, I. M. & Poncela, A., 2010. *Vibration Serviceability Assessment and Passive Vibration Control of a Lively Footbridge*. Tokyo, s.n., p. Paper 249.

Casado, C. M. y otros, 2011. Control de Vibraciones en Pasarelas Peatonales. *DYNA*, 86(3), pp. 318-327.

Casado, C. M., de Sebastián, J., Poncela, A. & Lorenzana, I., 2008. *Design of a Semi-Active Tuned Mass Damper for the Science Museum Footbridge of Valladolid*. San Petersburgo, s.n., pp. 125-132.

Casado, C. M., de Sebastián, J., Poncela, A. & Lorenzana, I., 2009. *Structural Parameter Identification for the Design of Vibration Absorber Systems*. Zurich, s.n., p. 159.

Casado, C. M. y otros, 2013. Implementation of Passive and Active Vibration Control on an In-service Footbridge. *Structural Control and Health Monitoring*, 20(1), pp. 70-87.

Casado, C. M., Poncela, A. & Lorenzana, A., 2007. Adaptive Tuned Mass Damper for the Construction of Concrete Pier. *Structural Engineering International*, 17(3), pp. 252-255.

Casciati, F., Magonette, G. & Marazzi, F., 2006. *Technology of Semiactive Devices and Applications in Vibration Mitigation*. West Sussex: John Wiley & Sons.

Chopra, A. K., 2012. *Dynamics of structures. Theory and applications to earthquake engineering*. 4th ed. Upper Saddle River NJ: Prentice Hall.

Chu, S. Y., Soong, T. T. & Reinhorn, A. M., 2005. *Active, Hybrid, and Semi-Active Structural Control: A Design and Implementation Handbook*. West Sussex: John Wiley & Sons.

Connor, J., 2003. *Introduction to Structural Motion Control*. 1st edition ed. New Jersey: MIT-Prentice Hall.

- Constantinou, M. C., Soong, T. T. & Dargush, G. F., 1998. *Passive Energy Dissipation System for Structural Design and Retrofit*. United States of America: Research Foundation of the State University of New York and the MCEER.
- Dai, H., Zhang, H. & Wang, W., 2015. A Multiwavelet neural network-based response surface method for structural reliability analysis. *Computer-Aided Civil and Infrastructure Engineering*, 30(2), pp. 151-162.
- de Sebastián, J., Casado, C. M., Lorenzana, A. & Poncela, A., 2009. Sistemas de Control de Vibraciones para Grúas Torre. *DYNA*, 84(3), pp. 237-244.
- de Sebastián, J. y otros, 2011. *Environmental and Crowd Influence on the Dynamic Behaviour of an In-Service Footbridge*. Wroclaw (Polonia), s.n.
- de Sebastián, J. y otros, 2013. Evaluación de la Predicción de Aceleraciones Debidas al Tráfico Peatonal en una Pasarela en Servicio. *Informes de la construcción*, 65(531), pp. 335-348.
- Den Hartog, J., 1934. *Mechanical vibrations*. 1st edition ed. New York: McGraw-Hill Book Company.
- Díaz, I. M., Casado, C. M. & de Sebastián, J., 2010. *Active Vibration Control Study of an In-Service Footbridge Using an Inertial Proof-Mass Actuator*. Tokyo, s.n., p. Paper 272.
- Díaz, I., Pereira, E., Reynolds, P. & Casado, C., 2011. *Human-induced vibration cancellation using an active mass damper modified by an inner loop*. Leuven, Proceedings of the 8th International Conference on Structural Dynamics EUROLYN 2011.
- Díaz, I. & Reynolds, P., 2010. Acceleration feedback control of human-induced floor vibrations. *Engineering Structures*, Volumen 24, pp. 163-173.
- Díaz, I. & Reynolds, P., 2010. On-off nonlinear active control of floor vibrations. *Mechanical System & Signal Processing*, Volumen 24, pp. 1711-1726.
- Dossing, O., 1988. *Structural Testing. Part 2: Modal Analysis and Simulation*. Naerum (Denmark): Bruel & kjaer.
- Doyle, J., Glover, K., Khargonekar, P. & Francis, B., 1989. State-space Solutions to Standard H2 and Hinf. Control Problem. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 34(8), p. 831-847.
- Ewins, D., 2000. *Modal Testing: Theory, Practice and Application*. 2nd edition ed. Baldock, Hertfordshire, England: Research Studies Press Ltd..
- Ewins, D. J., 2000. *Modal Testing: Theory, Practice and Application*. 2nd Edition ed. Philadelphia: Research Studies Press Ltd..
- fib, 2005. *Guidelines for the design of Footbridges*. Lausanne, Switzerland: The International Federation for Structural Concrete.
- Fomento, M. d., 1999. *Recomendaciones para la realización de pruebas de carga de recepción en puentes de carretera*. s.l.: Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento.
- Fomento, M. d., 2003. *IAP 98. Instrucción sobre acciones a considerar en el proyecto de puentes de carretera*. 3ª reimpresión. s.l.: Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento.
- Fomento, M. d., 2003. *RPM-95. Recomendaciones para el proyecto de puentes metálicos para carreteras*. 2ª reimpresión. Madrid: . Madrid: Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento.
- Fomento, M. d., 2003. *RPX-95. Recomendaciones para el proyecto de puentes mixtos para carreteras*. 2ª reimpresión.. Madrid: Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento.

- Fomento, M. d., 2008. *EHE-08. Instrucción de hormigón estructural*. s.l.:Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento.
- Fomento, M. d., 2011. *EAE. Instrucción de Acero Estructural*. s.l.:Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento.
- Fomento, M. d., 2011. *IAP 11. Instrucción sobre acciones a considerar en el proyecto de puentes de carretera*. s.l.:Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento.
- Fomento, M. d., 2019. *Ministerio de Fomento*. [En línea]
Available at:
https://www.fomento.gob.es/recursos_mfom/realdecretocodigoestructural1_0.pdf
[Último acceso: 4 septiembre 2019].
- Frahm, H., 1909. *Device for damping vibrations of bodies*. US, Patente nº US989958A.
- Franchek, M., 1995. Adaptive passive vibration control. *Journal of Sound and Vibration*, 189(5), pp. 565-585.
- Gahinet, P., 1996. Explicit controller formulas for LMI-based Hinf. synthesis. *Automatica*, 32(7), p. 1007-1014.
- Gahinet, P. & Ignat, A., 1994. *Low-order Hinf. synthesis via LMIs*. Baltimore, Proceedings of the American Control Conference.
- Gahinet, p., Nemirovski, A., Laub, A. & Chilali, M., 1995. *LMI Control Toolbox For Use with MATLAB*. Version1 ed. s.l.: MathWorks, Inc. .
- García, A. & Ripoll, J., 2011. *Proceso constructivo de la pasarela peatonal tipo "spand band" Doctor Pedro Gómez Bosque (Valladolid). Lanzamiento y tesado de pletina de acero*. Barcelona, Actas V Congreso de la Asociación Científico-técnica del hormigón estructural.
- Ghaedi, K., Ibrahim, Z., Adeli, H. & Javanmardi, A., 2017. Recent developments in vibration control of building and bridge structures. *Journal of Vibroengineering*, 19(5), pp. 3564-3580.
- Gómez, M., 2004. *A new and unusual cable-stayed footbridge*. Millau, s.n., pp. 35-36.
- Greco, R., Marano, G. & Fiore, A., 2016.. Performance-cost optimization of tuned mass damper under low-moderate seismic actions. *Structural Design of Tall and Special Buildings*, Volumen 25, p. 1103-1122.
- Gu, M., Chen, S. & Chang, C., 2002. Control of wind-induced vibrations of long-span bridges by semiactive lever-type TMD. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 90(2), pp. 111-126.
- Hanagan, L., 2005. *Active Floor Vibration System*. US, Patente nº 6874748.
- He, J. & Fu, Z.-F., 2001. *Modal Analysis*. Oxford ; Boston: Butterworth-Heinemann.
- Hernández, O., Poncela, A., López, P. & Ibán, N., 2017. *Adjustable TMD (In Stiffness and Damping) Using Magnets and Coils*. Madrid, Proceedings of 4th International Conference on Mechanical Model in Structural Engineering (CMMoST 2017).
- Hivoss, 2008. *Design of Footbridges. Guideline. Human Induced Vibrations of Steel Structure*. s.l.:(Hivoss-RFS2-CT-2007-00033).
- Hoang, N., Fujino, Y. & Warnitchai, P., 2008. Optimal tuned mass damper for seismic applications and practical design formulas. *Engineering Structures*, 30(3), p. 707-715.
- Housner, G., Bergmann, L. & Caughey, T., 1997. Structural Control: past, present and future. *Journal of Engineering Mechanics*, 123(9), pp. 897-971.

- Hrovat, D., Barak, P. & Rabins, M., 1983. Semi-active versus passive or active tuned mass dampers for structural control. *Journal of Engineering Mechanics*, 109 (3) (1983), pp., 109(3), pp. 691-705.
- Iban, N. y otros, 2018. Ad-hoc vibration monitoring system for a stress ribbon footbridge: from design. *Smart Structures and Systems*, 22(1), pp. 13-25.
- ISO, 1997. *ISO 2631-1:1997: Mechanical vibration and shock-Evaluation of human exposure to whole-body vibration-part1: General requirements*. Geneve: International Organization for Standardization.
- ISO, 2007. *ISO 10137:2007. Bases of for design of structures – Serviceability of buildings and walkways against vibrations*. s.l.:International Organization for Standardization.
- Iwasaki, T., 1993. *A unified matrix inequality approach to linear control design*, Purdue University, West Lafayette: Ph.D. Thesis.
- Iwasaki, T. & Skelton, R., 1994. All controllers for the general Hinf. control problem: LMI existence conditions and state space formulas. *Automatica*, 30(8), p. 1307–1317.
- Iwasaki, T., 1999. The dual iteration for fixed-order control. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 44(4), p. 783–788.
- Jacobsen, N.-J., Andersen, P. & Brinck, R., 2007. *Using EFDD as a Robust Technique for Deterministic Excitation in Operational Modal Analysis*. Copenhagen, Proceedings of the 2nd International Operational Modal Analysis Conference.
- Jiménez, R. & Álvarez-Izaca, L., 2005. LuGre friction model for a magnetorheological damper. *Structural Control and Health Monitoring*, Volumen 12, pp. 91-116.
- Khargonekar, P. & Rotea, M., 1991. Mixed H2/Hinf Control: A Convex Optimization Approach. *IEEE Transactions on Automatic Control* 1991, 36(7), pp. 824-937.
- Koo, J., 2003. *Using Magneto-Rheological Dampers in Semi-active Tuned Vibration Absorber to Control Structural Vibrations*, Blacksburg, Virginia, USA.: Ph.D. Dissertation.
- Koo, J., Ahmadian, M., Setareh, M. & Murray, T., 2002. *A robust semi-active tuned vibration absorbers for reducing vibrations in force-excited structures*. New Orleans, LA, USA., Proceedings of IMECE.
- Krenk, S. & Høgsberg, J., 2008. Tuned mass absorbers on damped structures under random load. *Probabilistic Engineering Mechanics*, 23(4), p. 408–415.
- Kurata, N., Kobori, T. & Koshi, N., 2002. Performance-based design with semi-active structural control technique. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, Volumen 31, pp. 445-458.
- Landret, P. & González, A., 2005. Pretensado exterior en la pasarela del museo de la ciencia en Valladolid. *Informes de la Construcción*, 57(497), pp. 5-11.
- Lavín, C. E. y otros, 2010. *Respuesta Experimental y Simulada de de una Chimenea Industrial sin y con TMD Bajo la Acción del Viento*. Ciudad Real, s.n.
- Liu, S. & Papavassilopoulos, G., 1996. *Numerical experience with parallel algorithms for solving the BMI problems*. Sasn Francisco, California, Proceedings of the World Congress of IFAC, p. 387–391.
- Lorenzana, A., de Sebastián, J., Poncela, A. & Casado, C., 2012. *Amortiguador de Masa Magnético de Rigidez Variable*. España, Patente nº ES2390899 (A1).
- Lorenzana, A. & Poncela, A., 2007. *Supresor de Vibraciones en Grúas Torre*. España, Patente nº ES1064158 (U).
- Lorenzana, A. y otros, 2014. *One year of the structural health monitoring of Pedro Gómez Bosque footbridge*. Barcelona, Proceedings of the 6th World Conference on Structural Control.

- Luft, R., 1979. Optimal tuned mass dampers for buildings. *Journal of the Structural Division*, 105(12), p. 2766–2777.
- Magdaleno, A., 2017. *TFM: Estudio de nuevos indicadores en el dominio de la frecuencia y del tiempo para la sintonización óptima de TMDs múltiples en estructuras esbeltas*, s.l.: ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES, Universidad de Valladolid.
- Magdaleno, A. y otros, 2016. *TMD ajustable en frecuencia aportando rigidez positiva o negativa mediante imanes permanentes*. Elche, XXI Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica.
- Magdaleno, A. y otros, 2019. *Comparison of passive and active mitigation devices for vibrations control in slender structures*. Paris, 9th ECCOMAS Thematic Conference on Smart Structures and Materials.
- Marichal, G. y otros, 2012. *Control Inteligente de un Amortiguador Magnetoreológico en la Pasarela del Museo de la Ciencia de Valladolid*. Baiona, VIII Simposio CEA de Control Inteligente.
- MathWorks, I., 2019. *Control System Toolbox™ Reference (R2019a)*. Natick, MA: The MathWorks, Inc..
- McConnell, K. G. & Varoto, P. S., 2008. *Vibration Testing: Theory and Practice*. 2nd Edition ed. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons.
- McNamara, R., 1977. Tuned mass dampers for buildings... *Journal of the Structural Division*, 103(9), p. 1785–1798.
- Miranda, J., 2005. On tuned mass dampers for reducing the seismic response of structures. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, 34(7), p. 847–865.
- Moutinho, C., Cunha, A. & Caetano, . E., 2011. Analysis and control of vibrations in a stress-ribbon footbridge. *Structural Control and Health Monitoring*, 18(6), pp. 619-634.
- Nagarajaiah, S. & Varadarajan, N., 2005. Short time Fourier transform algorithm for wind response control. *Engineering Structures*, 27(3), pp. 431-441.
- Nummela, E., Keränen, T. & Mikkelsen, T., 2007. Factors related to top running speed and economy. *International Journal of Sport Medicine*, Volumen 28, pp. 655-661.
- Ogata, K., 1993. *Ingeniería de control moderna*. Segunda edición ed. México: Prentice-Hall.
- Oliveira, C. S., 2014. Fundamental Frequencies of Vibration of Footbridges in Portugal: From in situ measurements to Numerical Modelling. *Hindawi Publishing Corporation Shock and Vibration*, pp. 1-22.
- Ormondroyd ., J. & Den Hartog, J., 1928. The theory of the dynamic vibration absorber. *Transactions of the American Society of Mechanical Engineering*, Volumen 50, p. 9–22.
- Parloo, E., Verboven, P., Guillaume, P. & Van Overmeire, M., 2002. Sensitivity-based operational mode shape normalisation. *Mechanical System and Signal Processing*, 16(5), pp. 757-767.
- Pilkey, W., 2005. *Formulas for Stress, Strain and Structural Matrices*. 2nd edition ed. Hoboken, New Jersey: JohnWiley&Sons.
- Pinkaew, . T. & Fujino, Y., 2001. Effectiveness of semi-active tuned mass damper under harmonic excitation.. *Engineering Structures* 23(7): , 23(7), pp. 850-856.
- Poncela, A., Casado, C. M., Baeyens, E. & Perán, J. R., 2007. Design of Device for Protection Civil Structures Using Fixed-Order Hinf. Control. *Structural Control and Health Monitoring*, 14(2), pp. 239-260.

6. Bibliografía

- Porras, J., de Sebastián, J., Casado, C. M. & Lorenzana, A., 2012. Modal Mass Estimation from Output-Only Data Using Oscillator Assembly. *Mechanical Systems and Signal Processing*, Volumen 26, pp. 15-23.
- Preumont, A., 2002. *Vibration Control of Active Structures: An Introduction*. 2nd Edition ed. Dordrecht, The Netherlands: Kluwer Academic Publishers.
- Preumont, A. & Seto, K., 2008. *Active Control of Structures*. s.l.:John Wiley & Sons.
- Quanser, s.f. *Active Mass Damper - Two Floors (AMD-2) User Manual. Doc. Number 570 rev.2*, s.l.: s.n.
- Racic, V., Pavic, A. & Brownjohn, J., 2009. Experimental identification and analytical modelling of human walking forces: Literature review. *Journal of Sound and Vibration*, 326(2), pp. pp. 1-49.
- Rodríguez, F. & López, M., 1996. *Control Adaptativo y Robusto*. 1ª Edición ed. Sevilla: Universidad de Sevilla.
- Sadek, F., Mohraz, B., Taylor, A. & Chung, R., 1997. A method of estimating the parameters of tuned mass dampers for seismic applications. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, 26(6), p. 617-635.
- Salcedo, S. y otros, 2017. Structures vibration control via tuned mass dampers using a co-evolution coral reefs optimization algorithm. *Journal of Sound and Vibration*, Volumen 393, pp. 62-75.
- Scherer, C., Gahinet, P. & Chilali, M., 1997. Multiobjective output-feedback control via LMI optimization. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 42(7), p. 896-911.
- Setareh, M., 2001. Application of semi-active tuned mass dampers to base-excited system. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, 30(3), pp. 449-462.
- Setareh, M., 2002. Floor vibration control using semi-active tuned mass dampers. *Canadian Journal of Civil Engineering*, Volumen 29, pp. 76-84.
- Sétra, 2006. *Footbridges: Assessment of Vibrational Behaviour of Footbridges under Pedestrian Loading*, Paris: Association Francaise de Genie Civil.
- Shabbir, F. & Omenzetter, P., 2015. Particle swarm optimization with sequential niche technique for dynamic finite element model updating. *Computer-Aided Civil and Infrastructure Engineering*, 30(5), pp. 359-375.
- Shin, K. & Hammond, J. K., 2008. *Fundamentals of Signal Processing for Sound and Vibration Engineers*. West Sussex: John Wiley & Sons.
- Soleymani, M. & Khodadadi, M., 2014. Adaptive fuzzy controller for active tuned mass damper of a benchmark tall building subjected to seismic and wind loads. *The Structural Design of Tall and Special Buildings*, 23(10), pp. 781-800.
- Standardization, I. O. f., 2007. *ISO 10137: 2007(E), Bases of for design of structures - Serviceability of buildings and walkways against vibrations*. s.l.:s.n.
- Structural Vibration Solution, 2019. www.svibs.com. [En línea] Available at: [http://www.svibs.com/resources/ARTEMIS Modal Help v3/Operational%20Modal%20Analysis.html](http://www.svibs.com/resources/ARTEMIS%20Modal%20Help%20v3/Operational%20Modal%20Analysis.html) [Último acceso: 18 Agosto 2019].
- Tsai, K. & Lin, G., 1993. Optimum Tuned Mass Damper for Minimizing Steady State Response of Support Excited and Damped Systems. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, 22(11), pp. 957-973.


- Ubertini, F., Venanzi, I. & Comanducci, G., 2015. Considerations on the implementation and modeling of an active mass driver with electric torsional servomotor. *Mechanical Systems and Signal Processing*, Volumen 53, pp. 53-69.
- Vavreck, A. N., 2000. *Control of a Dynamic Vibration Absorber with Magnetorheological Damping*. *Proceedings*. s.l., Proceedings of 5th European Conference on Smart Structures & Materials SPIE Vol. 4073..
- Villameriel, M., Martín, M. & Perez, C., 2005. *Viaducto de la Miel*. Zaragoza, ACHE:Actas III Congreso ACHE de Puentes y Estructuras.
- Villaverde, R., 1985. Reduction in seismic response with heavily-damped vibration absorbers. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, Volumen 13, p. 33-42.
- Wang, N. & Adeli, H., 2015. Robust vibration control of wind-excited highrise building structures. *Journal of Civil Engineering and Management*, 21(8), pp. 967-976.
- Wang, X., Pereira, E., Muñoz, I. & García-Palacios, J., 2018. Velocity feedback for controlling vertical vibrations of pedestrian-bridge crossing. Practical guidelines. *SMART STRUCTURES AND SYSTEMS*, 22(1), pp. 95-103.
- Warburton, G. B., 1982. Optimum absorber parameters for various combinations of response and excitation parameters. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, 10(3), p. 381-401.
- Weber, F., Feltrin, G. & Huth, O., 2006. *SAMCO: Guidelines for Structural Control*, Dübendorf: www.samco.org.
- Wheeler, J., 1982. Prediction and Control of Pedestrian-induced Vibration in Footbridge. *Journal of the Structural Division*, 108(9), p. 2045-2065.
- Williams, K., Chiu, G. & Bernhard, R., 2002. Adaptive-passive absorber using shape-memory alloys. *Journal of Sound and Vibration*, 249(5), pp. 835-848.
- Xue, D., Chen, Y. & Atherton, D. P., 2007. *Linear Feedback Control: Analysis and Design with Matlab*. s.l.:Society for Industrial and Applied Mathematics (siam).
- Yang, D. y otros, 2017. Active vibration control of structure by active mass damper and multi-modal negative acceleration feedback control algorithm. *Journal of Sound and Vibration*, Volumen 392, pp. 18-30.
- Zhou, K., Doyle, J. & Glover, K., 1996. *Robust and Optimal Control*. Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall.
- Zivanovic, S., Pavic, A. & Reynolds, P., 2005. Vibration Serviceability of Footbridges under Human-induced Excitation: a Literature Review. *Journal of Sound and Vibration*, Volumen 279, pp. 1-74.
- Zoltowski, P., Piechna, J., Zoltowski, K. & Zobel, H., 2006. Analysis of Dynamics Loads of Light Footbridges Caused by Lorry Passing Underneath. *Bulletin of the Polish Academy of Science: Technical Sciences*, pp. (Vol.54) 33-43.

ANEXO 1: PUBLICACIÓN AVAL DE CALIDAD

Casado CM, Díaz IM, de Sebastián J, Poncela AV

***Implementation of passive and active
vibration control on an in-service footbridge***

Journal of Structural Control & Health Monitoring Vol.
20(1) (2013) pp.70-87. (DOI:10.1002/stc.471)

STRUCTURAL CONTROL & HEALTH MONITORING 

Impact Factor
3.74 3.87
2018 5 años

Categoría de JCR®	Clasificación en la categoría	Cuartil en la categoría
CONSTRUCTION & BUILDING TECHNOLOGY	13 de 63	Q1
ENGINEERING, CIVIL	13 de 132	Q1
INSTRUMENTS & INSTRUMENTATION	7 de 61	Q1

Datos de la edición 2018 de Journal Citation Reports

Editorial

WILEY-BLACKWELL, COMMERCE PLACE, 350 MAIN ST, MALDEN 02148, MA USA

ISSN: 1545-2255

Dominio de investigación

Construction & Building Technology

Engineering

Instruments & Instrumentation

STRUCTURAL CONTROL AND HEALTH MONITORING

Struct. Control Health Monit. 2013; **20**:70–87

Published online 30 June 2011 in Wiley Online Library (wileyonlinelibrary.com). DOI: 10.1002/stc.471

Implementation of passive and active vibration control on an in-service footbridge

Carlos M. Casado¹, Iván M. Díaz^{2,*†}, Jesús de Sebastián¹, Alfonso V. Poncela³ and Antolín Lorenzana³

¹CARTIF Centro Tecnológico, Parque Tecnológico de Boecillo, Parcela 205, E-47151, Boecillo, Valladolid, Spain

²Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Universidad de Castilla-La Mancha, Edificio Politécnico, Av. Camilo José Cela s/n, E-13071, Ciudad Real, Spain

³ITAP, Escuela de Ingenierías Industriales, Universidad de Valladolid, Paseo del Cauce 59, E-47011, Valladolid, Spain

SUMMARY

The current trend toward lighter and slender pedestrian structures, with new aesthetic requirements and high-performance materials, has resulted in structures with increased susceptibility to vibration. Notable vibrations under human-induced excitations might appear, and the vibration serviceability requirements might not be accomplished. The Valladolid Science Museum Footbridge (Spain) is an example of a lively structure that might achieve excessive vertical acceleration under walking or running excitation. The control of excessive footbridge vibrations via passive and active devices is dealt with in this work. More specifically, this paper is concerned with the design and experimental implementation of a passive tuned mass damper (TMD) and an active mass damper (AMD) to mitigate human-induced vibrations on this in-service footbridge. The TMD, with a mass ratio of 1%, is designed by a numerical method based on H_∞ controllers. The AMD consists of a proof-mass actuator, with a mass ratio of approximately 0.2%, controlled by a strategy based on acceleration feedback with a phase-lag network. The performance of both devices has been assessed. Copyright © 2011 John Wiley & Sons, Ltd.

Received 20 October 2010; Revised 14 March 2011; Accepted 3 May 2011

KEY WORDS: footbridges; vibration control; human-induced vibrations; active control; passive control

1. INTRODUCTION

Advances in structural technologies, including construction materials and design technologies, are leading to the design of lighter and slender structures with fewer non-structural elements that are usually cost-effective and appealing from an architectural point of view. However, these structures present much less inherent damping and lower natural frequencies than in the past and hence are more susceptible to excitation by human users. Examples of notable vibrations under human-induced excitations have been reported in footbridges, office buildings, shopping malls and sport stadia, amongst others structures [1–3]. Such vibrations can cause a serviceability problem in terms of disturbing the users, but they do rarely affect the fatigue life or safety of structures.

Concerning footbridges, in particular, urban footbridges, which are usually tourist landmarks, architects and engineers often employ highly performing materials and sophisticated design techniques leading to lightweight and slender footbridges that might be quite lively [4,5]. Solutions to overcome this vibration serviceability problem might be the following: (i) designing in order to avoid natural frequencies into the habitual pacing rate of walking or running; (ii) stiffening the structure in the appropriate direction resulting in significant design modifications; (iii) increasing the weight of the

*Correspondence to: Iván M. Díaz, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Universidad de Castilla-La Mancha, Edificio Politécnico, Av. Camilo José Cela s/n, E-13071, Ciudad Real, Spain.

†E-mail: Ivan.Munoz@uclm.es

structure to reduce the human influence, a proportional increase of stiffness being also necessary; and (iv) increasing the damping of the structure with special devices. Taking into account that stiffening the structure and increasing the mass are usually complicated and involve significant structural and non-structural changes, the alternative option of including damping devices to the structure seems to be the easiest way of improving the vibration performance of footbridges. Typical passive damping systems [6] are metallic dampers, friction dampers, visco-elastic dampers, viscous dampers, tuned mass dampers (TMDs) and tuned liquid dampers (TLDs). Among passive control devices available for implementation in footbridges, TMDs [7,8] (including parallel multiple TMDs [9] and series multiple TMDs [10]), TLDs [11] and fluid-viscous dampers are the most effective and, hence, the usual adopted solution [12].

An alternative procedure to cancel footbridge vibrations is the use of active devices. Moutinho *et al.* [13] have recently implemented an active vibration control (AVC) on a stress-ribbon footbridge using a proof-mass actuator together with direct velocity feedback control (DVFC) with saturation. This actuator generates inertial forces in the structure without need for a fixed reference. The velocity output, which is obtained by an integrator circuit applied to the measured acceleration response, is multiplied by a gain and feeds back to a collocated actuator. The term collocated means that the actuator and sensor are located physically at the same point on the structure. The merits of this method are its robustness to spillover effects due to high-order unmodelled dynamics and that it is unconditionally stable in the absence of actuator and sensor (accelerometer with an integrator circuit) dynamics [14]. Nonetheless, when such dynamics are considered, the stability for high gains is no longer guaranteed, and the system can exhibit limit cycle behaviour, which is not desirable since it could result in dramatic effects on the system performance and its components [15]. Then, DVFC with saturation is not such a desirable solution. Generally, the actuator and sensor dynamics influence the system dynamics and have to be considered in the design process of the AVC system. If the interaction between sensor/actuator and structure dynamics is not taken into account, the AVC system might exhibit poor stability margins, be sensitive to parameter uncertainties and be ineffective. Díaz and Reynolds [16] have recently proposed a control strategy based on a phase-lag compensator applied to the structure acceleration, which is usually the actual magnitude measured. This compensator accounts for the interaction between the structure and the actuator and sensor dynamics in such a way that the closed-loop system shows desirable properties. Such properties are high damping for the fundamental vibration mode of the structure and high stability margins. Both properties lead to a closed-loop system robust with respect to stability and performance [17]. This control law is completed by the following: (i) a high-pass filter, applied to the output of the phase-lag compensator, designed to avoid actuator stroke saturation due to low-frequency components and (ii) a saturation nonlinearity applied to the control signal to avoid actuator force overloading at any frequency. This methodology will be referred as to compensated acceleration feedback control (CAFC) from this point onwards.

This paper presents the practical implementation of inertial mass-based damping devices, passive and active, in order to cancel excessive vertical vibrations on a footbridge. More specifically, this paper addresses the design and implementation of a passive TMD and an active mass damper (AMD) on the Valladolid Science Museum Footbridge (Spain). This is a structure composed of four spans. One of them, which is a 51-m long steel structure, is considered by its users to be quite lively. The first bending mode of this span is at approximately 3.5 Hz in such a way that it might be excited by the second harmonic of walking and by the first harmonic of running. It was decided to install the designed damping devices at the point in which the first bending mode shape has its maximum value, which is close to the mid-span. The TMD, with an inertial mass ratio of approximately 1% of the modal mass of the targeted vibration mode, was designed by a numerical method based on H_∞ controllers [18]. The mass value of 1% of modal mass was found to be enough to keep the vibration level for a synchronised walker and runner within most of the limit values provided by current codes [12]. The H_∞ -based method used for the TMD design obtains the damping ratio and natural frequency of the TMD through the minimisation of the H_∞ -norm of the transfer function between the structure acceleration (output) and the force disturbance (input). H_∞ -based techniques are usually recommended for structures excited by loads exhibiting mainly periodical time components, such as those generated by human activities like walking or running. The AMD consisted of a commercial electrodynamic inertial actuator (with an inertial mass of around 0.15% of the modal mass) controlled via CAFC [16].

Some preliminary results obtained from the AVC strategy were presented in [19]. The design of both devices has been carried out using methodologies developed by some of the authors of the present paper [16,18] and applied to the Valladolid Science Museum Footbridge, which is an example of a flexible in-service footbridge. The performance of both devices is evaluated in this paper.

This paper continues with the description of the test structure, the identification of its modal parameters and the vibration serviceability assessment in the context of current codes. In section 3, the design and mechanical development of the TMD are described. The design and development of the AMD are presented in section 4. The experimental results conducted in order to assess the performance of both devices is presented in section 5. Several loading scenarios, involving walking, running and jumping tests, were considered with and without damping devices. Finally, some discussions and conclusions, together with suggestions for future work, are given in section 6.

2. STRUCTURE DYNAMICS AND SERVICEABILITY ASSESSMENT

This section describes the test structure and the identification of its modal parameters. This identification consisted in the operational modal analysis (OMA) of the liveliest span and obtaining the frequency response function (FRF) at the point of maximum amplitude of the first bending mode. It was observed that the natural frequency of this mode falls into the considered critical frequencies in most codes and standards for footbridge dynamic design. Thus, limit values of acceleration responses were checked for a synchronised walker and runner.

2.1. Description of the structure

The test structure, sited in Valladolid (Spain), is a footbridge that creates a pedestrian link over The Pisuerga River between the Science Museum and the city centre (see Figure 1). This bridge, built in 2004, is a 234-m truss structure composed of four spans: three made of tubular steel beams and one made of white concrete, all of them with a timber walkway. The main span (span 3 in Figure 1), with post-tensioning by two external cable systems (transversal and longitudinal), is 111 m; the second span (span 2 from this point onwards) is 51 m, and the other two spans are shorter and stiffer [20]. The external cable systems of span 3 have both aesthetical reasons (the original design by the architect José Rafael Moneo was based on the form of a fish basket) and structural reasons (making span 3 stiffer [21]).

Because of its slenderness, this footbridge, especially span 2, represents a typical lightweight structure sensitive to dynamic excitations produced by pedestrians. Annoying levels of vibration are sometimes perceived in span 2 (Figure 2). Special attention was paid to the point of maximum amplitude of the first bending mode since the vibration perception is acute at this point, particularly when runners cross the bridge. Therefore, it was decided to study the dynamic properties of this span and implement vibration control devices.



Figure 1. General view of the test structure.



Figure 2. View of span 2.

2.2. Modal parameters identification

The OMA of span 2 was carried out in order to obtain the natural frequencies, damping ratios and modal shapes of the lower vibration modes. Additionally, since the first vibration mode (first bending mode at 3.5 Hz) was the most likely to be excited by human motions, it was decided to obtain also a high-quality FRF at the point of maximum amplitude and thus identify its modal properties, particularly its modal mass which is needed for the TMD tuning.

The OMA was carried out with five roving and two reference accelerometers (MMF-KS48C-1000 mV/g (Metra Mess - und Frequenztechnik, Radebeul, Germany)). Preliminary spectral analyses and time history recordings indicated that the vertical vibration was considerably higher than the horizontal one; thus, only vertical response measurements were performed. A measurement grid of three longitudinal lines with nine equidistant test points was considered, resulting in 27 test points. Five setups with an acquisition time of 720 s and a sampling frequency of 100 Hz were recorded. Thus, it was expected to successfully identify vibration modes up to 30 Hz. The modal parameter estimation was carried out using the ARTEMIS suite of software (Structural Vibration Solutions A/S, Aalborg East, Denmark) [22]. In particular, frequency domain methods (frequency domain decomposition (FDD), enhanced frequency domain decomposition (EFDD) and curve-fit frequency domain decomposition (CFDD)) were used. Table I shows the modal parameters estimated through the OMA for the first four vibration modes. Figure 3 shows the corresponding estimated modal shapes.

Frequency response functions between the structure acceleration and the input force were obtained at the middle of the transversal steel beam sited closest to the point of maximum value of the first vibration mode. Firstly, a chirp signal with frequency content between 3 and 4 Hz was used to excite strongly the first vibration mode. The force was generated by an APS Dynamics Model 400 electrodynamic shaker (APS Dynamics, Inc., California Office San Juan Capistrano, CA, USA) operated in inertial mode and placed on the middle of the transversal beam (Figure 4a). The structure acceleration was measured by a piezoelectric accelerometer (as those used for the OMA) mounted by a magnet underneath the same transversal steel beam (Figure 4b). This point will be called control point from now on since the damping devices were installed here. The force induced by the shaker was estimated by measuring the acceleration of the inertial mass and multiplying this by the magnitude of

Table I. Natural frequencies and damping ratios identified by the OMA.

		Mode 1	Mode 2	Mode 3	Mode 4
FDD	Frequency (Hz)	3.516	6.250	7.373	9.351
	Damping ratio (%)	—	—	—	—
EFDD	Frequency (Hz)	3.506	6.278	7.386	9.365
	Damping ratio (%)	0.7221	0.4167	0.6571	0.5528
CFDD	Frequency (Hz)	3.508	6.274	7.389	9.367
	Damping ratio (%)	0.7984	0.2599	0.4319	0.3869

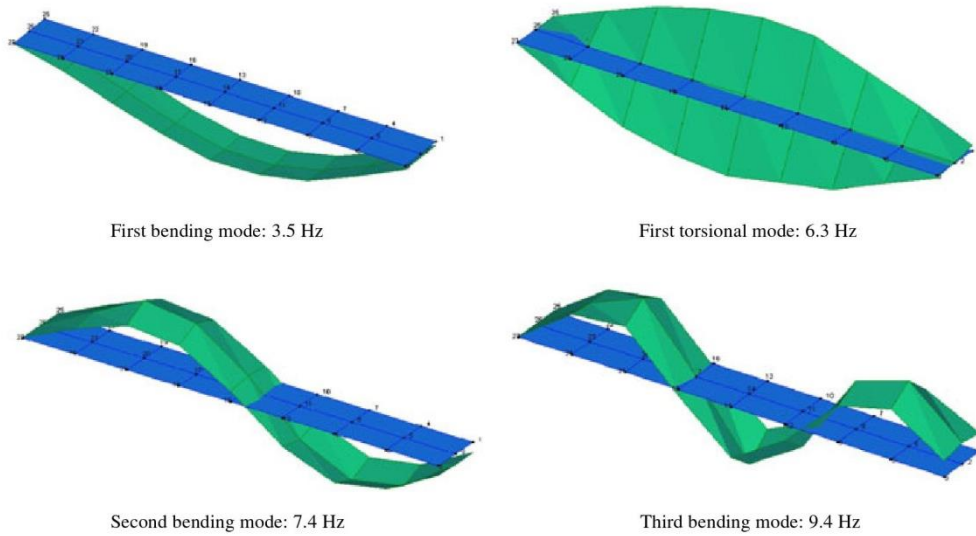


Figure 3. Estimated modal shapes.

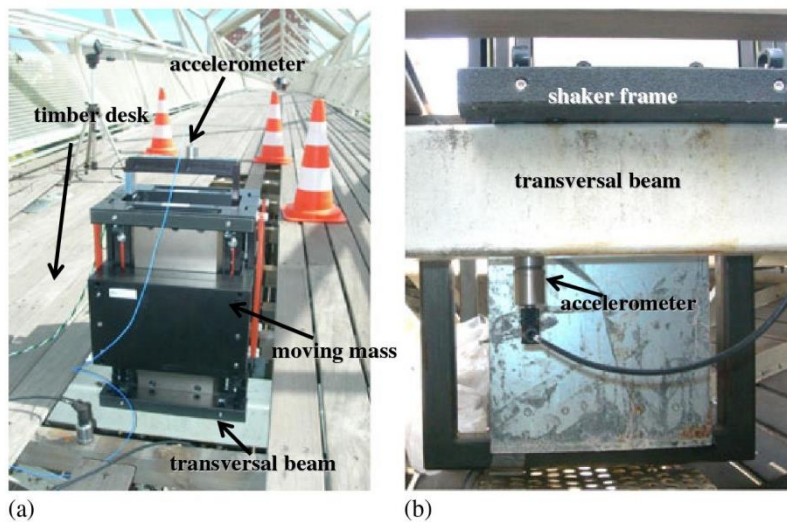


Figure 4. (a) APS Electro-Seis Dynamic Shaker 400 placed on a transversal steel beam. (b) Accelerometer magnetically mounted under the timber walkway.

the inertial mass (30.4 kg). Thus, the structure dynamics for the collocated case between the acceleration (output) and the force (input) can be represented by the sum of N second-order systems as follows [17]

$$G(s) = \sum_{i=1}^N \frac{\alpha_i s^2}{s^2 + 2\zeta_i \omega_i s + \omega_i^2}, \quad (1)$$

in which $s=j\omega$, ω is the frequency, N is the number of considered modes in the frequency bandwidth of interest, and $\alpha_i \geq 0$, ζ_i and ω_i are the inverses of the modal mass, damping ratio and natural frequency associated to the i th mode, respectively. The experimental FRF was then identified using $N=1$ in Equation (1) since there is only one vibration mode for the excitation frequency bandwidth (3–4 Hz). A natural frequency of 3.50 Hz was obtained, a damping coefficient of 0.7% and a modal mass of 18 500 kg. These values were finally the parameters used to design the TMD (section 3). Note

that the value of the natural frequency and damping ratio coincide quite well with those obtained by the OMA (see Table I).

Secondly, the same FRF was obtained using another chirp signal but now with frequency content between 1 and 15 Hz. In that way, the first and third bending modes could be excited. A parameter identification of model (1) was carried out using $N=2$, given

$$G(s) = \frac{5.40 \cdot 10^{-5} s^2}{s^2 + 0.3079s + 483.6} + \frac{5.85 \cdot 10^{-5} s^2}{s^2 + 0.5887s + 3451}. \quad (2)$$

Figure 5 shows the magnitude of the modelled and experimental FRF between 1 and 15 Hz. Higher vibration modes are unlikely to be excited by human excitations. It can be observed that the vibration modes at 6.3 and 7.4 Hz (see Figure 3) are not clearly observed, and they were not considered into the model. It was found that this model captures the structure dynamics with sufficient accuracy for the bandwidth of interest. This model was used for the AVC design (section 4).

2.3. Vibration serviceability assessment

Comfort requirements in codes are handled by provided ranges of structure natural frequencies to be avoided. Thus, structures whose natural frequencies fall outside the provided ranges will generally not be at risk of resonance loading. However, if structure natural frequencies fall into such ranges, further dynamic calculation is required. This consists in evaluating if limit values of acceleration are overcome. Some of the international codes limit the bridge natural frequencies at or just below 3 Hz whereas other codes (such as Appendix 2 of Eurocode 5, BS 5400 or the new Spanish Code for Steel Structures) limits the frequencies at or just below 5 Hz, accounting then for higher harmonics of pedestrian excitation [12]. Therefore, it can be considered that the first bending mode at 3.5 Hz is within the natural frequencies to be a risk of resonance loading (see Figure 3). In particular, the second harmonic of walking and first harmonic of running might excite this vibration mode.

Most of the current design guidelines of footbridges set the comfort limit for the vertical acceleration with a frequency around 3.5 Hz into a range of 0.4 to 1 m/s² [23]. These values are associated for a theoretical load of a single synchronised pedestrian. It should be note that these values are conservative if more severe excitations than synchronised walking or running are considered. Following the recommendation given in [12], greater limit values can be permitted for other excitations such as repetitive jumping or groups of joggers. A deterministic model for the vertical force based on its representation in the time domain as a sum of Fourier harmonic components was used.

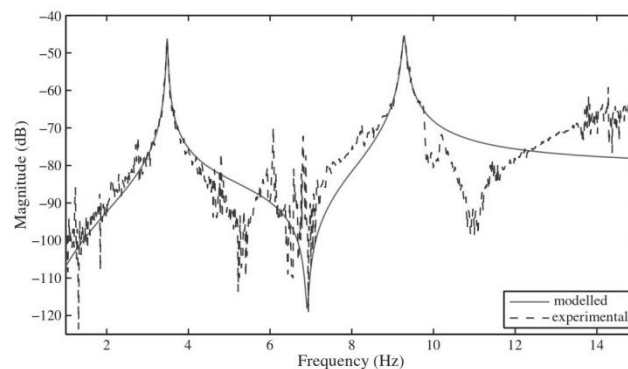


Figure 5. Transfer function of the structure $G(s)$: magnitude in dB referenced to 1 ms⁻² N⁻¹.

Table II. Structure acceleration for a single synchronised person (of 1000 N) walking and running.

	Simulation	Experimental
Walking at 1.75 Hz	0.39	0.41
Running at 3.5 Hz	6.16	3.34

A single person of weight 1000 N was considered; the dynamic load factors for the representation of the excitation proposed in [24] were assumed for walking, and those proposed in [25] were assumed for running. Table II shows the structure acceleration values obtained using the aforementioned vertical force models and those obtained experimentally (by a person of 1000 N using a metronome). It was observed that, for a synchronised walker exciting the structure by the second harmonic, the acceleration did not overcome the comfort limit values given by regulations. However, it was found, both theoretically and experimentally, that a synchronised runner may get the structure to overcome the comfort limits clearly. This fact coincided with the general users' opinion since they usually complain about the structural vibrations when runners cross the bridge. Note that the theoretical predicted value is greater than the one obtained experimentally. This might be due to an increase of damping with the response amplitude (nonlinear behaviour of the structure) and due to the possibility of non-perfect synchronisation.

3. PASSIVE CONTROL

This section presents the design and experimental implementation of a TMD at the control point in span 2 designed to reduce the structure response due to the first bending mode (at 3.5 Hz). TMDs are considered an efficient means to add damping to a specific vibration mode into structures prone to vibrations, e.g. bridges and high-rise buildings. Basically, a passive TMD is a secondary mass (also called moving or inertial mass) attached to the structure (main mass) by means of springs and dampers. The TMD mass is fixed as a fraction of the modal mass of the targeted vibration mode (mass ratio); the stiffness of the springs is selected to obtain the optimum TMD frequency, and the viscous dampers ensure the operation of the TMD in a range of frequencies around the tuning frequency. Energy is dissipated by the moving mass inertial force acting on the structure.

3.1. Tuned mass damper design

The optimisation of the TMD parameters was carried out using a methodology based on the design of an H_∞ static output feedback controller [18], which is a method recommended for structures that are excited by mainly periodical loads. This method is just used to optimise the stiffness and damping of the TMD. It should be noted that TMD formulas for structures with vanishing structural damping, such as those obtained by Asami and Nishihara [26], could have been used since the structure damping is small (less than 0.01; see Table I). The feedback system of Figure 6 is assumed to carry out the design. In this figure, $P(s)$ is the transfer function matrix of the structure with the TMD attached, K is a static matrix of controller gains, w is the disturbance input, \underline{u} is vector of control inputs, z is the controlled output and \underline{y} is the vector of measured outputs. It has been demonstrated [18] that the transfer function matrix of the structure TMD can be transformed into the feedback system of Figure 6 in which the TMD stiffness, k_T , and damping, c_T , play the role of feedback control gains. The optimisation problem obtains k_T and c_T for a given mass ratio (μ) between the TMD mass and the modal mass, such that

$$\min_{k_T, c_T \in \mathbb{R}^+} \|G_{zw}(k_1, c_1, \mu, k_T, c_T)\|_\infty, \quad (3)$$

where $\|\cdot\|_\infty$ is the H_∞ -norm, G_{zw} is the closed-loop transfer function between z (the acceleration at the control point) and w (pedestrian force) and k_1 and c_1 are the structure stiffness and damping corresponding to the first vibration mode.

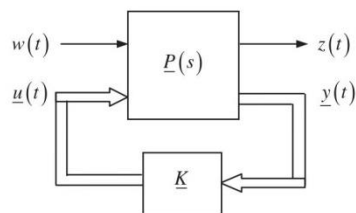


Figure 6. Feedback system.

Table III. Simulation performance assessment of the TMD previous to its installation. Structure acceleration for a single synchronised person (of 1000 N) walking and running.

Mass ratio	Uncontrolled	0.005	0.01	0.02
Walking at 1.75 Hz				
Acceleration (m/s^2)	0.39	0.073	0.068	0.048
TMD mass displacement (m)	—	± 0.002	± 0.001	± 0.0005
Running at 3.50 Hz				
Acceleration (m/s^2)	6.16	1.15	0.98	0.73
TMD mass displacement (m)	—	± 0.029	± 0.015	± 0.008

The optimization problem given by Equation (3) was run for three values of the mass ratio: $\mu=0.005$, 0.01 and 0.02. Before the TMD implementation, simulations were performed using these mass ratio values. Table III shows uncontrolled acceleration, the acceleration with TMD and the TMD mass displacement for walking at 1.75 Hz and running at 3.5 Hz. The moving mass displacement was important since the space under the walkway was limited. This available displacement was predicted from an initial conceptual design to be ± 0.05 m (see Figure 7). Eventually, it was decided to use a mass ratio of 1%, $\mu=0.01$, which was enough to keep the structure with acceptable level of vibrations, and the maximum displacement available was not overtaken with sufficient safety margin. The parameters obtained for the TMD were as follows: $k_T=87\,015$ N/m and $c_T=537$ Ns/m, which is equivalent to a frequency of 21.67 rad/s (3.45 Hz) and a damping ratio of 0.067.

3.2. Implementation of the tuned mass damper

The physical design of the TMD was carried out, taking into account the design parameters and the space limitation under the walkway, where the TMD was planned to be installed. Figure 7a shows the cross section of the bridge and the available space under the deck. A computer-aided design (CAD) model of the TMD is depicted in Figure 7b (more details about its physical implementation can be found in [27]). The TMD consists of a steel tray to place steel plates (10, 5, 2, 1 kg), four helical steel springs to suspend the mass and two viscous dampers. Also, various rubber stroke limits were placed in order to avoid excessive mass movements and keep the TMD safe. Four helical springs with a stiffness of 21 900 N/m each were used (SPEC-BARNES DH14330), (Barnes Group Inc., Bristol, USA) giving a final stiffness of 87 600 N/m (close to the optimal value). Two viscous dampers were designed, consisting merely in a piston submerged into a pot with viscous fluid. An experimental identification of the damping coefficient was carried out, resulting in approximately 260 Ns/m. Hence, both dampers together provided approximately the optimal TMD damping. The installation of the TMD under the timber deck and a detail view of the TMD are shown, respectively, in Figure 8a and b. Since the performance of TMDs is relatively insensitive to the damping, it was decided to modify *in situ* the TMD frequency, which is crucial for the system performance, by changing the TMD mass (just by changing the steel plates sited on the tray of the TMD).

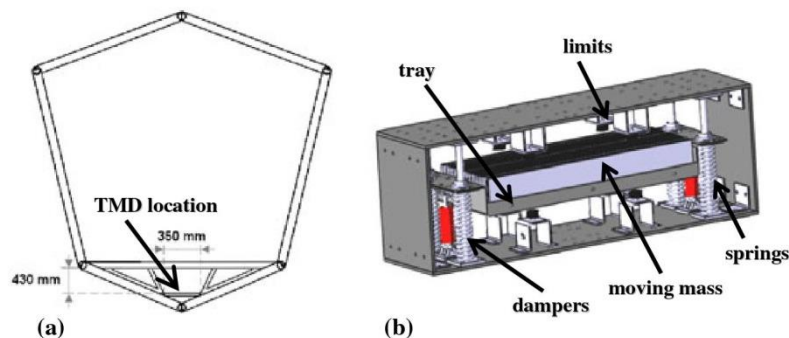


Figure 7. (a) Footbridge cross section and TMD location under the timber walkway. (b) CAD model of the TMD.

An *in situ* tuning of the TMD frequency value was carried out by obtaining several experimental FRFs (changing the TMD mass) between the structure acceleration and the input force with the TMD installed. These FRFs were undertaken as were carried out for the structure identification (subsection 2.2). That is, the same electrodynamic shaker was employed to provide a controlled input. Finally, the TMD mass used was 187 kg. Figure 9 shows the magnitude of the FRF for the final TMD mass selected. Additionally, the theoretical FRF and the uncontrolled one are included for comparison. As can be observed, the TMD was well tuned. Eventually, several extreme excitations such as perfectly synchronised running and jumping at the targeted frequency were carried out to check that the moving mass did not hit the limits.

4. ACTIVE CONTROL

This section describes the identification of the actuator dynamics and the design and experimental implementation of an AVC system via a proof-mass actuator on the test structure. The methodology used here, CAFC, has been recently presented in [16] for human-induced vibration cancellation in an office floor and has been used in this work for a footbridge. An AVC of a lively footbridge has been recently carried out in [13]. However, the obtained results were of limited relevance since the control law employed (DVFC) did not consider the interaction between structure and actuator dynamics. The methodology used here accounts for the interaction between structure and actuator dynamics and also accounts for stroke saturation and force overloading.

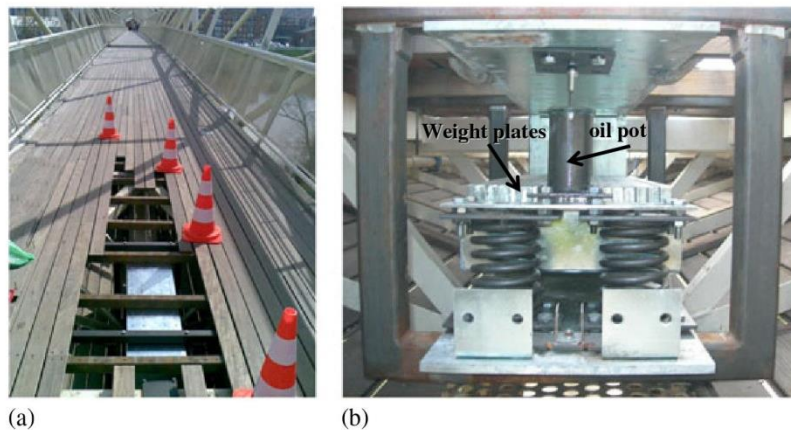


Figure 8. (a) TMD installation. (b) Detailed view.

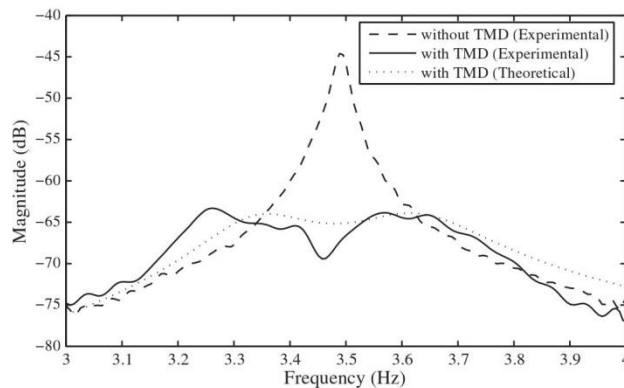


Figure 9. Experimental transfer function of the structure without and with TMD.

4.1. Proof-mass actuator dynamics

The same shaker (APS Dynamics Model 400) that was used to obtain the FRFs for the structure (subsection 2.2) was used as inertial actuator for the AVC implementation. An inertial actuator (also known as proof-mass actuator) generates inertial forces in the structure on which it is placed without the need for a fixed reference. The actuator consists of a reaction (moving) mass attached to a current-carrying coil moving in a magnetic field created by an array of permanent magnets. The moving mass is connected to the frame by a suspension system. Thus, the transfer function between the inertial force applied to the structure and the input voltage can be closely described as a linear third-order model [17]. This transfer function was identified using voltage-driven mode as

$$G_A(s) = \left(\frac{K_A s^2}{s^2 + 2\zeta_A \omega_A s + \omega_A^2} \right) \left(\frac{1}{s + \varepsilon} \right) = \frac{22400s^2}{s^3 + 135.4s^2 + 519.4s + 8803}, \quad (4)$$

in which $\omega_A = 8.17/\text{rad}$ (1.3 Hz) is the natural frequency associated with the suspended moving mass and $\zeta_A = 0.21$ is the damping ratio. The pole at $-\varepsilon$ accounts for the low-pass property exhibited by these actuators. A cut-off frequency of 21 Hz ($\varepsilon = 2\pi \cdot 21 = 131.94$) was identified for this low-pass element. Figure 10 shows the magnitude of the modelled and experimental FRF between 0 and 30 Hz.

4.2. Active vibration control design

The main components of the control strategy adopted in this work are shown in Figure 11. The output of the system is the structural acceleration since this is usually the most convenient quantity to measure. Because it is rarely possible to measure the system state and due to simplicity reasons, direct output measurement feedback control might be preferable rather than state-space feedback in practical problems [28]. In the control scheme, G_A is the transfer function of the actuator (Equation (4)), G is of the structure (Equation (2)), C_F is of a feedback compensator and C_D is of a direct compensator. The feedback one is a phase-lag compensator (first-order compensator) designed to increase the closed-loop system stability and to make the system more amenable to the introduction of significant damping by a closed-loop control. The direct one is merely a phase-lead compensator (high-pass property) designed to avoid actuator stroke saturation for low-frequency components. It is notable that its influence on the global stability will be small since only a local phase-lead is introduced. The control law is completed by a nonlinear element $f(\ddot{y}_c)$ that may be a saturation nonlinearity to account for actuator force overloading [16] or an on-off nonlinearity with a dead zone [15]. In this work, a saturation nonlinearity was assumed.

The design process presented in [16] was followed. The steps for the design process are as follows: (i) identify the actuator G_A and structure dynamics G ; (ii) design C_D to reduce the sensitivity of the actuator to stroke saturation; (iii) design C_F to increase the damping and robustness with respect to stability and performance of the closed-loop system; and (iv) select a control gain using the root locus

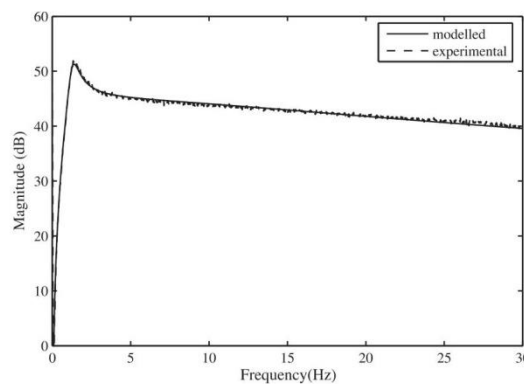
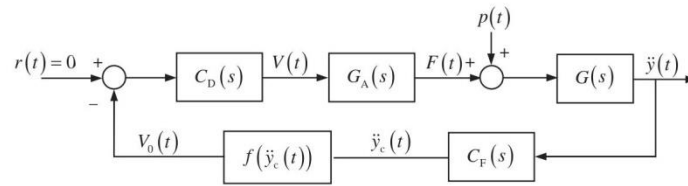


Figure 10. Transfer function of the actuator $G_A(s)$: magnitude in dB referenced to 1 N/V.



$r(t)$	Reference command	$\ddot{y}(t)$	Acceleration response
$V(t)$	Control voltage	$\ddot{y}_c(t)$	Compensated acceleration
$F(t)$	Actuator force	$V_0(t)$	Initial control voltage
$p(t)$	Plant disturbance	$f(\ddot{y}_c)$	Nonlinear element
$C_D(s)$	Transfer function of the direct compensator		
$G_A(s)$	Transfer function of the proof-mass actuator		
$G(s)$	Transfer function of the structure		
$C_F(s)$	Transfer function of the feedback compensator		

Figure 11. General control scheme.

method and design the nonlinear element $f(\ddot{y}_c)$ to avoid force overloading. A direct compensator of the form

$$C_D(s) = \frac{s + \lambda}{s + \eta} \quad \text{with } \eta > \lambda \geq 0, \quad (5)$$

is applied to the initial control voltage $V_0(t)$, and its output is the filtered input to the actuator $V(t)$ (see Figure 11). A maximum stroke for harmonic excitation of 0.05 m was considered in the design, which is appropriate considering that the actual stroke limit of the actuator is 0.075 m. The controller parameters were found to be $\lambda = 5.6$ and $\eta = 24.6$. These parameters are selected in such a way that the likelihood of stroke saturation is reduced significantly. The stroke saturation leads to collisions of the inertial mass with its stroke limits, imparting highly undesirable shocks to the structure and possibly causing damage to the actuator.

Once the direct compensator is designed, the feedback one is designed considering the dynamics of the actuator, the structure and the direct compensator dynamics. The feedback compensator is of the following form

$$C_F(s) = \frac{s + \gamma}{s} \quad \text{with } \gamma \geq 0. \quad (6)$$

Note that if $\gamma = 0$, the control scheme will be direct acceleration feedback, and if $\gamma \gg \varepsilon$ (see Equation (4)), which means that the zero of the compensator does not affect the dominant system dynamics, the control scheme will then be considered DVFC. Parameter γ has to be chosen according to the closed-loop poles corresponding to the first natural frequency of the structure in order to (i) improve substantially their relative stability; (ii) decrease their angles with respect to the negative real axis to allow increasing damping; and (iii) increase the distance to the origin to allow increasing natural frequency. Note that increasing values both of the frequency and the damping result in decreasing the settling time of the corresponding dynamics [29]. $\gamma \geq 35.5$ was obtained. A value of $\gamma = 50$ was finally chosen.

The root locus technique was then used. The root locus maps the complex linear system roots of the closed-loop transfer function for control gains (K_c) from zero (open-loop) to infinity. The root locus of the total transfer function of the linear part $G_T(s) = C_D(s)G_A(s)G(s)C_F(s)$ is plotted in Figure 12a. It can be observed that a couple of branches in the root locus corresponding to the actuator dynamics go to the right-half plane provoking unstable behaviour in the actuator (see Figure 12b). The gain for which the control system is unstable is the limit gain. A limit gain of $K_{c, \text{limit}} = 82 \text{ V}/(\text{m}/\text{s}^2)$ was obtained. Finally, a gain of $K_c = 40 \text{ V}/(\text{m}/\text{s}^2)$ was finally chosen. This gain increases substantially the damping of

the structure and keeps the poles corresponding to the actuator far away from the imaginary axis. The saturation nonlinearity is as follows

$$f(\dot{y}_c(t)) = \begin{cases} K_c \dot{y}_c(t) & |\dot{y}_c(t)| \leq V_s/K_c \\ V_s \text{sign}(\dot{y}_c(t)) & |\dot{y}_c(t)| > V_s/K_c \end{cases}, \quad (7)$$

where K_c is the aforementioned control gain and V_s is the maximum allowable control voltage to the actuator (saturation level). The saturation level was set to $V_s = 1$.

Once both compensators and the control were selected, simulations were carried out in order to assess the AMD performance. MATLAB/SIMULINK (MathWorks, Inc.) was used for this purpose. The same walking and running reaction force models employed for Tables II and III are used here. Table IV shows controlled acceleration response for walking and running excitation. Moreover, the AMD displacement estimation is included.

4.3. Active vibration control implementation

The shaker used for modal identification (section 2), operated in inertial mode, was used as the proof-mass actuator. The response of the structure (the system output) was measured using one of the piezoelectric accelerometers used for the modal identification. The dynamics introduced by the sensor were not considered in the control scheme since they are negligible for the bandwidth of interest. A digital computer was used for the on-line calculation of the control signal $V(t)$. The system output was

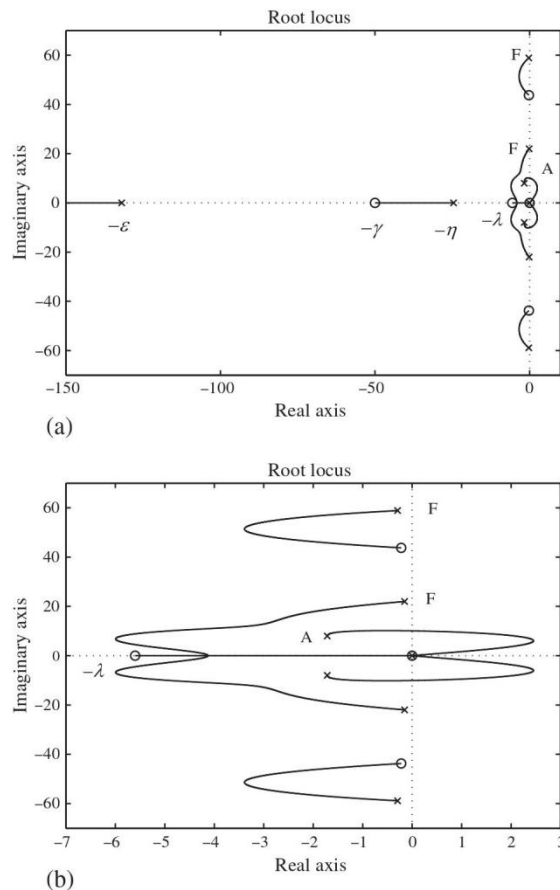


Figure 12. (a) Root locus of the total transfer function $G_T = C_D G_A G_C F$. (b) Zoom of the origin. (x) pole; (o) zero; (F) Footbridge; (A) Actuator.

Table IV. Simulation performance assessment of the AMD previous to its installation. Structure acceleration for a single synchronised person (of 1000 N) walking and running.

	Uncontrolled acceleration	Acceleration with AMD	AMD mass displacement
Walking at 1.75 Hz	0.39	0.04	± 0.034
Running at 3.50 Hz	6.16	3.75	± 0.022

sampled with a period of 0.001 s, and the control signal was calculated once every sampling period. Then, the discrete-time control signal was converted into a zero-order-hold continuous-time signal. Likewise, the continuous transfer functions of the compensators were converted to discrete transfer functions using the zero-order-hold approximation. The controller hardware comprises a low-cost embedded digital controller (NI PXI-8101 (National Instruments PXI-8101 CELERON 575 2.0 GHz REAL-TIME)) with a data acquisition card installed (NI PXI-6221 (National Instruments PXI-6221 M Series DAQ)).

5. EXPERIMENTAL RESULT

Walking, running and jumping tests were carried out to assess the efficacy of the control devices designed. The walking tests consisted of walking at 1.75 Hz such that the first vibration mode of the structure (3.5 Hz) could be excited by the second harmonic of walking. A frequency of 3.5 Hz was used for the running tests so that the structure was excited by the first harmonic of running. Jumping tests at 1.75 and 3.50 Hz were also considered. Even though jumping might be considered as a vandalism excitation, it was also used to assess the performance of the control systems. The walking/running tests consisted of walking/running from one end of span 2 to the other and back again. The jumping tests consisted of jumping close to the control point during 30 s and suddenly stopping, allowing thus free decay response of the structure. The pacing frequency was controlled using a metronome set to 105 beats per minute (bpm) for 1.75 Hz and to 210 bpm for 3.5 Hz. Each test was repeated three times. All the tests were carried out by a person of approximately 1000 N.

The results are compared by means of the maximum peak acceleration and the maximum transient vibration value (MTVV) computed from the 1-s running root mean square (RMS) acceleration [30]. Table V shows the result obtained for the four excitations and considering the uncontrolled and controlled cases (TMD and AMD). It is observed that the AMD designed (with a moving mass of 30 kg) performs well (from 67% to 80% reduction in terms of the MTVV) for walking, running and jumping at 1.75 Hz; however, the performance for jumping at the resonant frequency is poor (24% reduction). This is due to the fact that the maximum actuation force is limited by the maximum force provided by the actuator (400 N at 3.5 Hz), which is much smaller than the first harmonic of the vertical reaction force caused by a jumper of 1000 N [31]. The TMD designed (with a moving mass of 187 kg) was shown to be effective for all the excitations (from 65% to 84% reduction in terms of the MTVV) except for walking (33% reduction). This is due to the fact that the TMD performance is poor if the vibration amplitude is

Table V. Experimental performance assessment for walking, running and jumping excitation.

	Uncontrolled	TMD	Reduction (%)	AMD	Reduction (%)
Walking at 1.75 Hz					
Peak acceleration (m/s^2)	0.41	0.25	39	0.16	70
MTVV ^a (m/s^2)	0.21	0.14	33	0.06	67
Running at 3.50 Hz					
Peak acceleration (m/s^2)	3.34	0.85	74	1.19	64
MTVV (m/s^2)	2.20	0.35	84	0.69	68
Jumping at 1.75 Hz					
Peak acceleration (m/s^2)	2.28	0.45	80	0.59	74
MTVV (m/s^2)	1.35	0.24	82	0.26	80
Jumping at 3.50 Hz					
Peak acceleration (m/s^2)	3.41	1.40	59	3.06	10
MTVV (m/s^2)	2.31	0.81	65	1.75	24

^aMaximum transient vibration value defined as the maximum value of the 1-s running RMS acceleration.

low, causing thus very low control force from the moving mass. Figure 13 shows the response time histories (including the 1 s RMS) uncontrolled and controlled by the TMD and the AMD for a walking test. Figure 14 shows the same plots for a running test. A set of recorded response time histories for a jumping test at 3.5 Hz is depicted in Figure 15. Finally, Table VI shows the damping ratios estimated from the free motion of the structure obtained after each jumping test. The logarithmic decrement method was used for the estimation. Interestingly, the damping ratios obtained for jumping test with the AMD were greater than those obtained with the TMD, even for the case of jumping at 3.5 Hz. That is, when the AVC system is used, the vibration drops off more quickly (see Figure 15b and c).

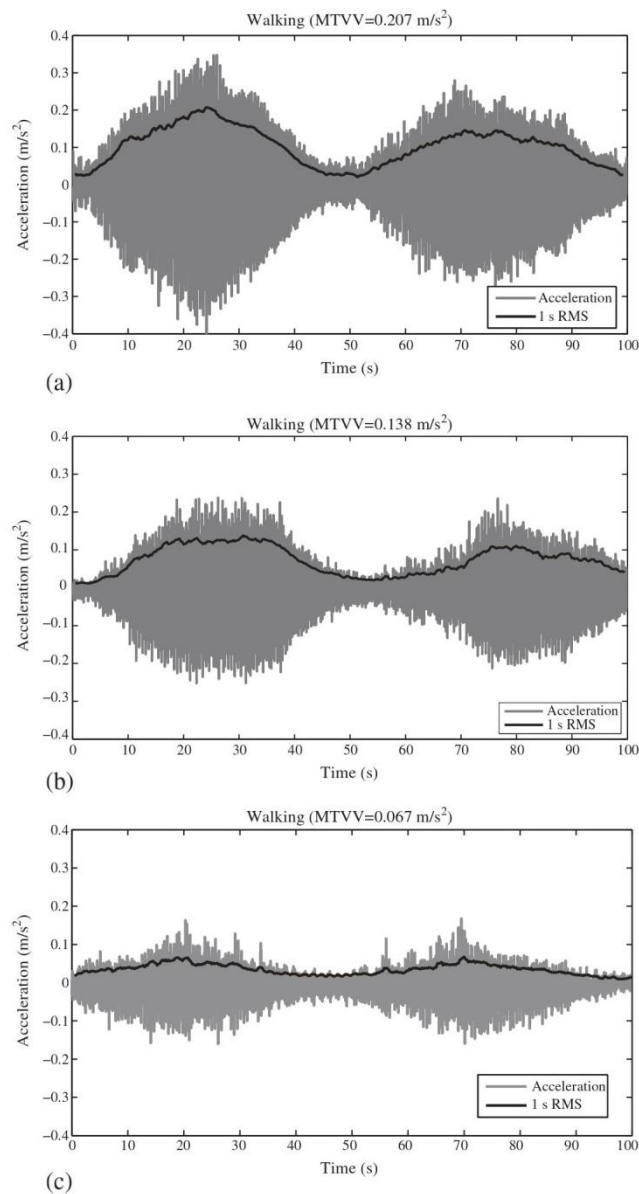


Figure 13. Walking test. (a) Uncontrolled. (b) Controlled by the TMD. (c) Controlled by the AMD.

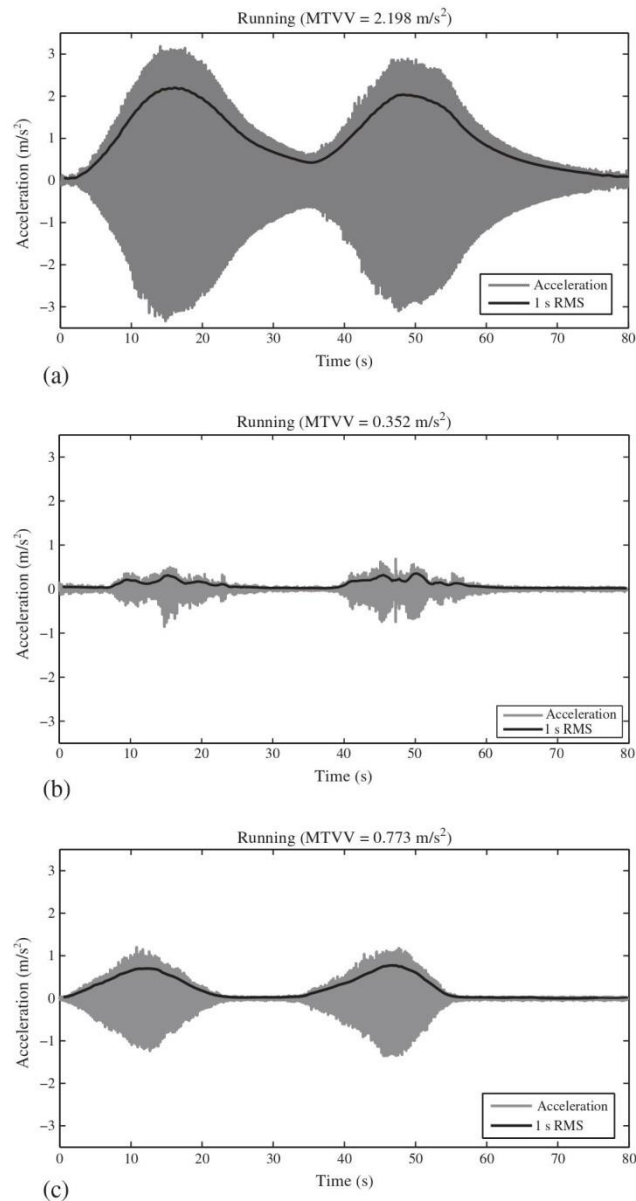


Figure 14. Running test. (a) Uncontrolled. (b) Controlled by the TMD. (c) Controlled by the AMD.

6. DISCUSSION AND CONCLUSIONS

The control of human-induced vibrations on an in-service footbridge has been addressed throughout this paper. The test structure is an urban footbridge representative of lightweight structure susceptible to human-induced vibrations. Once the dynamic properties of the structure were identified, the design and implementation of two different control techniques based on passive and active control were carried out. The passive control has been performed using a TMD, which is the most common solution adopted to improve the dynamic behaviour of footbridges. The TMD was designed using an H_∞ approach that takes into account the damping of the structure. The active control has been addressed through the use of a commercial electrodynamic shaker controlled by an acceleration feedback-based strategy.

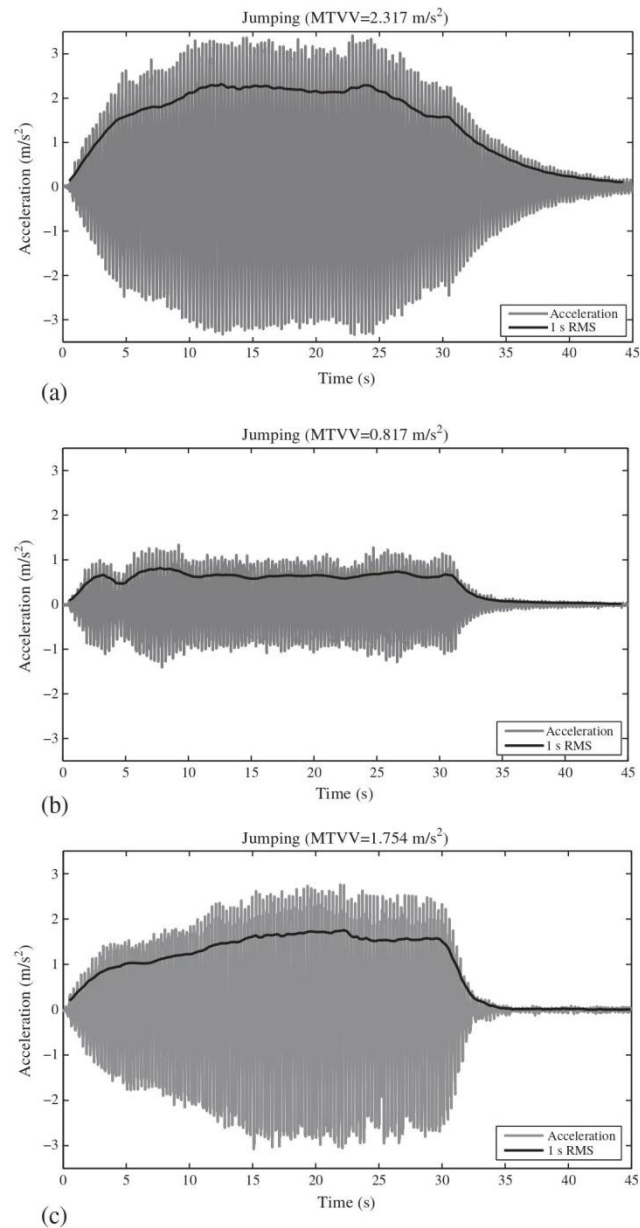


Figure 15. Jumping test at 3.5 Hz. (a) Uncontrolled. (b) Controlled by the TMD. (c) Controlled by the AMD.

The vibration control via a TMD, which is a well-established technology, has been addressed successfully. Since the structure has one dominant vibration mode (which is well separated from the others) prone to be excited by human loading, the TMD has been an economical and effective solution as expected. Vibration reductions between 40% and 80% have been achieved for all the excitation considered using a TMD mass of 185 kg, 1% of the modal mass (Table V). Apart from the initial budget, the maintenance costs are, in principle, low. However, the TMD mass has to be fine-tuned periodically since structural natural frequencies change with structural ageing. Further, environmental conditions (mainly temperature and wind) [32] and pedestrian density [33] might change the resonance response of the structure, thus affecting the TMD performance.

Table VI. Damping ratio, as a percentage of critical damping, obtained from the free decay after suddenly stopping the jumping test.

	Uncontrolled (%)	TMD (%)	AMD (%)
Jumping at 1.75 Hz	0.72	2.37	3.30
Jumping at 3.50 Hz	0.91	2.39	3.53

As for the authors' knowledge, this has been the first successful implementation of AVC on an in-service footbridge. The actuator was a commercial shaker with a 30-kg inertial mass controlled by a low-cost acquisition card. Vibration reductions between 60% and 80% have been achieved for all the excitation considered except for jumping at the structure natural frequency for which the reduction was 20% (Table V). It has been observed that both systems were of similar efficacy for a synchronised runner and that the AVC shows better performance for low-amplitude vibration (a synchronised walker). That is, the AVC has been shown to be more robust with respect to performance. It should be noted that the inertial mass value of the AVC was more than six times smaller than the TMD one.

It has been shown that active control could be a realistic and reasonable solution for flexible lightweight civil engineering structures such as lively footbridges or lightweight floor structure [16]. In these cases, in which low control forces are required (as compared with other civil engineering applications such as high-rise buildings or long-span bridges), electrical actuators can be employed. These actuators present advantages with respect to hydraulic ones such as lower cost, maintenance and level of noise. However, AVC systems for human-induced vibrations needs much further research and development to jump into building and construction technologies considered by designers. With respect to passive systems, such as the TMD developed in this work, cost is still the major disadvantage. Considering the two vibration control systems developed in this work, the AVC hardware and installation might be estimated to cost between three and four times more than the passive one. Additionally, the energy consumption was estimated to be between 1000 and 2000 kWh per year, which is approximately the energy consumption of one or two electric bulbs of 100 W continuously plugged in. Then, the energy consumption is not a drawback for electrodynamic actuators. Additionally, there is no need of re-tuning the system periodically. It is expected that this technology will become less expensive and more reasonable in the near future. Research projects involving the development of new affordable and compact actuators for human-induced vibration control are currently on the go [34].

The authors are currently working on a permanent implementation of the AVC strategy presented in this work. It is planned to evaluate the AVC performance and energy consumption through long-term monitoring results. Moreover, the research carried out herein has made the investigation on AVC strategies more efficient and economically interesting. Future developments will consider control laws in which the inertial mass displacement will be included to improve the system efficacy, and a switching-off function will also be included in order to disconnect the system when the acceleration level is under the allowable threshold (given by design guidelines).

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors would like to acknowledge the support of the Science Museum personnel and Valladolid City Council. Dr. Iván M. Díaz would like to acknowledge the financial support of Universidad de Castilla-La Mancha (Short-Stay Visitor Grant Program) and the Consejería de Ciencia y Tecnología of Junta de Comunidades de Castilla-La Mancha (Research Grant PPIII1-0189-9976).

REFERENCES

1. Bachmann H. Case studies of structures with man-induced vibrations. *Journal of Structural Engineering* 1992; **118**:631–647.
2. Bachmann H. Lively footbridges—a real challenge. *Proceedings of the International Conference on the Design and Dynamic Behaviour of Footbridges*. OTUA: Paris, France, 2002.
3. Hanagan LM, Raebel CH, Trethway MW. Dynamic measurements of in-place steel floors to assess vibration performance. *Journal of Performance of Constructed Facilities* 2003; **17**:126–135.
4. Willford M. Dynamic actions and reactions of pedestrians. *Proceedings of the International Conference on the Design and Dynamic Behaviour of Footbridges*. OTUA: Paris, France, 2002.


5. Mimram M. Towards reasoned, open-minded footbridge design. *Proceedings of the International Conference on the Design and Dynamic Behaviour of Footbridges*. OTUA: Paris, France, 2002.
6. Soong TT, Spencer BF, Jr. Supplementary energy dissipation: state-of-the-art and state-of-the-practice. *Engineering Structures* 2002; **24**:243–159.
7. Caetano E, Cunha A, Moutinho C, Magalhães, F. Studies for controlling human-induced vibration of the Pedro e Inês footbridge, Portugal. Part 2: Implementation of tuned mass dampers. *Engineering Structures* 2010; **32**:1082–1091.
8. Occhiuzzi A, Spizzuoco M, Ricciardelli F. Loading models and response control of footbridges excited by running pedestrians. *Structural Control and Health Monitoring* 2008; **15**:349–368.
9. Lee CL, Chen YT, Chung LL, Wang YP. Optimal design theories and applications of tuned mass dampers. *Engineering Structures* 2006; **28**:43–53.
10. Zuo L. Effective and robust vibration control using series multiple tuned-mass dampers. *ASME Journal of Vibration and Acoustics* 2009; **131**:031003.
11. Reiterer M, Ziegler F. Control of pedestrian-induced vibrations of long-span bridges. *Structural Control and Health Monitoring* 2006; **13**:1003–1027.
12. FIB-Bulletin 32. Guidelines for the design of footbridges. *International Federation for Structural Concrete*, Lausanne, Switzerland, 2005.
13. Moutinho C, Cunha A, Caetano E. Analysis and control of vibrations in a stress-ribbon footbridge. *Structural Control and Health Monitoring* 2011; DOI: 10.1002/stc.390
14. Balas MJ. Direct velocity feedback control of large space structures. *Journal of Guidance and Control* 1979; **2**:252–253.
15. Díaz IM, Reynolds P. On-off nonlinear active control of floor vibrations. *Mechanical Systems and Signal Processing* 2010; **24**:1711–1726.
16. Díaz IM, Reynolds P. Acceleration feedback control of human-induced floor vibrations. *Engineering Structures* 2010; **32**:163–173.
17. Preumont A. *Vibration Control of Active Structures: An introduction*. Kluwer Academic: Dordrecht, The Netherlands, 1997.
18. Poncela A, Casado CM, Baeyens E, Perán JR. Design of devices to protecting civil infrastructures using fixed-order H_{∞} control. *Structural Control and Health Monitoring* 2007; **14**:239–260.
19. Díaz IM, Casado CM, de Sebastián J. Active vibration control study of an in-service footbridge using an inertial proof-mass actuator. *Proceedings of Fifth World Conference on Structural Control and Monitoring*, paper 272, Tokyo, Japan, 2010.
20. Gómez M. A new and unusual cable-stayed footbridge at Valladolid (Spain). *Steelbridge 2004: Symposium International sur les Ponts Métalliques*, Milau, France, 23–25 June, 2004.
21. Martínez J, Gómez M. The versatility of stay bridges. *Solids and Structures* 2004; **220**:4–5.
22. ARTEMIS. Structural Vibration Solutions. Available at www.svibs.com, 2010.
23. Sétra. Technical guide footbridges. Assessment of vibrational behaviour of footbridges under pedestrian loading. Service d'études techniques des routes et autoroutes, Paris, France, 2006.
24. Young P. Improved floor vibration prediction methodologies. *Arup Vibration Seminar on Engineering Structural Vibration—Current Developments in Research and Practice*, Institution of Mechanical Engineers, London, U.K., 4 October 2001.
25. Bachmann H, Pretlove AJ, Rainer H. Dynamic forces from rhythmical human body motions. *Vibration Problems in Structures: Practical Guidelines*, Appendix G, Birkhäuser: Basel, Switzerland, 1995.
26. Asami T, Nishihara O. Closed-form exact solutions to H-infinity optimization of dynamic vibration absorbers (application to different transfer functions and damping systems). *ASME Journal of Vibration and Acoustics* 2003; **125**:398–405.
27. Casado CM, de Sebastián J, Díaz IM, Poncela A. Vibration serviceability assessment and passive vibration control of a lively footbridge. *Proceedings of Fifth World Conference on Structural Control and Monitoring*, paper 249, Tokyo, Japan, 2010.
28. Chung LY, Jin TG. Acceleration feedback control of seismic structures. *Engineering Structures* 1998; **20**:62–74.
29. Bolton W. *Control Engineering*. Logman: United Kingdom, 1998.
30. ISO 2631-1. *Mechanical Vibration and Shock—Evaluation of Human Exposure to Whole-body Vibration, Part 1, General Requirement*. International Organization for Standardization: Switzerland, 2008.
31. Racic V, Brownjohn JMW, Pavic A. Reproduction and application of human bouncing and jumping forces from visual marker data. *Journal of Sound and Vibration* 2010; **239**:3397–73416.
32. Sohn H. Effects of environmental and operational variability on structural health monitoring. *Philosophical Transactions of The Royal Society A* 2007; **365**:539–560.
33. Živanović S, Díaz IM, Pavić A. Influence of walking and standing crowds on structural dynamic properties. *Proceedings of the XXVII International Modal Analysis Conference*, paper 53, February 9–12, Orlando, Florida USA, 2009.
34. Research Grant EP/H009825/1. Active control of human-induced vibration, PI: Dr Paul Reynolds, Engineering and Physical Sciences Research Council, United Kingdom, 2010–2012.

ANEXO 2: ARTÍCULOS

Poncela A, Casado CM, Baeyens E, Peran JR.

Design of Devices for Protecting Civil Structures using Fixed-Order H_{∞} Control

Journal of Structural Control & Health Monitoring 14 (2)
(2007) pp. 239-260

STRUCTURAL CONTROL & HEALTH MONITORING 

Impact Factor
3.74 3.87
2018 5 años

Categoría de JCR®	Clasificación en la categoría	Cuartil en la categoría
CONSTRUCTION & BUILDING TECHNOLOGY	13 de 63	Q1
ENGINEERING, CIVIL	13 de 132	Q1
INSTRUMENTS & INSTRUMENTATION	7 de 61	Q1

Datos de la edición 2018 de Journal Citation Reports

Editorial

WILEY-BLACKWELL, COMMERCE PLACE, 350 MAIN ST, MALDEN 02148, MA USA

ISSN: 1545-2255

Dominio de investigación

Construction & Building Technology

Engineering

Instruments & Instrumentation

STRUCTURAL CONTROL AND HEALTH MONITORING

Struct. Control Health Monit. 2007; 14:239–260

Published online 30 November 2005 in Wiley InterScience (www.interscience.wiley.com). DOI: 10.1002/stc.156

Design of devices for protecting civil structures using fixed-order \mathcal{H}_∞ control

Alfonso Poncela^{1,*,\dagger}, Carlos Casado², Enrique Baeyens¹ and José R. Perán¹

¹*Department of Systems Engineering and Automatic Control, University of Valladolid, Paseo del Cauce, s/n, Valladolid 47011, Spain*

²*CARTIF, Parque Tecnológico de Boecillo, Parc. 205, Boecillo, Valladolid 47151, Spain*

SUMMARY

Devices for protecting civil structures against external disturbances such as seismic waves or dynamic loads are computed by using fixed-order \mathcal{H}_∞ controllers in this paper. Several solutions for the controllers are analysed and compared in order to obtain the most suitable solution for their application to protect buildings, specially for those buildings that are already constructed but not conveniently protected. A new pseudo-hybrid solution is also proposed, designed and compared to other alternatives with very promising results. The obtained fixed-order \mathcal{H}_∞ controllers are simpler but similar in performance to those obtained with conventional control techniques. Moreover, they are also more reliable because of the economy in the number of components. Copyright © 2005 John Wiley & Sons, Ltd.

KEY WORDS: structural control; seismic protection; mass dampers; \mathcal{H}_∞ control; fixed-order controllers

1. INTRODUCTION

The design of systems that can be installed in civil structures to protect them from vibrations, seismic waves, dynamics loads and any signal affecting safety and comfort of these structures is studied in this paper. \mathcal{H}_∞ control theory is used to compute the parameters of the devices that, installed in the structure, ensures the achievement of the desired objective. The behaviour of the device for the computed parameters is tested by simulation using data from real earthquakes.

Three different solutions taken from Housner *et al.* [1] have been considered. Active, passive and hybrid technology devices have been analysed. Fixed-order \mathcal{H}_∞ control has been used for computing the parameters of the devices (in the passive case) or the control algorithm to be implemented in the *central unit* of the device controller (PLC, PC, etc.). The goal of the device to be installed in the structure is to attenuate the effect of unwanted disturbances. The power spectral density of the disturbances affecting the system is not known in advance; however, they have bounded energy. This is the reason why \mathcal{H}_∞ controllers are relevant for this disturbance

*Correspondence to: Alfonso Poncela, Department of Systems Engineering and Automatic Control, University of Valladolid, Paseo del Cauce, s/n, Valladolid 47011, Spain.

†E-mail: poncela@eis.uva.es

Received 25 January 2005

Revised 22 September 2005

Accepted 8 October 2005

Copyright © 2005 John Wiley & Sons, Ltd.

attenuation problem as it will be explained in Section 3. There exists a rich theory about \mathcal{H}_∞ control that resembles the classical LQG (or \mathcal{H}_2) control theory. In Reference [2] the \mathcal{H}_∞ controller is obtained by solving a pair of Riccati equations coupled in their solutions. More recent results have converted the full-order \mathcal{H}_∞ design problem in a convex feasibility problem in terms of a pair of linear matrix inequalities [3, 4] that allow to solve a larger class of problems, including \mathcal{H}_∞ control with multipliers [5] and multiobjective $\mathcal{H}_2/\mathcal{H}_\infty$ control [6–8]. Unfortunately, the \mathcal{H}_∞ controllers computed by any of these methods have the same order of the plant. Moreover, if the plant has been augmented with weighting functions to take into account certain relevant frequency bands, then the controller can be of very high order and model reduction techniques [9] have to be applied in order to obtain a low-order controller. However, this procedure is not optimal and there is no guarantee that the reduced-order controller maintains its attenuation properties. Another option is to design a fixed-order \mathcal{H}_∞ controller, in this case a necessary and sufficient solvability condition can be formulated in terms of a pair of LMI with a non-convex rank constraint [4, 10]. Alternatively, the problem can be formulated in terms of a bilinear matrix inequality (BMI) that is also non-convex. There does not exist a complete solution to this problem; however, certain numerical methods that partially solve the problem have been developed and tested [11–14]. This is the alternative that has been followed in this paper. The obtained results are tested by using the model proposed in Reference [15]. This model has also been used by other authors [16–18]; therefore, a comparative study with the results of those authors have been performed. Records from four earthquakes (El Centro, Kobe, Hachinoche, and Northridge) are used for the analysis. The maximum inter-storey drifts, their second derivatives (i.e. inter-storey accelerations), the mean value of the previous quantities, the maximum actuator force, and the stroke and acceleration of the actuator in the hybrid case are used as performance measures of the design for the comparative study.

This paper is organized as follows. Section 1 is this introduction. In Section 2, a revision of the devices for structural protection is performed. The devices are classified by the energy they require to work. The four particular devices that will be synthesized in this article are explained. Section 3 is devoted to \mathcal{H}_∞ control and its application to protecting structures. It is explained why \mathcal{H}_∞ is a good option when the disturbances affecting the structure has unknown power spectral density but bounded energy. Also, numerical techniques for computing fixed-order \mathcal{H}_∞ controllers are explained. The application of the \mathcal{H}_∞ control techniques to the design of protective devices is studied in Section 4. Here, four different devices are modelled and their parameters are computed for several cases. The performance of the designed devices are analysed by simulation using recorded data from four earthquakes and compared to other devices found in the literature. Finally, some conclusions are presented in Section 5.

2. SOLUTIONS IN CIVIL STRUCTURES TO REDUCE THE EFFECT OF EXTERNAL DISTURBANCES

The community of structural engineers began to massively employ the technology based on isolation, absorption and reduction of vibrations in the 1960s. This technology had been developed and successfully applied in airplane structures during the Second World War [1]. Since then, many structural protection solutions have been developed to attenuate stress induced by earthquakes or dynamic loads.

The developed solutions are classified according to the energy they require.

- *Passive control.* These systems do not require an external energy source. The passive control devices transmit the forces developed as a response to the movement of the structure. The protective device is designed in such a way that the vibrations of the controlled system are attenuated in the frequency range of interest. This kind of device is usually inexpensive, works even in case of a large earthquake, and is inherently stable. However, they have to be designed for each particular structure. Examples of these are base isolators (BI), passive energy absorbers, and dynamic vibration absorbers (TMD, TLCD).
- *Active control.* This kind of device needs a power supply for the actuators which apply forces to the structure in a way established by a control algorithm. The forces can be used both for dissipating and adding energy to the structure. In an active control system, the signals sent to the actuators are a function of the structure response as measured by the sensors. These kind of systems are vulnerable to power failure, which is always a possibility during an earthquake. Backup generator or batteries are not feasible because of high electric power requirements of these solutions. A typical example is active brace systems (ABS).
- *Hybrid control.* These systems combine both passive and active technology in an attempt to get the best features of each technology. When a device of this kind is well designed, it behaves as good as an active control device. However, in case of a power failure, the passive part still offers some degree of protection. Examples of these are the active mass (AMD, HMD, ATMD) and the hybrid base isolation (HBI) systems.
- *Semi-active control.* These devices belong to a particular class of active control systems with smaller external energy requirements than the typical active control systems. Some examples are variable friction dampers, variable stiffness devices, variable fluid dampers and controllable fluid dampers.

Four of the above-mentioned solutions are considered in this paper: one passive, one active and two hybrid devices. Briefly, they are described as follows.

- *The tuned mass damper (TMD).* This is a passive vibration absorber device that is coupled to the structure. It was invented by Frahm in 1909. The design of vibration absorbers for systems with a single degree of freedom was analysed by Den Hartog in 1956 [19]. They were applied to improve the response of civil structures to external disturbances at the end of the 1970s. The viability of these devices to attenuate the effects of earthquakes has been studied during the recent years.
This kind of device is composed of a secondary mass m , a spring k , and a damping element c . The design problem consists of computing the values of the absorber parameters (m , k , c). Figure 1(a) shows how the auxiliary mass m is coupled to a system with a single degree of freedom, characterized by primary mass M , stiffness K , and damping C . The system is equivalent to a single-storey building.
- *The active brace system (ABS).* It is an active device formed by one or several electro-mechanical or hydraulic actuators, distributed between floors, according to different configurations. A diagram of this implementation can be seen in Figure 1(b), where the actuator is placed between the base and the mass M of the single-storey building of the figure.
- *The active tuned mass dampers (ATMD).* It is a hybrid device formed by the combination of a TMD and an actuator, u , coupled to the same auxiliary mass m . These devices aim to improve the benefits of the passive absorber. A diagram is shown in Figure 1(c).

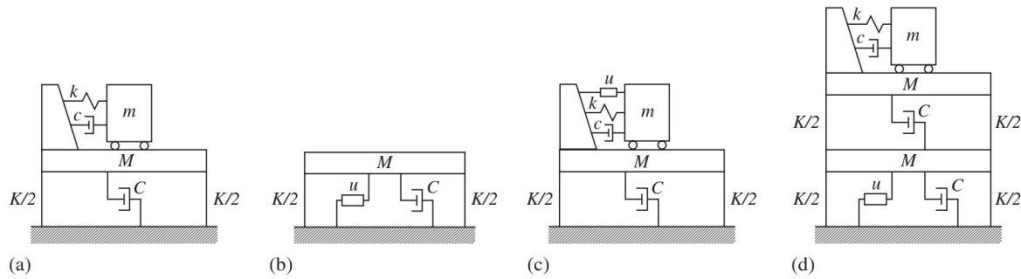


Figure 1. Four protective devices: (a) TMD; (b) ABS; (c) ATMD; and (d) AB-TMD.

- *The active brace system + tuned mass damper (AB-TMD)*. It is a pseudo-hybrid device that is obtained as the combination of an active brace (ABS) and a passive mass damper TMD. This solution is developed to improve the individual performance of each component when the structure is subject to dynamic loads, ground motions, earthquakes. A diagram of this device is shown in Figure 1(d).

3. \mathcal{H}_∞ CONTROLLERS FOR PROTECTING CIVIL STRUCTURES

Consider the feedback interconnection depicted in Figure 2. The plant P is a linear time-invariant system described by the state-space model

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= Ax(t) + B_1w(t) + B_2u(t) \\ z(t) &= C_1x(t) \\ y(t) &= C_2x(t) \end{aligned} \tag{1}$$

where all the matrices are real and of appropriate dimensions. Here, $w(t) \in \mathbb{R}^q$ is a vector containing all exogenous signals and $u(t) \in \mathbb{R}^m$ contains the manipulated inputs. The signal $y(t) \in \mathbb{R}^r$ is the measured output, $z(t) \in \mathbb{R}^p$ is a vector containing the outputs that are to be attenuated and $x(t) \in \mathbb{R}^n$ is state of the system.

In the most general case, a state-space realization of the controller K is given by the following equations:

$$\begin{aligned} \dot{\xi} &= A_k\xi + B_k y \\ u &= C_k\xi + D_k y \end{aligned} \tag{2}$$

Let n and n_k denote the order of the plant and the controller, respectively. The controller is of full order when $n_k = n$. If $n_k < n_p$, the controller is of reduced order. In addition, the controller is static when $n_k = 0$, in this case the controller is given by matrix D_k , i.e. $u = D_k y$.

Let T_{zw} denote the closed-loop transfer function from signal w to signal z . That is,

$$z = T_{zw}w$$

The \mathcal{H}_∞ controller is very appropriate to design devices that protect civil structures from seismic waves and other vibratory inputs, because these signals can be modelled as random processes of unknown but bounded energy. The \mathcal{H}_∞ control methodology has advantages

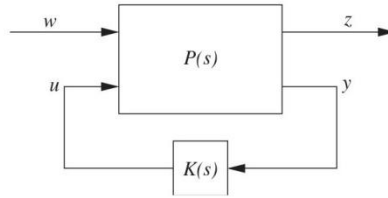


Figure 2. Feedback interconnection.

against other control techniques for attenuating the effect of this kind of disturbances as it will be shown next. Suppose the plant initial condition is zero and at time $t = 0$, an arbitrary zero mean (widesense) stationary random process w with autocorrelation matrix $R(\tau) = E[w(t)w(0)^T]$ and power density matrix

$$S_w(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} R(\tau)e^{-j\omega\tau} d\tau$$

is applied. In this case the output signal $z(t)$ of the closed-loop system approaches a zero mean (widesense) stationary random process with spectral density

$$S_z(\omega) = T_{zw}(j\omega)S_w(\omega)T_{zw}^T(-j\omega)$$

Thus, the steady state variance of the output is

$$\lim_{t \rightarrow \infty} E[z(t)^T z(t)] = \frac{1}{2\pi} \int_{-j\infty}^{+j\infty} \text{trace} [T_{zw}(j\omega)S_w(\omega)T_{zw}^T(-j\omega)] d\omega \quad (3)$$

If the input w is a zero mean white-noise process with $S_w(\omega) = I$, then it follows from (3) that the steady state variance of the estimation error is

$$\lim_{t \rightarrow \infty} E[z(t)^T z(t)] = \|T_{zw}\|_2^2$$

where $\|T_{zw}\|_2^2$ is the \mathcal{H}_2 norm of the closed-loop system. Thus, if it is known that w is zero mean white noise then the controller K should be designed to minimize the \mathcal{H}_2 norm of the closed-loop system. Even if w is not white noise, but $S_w(\omega)$ is known and rational, then the problem can be treated by including an appropriate colouring filter in the system equations. However, in a practical case the power spectral density matrix $S_w(\omega)$ of the process is unknown but integrable, i.e. it has bounded energy. Then, from (3) and the properties of the \mathcal{H}_∞ norm, it is easy to see that

$$\begin{aligned} \lim_{t \rightarrow \infty} E[z(t)^T z(t)] &\leq \|T_{zw}\|_\infty^2 \frac{1}{2\pi} \int_{-j\infty}^{+j\infty} \text{trace} S_w(\omega) d\omega \\ &= \|T_{zw}\|_\infty^2 E[w(0)^T w(0)] \end{aligned} \quad (4)$$

Here, $\|T_{zw}\|_\infty$ is the \mathcal{H}_∞ norm of the closed-loop system given by

$$\|T_{zw}\|_\infty := \sup_{\omega \in \mathbb{R}} \|T_{zw}(j\omega)\|$$

where $\|\cdot\|$ denotes the largest singular value. Moreover, $\|T_{zw}\|_\infty^2$ provides the smallest upper bound such that inequality (4) holds for arbitrary (widesense) stationary processes w with bounded energy. Thus, if all that is known about the noise is that it is widesense stationary with

bounded energy, then the \mathcal{H}_∞ norm of the closed-loop system should be minimized as this quantity measures the worst-case energy amplification. In addition, if certain *a priori* information about the frequency bandwidth of the signals is known, it can be taken into account during the design of the controller by introducing weighting functions in the plant. Unfortunately, a complete solution of the \mathcal{H}_∞ control problem only exists for the case of controllers of the same order of the plant where a necessary and sufficient condition for solvability can be expressed in terms of a pair of linear matrix inequalities [3, 4].

A controller K is admissible if it internally stabilizes the plant P . Let $\mathcal{A}(P)$ denote the set of all the admissible controllers for plant P . The \mathcal{H}_∞ control problem is formulated as follows: ‘Given the plant P and a real number $\gamma > 0$, compute an admissible controller $K \in \mathcal{A}(P)$ such that $\|T_{zw}\| < \gamma$ ’.

The closed-loop system obtained as the feedback interconnection of plant (1) and controller (2) has the following state-space equations:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{\xi} \\ \dot{x} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} A_k & B_k C_2 \\ B_2 C_k & A + B_2 D_k C_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi \\ x \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ B_1 \end{bmatrix} w \\ z &= \begin{bmatrix} 0 & C_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi \\ x \end{bmatrix} \end{aligned} \tag{5}$$

Now, consider the following augmented plant:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{\xi} \\ \dot{x} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & A \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi \\ x \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ B_1 \end{bmatrix} w + \begin{bmatrix} I & 0 \\ 0 & B_2 \end{bmatrix} u_a \\ z &= \begin{bmatrix} 0 & C_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi \\ x \end{bmatrix} \\ y_a &= \begin{bmatrix} I & 0 \\ 0 & C_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi \\ x \end{bmatrix} \end{aligned} \tag{6}$$

It is very easy to check that the closed-loop system (5) can also be obtained by interconnecting the augmented plant (6) and the following augmented static output feedback controller:

$$u_a = \begin{bmatrix} A_k & B_k \\ C_k & D_k \end{bmatrix} y_a \tag{7}$$

Therefore, the design of a fixed-order \mathcal{H}_∞ controller of any order is equivalent to an augmented \mathcal{H}_∞ static output controller. Moreover, the design of an \mathcal{H}_∞ static output feedback controller with disturbance attenuation γ can be converted into a non-convex BMI feasibility problem [4, 10].

3.1. \mathcal{H}_∞ Static output feedback controllers

Consider the plant P given by Equations (1) and a static output feedback controller defined by

$$u(t) = Ly(t) \tag{8}$$

Definition

Let a scalar $\gamma > 0$ be given, controller (8) is said to be an \mathcal{H}_∞ static output feedback controller with disturbance attenuation γ for the plant P if the following two conditions hold:

1. The closed-loop system is asymptotically stable,
2. $\|T_{zw}\|_\infty < \gamma$ where T_{zw} is the closed-loop function transfer of w to z .

The first condition corresponds to the admissibility of the controller, that in this case is equivalent to $A + B_2LC_2$ be Hurwitz. Therefore,

$$\mathcal{A}_{so}(P) := \{L \mid A + B_2LC_2 \text{ is Hurwitz}\}$$

where \mathcal{A}_{so} denotes the set of all static output admissible controllers for the plant P . The second condition establishes the prescribed degree of disturbance attenuation. The optimal \mathcal{H}_∞ static output feedback control problem can now be formulated as follows: ‘Find the optimal disturbed attenuation

$$\gamma^* = \inf \{\|T_{zw}(L)\|_\infty \mid L \in \mathcal{A}_{so}(P)\}$$

and given any number $\alpha > \gamma^*$, compute an admissible static output controller such that $\|T_{zw}\|_\infty < \alpha$.

Applying the results of Iwasaki [11], the problem of finding an \mathcal{H}_∞ static output feedback controller becomes a BMI optimization problem.

Lemma

Let a scalar $\gamma > 0$ and system (1) be given. The following statements are equivalent:

1. There exists an \mathcal{H}_∞ static output controller with disturbance attenuation γ .
2. There exist matrices $K \in \mathbb{R}^{m \times n}$, $F \in \mathbb{R}^{n \times r}$ and $0 < X^T = X \in \mathbb{R}^{n \times n}$ such that

$$\mathcal{L}_1(\gamma, F, X) := \begin{bmatrix} (A + FC_2)X + X(A + FC_2)^T & XC_1^T & B_1 \\ C_1X & -\gamma I_p & 0 \\ B_1^T & 0 & -\gamma I_q \end{bmatrix} < 0 \quad (9)$$

and

$$\mathcal{L}_2(\gamma, K, X) := \begin{bmatrix} (A + B_2K)X + X(A + B_2K)^T & XC_1^T & B_1 \\ C_1X & -\gamma I_p & 0 \\ B_1^T & 0 & -\gamma I_q \end{bmatrix} < 0 \quad (10)$$

3. There exist matrices $L \in \mathbb{R}^{m \times r}$ and $0 < X^T = X \in \mathbb{R}^{n \times n}$ such that

$$\mathcal{L}_3(\gamma, L, X) := \begin{bmatrix} (A + B_2LC_2)X + X(A + B_2LC_2)^T & XC_1^T & B_1 \\ C_1X & -\gamma I_p & 0 \\ B_1^T & 0 & -\gamma I_q \end{bmatrix} < 0 \quad (11)$$

A proof of this result may be found in Reference [20]. If both conditions (9) and (10) simultaneously hold for a certain X then a static output feedback controller that satisfies

$\|T_{zw}\|_\infty < \gamma$ is obtained by solving the LMI $\mathcal{L}_3(L, X) < 0$ in the matrix variable L for the fixed symmetric and positive matrix X that satisfies conditions (9) and (10).

Note that the optimal \mathcal{H}_∞ static output control problem can now be formulated as follows: ‘Find the optimal disturbance attenuation

$$\gamma^* = \inf \{ \gamma \mid K \in \mathbb{R}^{m \times n}, F \in \mathbb{R}^{n \times r}, 0 < X^T = X \in \mathbb{R}^{n \times n}, \mathcal{L}_1(\gamma, F, X) < 0, \mathcal{L}_2(\gamma, K, X) < 0 \} \quad (12)$$

and given a number $\alpha > \gamma^*$, compute a static output feedback controller that satisfies $\|T_{zw}\|_\infty < \alpha$.

Unfortunately, optimization problem (12) is non-convex because conditions (9) and (10) are bilinear matrix inequalities in the matrix variables F , K and X . However, note that fixing F , condition $\mathcal{L}_1(\gamma, F, X) < 0$ becomes a linear matrix inequality in X . Similarly, fixing K , condition $\mathcal{L}_2(\gamma, K, X) < 0$ also turns out to be a linear matrix inequality in X . This suggests the following co-ordinate descent algorithm to solve the problem.

Algorithm (Dual iteration algorithm for \mathcal{H}_∞ static output feedback control design)

Initialization. Choose $\varepsilon > 0$ and K_0 any stabilizing state feedback controller, i.e. $K_0 \in \mathbb{R}^{m \times n}$ such that $A + BK$ is Hurwitz. Set the iteration counter $j = 1$.

Main loop. At iteration j do the following:

1. Compute α_j , F_j and Y_j by solving the following LMI optimization problem:

$$(\alpha_j, F_j, Y_j) = \operatorname{argmin} \{ \alpha \mid F \in \mathbb{R}^{n \times r}, 0 < Y^T = Y \in \mathbb{R}^{n \times n}, \\ \mathcal{L}_1(\alpha, F, Y) < 0, \mathcal{L}_2(\alpha, K_{j-1}, Y) < 0 \}$$

Here, K_{j-1} is fixed.

2. Compute γ_j , K_j and X_j by solving the following LMI optimization problem:

$$(\gamma_j, K_j, X_j) = \operatorname{argmin} \{ \gamma \mid K \in \mathbb{R}^{m \times n}, 0 < X^T = X \in \mathbb{R}^{n \times n}, \\ \mathcal{L}_1(\gamma, F_j, X) < 0, \mathcal{L}_2(\gamma, K, X) < 0 \}$$

Here, F_{j-1} is fixed.

3. If $|\gamma_j - \gamma_{j-1}| < \varepsilon$ set $\gamma_{\text{sub}} = \gamma_j$, $X_{\text{sub}} = X_j$, and go to Results, otherwise set $j := j + 1$ and repeat.

Results. γ_{sub} is an upper bound of the minimum attainable disturbance attenuation γ^* and an \mathcal{H}_∞ output feedback controller that satisfies $\|T_{zw}(L_{\text{sub}})\|_\infty < \gamma_{\text{sub}} < \gamma^*$ can be obtained by solving the following LMI feasibility problem:

$$L_{\text{sub}} \in \mathbb{R}^{m \times r}, \mathcal{L}_3(\gamma_{\text{sub}}, L_{\text{sub}}, X_{\text{sub}}) < 0$$

where γ_{sub} and X_{sub} are fixed.

This co-ordinate descent algorithm does not provide the global optimal value γ^* because the optimization problem lacks convexity. It still provides good results, however, as has been demonstrated in References [11, 17, 21]. Moreover, the attained suboptimal γ value strongly depends on the choice of the initial K_0 . The only requirement of this initial state feedback controller K_0 is stabilizability. This initial state feedback stabilizing controller can be computed by many different methods such as pole placement, LQR, \mathcal{H}_∞ design, LMI, etc.

In this paper, the synthesis of \mathcal{H}_∞ controllers has been performed using the MATLAB LMI Control Toolbox [22]. An implementation of this algorithm can be found in Reference [17].

Here, it is used as a tool for determining static output feedback controllers using the available measured output.

4. APPLICATION TO CIVIL STRUCTURES

The model of a three-storey building (three-storey unit shear-beam building) considered in Reference [15] is used here. It has been considered that every storey unit is identical to each other. The mass, stiffness and damping coefficients for each unit are given by $m_i = m_0 = 1000$ kg, $k_i = k_0 = 980\,000$ N/m, and $c_i = c_0 = 1407$ Ns/m, respectively, for $i = 1, 2, 3$. This same model was used in References [16–18]. Figure 3 shows a diagram of the structure with the four solutions analysed here.

4.1. Modelling the structure with protective devices

In this subsection, a state-space realization for each proposed solution according to the plant model given by Equations (1) is presented. For the structure including a protective device, the model is always augmented as in (6), so that the design of the device parameters turns out to be an \mathcal{H}_∞ static output feedback control problem.

Structure without protection: open-loop plant. The model is given by

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} 0_{3 \times 3} & I_{3 \times 3} \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix} x + \begin{bmatrix} 0_{3 \times 1} \\ -1 \\ 0_{2 \times 1} \end{bmatrix} w$$

$$z = \begin{bmatrix} 1_{1 \times 5} & 0_{1 \times 5} \\ 0_{5 \times 1} & 0_{5 \times 5} \end{bmatrix} x$$
(13)

where

$$M^{-1}K = \begin{bmatrix} k_1/m_1 & -k_2/m_1 & 0 \\ -k_1/m_1 & k_2/m_1 + k_2/m_2 & -k_3/m_2 \\ 0 & -k_2/m_2 & k_3/m_2 + k_3/m_3 \end{bmatrix}$$
(14)

and $M^{-1}C$ can be obtained by replacing k_i by c_i for $i = 1, 2, 3$ in the expression of $M^{-1}K$.

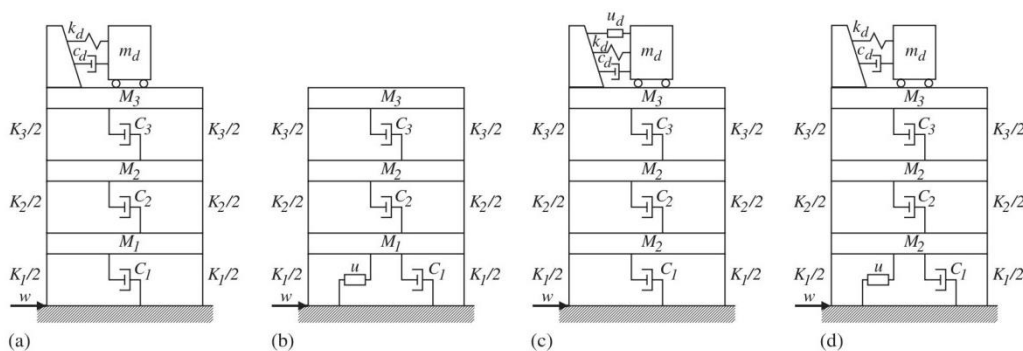


Figure 3. Analysed solutions.

The states x_1, x_2 and x_3 are the inter-storey drifts (incremental positions) and x_4, x_5 and x_6 are their derivatives (i.e. inter-storey velocities). The disturbance w is the earthquake ground acceleration.

Structure with tuned mass damper (TMD). The model of the interconnection of the three-storey building with a tuned mass damper on the top floor is given by

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} 0_{4 \times 4} & I_{4 \times 4} \\ -M^{-1}K_d & -M^{-1}C_d \end{bmatrix} x + \begin{bmatrix} 0_{4 \times 1} \\ -1 \\ 0_{3 \times 1} \end{bmatrix} w \tag{15}$$

$$z = [1 \quad 0_{1 \times 7}] x$$

where

$$M^{-1}K_d = \begin{bmatrix} k_1/m_1 & -k_2/m_1 & 0 & 0 \\ -k_1/m_1 & k_2/m_1 + k_2/m_2 & -k_3/m_2 & 0 \\ 0 & -k_2/m_2 & k_3/m_2 + k_3/m_3 & -k_d/m_3 \\ 0 & 0 & -k_3/m_3 & k_d/m_3 + k_d/m_d \end{bmatrix} \tag{16}$$

and $M^{-1}C_d$ is obtained by replacing k_i by c_i for $i = 1, 2, 3, d$ in the expression of $M^{-1}K_d$. The mass of the TMD is selected to be $m_d = 0.1m_0$.

The states x_1, x_2 and x_3 are the inter-storey drifts and x_5, x_6 and x_7 are their derivatives (i.e. inter-storey velocities). The states x_4 and x_8 are the position and velocity of the TMD system. The disturbance w is the earthquake ground acceleration.

The above closed-loop model can be obtained by interconnecting a static output feedback controller $u = [c_d \quad k_d]y$ with the following auxiliary plant:

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} 0_{4 \times 4} & I_{4 \times 4} \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix} x + \begin{bmatrix} 0_{4 \times 1} \\ -1 \\ 0_{3 \times 1} \end{bmatrix} w + \begin{bmatrix} 0_{6 \times 1} \\ 1/m_3 \\ -1/m_3 - 1/m_d \end{bmatrix} u \tag{17}$$

$$z = [1 \quad 0_{1 \times 7}] x$$

$$y = \begin{bmatrix} 0_{1 \times 3} & 1 & 0_{1 \times 3} & 0 \\ 0_{1 \times 3} & 0 & 0_{1 \times 3} & 1 \end{bmatrix} x$$

where

$$M^{-1}K = \begin{bmatrix} k_1/m_1 & -k_2/m_1 & 0 & 0 \\ -k_1/m_1 & k_2/m_1 + k_2/m_2 & -k_3/m_2 & 0 \\ 0 & -k_2/m_2 & k_3/m_2 + k_3/m_3 & 0 \\ 0 & 0 & -k_3/m_3 & 0 \end{bmatrix} \tag{18}$$

and $M^{-1}C$ can be obtained by replacing k_i by c_i for $i = 1, 2, 3$ in the expression of $M^{-1}K$. Therefore, the computation of the TMD parameters c_d and k_d can be formulated as an \mathcal{H}_∞ static output control problem.

Structure with active brace system in the first floor. The model for the three-storey building with an ABS is given by

$$\begin{aligned}\dot{x} &= \begin{bmatrix} 0_{3 \times 3} & I_{3 \times 3} \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix} x + \begin{bmatrix} 0_{3 \times 1} \\ -1 \\ 0_{2 \times 1} \end{bmatrix} w + \begin{bmatrix} 0_{3 \times 1} \\ 1/m_1 \\ -1/m_1 \\ 0 \end{bmatrix} u \\ z &= \begin{bmatrix} 1 & 0_{1 \times 5} \\ 0_{5 \times 1} & 0_{5 \times 5} \end{bmatrix} x \\ y &= C_2 x\end{aligned}\quad (19)$$

where

$$M^{-1}K = \begin{bmatrix} k_1/m_1 & -k_2/m_1 & 0 \\ -k_1/m_1 & k_2/m_1 + k_2/m_2 & -k_3/m_2 \\ 0 & -k_2/m_2 & k_3/m_2 + k_3/m_3 \end{bmatrix}\quad (20)$$

and $M^{-1}C$ can be obtained by replacing k_i by c_i in the expression of $M^{-1}K$. The matrix C_2 is either $[1 \ 0_{1 \times 5}]$ if position feedback is available, or $[0_{1 \times 3} \ 1 \ 0_{1 \times 2}]$ instead when velocity feedback is used. In order to keep the device as simple as possible it is assumed that only one sensor is available.

As usual, x_1 , x_2 and x_3 are the inter-storey drifts and x_4 , x_5 and x_6 are the inter-storey velocities. Also, the disturbance w is the earthquake ground acceleration.

Structure with active tuned mass damper. The design of this hybrid protective device is accomplished in two phases. In the first phase, the passive part is designed in the same way as explained for the standard TMD. In the second phase, an active control law is computed using \mathcal{H}_∞ methods. For this second phase the TMD computed at the first phase is considered as part of the plant to be controlled. The reason is that in case of failure of the active part, the TMD always provides protection. This motivates the design of the TMD in a separate first phase. The passive parameters c_d and k_d are calculated by solving an \mathcal{H}_∞ static output feedback controller for the auxiliary plant (17) assuming that $m_d = 0.1m$. The active part of the device is computed as an \mathcal{H}_∞ output controller for the following plant, that includes the TMD designed in the first phase:

$$\begin{aligned}\dot{x} &= \begin{bmatrix} 0_{4 \times 4} & I_{4 \times 4} \\ -M^{-1}K_d & -M^{-1}C_d \end{bmatrix} x + \begin{bmatrix} 0_{4 \times 1} \\ -1 \\ 0_{3 \times 1} \end{bmatrix} w + \begin{bmatrix} 0_{6 \times 1} \\ 1/m_3 \\ -(1/m_d + 1/m_3) \end{bmatrix} u \\ z &= \begin{bmatrix} 1 & 0_{1 \times 5} \\ 0_{5 \times 1} & 0_{5 \times 5} \end{bmatrix} x \\ y &= C_2 x\end{aligned}\quad (21)$$

Here,

$$M^{-1}K_d = \begin{bmatrix} k_1/m_1 & -k_2/m_1 & 0 & 0 \\ -k_1/m_1 & k_2/m_1 + k_2/m_2 & -k_3/m_2 & 0 \\ 0 & -k_2/m_2 & k_3/m_2 + k_3/m_3 & -k_d/m_3 \\ 0 & 0 & -k_3/m_3 & k_d/m_d + k_d/m_d \end{bmatrix} \quad (22)$$

and $M^{-1}C_d$ can be obtained by replacing k_i by c_i in the expression of $M^{-1}K_d$. Similar to the ABS case, the matrix C_2 can take different values depending on the measured signal that is available for feedback.

As usual, x_1, x_2 and x_3 are the inter-storey drifts and x_5, x_6 and x_7 are their derivatives. The states x_4 and x_8 are position and velocity of the ATMD device. The disturbance signal w is the earthquake ground acceleration.

Structure with active brace system plus tuned mass damper. The system is a pseudo-hybrid solution composed of a passive tuned mass damper (TMD) located on the top floor of the structure and an active brace system (ABS) placed in the first floor. Similar to the ATMD, this device is also calculated in two phases. The first phase is a regular TMD parameter calculation where $m_d = 0.1m$, and c_d and k_d are obtained by solving and \mathcal{H}_∞ static output control problem for the auxiliary plant (17). In the second phase, the active part of the device is computed as an \mathcal{H}_∞ output controller for the following plant that includes the TMD designed in the first phase:

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} 0_{4 \times 4} & I_{4 \times 4} \\ -M^{-1}K_d & -M^{-1}C_d \end{bmatrix} x + \begin{bmatrix} 0_{4 \times 1} \\ -1 \\ 0_{3 \times 1} \end{bmatrix} w + \begin{bmatrix} 0_{4 \times 1} \\ 1/m_1 \\ -1/m_1 \\ 0_{2 \times 1} \end{bmatrix} u \quad (23)$$

$$z = \begin{bmatrix} 1 & 0_{1 \times 5} \\ 0_{5 \times 1} & 0_{5 \times 5} \end{bmatrix} x$$

$$y = C_2 x$$

where $M^{-1}K_d$ and $M^{-1}C_d$ are the same as in the previous case (structure with ATMD) and the matrix C_2 can take different values depending on the measured signal that is available for feedback.

The components x_1, x_2 and x_3 are the inter-storey drifts and x_5, x_6 and x_7 are their derivatives. The states x_4 and x_8 are the position and velocity of the TMD system. The disturbance signal w is the earthquake ground acceleration.

4.2. Parameter computation for each protective device

In this section, we obtain the parameters of the TMD and the controllers for the dynamic part of each protective device that is interconnected to the three-storey building. Sixteen solutions have been studied here including passive, active and hybrid technologies with static or dynamic controllers and using either measured position or velocity signals for feedback. Table I shows the 16 solutions. Note that solutions 2, 5 and 8 are borrowed from other authors' research and

Table I. Solutions under study.

Solution	Technology	Parameter calculation technique	Feedback used
1	TMD	\mathcal{H}_∞ static output feedback controller	—
2	TMD	Schmitendorf (2000) [20]	—
3	ABS	\mathcal{H}_∞ dynamic controller	Position
4	ABS	\mathcal{H}_∞ static output feedback controller	Position
5	ABS	Köse (1996) [14] static, 1.E	Position
6	ABS	\mathcal{H}_∞ dynamic controller	Velocity
7	ABS	\mathcal{H}_∞ static output feedback controller	Velocity
8	ABS	Köse (1996) [14] static, 1.D	Velocity
9	AB + TMD	\mathcal{H}_∞ dynamic controller	Position
10	AB + TMD	\mathcal{H}_∞ static output feedback controller	Position
11	AB + TMD	\mathcal{H}_∞ dynamic controller	Velocity
12	AB + TMD	\mathcal{H}_∞ static output feedback controller	Velocity
13	ATMD	\mathcal{H}_∞ dynamic controller	Position
14	ATMD	\mathcal{H}_∞ static output feedback controller	Position
15	ATMD	\mathcal{H}_∞ dynamic controller	Velocity
16	ATMD	\mathcal{H}_∞ static output feedback controller	Velocity

have been included here for comparative reasons. The remaining solutions have been calculated by using the procedure explained in Section 3.1.

Tuned mass damper case (TMD). The algorithm of Section 3.1 has been used for plant (17) in order to compute the \mathcal{H}_∞ output feedback controller that provides the parameters c_d and k_d of the TMD. The mass of the device is always adjusted to 10% of the storey mass.

The obtained parameters are shown in Table II and correspond to solution 1. Solution 2 has been taken from Reference [18] and is included here for comparative reasons.

Active brace case (ABC). The determination of the function transfer controller has been carried out in four different ways. Two of them are \mathcal{H}_∞ full-order output feedback controllers and have been computed using functions of MATLAB LMI Control Toolbox [5]. The remaining cases are \mathcal{H}_∞ static output feedback controllers and have been obtained applying the method explained in Section 3.1. An implementation of the method is found in References [17, 21]. In addition, two different alternatives have been considered for every case depending on the signal that is measured and available for feedback, i.e. position or velocity. The obtained solutions are given in Table II and denoted as solutions 3, 4, 6 and 7. In addition, solutions 5 and 8 are taken from Reference [16] and included here for comparative reasons.

Hybrid solutions. Two hybrid solutions have been analysed. The design process is accomplished in two steps. First, the passive part is adjusted. Then, the controller of the active part is computed. Both \mathcal{H}_∞ full-order and static output feedback controllers using either position or velocity signals for feedback have been considered.

- *Active brace plus tuned mass damper case.* This is a pseudo-hybrid proposal that is composed of a TMD on the top floor and an active brace in the first floor. The obtained solutions are found in Table II under the numbers 9–12.
- *Active tuned mass damper case.* The obtained solutions for the ATMD are found in Table II under the numbers 13–16.

Table II. Parameters of the controllers.

Solution	Parameters of the controller
1	$K_d = 18\,600, C_d = 478$
2	$K_d = 17\,030, C_d = 385.5$
3	$K_3(s)$ = Dynamic controller of 6th. order
4	$L_4 = 44217050.0461$
5	$L_5 = -324\,360$
6	$K_6(s)$ = Dynamic controller of 6th. order
7	$L_7 = 142006.5773$
8	$L_8 = -98306$
9	$K_9(s)$ = Dynamic controller of 8th. order, $k_d = 18\,600, c_d = 478$
10	$L_{10} = 7351790.4879, k_d = 18\,600, c_d = 478$
11	$k_d = 18\,600, c_d = 478$
12	$L_{12} = 208499.2078, k_d = 18\,600, c_d = 478$
13	$K_{13}(s)$ = Dynamic controller of 8th. order, $k_d = 18\,600, c_d = 478$
14	$L_{14} = -240757.6205, k_d = 18\,600, c_d = 478$
15	$K_{15}(s)$ = Dynamic controller of 8th. order, $k_d = 18\,600, c_d = 478$
16	$L_{16} = 1005.0983, k_d = 18\,600, c_d = 478$

4.3. Comparative simulation results

The performance of the 16 considered solutions are studied by exciting the three-storey structure with four different disturbance input signals. These inputs are recorded data from earthquakes (El Centro, Kobe, Hachinoche, and Northridge) but scaled to a peak acceleration of 0.11g as in References [15, 16] in order to be compatible to the structure size. The results are compared to those obtained by other researchers, namely Köse [16] and Schmitendorf [18], since they refer to the same structure. The results are graphically summarized in Appendices A–D. The meaning of the bar charts is as follows.

There are six charts for each disturbance input. The first two charts represent maximum inter-storey drift and acceleration of the three storeys, respectively. The third chart is the average of the improvement percentage with regard to the maximum open-loop inter-storey drift and acceleration. Finally, the last three charts show the maximum displacement and acceleration of the passive part (TMD) and the maximum force required by the actuator. Solution 0 refers to the open-loop case.

4.4. Analysis of the different solutions

The performance of the different solutions can be carried out by visual inspection of the charts in the Appendix sections for the four disturbance inputs. The results are summarized in Table III where the best solutions for each device technology are tabulated. Note that six solutions produce better results. Therefore, only these six solutions need a more detailed analysis.

Passive solutions 1 and 2. The analysis of the data shows that both solutions produce similar results for displacement and acceleration of the TMD, and for the average improvement, as shown in Table IV. The last column of the table is the absolute value of the difference in the achieved improvement for both solutions. The maximum difference between both solutions is

Table III. Summary of results.

Signal	Best solution		
	Passive	Active	Hybrid
El Centro	2	8	12,13
Kobe	2	7,8	12
Northridge	1	8	13
Hachinoche	1	8	13

Table IV. Comparative results for passive solutions 1 and 2.

Signal	Passive solution	TMD disp.	TMD acce.	% improv.	Difference % improv.
El Centro	1	3.4785	6.8110	42.1675	2.3225
	2	4.0882	7.2189	44.4900	
Kobe	1	4.3368	8.4636	29.5102	2.3329
	2	4.9005	8.6915	31.8431	
Northridge	1	4.1397	8.2004	14.1553	0.1382
	2	4.7665	8.5011	14.2935	
Hachinoche	1	3.1601	6.2131	48.9219	1.1830
	2	3.6517	6.4655	47.7389	

2.3329%. For the worst case, the improvement is 14.2935% (14.1553%), while the maximum improvement is 47.7389% (48.9219%). Consequently, both TMD design techniques produce similar results and can be successfully used.

Active solutions 7 and 8. Both solutions produce similar results for the achieved percentage of improvement with respect to the open-loop case. The maximum improvement difference is 4.8% in absolute value. However, it is interesting to remark that solution 7 needs a more powerful actuator. Both solutions use the velocity as feedback signal and they are static output feedback controllers; therefore, there is an economy in the control components and the control signal calculation. The summary of the results is given in Table V. For the worst case, the improvement is 43.21%, while the maximum improvement is 69.28%. The actuator should provide at least 4253 N.

Hybrid solutions 12 and 13. The analysis is more involved in this case since both passive and active performance indexes have to be taken into account. Therefore, TMD maximum displacement and acceleration as well as maximum force and improvement percentage are considered in Table VI. The maximum difference in percentage of improvement is 15.75% for solution 13. In the worst case, the improvement is 62.8089%, while the maximum improvement is 70.4387%. The actuator should provide at least 4790.092 N.

The main difference between solutions 12 and 13 is found in the analysis for the displacement and acceleration of the TMD. Solution 13 produces larger values for displacement and

Table V. Comparative results for active solutions 7 and 8.

Signal	Active solution	Maximum force	% improv.	Difference % improv.
El Centro	7	3249.4	69.2771	0.3534
	8	2998.2	68.9237	
Kobe	7	2884.3	67.9220	1.6107
	8	2703.4	66.3113	
Northridge	7	4951.5	41.6625	1.5564
	8	4252.7	43.2189	
Hachinoche	7	4448.8	57.9180	4.8348
	8	3545.6	62.7528	

Table VI. Comparative results for hybrid solutions 12 and 13.

Signal	Hybrid solution	Maximum force	TMD disp.	TMD acce.	% improv.	Difference % improv.
El Centro	12	3591.636	1.6875	3.3497	69.1930	1.2457
	13	3077.449	18.6382	20.0975	70.4387	
Kobe	12	3151.500	1.5282	2.9361	69.4514	1.5495
	13	2901.424	21.4486	15.2959	67.9019	
Northridge	12	4959.600	2.4275	4.8693	47.0572	15.7517
	13	4790.092	30.7181	18.7210	62.8089	
Hachinoche	12	4507.900	1.5979	3.2207	58.8347	8.2620
	13	4466.336	30.1053	17.8191	67.0967	

acceleration of the TMD. The worst-case performance indexes obtained for solutions 12 and 13 are shown in Table VII. The actuator features and final performance values can be analysed from this table.

Using solution 13 (ATMD), the actuator should provide 4790.092 N to produce a displacement of 30.7182 cm and an acceleration of 20.0975 m/s², the achieved improvement ranges from 62.8089 to 70.4387% (provided the active part is operative). Using solution 12 (AB + TMD), the maximum actuator force is 4959.6 N, producing a displacement of 2.4275 cm and an acceleration of 4.8693 m/s², the achieved improvement ranges from 47.0572 to 69.4514% (provided the active part is operative). According to the study, the proposed solution 12 has interesting possibilities, since the force requirements are quite similar and the stroke and acceleration of the TMD actuator are much lower. This does not restrict its physical realization.

Also, controllers (12) and (13) are quite different, as can be checked in Table II. Solution 12 uses a static output velocity feedback controller, while solution 13 uses

Table VII. Extremal values of solutions 12 and 13.

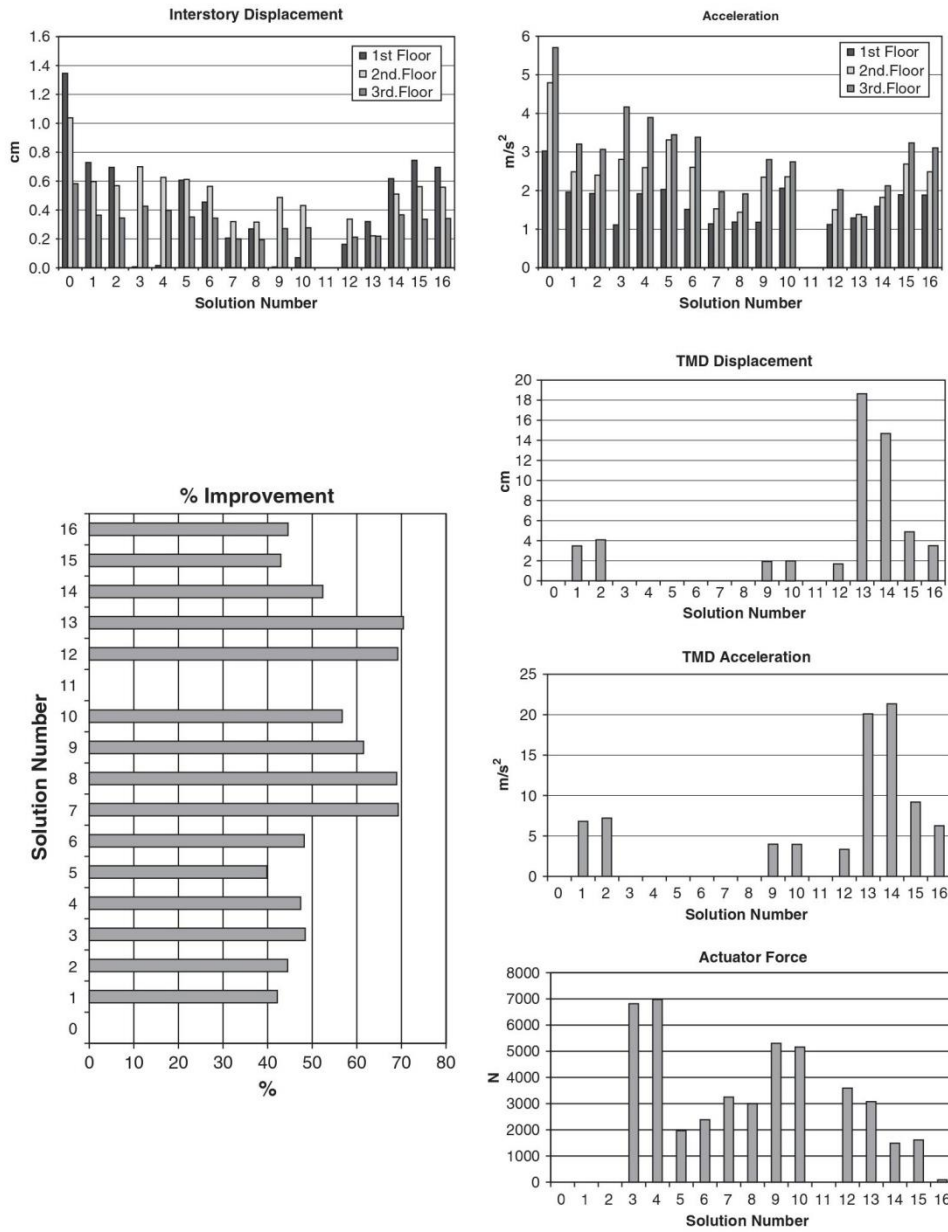
Signal	Hybrid solution	Maximum force	Maximum TMD disp.	Maximum TMD acce.	Maximum % improv.	Minimum % improv.
El Centro	12	3591.636	1.6875	3.3497	69.1930	69.1930
	13	3077.449	18.6382	20.0975	70.4387	70.4387
Kobe	12	3151.500	1.5282	2.9361	69.4514	69.4514
	13	2901.424	21.4486	15.2959	67.9019	67.9019
Northridge	12	4959.600	2.4275	4.8693	47.0572	47.0572
	13	4790.092	30.7181	18.7210	62.8089	62.8089
Hachinoche	12	4507.900	1.5979	3.2207	58.8347	58.8347
	13	4466.336	30.1053	17.8191	67.0967	67.0967

dynamic position feedback. Therefore, the controller is simpler to implement and the requirements of the actuator show that solution 12 can be considered instead of solution 13.

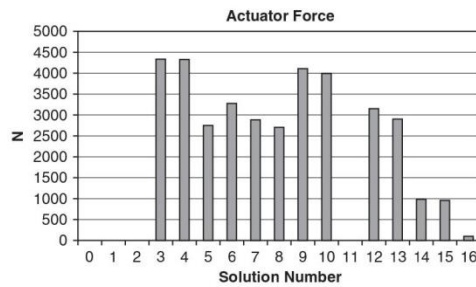
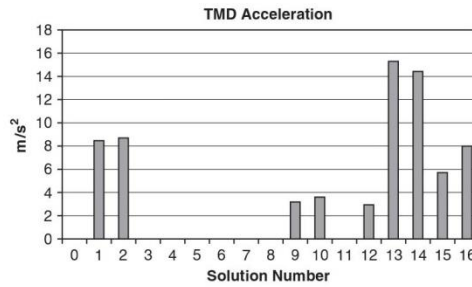
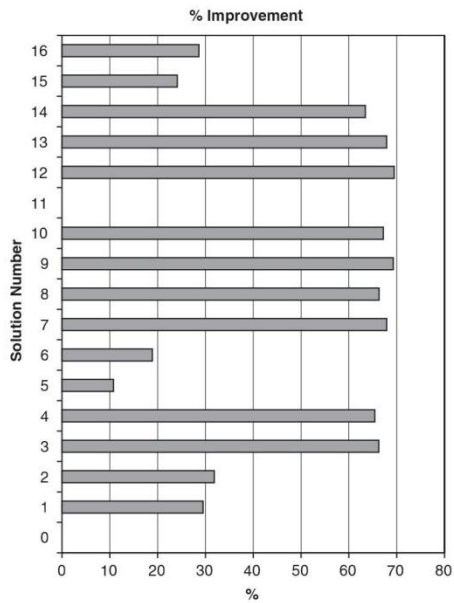
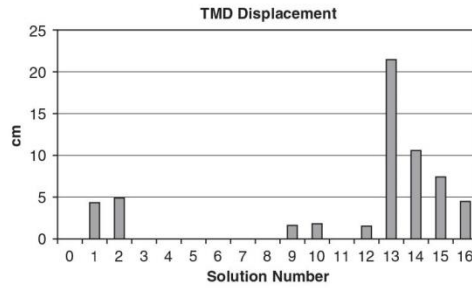
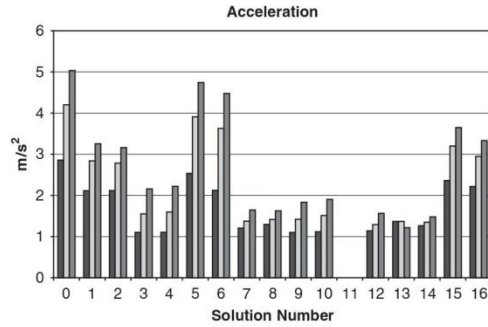
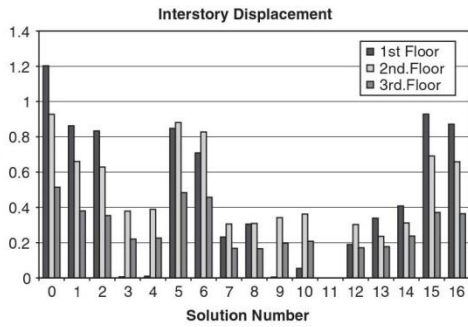
5. CONCLUSIONS

The parameters of both the passive and active parts of four types of protecting devices, TMD, ABS, ATMD and AB + TMD, have been computed for a three-storey structure model using \mathcal{H}_∞ control and static or dynamic feedback of the available output signal (position or velocity). The static controllers are characterized by their simplicity. They need a moderate calculation effort and a low number of sensors, thus they are a simple and reliable alternative. For each proposed solution, the structure response has been simulated under different recorded disturbance signals and several numeric performance indexes have been calculated and compared. The following conclusions were obtained from the comparative study: TMD achieves a best improvement of 48%. This passive device does not require energy supply and is always ready to work. Using ABS, the achieved improvement ranges from 43 to 69% and an actuator of 4253 N is necessary. In this case, the control hardware is more complex and a power supply is always needed, therefore this solution is less reliable. Using ATMD, the achieved improvement ranges from 63 to 70%, with an actuator providing a force of 4790 N and a maximum displacement of 30.71 cm. In this case, when the power supply fails, the passive part of the device (TMD) still protects the structure providing better reliability. Finally, using AB + TMD, the achieved improvement ranges from 47 to 70%, with an actuator of 4959 N and a maximum displacement of the TMD of 2.5 cm. According to these results, AB + TMD is a very suitable solution. The energy requirements are slightly larger as compared to the ABS for a similar level of performance. However, as it is a pseudo-hybrid solution, the passive part guarantees protection in case of a power supply failure. Moreover, the AB + TMD needs a similar force and produces a smaller displacement than the other hybrid device, the ATMD. Consequently, the AB + TMD is a good option from a practical point of view.

APPENDIX A: SIMULATION RESULTS FOR EL CENTRO DATA

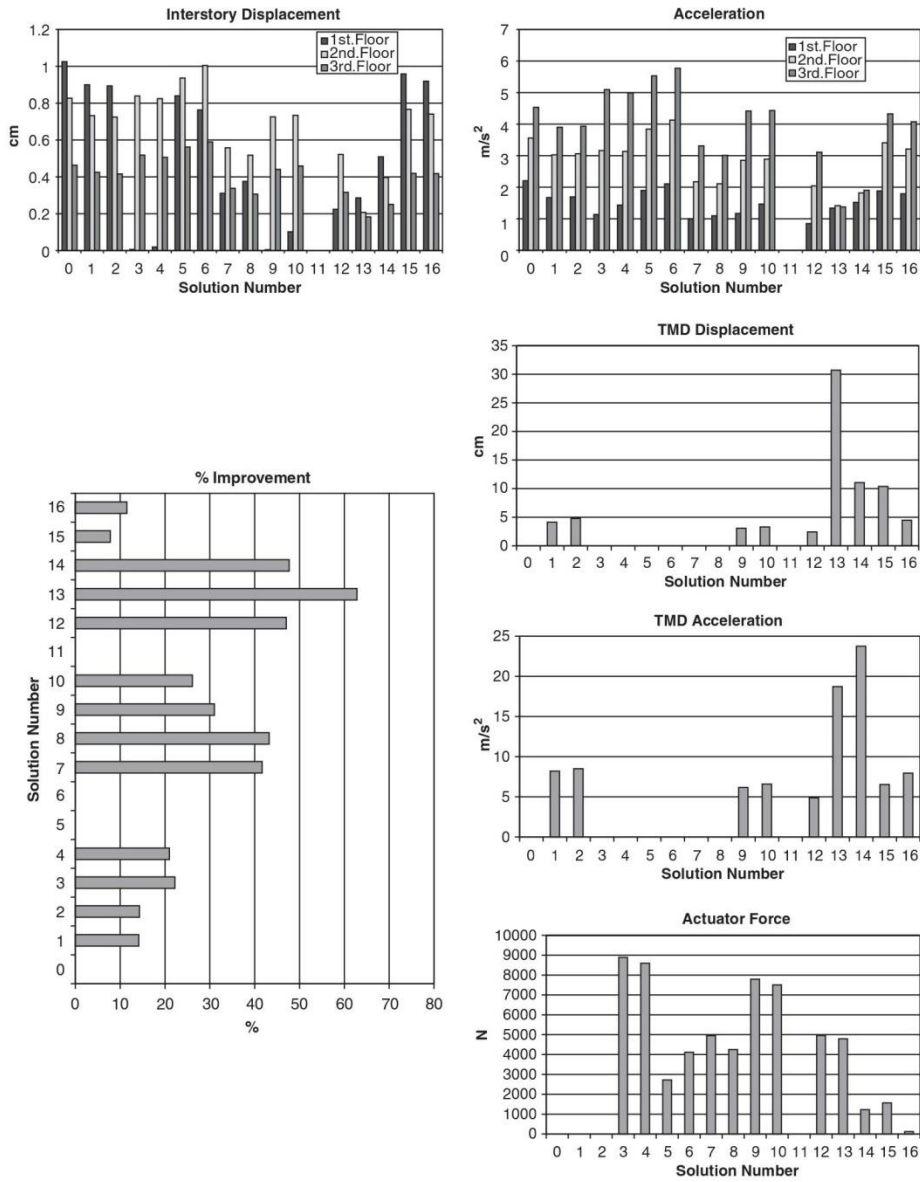


APPENDIX B: SIMULATION RESULTS FOR KOBE DATA

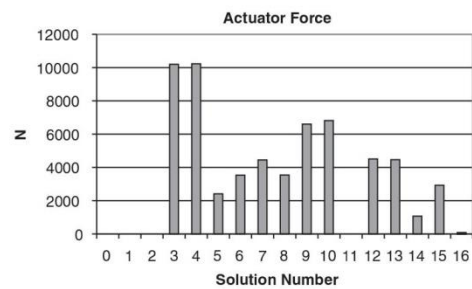
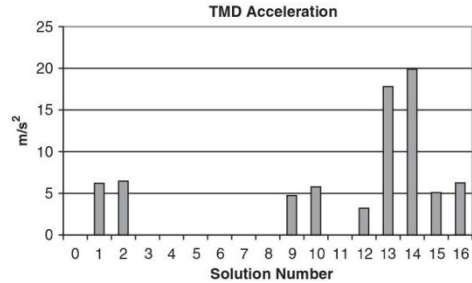
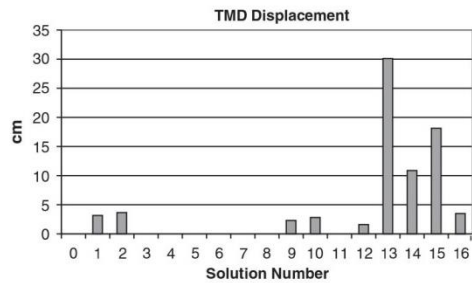
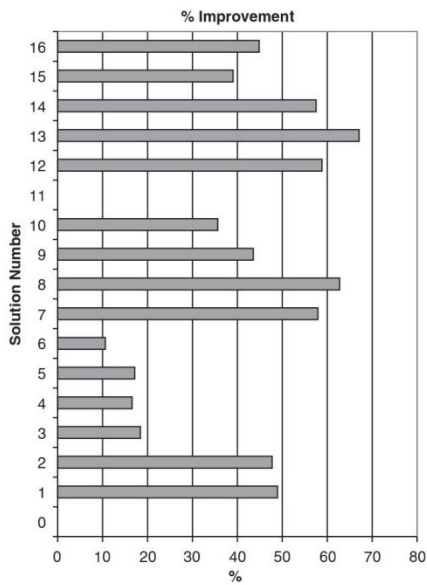
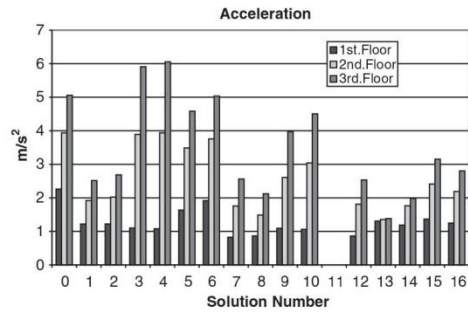
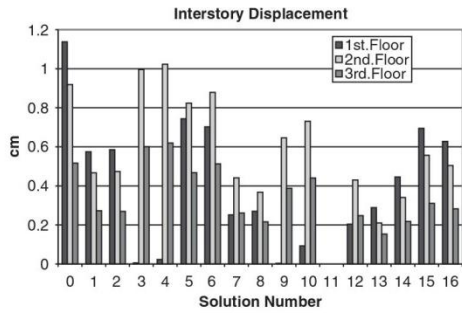


A. PONCELA *ET AL.*

APPENDIX C: SIMULATION RESULTS FOR NORTHRIDGE DATA



APPENDIX D: SIMULATION RESULTS FOR HACHINOCHE DATA




REFERENCES

1. Housner GW, Bergman LA, Caughey TK, Chassiakos AG, Claus RO, Masri SF, Skelton RE, Soong TT, Spencer BF, Yao JTP. Structural control: past, present, and future. *Journal of Engineering Mechanics* 1997; **123**:897–971.
2. Doyle JC, Glover K, Khargonekar PP, Francis BA. State-space solutions to standard \mathcal{H}_2 and \mathcal{H}_∞ control problems. *IEEE Transactions on Automatic Control* 1989; **34**(8):831–847.
3. Gahinet P. Explicit controller formulas for LMI-based \mathcal{H}_∞ synthesis. *Automatica* 1996; **32**(7):1007–1014.
4. Iwasaki T, Skelton RE. All controllers for the general \mathcal{H}_∞ control problem: LMI existence conditions and state space formulas. *Automatica* 1994; **30**(8):1307–1317.
5. Balakrishnan V. Linear matrix inequalities in robustness analysis with multipliers. *System and Control Letters* 1995; **25**(4):265–272.
6. Khargonekar PP, Rotea MA. Mixed $\mathcal{H}_2/\mathcal{H}_\infty$ control: a convex optimization approach. *IEEE Transactions on Automatic Control* 1991; **36**(7):824–937.
7. Scherer C. Multiobjective $\mathcal{H}_2/\mathcal{H}_\infty$ control. *IEEE Transactions on Automatic Control* 1995; **40**(6):1054–1062.
8. Scherer C, Gahinet P, Chilali M. Multiobjective output-feedback control via LMI optimization. *IEEE Transactions on Automatic Control* 1997; **42**(7):896–911.
9. Zhou K, Doyle JC, Glover K. *Robust and Optimal Control*. Prentice-Hall: Englewood Cliffs, NJ, 1996.
10. Gahinet P, Ignat A. Low-order \mathcal{H}_∞ synthesis via LMIs. *Proceedings of the American Control Conference*, Baltimore, Maryland, 1994; 845–849.
11. Iwasaki T. The dual iteration for fixed-order control. *IEEE Transactions on Automatic Control* 1999; **44**(4):783–788.
12. Imae J, Furudate T. A design method for fixed-order \mathcal{H}_∞ controllers via bilinear matrix inequalities. *Proceedings of the American Control Conference*, San Diego, California, 1999; 1876–1880.
13. Goh KC, Safonov MG, Papavassilopoulos GP. A global optimization approach for the BMI problem. *Proceedings of the 33rd Conference on Decision and Control*, Lake Buena Vista, Florida, 1994; 2009–2014.
14. Liu SM, Papavassilopoulos GP. Numerical experience with parallel algorithms for solving the BMI problems. *Proceedings of the World Congress of IFAC*, vol. D, San Francisco, California, 1996; 387–391.
15. Yang JN, Wu JC, Agrawal AK, Li Z. Sliding mode control of seismic excited linear and non linear civil engineering structures. *Technical Report*, National Center for Earthquakes Engineering Research, Buffalo, NY, 1994.
16. Köse IE, Schmitendorf WE, Jabbari F, Yang JN. \mathcal{H}_∞ active seismic response control using static output feedback. *Journal of Engineering Mechanics* 1996; **122**:651–659.
17. Poncela A, Schmitendorf WE. Design of a tuned mass damper for seismic excited building via \mathcal{H}_∞ output feedback control. *Proceedings of the 1998 IEEE International Conference on Control Applications*, Trieste, Italy, 1998.
18. Schmitendorf WE. Designing tuned mass dampers via static output feedback: a numerical approach. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics* 2000; **29**:127–139.
19. Den Hartog JG. *Mechanical Vibrations* (4th edn). Mc Graw-Hill: New York, 1956.
20. Iwasaki T. A unified matrix inequality approach to linear control design. *Ph.D. Thesis*, Purdue University, West Lafayette, 1993.
21. Poncela A. Robust \mathcal{H}_∞ static output feedback controllers. *Proceedings of 14th World Congress of the IFAC Triennial World Congress*, Beijing, China, 1999.
22. Gahinet P, Nemirovski A, Laub AJ, Chilali M. *LMI Control Toolbox for use with MATLAB*. The MathWorks Inc., 1995.

Casado CM, Poncela AV, Lorenzana A.

***Adaptive tuned mass damper for the
construction of concrete pier***

*Structural Engineering International SEI. Vol. 17(3)
(2007) pp. 252-255*

STRUCTURAL ENGINEERING INTERNATIONAL 

Impact Factor
0.608 0.628
2018 5 años

Categoría de JCR ®	Clasificación en la categoría	Cuartil en la categoría
CONSTRUCTION & BUILDING TECHNOLOGY	54 de 63	Q4
ENGINEERING, CIVIL	120 de 132	Q4

Datos de la edición 2018 de Journal Citation Reports

Editorial

IABSE, ETH ZURICH, ZURICH, 8093, SWITZERLAND

ISSN: 1016-8664

eISSN: 1683-0350

Dominio de investigación

Construction & Building Technology
Engineering

Adaptive Tuned Mass Damper for the Construction of Concrete Piers

Carlos M. Casado, Researcher of CARTIF Foundation, Boecillo, Spain; Alfonso V. Poncela, Assoc. Prof.; Antolin Lorenzana, Assoc. Prof.; University of Valladolid, Spain

Summary

In this paper the authors have studied and proposed a control system for an adaptive tuned mass damper (TMD) for self-climbing formworks to be used in some critical construction phases of concrete piers.

This dynamic vibration absorber will move together with the formwork, and must change the tuned parameters (frequency, damping) for an optimal situation in each instant of the pier construction. With this device, the structural damping of the pier will increase and consequently personal comfort (e.g., sickness and acceleration levels) and structural security (stress level) will improve. The numerical results are based on a finite element model (FEM) for the 92 m concrete pier of La-Miel Viaduct (Nerja, Spain). This model has been adjusted by means of acceleration records obtained on the top of the pier. On the basis of this model several approaches of adaptive TMDs have been studied and finally a feasible solution has been suggested.

Keywords: tuned mass damper, pier, control, finite element model, formwork, wind vibration.

Introduction

Tall structures have traditionally been erected using crane-lifted formwork, often referred to as “jump” forms. The working procedure of these systems requires extensive crane time, and is too slow, unsafe and unproductive for very high civil structures.

The development of climbing formwork systems started in the seventies of the last century. The systems were purely mechanical at first, and later were operated hydraulically.

Climbing formwork systems are a combination of scaffolding and formwork devices for pouring concrete in a system that climbs up on its own power on the structure that is being built.

This is very advantageous when building structures such as: bridge pylon, viaduct piers, towers, building core walls and skyscrapers.

In today’s bridge and viaduct design, a trend towards longer spans and more slender structures and structural elements is observed. As a consequence, modern bridges are becoming increasingly prone to vibrations when subjected to wind, seismic and traffic loads. In order to minimise and reduce dynamic problems, the development

of appropriate vibration mitigation systems and health monitoring systems has become essential.

Tuned mass damper (TMD) is a passive vibration absorber device that is coupled to different structures, not only buildings but also civil structures, in order to reduce the dynamic response of these structures. A simple scheme of a TMD consists of a mass, a spring, and a damper, where the natural frequency of the TMD is tuned in resonance with the fundamental mode of the primary structure [1]. In this way, the energy is dissipated by the damper inertia force acting on the structure.

Analysed Concrete Pier

The piers used for this study are located in the viaduct over the River La-Miel in Nerja (Málaga, Spain), Fig. 1 The viaduct consists of a pair of five-span steel roadways supported by four pairs of concrete piers. The three central pairs of spans are each 80 m long, while the two pairs of back spans are 60 m. The heights of the piers range from 41 to 92 m. Each pier rises as a single hollow rectangle in which the smaller side reduces its size with height (see Fig. 2). The piers were erected by a hydraulic self-climbing formwork.



Fig. 1: “La Miel” Viaduct. Malaga, Spain

The pier under study is the tallest one (92 m), but this is a general study and could be used for any type of pier.

Concrete Pier Finite Element Model

The 92 m pier was modeled using a finite element model (FEM) code considering the geometry and the

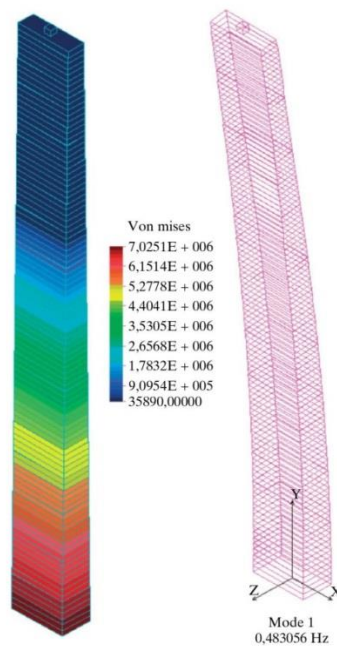


Fig. 2: 92 m pier FEM model

material characteristics as mentioned in the corresponding plan – and elevation-view drawings.

Natural Modes and Damping of the Pier

Ambient vibration measurements of the pier in the final construction phase were recorded using an accelerometer placed at the top of the pier. The data recorded include response to blasts near the pier. These can be considered as input exciting signal. In many of the records, the main input signal was wind disturbance.

The records were analysed, and for the completed 92 m pier the first three modes were found to be around 0,50, 2,51 and 6,12 Hz respectively. These values were used to adjust the FEM.

Using the decaying amplitudes of the samples of the recorded data, the damping of the pier was calculated by the logarithmic decrement method [7]. The damping ratio values obtained for the pier ranged between 0,85 and 1,9%, the more repeated and reliable value being around 1,6%.

In Figs. 3 and 4 the first and second modal masses and fundamental frequencies numerically obtained at different construction phases (heights) after adjusting with the experimental information, are depicted.

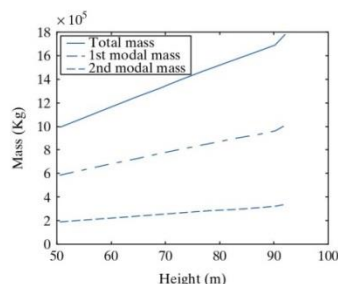


Fig. 3: Mass at different heights

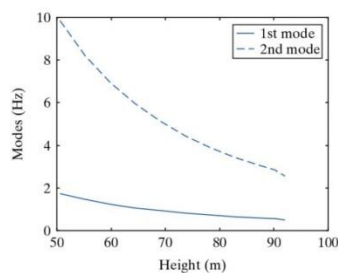


Fig. 4: Modes at different heights

Tuned Mass Damper: Approaches and Simulations

The TMD concept was first applied by Frahm in 1909, but the first detailed discussion of optimal tuning and damping parameters for an undamped single-degree-of-freedom (SDOF) system was presented by Den Hartog in 1940 [2]. An extension of this theory to damped SDOF and multiple-degree-of-freedom (MDOF) has been investigated by particular researchers as mentioned in Ref. [4, 5, 6], amongst others.

When an optimal TMD is coupled to the pier, this improves the performance of the pier, decreasing the transfer function peak around the frequency at which TMD is tuned.

The control performance is highly sensitive to the design parameters of the TMD, relative to the parameters of the primary structure. If the design parameters of the TMD deviate from the optimal design values or errors exist in the identification of the natural frequency of the primary structure, a detuning effect will occur and the control effectiveness may deteriorate. Hence, the adoption of other approaches such as multiple tuned mass damper (MTMD) or semi-active tuned mass damper (SA-TMD) with variable damping and/or stiffness characteristics have been proposed, to reduce the detuning effect or improve the control performance in relation to passive TMD.

In this paper, the authors used the Tsai and Lin formulation [4] for structures with damping to obtain the optimal TMD parameters at different pier construction stages. These values will be used to adapt, step by step, the TMD to the pier height.

Studies and Simulations with Different TMD Parameters

Next, some results are shown which were obtained from the studies and simulations carried out (more detailed studies are available in [6]). In these, the authors excited the 92 m pier FEM with a steady load at the top of the pier and analysed the transient responses. Because of the low accuracy of the damping values obtained by logarithmic decrement formulation, it was assumed – the time required for the horizontal displacement on top of pier to be lower than 1 mm (settling time).

The results of the first simulation can be seen in Fig. 5, where the settling time for the five approaches at different pier stages is depicted. Case A is the worst, having been carried out without the TMD device. For the other four cases, an attached TMD was proposed at 50 m and tuned for 92 m (Case B); a TMD on the formwork tuned for 92 m (Case C); an attached TMD at 50 m but with all-time optimal parameters (Case D); and finally a TMD on the formwork with all-time optimal parameters (Case E). The last case is the optimal, giving good performance in every construction stage. Of the other cases, only Case D shows a good behaviour in some construction phase intervals. Anyway, the further TMD approaches will be based on Case E because it has a good performance in all construction phases.

In another simulation, the authors changed the TMD damping (c) and stiffness (k) values from the optimal ones for the finished 92 m pier in order to perform a sensitivity analysis of these parameters. Fig. 6, shows the settling time when the parameter values are changed one by one from 20% to 500% from the optimal values ($k = 90673$ N/m, $c = 3797$ Ns/m).

It can be seen that the performance of the pier is more sensitive to the TMD stiffness variation than the TMD damping variation. It is logical because the stiffness is directly proportional to the TMD frequency. Also it can be seen that the pier has the same or even better performance in the damping values interval [100, 300]%. An explanation for this effect is that each tuning formulation is optimal for only one kind of excitation. Ref. [2], proposes different tuning formulations, depending on the excitation source.

Tuned Mass Damper Approaches

From the simulations it can be concluded that the best and most reliable TMD approach is that with the TMD moving with the formwork and adapting its parameters according to the pier construction phase. The next step is to define how to adjust TMD parameters (frequency, damping) and implement this solution in the pier under construction.

The authors proposed two TMD designs, one based on a simple pendulum and the other based on a deformable beam pendulum (Fig. 7). In the first one, a simple pendulum where the

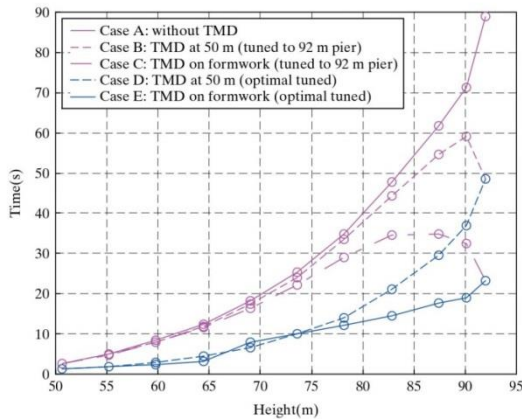


Fig. 5: Settling time for different cases

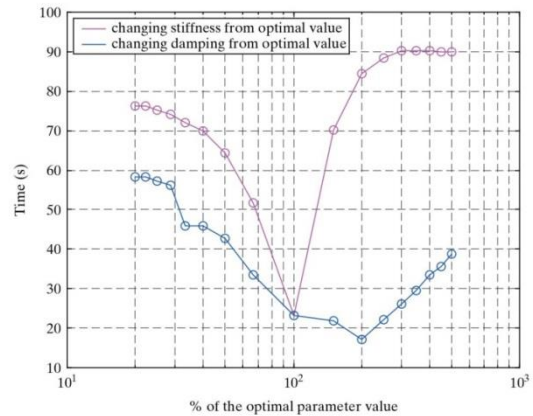


Fig. 6: TMD parameters sensitivity study

mass (concrete, iron or steel) hangs from the formwork by steel cables, can be seen. That mass is connected to the inside face of the pier through dampers in order to dissipate energy.

In this solution the TMD frequency is adjusted by changing the length of the cables and/or the value of the mass.

The TMD damping ratio is fixed by means of hydraulic dampers (constant damping ratio value) or semi-active dampers (variable damping ratio value). The main problem in this approach is to attach the dampers

from the TMD mass to the pier walls because these are not parallel (as mentioned previously).

In the second design, the authors overcome the damper attachment drawback by supporting the mass using four steel beams with adequate bending stiffness under transversal displacement of the TMD mass and placing the dampers in the diagonals.

In this scheme the TMD frequency is adjusted by changing the mass of the TMD and/or the steel beam cross-section or its length, and the TMD damping value is fixed as in the first scheme.

The final proposal is based on this second scheme. The authors suggest varying the mass to modify the TMD frequency (from the mechanical point of view it is easier than making changes on the steel beams).

To carry out this adaptive TMD, the authors suggest the use of a steel hermetic tank of 6,3 m × 0,8 m × 1,2 m (L × W × H) hanging from formwork by

four 1,5 m steel beams with an inertia moment of $12,2 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$. Since the optimal TMD frequency decreases as the pier rises, the TMD mass will increase with height. In this way the control system will pour concrete (from 800 to 10,000 kg) into the steel tank as the pier is erected. The control system layout suggested is shown in Fig. 8. In this, an industrial controller or programmable logic controller (PLC) is used to constantly ensure the correct TMD parameters. The controller has the previously calculated TMD parameters (mass.bd, damp.bd) at each pier's height.

The height is measured by means of a displacement sensor in the formwork, and when the pier grows 1 m in height, the controller manages the concrete pump to pour the right quantity of concrete following the control flowchart in Fig. 9. The mass poured is checked by strain gauges placed in the steel bars. It is also proposed to use accelerometers in the pier and in the TMD to check the correct frequency

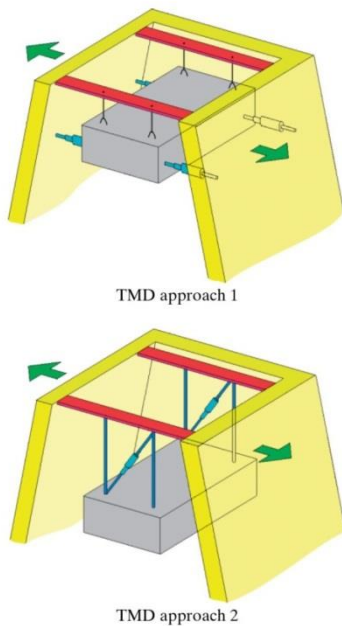


Fig. 7: Tuned Mass Damper approaches

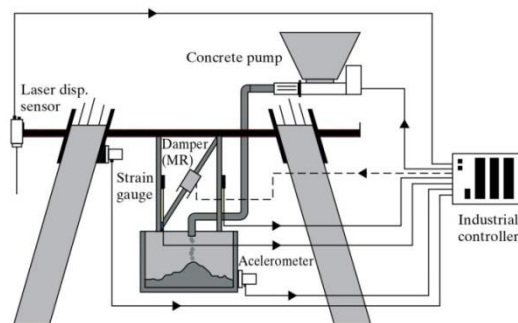


Fig. 8: Adaptive Tuned Mass Damper control layout

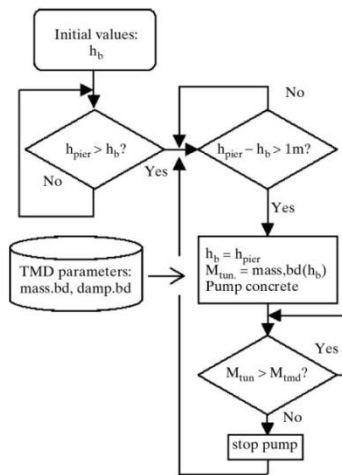


Fig. 9: Flowchart

ratio (f_{tmd}/f_{pier}) obtained by the Tsai-Lin formulation. Finally, if a semi-active damper is used, the authors suggest a magneto-rheological damper with an

on-off groundhook control running in the controller.

Conclusion

In this paper, an adaptive tuned mass damper for self-climbing formwork has been proposed. First, a slender pier was studied and monitored. The pier was modeled with finite elements and its parameters adjusted by means of pier instrumentation. The FEM was used like a benchmark to test different TMD approaches. Once the approaches were simulated, analysed and compared, it was concluded that a fixed and/or static TMD has a poor performance, and that, changes in stiffness TMD parameters are more sensitive than changes in damping ones. Finally, a simple adaptive TMD design for variable cross section concrete piers is proposed.

References

[1] CHIENG-LIANG, L.; YUNG-TANG, C.; YEN-PON, L. Optimal design theories and

applications of tuned mass dampers. *Engineering Structures*, Vol. 28, 2006, pp. 43–53.

[2] DEN HARTOG, J. P. *Mechanical Vibration*, Dover Publications, New York, 1985.

[3] WARBURTON, G. B. Optimum absorber parameters for various combinations of response and excitation parameters. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, Vol. 10, 1982, pp. 381–401.

[4] TSAI, K. C.; LIN, G. C. Optimum tuned mass damper for minimizing steady-state response of support-excited and damped systems. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, Vol. 22, 1993, pp. 957–973.

[5] OZER, M. B.; ROYSTON, T. J. Extending Den Hartog's vibration absorber technique to multi-degree-of-freedom system. *Journal of Vibration and Acoustics Transaction of the ASME*, Vol. 127, 2005, pp. 341–350.

[6] CASADO, C.; PONCELA, A.; LORENZANA, A. Study and design of an adaptive tuned mass damper for self-climbing formworks in the construction of concrete piers. *Proceedings of the 7th International Conference on Short and Medium Span Bridges*, Montreal, 2006.

[7] CHOPRA, A. K. *Dynamics of Structures: Theory and Applications to Earthquake Engineering*, (2nd Edition), Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey, 2001.

de Sebastián J, **Casado CM**, Lorenzana A, Poncela AV.

Sistemas de control de vibraciones para grúas torre

Dyna. Vol. 84 nº3 (2009) pp. 237-244

DYNA 

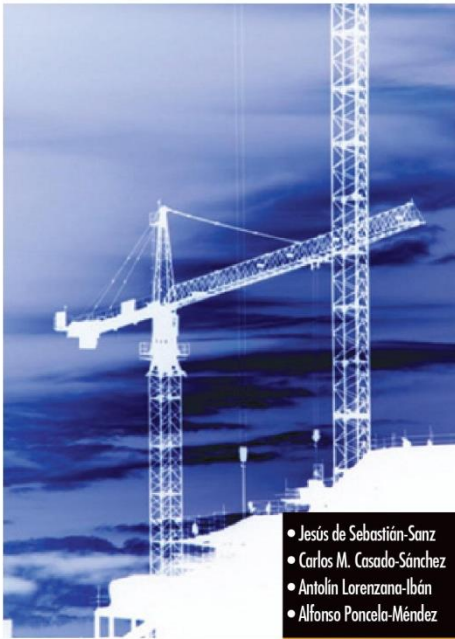
Impact Factor
0.562 **0.387**
2018 5 años

Categoría de JCR®	Clasificación en la categoría	Cuartil en la categoría
ENGINEERING, MULTIDISCIPLINARY	82 de 88	Q4

Datos de la edición 2018 de Journal Citation Reports

Editorial
FEDERACION ASOCIACIONES INGENIEROS INDUSTRIALES ESPANA, ALAMEDA DE MAZARREDO, BILBAO, 69-48009, SPAIN
ISSN: 0012-7361

Dominio de investigación
Engineering



Sistemas de control de vibraciones para grúas torre

Vibration control devices for tower cranes

• Jesús de Sebastián-Sanz
• Carlos M. Casado-Sánchez
• Antolin Lorenzana-Ibán
• Alfonso Poncela-Méndez

Ingeniero Industrial
Ingeniero Industrial
Doctor Ingeniero Industrial
Doctor Ingeniero Industrial

Fundación CARTIF, Área de Control de Estructuras
Fundación CARTIF, Área de Control de Estructuras
Universidad de Valladolid, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales
Universidad de Valladolid, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales

Recibido: 19/09/08 • Aceptado: 17/11/08

ABSTRACT

- The application of tuned mass damper in the field of the civil engineering has focused principally on skyscraper, communication towers or bridges. The present article proposes the use of them in tower cranes for the improvement of dynamical behaviour under daily use loads. We have done simulations of tuned mass dampers (TMD) using a two-dimensional model of a tower crane in order to evaluate the efficiency of these passive vibrations control systems.
- **Key words:** tower crane, vibrations, tuned mass damper.

RESUMEN

La aplicación de los amortiguadores de masa en el campo de la ingeniería civil se ha centrado principalmente en su uso en rascacielos, torres de comunicación o puentes. El presente artículo propone su uso en grúas torre para la mejora del comportamiento dinámico de éstas frente a cargas de uso diario. Para ello y partiendo de un modelo bi-dimensional de una grúa torre, se han realizado simulaciones de amortiguadores de masa (TMD) con el fin de valorar la eficiencia de estos sistemas de control de vibraciones pasivos.

Palabras clave: grúa torre, vibraciones, amortiguador de masas.

1. INTRODUCCIÓN

Conforme ha ido aumentando la esbeltez de los sistemas estructurales, fundamentalmente los edificios en altura, se ha detectado la necesidad de introducir sistemas de control que mejoren tanto el comportamiento resistente (tensiones, resistencia a fatiga, etc.) como la comodidad de los usuarios (sensación de movimiento, mareos, etc.). En ocasiones no es eficiente sobredimensionar el esqueleto resistente de la estructura ya que al aumentar la rigidez aumenta la masa y el coste, y aunque disminuyan los desplazamientos del movimiento vibratorio aumentan las velocidades y aceleraciones.

Una de las soluciones para mitigar este movimiento vibratorio sin necesidad de rigidizar la estructura es mediante la incorporación de sistemas disipadores y/o absorbedores de energía que mejoren su respuesta dinámica y aumenten el amortiguamiento estructural, el cual generalmente es bajo.

Desde mediados de los años 70, los amortiguadores de masa o TMD (*Tuned Mass Damper*) han sido uno de los dispositivos más usados para la amortiguación de vibraciones en rascacielos, torres, tableros de puentes, chimeneas, etc. Quien esbozó por primera vez este dispositivo fue **Frahm** en 1909, pero fue **Den Hartog** [1] quien realizó los primeros desarrollos teóricos para el sintonizado óptimo de estos sistemas en estructuras sencillas de un solo grado de libertad. A partir de esta teoría, numerosos investigadores como **Warburton** [2], **Tsai** y **Lin** [3], **Poncela** et al. [4] entre otros, han propuesto nuevas formulaciones para el sintonizado óptimo de TMDs en estructuras más complejas. Estos dispositivos se han mostrado muy eficientes en la reducción de las vibraciones inducidas principalmente por el viento, aunque también las debidas a seísmos, tráfico, etc. obteniendo en la respuesta de las estructuras mejoras del 30 al 50% [5] medidas en términos de tiempo de establecimiento y razones de amortiguamiento.

En comparación con las estructuras civiles mencionadas anteriormente, las grúas torre son

estructuras muy esbeltas y flexibles que tanto por la acción del viento como por los acoplamientos dinámicos del movimiento de la carga durante su uso diario [6], experimentan movimientos vibratorios muy amplios que condicionan el dimensionamiento resistente y dificultan el posicionamiento de la carga. En este trabajo se evalúa mediante simulación la efectividad de los amortiguadores de masa para reducir las oscilaciones de una grúa torre en concreto. Para ello, y a partir de los parámetros modales obtenidos de un modelo de la grúa en elementos finitos ajustado manualmente mediante datos experimentales, se ha desarrollado un modelo sencillo bidimensional de la grúa en *Working_Model_2D* [7], en el cual se ha simulado el comportamiento transitorio de la grúa con diferentes TMDs cuando se la somete a su máxima carga en punta.

2. AMORTIGUADORES DE MASA EN ESTRUCTURAS CIVILES

Los amortiguadores de masa sintonizados son sistemas pasivos de absorción de vibraciones, que en su esquema más sencillo están compuestos por una masa móvil unida a las estructuras por muelles y amortiguadores (Fig. 1). Cuando la estructura desarrolla movimiento como respuesta a una perturbación externa (viento) o interna, el TMD se excita produciéndose una transferencia de la energía inercial de la estructura al amortiguador de masa. Con esto se consigue mitigar las oscilaciones de la estructura en tiempos menores, mejorando así el amortiguamiento estructural global. Para que el amortiguador de masas trabaje de la forma más eficaz posible es necesario un correcto sintonizado de los parámetros físicos de éste: la masa y las constantes de los muelles y amortiguadores.

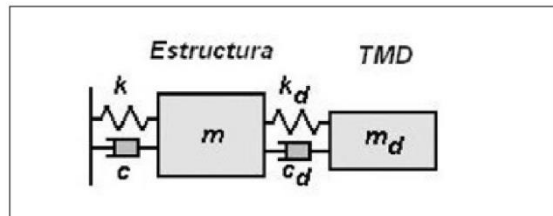


Figura 1. Esquema básico de un TMD acoplado a una estructura de un solo grado de libertad.

Existen numerosas estructuras civiles dotadas con amortiguadores de masa, siendo los edificios las estructuras que cuentan con mayor número de aplicaciones y ejemplos más espectaculares, éste es el caso del TMD del *Edificio Taipei 101* en Taiwan con una masa pendular de acero de 660 toneladas [8]. En *Constantinou* [9], *Fujita* [10] y *Tanida* [11] se pueden consultar muchas de las aplicaciones de estos sistemas en estructuras civiles, tanto implementaciones puramente pasivas, como versiones activas y semiactivas del TMD. Estas últimas, además de los elementos básicos de la versión pasiva, cuentan con actuadores hidráulicos o eléctricos, amortiguadores semiactivos, sensores, equipos de control,... que mejoran la eficiencia de los sistemas pasivos y que son

capaces de adaptarse mejor a cambios tanto de la naturaleza de la excitación como de la propia estructura civil.

Los dos esquemas constructivos de amortiguador de masa más empleados en estas estructuras son [5]: (a) el esquema lineal (*Translational TMD*) donde una masa móvil de acero u hormigón que desliza sobre ejes u otros sistemas mecánicos está situada en los pisos más altos del edificio al que se une por un sistema de muelles y amortiguadores. Las constantes de rigidez de los muelles junto con el valor de la masa definen la frecuencia de oscilación de esta, siendo los amortiguadores los encargados de disipar la energía inercial transferida por la estructura al TMD (Fig. 2a). (b) El otro esquema constructivo es el pendular (*Pendular TMD*) y consiste en colgar la masa del TMD mediante barras articuladas o cables metálicos (Fig. 2b), evitándose los problemas de rozamiento presentes en el esquema anterior, pero presentado limitaciones en cuanto a espacio. En este caso la frecuencia solo viene determinada por la longitud de las barras o cables.

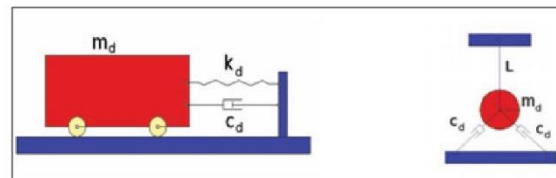


Figura 2. (a) Esquema básico de un TMD lineal. (b) Esquema básico de un TMD pendular

En las estructuras esbeltas, el viento induce diversos tipos de inestabilidades o fenómenos aerolásticos [12] provocando movimientos de flexión y en ocasiones de torsión. En general, el movimiento de mayor amplitud es el debido al modo 1 de flexión en el plano perpendicular al eje de menor inercia, y es éste al que normalmente se sintoniza el TMD. No obstante también pueden ser importantes el modo 2 de flexión, el modo 1 de flexión en el plano perpendicular y el modo 1 de torsión en estructuras no simétricas.

Para el correcto sintonizado del amortiguador de masa es necesario conocer determinadas características de la estructura que se trata de controlar, como son la frecuencia, la masa modal y el amortiguamiento correspondiente al modo de vibración que se trata de mitigar. Con esta información se puede calcular mediante diferentes formulaciones los valores de la masa m_d , rigidez k_d , y constante del amortiguador c_d con los que el TMD trabajaría de forma eficiente. En general las frecuencias fundamentales de las estructuras civiles esbeltas suelen estar por debajo de los 5 Hz y su razón de amortiguamiento ya sean de hormigón o de acero tienen valores menores de 1.5% del amortiguamiento crítico [13]. Dicho valor es difícilmente cuantificable al depender del material, de las uniones, del terreno, nivel de vibración etc. Un buen valor de partida para el cálculo del TMD podría ser del 1%.

De los tres parámetros mencionados, la frecuencia es el más crítico ya que debe ser determinado lo más fielmente posible tal que el TMD calculado trabaje de forma correcta. En el caso de la masa modal y sobre todo del amortiguamiento

En el mercado existen multitud de grúas torre de características muy distintas en cuanto a dimensiones, capacidad de carga, etc

estructural solo sería necesario tener estimaciones de los valores reales ya que el sintonizado del TMD es menos sensible respecto a estos parámetros.

3. COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE GRÚAS TORRE

Al igual que muchas estructuras civiles, las grúas torre exhiben, debido al viento y al uso, un comportamiento vibratorio muy poco amortiguado y de gran amplitud que interesa mitigar para mejorar el posicionamiento rápido y preciso de la carga y para prevenir problemas de fatiga mecánica de la estructura resistente.

En el mercado existen multitud de grúas torre de características muy distintas en cuanto a dimensiones, capacidad de carga, etc. Asimismo su comportamiento dinámico es muy distinto con frecuencias propias y masas modales muy variadas. Con el ánimo de concretar el estudio se ha elegido una grúa torre sin tirantes o "flat top" de características medias-

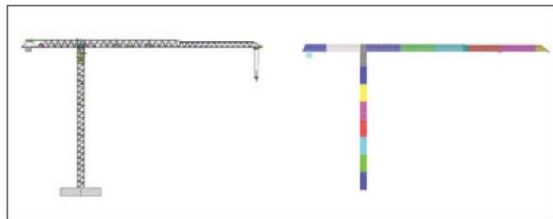


Figura 3. Grúa torre objeto del estudio "COMANSA LC2064": Diseño CAD y Modelo en Elementos Finitos

altas (COMANSA Mod. LC2064) con los siguientes parámetros: mástil de 38.5 m, pluma de 54 m, contrapluma de 18 m, contrapeso de 17.5 Tn., peso total sin contrapeso de 48.69 Tn., capacidad de carga máxima de 12 Tn. y capacidad de carga en punta de 2.5 Tn.

A partir de los datos y planos constructivos del fabricante, esta grúa se modeló en elementos finitos como puede verse en la Fig.3. Con el objeto de realizar un ajuste manual de dicho modelo y calcular el amortiguamiento del primer modo de flexión de la torre al cual se sintonizarán los TMDs, se registró la vibración de la grúa mediante un acelerómetro en la parte alta de la torre (Fig. 4). A partir de los registros de la respuesta de la grúa frente a perturbaciones ambientales y pruebas de

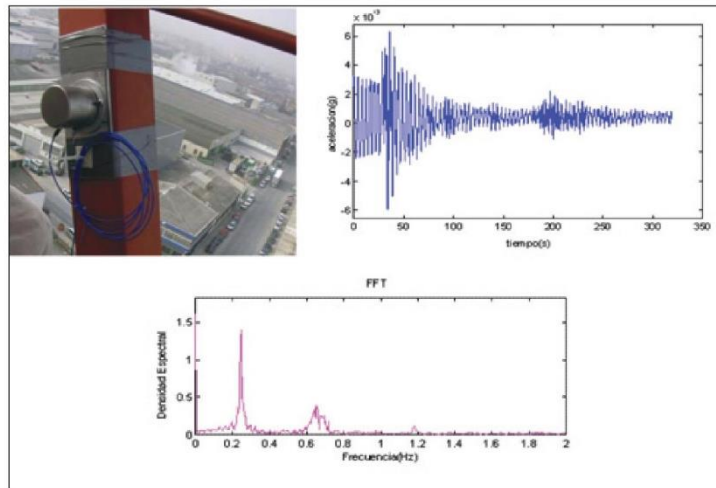


Figura 4. Respuesta temporal y FFT de la grúa obtenida con un acelerómetro en la torre de la grúa.

respuesta libre, se determinó el valor de las dos primeras frecuencias propias de la torre (0.242 Hz y 0.637 Hz) y una razón de amortiguamiento del 0.7%.

Como ya se mencionó anteriormente, para el cálculo de los parámetros del TMD no es suficiente solo con conocer la frecuencia del modo que queremos amortiguar, también es necesario conocer o estimar la masa modal y el amortiguamiento de la estructura correspondiente a dicho modo. Diferentes métodos de identificación de sistemas para la estimación de las características dinámicas de una estructura han sido muy estudiados ([14]; [15]), pero la mayoría de estos estudios se han centrado en propiedades dinámicas como son la función de transferencia y las frecuencias naturales. Sin embargo la identificación de las masas modales pocas veces se lleva a cabo [16]. En general los métodos para estimar la masa modal se dividen en: (a) Métodos analíticos/numéricos basados en la obtención de los autovectores del sistema haciendo uso del análisis en elementos finitos [17] y (b) métodos experimentales basados en el ajuste de funciones de respuesta en frecuencia obtenidas de datos experimentales, o dicho de otro modo "Análisis Modal Experimental" [18]. En este trabajo se ha empleado el primero de los métodos, desarrollando un modelo de elementos finitos con la herramienta COSMOS/M [19] el cual se ha ajustado manualmente a las frecuencias experimentales obtenidas en la torre.

A continuación se presentan las frecuencias principales y masas modales obtenidas tras el ajuste del modelo en elementos finitos de la grúa seleccionada para el estudio.

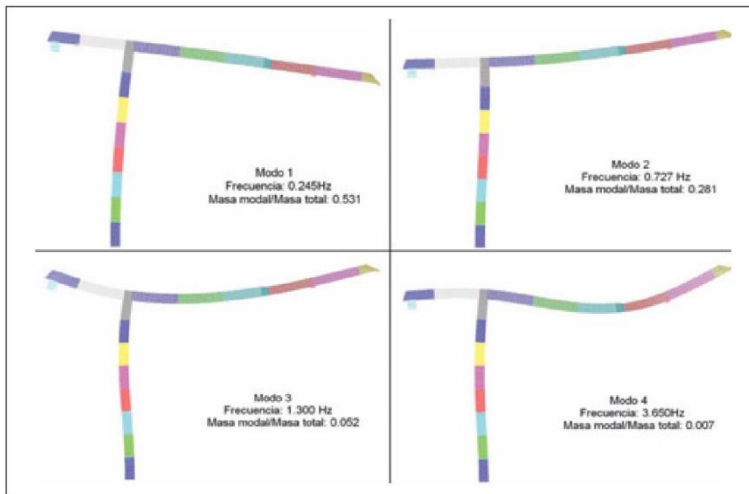


Figura 5. Parámetros modales de la grúa con contrapeso. (Masa total de la grúa: 66195 kg)

En cuanto al amortiguamiento de la grúa torre, que fue calculado experimentalmente en un 0.7% mediante el método del decremento logarítmico [20], se consideró sin pérdida de generalidad despreciable en las simulaciones y así simplificar el modelo desarrollado en *Working Model 2D*.

diferencia de lo que ocurre en aplicaciones de amortiguadores de masa en edificios altos donde como ya mencionamos, la razón de masas es menor del 1%. En nuestro caso en concreto, supone el 85% de la masa modal del primer modo de la grúa sin contrapeso, lo cual en principio y siempre que se realice un correcto sintonizado es ventajoso al proporcionarnos una mayor disipación y por tanto mayor amortiguamiento. Por contra, el uso de tanta masa en el TMD plantea el problema de qué disposiciones mecánicas emplear para permitir el movimiento de una masa tan grande teniendo en cuenta la necesidad de evitar al máximo el rozamiento.

En el presente artículo se proponen tres disposiciones del contrapeso de la grúa en estudio. En el primer caso se emplea la totalidad del contrapeso (17500 kg) como TMD, mientras que en las otras dos se usan 10000 y 5000 kg respectivamente.

Previo al cálculo o sintonizado óptimo de las tres propuestas de amortiguadores de masa, es necesario recalculer los parámetros modales de la grúa ya que ahora solo parte del contrapeso es solidario a la grúa. Para ello se ha modificado el

Modo	Frecuencia (Hz.)	Masa modal /Masa total	Masa total grúa	Masa del contrapeso como TMD
1	0.293	0.452	48695 kg	17500 kg
2	0.781	0.323	48695 kg	17500 kg
1	0.270	0.490	56195 kg	10000 kg
2	0.754	0.299	56195 kg	10000 kg
1	0.257	0.511	61195 kg	5000 kg
2	0.739	0.290	61195 kg	5000 kg

Tabla 1. Parámetros modales de la grúa con contrapeso como TMD.

4. DISEÑO Y SIMULACIONES DE AMORTIGUADORES DE MASA EN GRÚA TORRE

De los modos obtenidos los que nos interesan amortiguar mediante un TMD son los de mayor masa modal, es decir el primer modo de flexión de la torre (modo 1) y el primer modo de flexión de la pluma (modo 2). Para valorar la mejora de la respuesta dinámica de la grúa con TMD se compararán las respuestas transitorias de la grúa original y de la grúa con TMD cuando se le aplica una carga en la punta de la pluma, calculando el desplazamiento horizontal en la parte alta de la torre, el desplazamiento vertical en el extremo de la pluma, y por último el desplazamiento relativo del TMD respecto a su punto de unión en la grúa.

Las grúas torre disponen de un contrapeso con un valor de masa elevado. Esta masa (total o parcial) se presta bastante bien para ser empleada como masa del sistema TMD. El empleo de todo el contrapeso como masa del TMD supone que ésta sea del orden de la masa modal del primer modo de la estructura a

modelo en elementos finitos de la grúa obteniéndose los parámetros de la Tabla 1.

Los sintonizados de los amortiguadores de masa propuestos se han obtenido mediante fórmulas desarrolladas a partir de la minimización de la función de transmisibilidad del desplazamiento de la estructura respecto de la entrada de perturbación. A continuación se presentan algunos de los resultados empleados para el cálculo de los parámetros óptimos de un amortiguador de masa. El desarrollo completo de estos puede consultarse en el libro de Connor[17].

donde \bar{m} es la razón de masas del TMD frente a la masa del modo a amortiguar, m_d , ω_d , C_d , K_d , son respectivamente la masa, frecuencia, constante de amortiguamiento y rigidez del TMD que queremos calcular, m_{modo} , ω_{modo} , son la masa modal y frecuencia del modo de la estructura que queremos amortiguar y f_{opt} , ξ_{dopt} son la razón de frecuencias, y la razón de amortiguamiento del TMD para un óptimo sintonizado obtenidas de la minimización de la función de transmisibilidad.

$$\bar{m} = \frac{m_d}{m_{\text{modo}}} \quad (1)$$

$$f_{\text{opt}} = \frac{\omega_d}{\omega_{\text{modo}}} = \frac{\sqrt{1 - 0.5\bar{m}}}{1 + \bar{m}} \quad (2)$$

$$\xi_{\text{dopt}} = \sqrt{\frac{\bar{m}(3 - \sqrt{0.5\bar{m}})}{8(1 + \bar{m})(1 - 0.5\bar{m})}} = \frac{c_d}{2m_d\omega_d} \quad (3)$$

$$\omega_d = \sqrt{\frac{k_d}{m_d}} \quad (4)$$

Los parámetros óptimos para las tres propuestas de TMD, se calculan mediante la aplicación sucesiva de las fórmulas anteriores. Los valores obtenidos para el sintonizado al modo 1 de la estructura se muestran en la tabla 2.

md (kg)	kd (N/m)	cd (Ns/m)	fd (Hz)
5000	8916.03	3012.46	0.2125
10000	12675.45	7287.05	0.1795
17500	11088.85	13001.00	0.1267

Tabla 2. Parámetros óptimos de los TMD.

Con estos valores se procede a la simulación de la respuesta del modelo bidimensional de la grúa torre en *Working Model 2D*

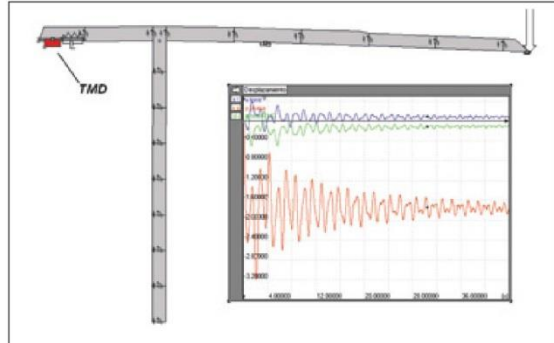


Figura 6. Simulaciones con un modelo bi-dimensional de la grúa torre en Working Model 2D.

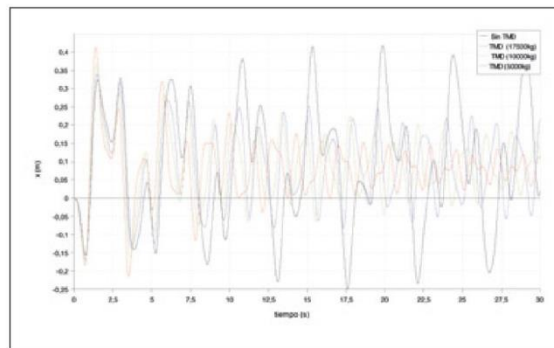


Figura 7. Desplazamiento horizontal de la torre.

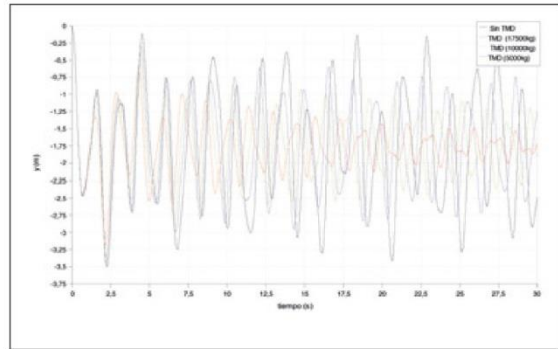


Figura 8. Desplazamiento vertical de la pluma.

2D bajo una excitación escalón de magnitud igual a la carga máxima en punta de la pluma (2500 Kg). Una imagen del modelo en plena simulación se observa en la Fig. 6. En ella se puede ver como la masa del contrapeso es acoplada a la grúa mediante un muelle y un amortiguador.

La respuesta transitoria del desplazamiento horizontal de la torre en su parte más alta y el desplazamiento vertical de la pluma en su punta se muestran en la Fig. 7 y Fig. 8 respectivamente, en las que se aprecia una más que clara mejora en ambos movimientos.

Realizando el análisis espectral de estos registros (Fig. 9), se observa como las tres propuestas de amortiguadores de masa absorben la mayor parte de la energía del primer modo al cual se han sintonizado, y una parte apreciable de la del segundo modo, el cual se ha beneficiado del aumento tan grande de amortiguamiento del primero. También se observa, como era de esperar, que al aumentar la masa del TMD y por tanto al aumentar la razón de masa, la mejora es mayor.

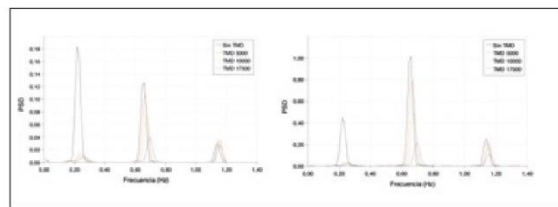


Figura 9. (a) FFT desplazamiento horizontal torre, (b) FFT desplazamiento vertical pluma.

Para cuantificar la mejora obtenida con estos dispositivos podemos fijarnos en magnitudes absolutas, como el valor del desplazamiento, velocidad y aceleración máximos, o relativas, como la razón de amortiguamiento y el tiempo de establecimiento. Estas últimas son más interesantes en problemas como el tratado donde desconocemos el comportamiento real ante una determinada excitación.

Para el cálculo de la razón de amortiguamiento (ξ) se ha empleado la clásica formulación del decremento logarítmico [20]:

$$\text{Ln} \left[\frac{Y_k}{Y_{k+N}} \right] = N\delta \quad (5)$$

$$\xi = \frac{N\delta}{\sqrt{[(2\pi N)^2 + (N\delta)^2]^{0.5}}} \quad (6)$$

Se ha procedido al sintonizado de varios amortiguadores de masa, cuyos parámetros se calcularon mediante el uso de formulaciones teóricas extraídas de la literatura y a partir de características modales de la grúa obtenidas experimentalmente y por simulación de un modelo de elementos finitos desarrollado para este fin.

Donde Y_k e Y_{k+N} son las amplitudes (valor de pico) del máximo desplazamiento en el ciclo de oscilación k y $k+N$ respectivamente, siendo N el número de ciclos que separan a ambas amplitudes y δ el decremento logarítmico.

Aplicando estas ecuaciones a las respuestas transitorias, obtenemos las razones de amortiguamiento crítico mostradas en la tabla 3.

Masa TMD (Kg.)	Modo sintonizado	Amortiguamiento modo 1 (ξ (%))	Amortiguamiento modo 2 (ξ (%))
17500	1º	10.45	1.64
10000	1º	10.11	0.86
5000	1º	8.49	0.37

Tabla 3. Amortiguamiento en los distintos casos de TMD en la grúa.

Como ya se indicó, no se ha considerado en las simulaciones la razón de amortiguamiento de la grúa torre calculada experimentalmente (0.7%), con lo que los valores de la tabla deberían ser ligeramente superiores. De cualquier manera la mejora de amortiguamiento obtenida es grande, lo cual indica, obviando las dificultades constructivas de estos dispositivos, su idoneidad para este tipo de estructuras.

Otro punto a tener en cuenta para la valoración de la idoneidad de los TMD en grúas torre es el desplazamiento relativo (carrera) de éstos con respecto a su punto de acoplamiento en la grúa (Fig 10), ya que esto nos da una medida del espacio que necesita el TMD para poder trabajar correctamente. En la gráfica se observa que estos

desplazamientos son menores de un metro, y que cuanto mayor es la razón de masas menor es el desplazamiento relativo del TMD, lo cual concuerda con los desarrollos teóricos dispuestos en la bibliografía.

Por tanto para medir cualitativamente y cuantitativamente la eficiencia del dispositivo pasivo no es necesario simular su comportamiento durante el uso diario de la grúa o frente a un determinado viento, lo que nos llevaría a un problema dinámico complejo que precisa la caracterización del viento y del movimiento de las cargas. Ha sido suficiente ver lo que ocurre al conjunto grúa-TMD tras una determinada excitación y así tener un problema de vibraciones libres más sencillo desde el punto de vista matemático.

La ejecución física del dispositivo TMD está siendo objeto de estudio. Una posible solución puede verse en la Fig.11 (ref. ES1064158 (U) *Oficina Española de Patentes y Marcas*), donde los valores de rigidez y amortiguamiento están intrínsecamente definidos por el comportamiento de los soportes neumáticos.

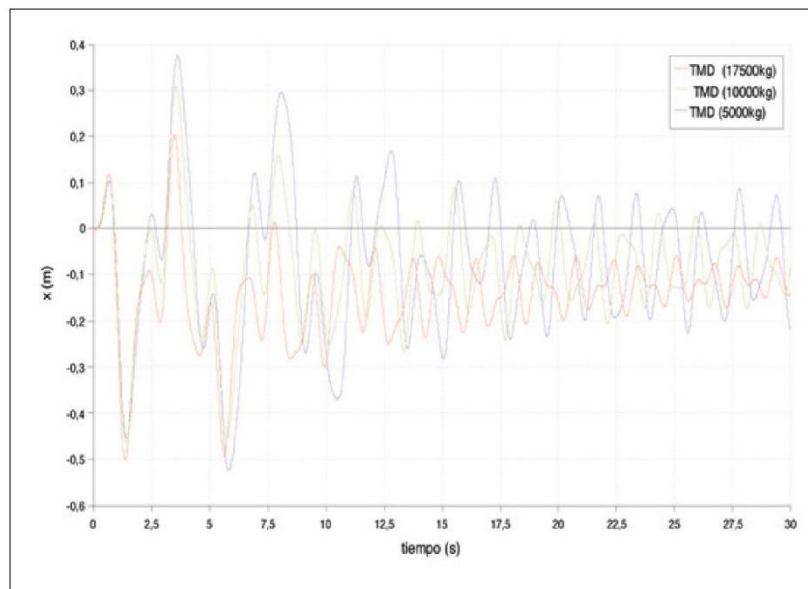


Figura 10. Desplazamiento relativo de los TMD en la contrapluma.

De cualquier manera la mejora de amortiguamiento obtenida es grande, lo cual indica, obviando las dificultades constructivas de estos dispositivos, su idoneidad para este tipo de estructuras.



obteniéndose mejoras en el amortiguamiento de la grúa y en la respuesta dinámica de la grúa.

El uso de toda o parte de la masa del contrapeso como amortiguador de masa pasivo se presenta como la mejor opción en cuanto a la mejora dinámica obtenida, a la no necesidad de modificar el esqueleto resistente de la grúa y a los pequeños desplazamientos relativos del TMD.

En este trabajo se ha empleado un esquema teórico de amortiguador de masa y no se ha tenido en cuenta la problemática del diseño y construcción del dispositivo físico (ejecución, comportamiento con rozamiento, etc.).

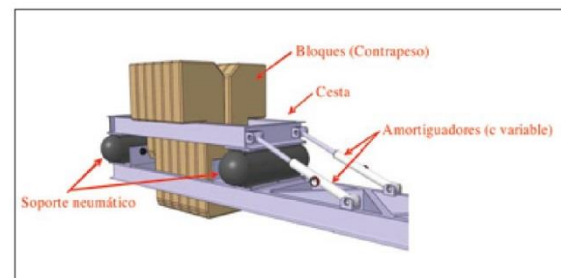


Figura 11. Posible materialización del dispositivo TMD en la grúa.

5. CONCLUSIONES

En el trabajo se han propuesto y analizado amortiguadores de masa (TMD) en una grúa torre como dispositivos absorbedores de vibraciones mecánicas. Aprovechando el hecho de que las grúas torre disponen de una gran cantidad de masa generalmente en la contrapluma a modo de contrapeso, se ha evaluado su uso como amortiguador de masa eliminando la necesidad del empleo de masas adicionales que podrían condicionar el rediseño del esqueleto resistente de la grúa.

Se ha procedido al sintonizado de varios amortiguadores de masa, cuyos parámetros se calcularon mediante el uso de formulaciones teóricas extraídas de la literatura y a partir de características modales de la grúa obtenidas experimentalmente y por simulación de un modelo de elementos finitos desarrollado para este fin.

Se ha demostrado mediante simulación de modelos de la grúa con amortiguadores de masa sintonizados que un esquema pasivo de estos se muestra eficiente como dispositivo absorbedor de vibraciones en el modo al cual es sintonizado,

Por tanto para medir cualitativamente y cuantitativamente la eficiencia del dispositivo pasivo no es necesario simular su comportamiento durante el uso diario de la grúa o frente a un determinado viento, lo que nos llevaría a un problema dinámico complejo que precisa la caracterización del viento y del movimiento de las cargas.

6.- AGRADECIMIENTOS

Este estudio ha sido financiado por el Ministerio de Industria (FIT 380000-2005-0104 DRAGADOS S.A), Ministerio de Fomento (C16/2006) y por el Ministerio de Educación y Ciencia (PCT-380000-2007-4) de España. Tanto la empresa de construcción DRAGADOS S.A. como la empresa de fabricación de grúas COMANSA, han puesto a nuestra disposición los medios necesarios sin los cuales no hubiera sido posible la realización de dicho estudio. Es por ello que queremos expresar nuestro agradecimiento a todas las personas que directa o indirectamente han colaborado con nosotros.

7.- BIBLIOGRAFÍA

- Den Hartog, Jacob Pieter. *Mechanical vibrations*. New York: Dover Publications, 1985. ISBN: 0-486-64785-4.
- Warburton Geoffrey. Barratt. "Optimum absorber parameters for various combinations of response and excitation parameters". *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*. 1982, Volume 10, Issue 3, Pages 381-401.
- Tsai Hsiang-Chuan, Lin Guan-Cheng. "Optimum Tuned-Mass Dampers for Minimizing Steady-State Response of Support-Excited and Damped Systems". *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*. 1993, Volume 22, Issue 11, Pages 957-973.
- Poncela Alfonso, Casado Carlos, Baeyens Enrique, Perán José Ramón. "Design of devices for protecting civil structures using fixed-order H control". *Structural Control and Health Monitoring*. 2005, Volume 14, Issue 2, Pages 239-260.
- Connor Jerome J. *Introduction to structural motion control*. New Jersey: Prentice Hall, 2003. ISBN: 0-13-009138-3.
- Ju Feng., Choo Yoo Sang, Cui Fang Sen, "Dynamic response of tower crane induced by the pendulum motion of the payload". *International Journal of Solids and Structures*. 2006, Volume 43, Issue 2, Pages 376-389.
- Working Model 2D User's Manual. San Mateo: Knowledge Revolution, 1995.
- Haskett Trevor, Breukelman Brian, Robinson Jamieson, Kottelenberg Jan. "Tuned mass dampers under excessive structural excitation". Report of the Motioneering Inc. Ontario. 2005.
- Constantinou Michael C., Soong Tsu-The, Dargush, Gary F. "Passive Energy Dissipation Systems for Structural Design and Retrofit". Multidisciplinary Center for Earthquake Engineering Research. Monograph Series N°1: Buffalo. 1998.
- Fujita Takafumi. "Progress of applications of active vibration control for buildings in Japan", *Progress in Structural Engineering and Materials*. 2002, Volume 4, Issue 4, Pages 353-362.
- Tanida Koji. "Progress in the application of active vibration control technologies to long-span bridges in Japan", *Progress in Structural Engineering and Materials*. 2002, Volume 4, Issue 4, Pages 363-371.
- Meseguer José, Sanz Ángel, Perales José Manuel Y Pindado Santiago. *Aerodinámica civil. Cargas de viento en las edificaciones*. Madrid: McGraw-Hill Interamericana de España, 2001. ISBN: 84-481-3332-3.
- Reglamento CIRSOC 102-1, "Acción dinámica del viento sobre las construcciones. Construcciones en general", *SIREA-Sistema reglamentario argentino para las obras civiles*. 1982.
- Juang Jer-Nan. *Applied System Identification*. New Jersey: Prentice Hall, 1994. ISBN: 0-13-079211-X.
- Ljung Lennart. *System Identification: theory for the user*. 2ª Edición. New Jersey: Prentice Hall, 1999. ISBN: 0-13-656695-2.
- Hwang Jae-Seung, Kim Hongjin, Kim Jinkoo. "Estimation of the modal mass of a structure with a tuned-mass damper using H-infinity optimal model reduction". *Engineering Structures*. 2006, Volume 28, Issue 1, Pages 34-42.
- Zienkiewicz Oc. *The finite element method in engineering science*. London: McGraw-Hill, 1971. ISBN: 0-07-084072-5.
- Mcconnell Kenneth G. *Vibration testing: theory and practice*. New York: Wiley-Interscience, 1995. ISBN: 0-471-30435-2.
- COSMOS/M User's Guide 2.6. Los Angeles: Structural Research & Analysis Corporation, 2001.
- Umez-Eronini Eronini. *Dinámica de sistemas de control*. México D.F.: Thomson, 2001. ISBN: 970-686-041-X.

**Casado CM, de Sebastián J, Díaz IM, Poncela AV
Lorenzana A.**

***Control de vibraciones en pasarelas
peatonales***

Dyna. Vol. 86 nº3 (2011) pp. 318-327

DYNA 

Impact Factor
0.562 0.387
2018 5 años

Categoría de JCR®	Clasificación en la categoría	Cuartil en la categoría
ENGINEERING, MULTIDISCIPLINARY	82 de 88	Q4

Datos de la edición 2018 de *Journal Citation Reports*

Editorial
FEDERACION ASOCIACIONES INGENIEROS INDUSTRIALES ESPANA, ALAMEDA DE
MAZARREDO, BILBAO, 69-48009, SPAIN
ISSN: 0012-7361

Dominio de investigación
Engineering

Control de Vibraciones en Pasarelas Peatonales



Carlos Mariano Casado-Sánchez*

Jesús de Sebastián-Sanz*

Iván Muñoz-Díaz**

Alfonso Poncela-Méndez***

Antolín Lorenzana-Ibán***

Ingeniero Industrial

Ingeniero Industrial

Dr. Ingeniero Industrial

Dr. Ingeniero Industrial

Dr. Ingeniero Industrial

* Centro Tecnológico CARTIF, Parque Tecnológico de Boecillo, Parcela 205 - 47151 Boecillo (Valladolid). Tfno: +34 983 546504. carcas@cartif.es; jesseb@cartif.es

** Universidad de Castilla-La Mancha, Edificio Politécnico, Av. Camilo José Cela, s/n - 13071 Gudad Real. Tfno: +34 926 295300. ivan.munoz@uclm.es

*** Universidad de Valladolid, Paseo del Cauce 59 - 47011 Valladolid. Tfno: +34 983 423313. poncela@eis.uva.es; ali@eis.uva.es

Recibido: 29/09/2010 • Aceptado: 14/03/2011

Vibration Control of Pedestrian Bridges

ABSTRACT

In the last years, a wide number of footbridges have been built as demand response of more direct pathways in cities. These structures have lower building requirements as compared with standard bridges. This circumstance has facilitated the development of new structural design with complex geometries and innovative materials. As a result, these structures may be slender, light and low damped, leading to vibration problems once in service. The current codes take into account this problem, and recommend designs with natural frequencies away from the typical pedestrian pacing rates and fix comfort limits to guarantee the serviceability of the structure.

This paper studies this problem from a practical point of view. Thus, the key points of codes and footbridges guidelines are showed, the typical experimental dynamic analysis techniques are presented, and the usual solutions adopted to improve the dynamic performance of these structures are discussed. Finally, the works carried out on the Valladolid Science Museum Footbridge by Centro Tecnológico CARTIF in collaboration with the Universities of Valladolid and Castilla-La Mancha are showed. These works include: (1) the dynamic study of the three steel spans of the footbridge, (2) the design and implementation of a tuned mass damper in the liveliest span, (3) the implementation of an active mass damper using an electrodynamic shaker, and (4) the development of field tests to assess the serviceability of such span.

Key words: footbridges, vibration control, damping systems, passive control, active control, serviceability.

RESUMEN

En los últimos años se ha construido un gran número de pasarelas peatonales como respuesta a la demanda de nuevas vías de paso en las ciudades. Estas estructuras tienen requisitos constructivos menos exigentes en comparación con otros tipos de puentes, lo cual ha facilitado el desarrollo de diseños con nuevos esquemas resistentes, complicadas geometrías y el empleo de nuevos materiales. En general estas estructuras son esbeltas, ligeras y poco amortiguadas, lo que en ocasiones ha generado problemas de vibraciones al paso de peatones una vez puestas en servicio. Las normativas actuales son cada vez más sensibles a esta problemática, recomendando diseños cuyas frecuencias naturales deben estar alejadas de los rangos de frecuencia de paso típicos de los peatones y fijando límites de confort en forma de valores

máximos de aceleración permitidos, asegurándose así un correcto comportamiento de la estructura.

En el presente artículo se analiza esta problemática desde un punto de vista práctico. Para ello se muestran los puntos clave de las normativas y guías de diseño de pasarelas que se pueden encontrar actualmente en la bibliografía, se presentan las técnicas que habitualmente se emplean en el análisis dinámico experimental de estas estructuras, y se comentan las soluciones a las que generalmente se recurre para mejorar su comportamiento dinámico. Por último, se muestran los trabajos llevados a cabo por el Centro Tecnológico CARTIF en colaboración con las Universidades de Valladolid y Castilla-La Mancha en la pasarela peatonal del Museo de la Ciencia de Valladolid. Estos trabajos incluyen: (1) el estudio dinámico de los tres vanos metálicos de di-

cha pasarela, (2) el diseño e implementación de un amortiguador de masa sintonizado en el vano más sensible a las vibraciones, (3) la implementación de un amortiguador de masa activo utilizando un excitador electrodinámico, y (4) el desarrollo de pruebas para la verificación del estado de servicio de la pasarela.

Palabras clave: pasarela peatonal, control de vibraciones, sistemas de amortiguamiento, control pasivo, control activo, estado de servicio.

1. INTRODUCCIÓN

Las pasarelas peatonales son estructuras cada vez más habituales en las ciudades como consecuencia de una mayor demanda de nuevas vías de paso por parte de los peatones. Estas estructuras tienen requisitos constructivos menos exigentes en comparación con otros tipos de puentes, lo cual ha facilitado el desarrollo de diseños con nuevos esquemas estructurales, complicadas geometrías y el empleo de nuevos materiales como son los materiales compuestos de resina polimérica (Sobrino y Pulido, 2002). Esto ha dado lugar a estructuras esbeltas, ligeras y poco amortiguadas. Algunas de estas pasarelas singulares experimentan elevados niveles de vibración al paso de peatones, lo cual puede afectar al estado de servicio y raramente lo hace a la seguridad.



Fig. 1: Pasarela "Millennium Bridge" de Londres. (Williams, 2001)

En general y sin obviar las cargas debidas al viento (Hernández-Vázquez, 2005), la principal fuente de vibraciones en las pasarelas son los propios peatones. En ocasiones, los movimientos armónicos de los peatones (andar, correr, etc.) coinciden con alguna de las frecuencias de vibración de la estructura, pudiendo dar lugar a fenómenos de resonancia que se traducen en altos niveles de vibración. Por otro lado, escenarios de carga excepcionales y que raramente se repiten más de una vez en la vida útil de la estructura, como es el caso del día de la inauguración de la estructura o el transcurso de una manifestación por ella, pueden poner de manifiesto problemas dinámicos debido a las elevadas cargas

a las que puede verse sometida la estructura. La pasarela *Millennium Bridge* de Londres (Fig. 1) es un ejemplo significativo de este tipo de sucesos. El 10 de junio de 2000, día de su inauguración, dicha pasarela experimentó elevadas aceleraciones laterales que provocaron el cierre de la misma y su posterior reparación (Dallard et al., 2001). La reparación consistió en la incorporación de numerosos amortiguadores de masa sintonizados para disminuir las vibraciones verticales y varios amortiguadores viscosos para reducir las vibraciones laterales (Fig. 2). El coste de la reparación de la estructura fue de 5 millones de libras lo que supuso un 20 % del coste final (Russell, 2002). El mismo problema fue detectado un año antes en la pasarela de Solferino en París, lo que provocó tanto la implementación de sistemas de amortiguamiento como un mayor estudio en el modelado de las cargas ejercidas por los peatones (Sétra, 2006). Estos dos ejemplos ponen de manifiesto la importancia de considerar las cargas dinámicas en el diseño de las pasarelas.



Fig. 2: Detalle de los sistemas de absorción de vibraciones de la pasarela "Millennium Bridge": a) amortiguadores de masa sintonizados, b) amortiguador viscoso. (Williams, 2001)

Como respuesta a esta problemática, las normativas actuales prestan cada día más atención a los posibles problemas dinámicos y al estado de servicio de las pasarelas. En general, dichas normativas dan recomendaciones para el diseño y fijan límites de confort tal que se asegure un correcto estado de servicio de estas estructuras a lo largo de su vida útil.

En el presente trabajo se comentan las principales recomendaciones de las normativas en vigor, tanto nacionales como internacionales, y algunas de las guías de diseño de

pasarelas peatonales publicadas hasta la fecha. Posteriormente, se muestran las técnicas que se emplean habitualmente en el estudio experimental del comportamiento dinámico de estas estructuras y se presentan las soluciones más comunes para reducir el nivel de vibración en las pasarelas. Por último, se muestran los trabajos llevados a cabo por personal del centro tecnológico CARTIF en colaboración con las Universidades de Valladolid y Castilla-La Mancha en el análisis y control de vibraciones de la pasarela del Museo de la Ciencia de Valladolid. El grupo de control de estructuras y de diseño estructural del centro tecnológico CARTIF trabaja tanto en análisis dinámico de estructuras civiles como en el diseño de sistemas de absorción vibraciones pasivos y semiactivos para pasarelas peatonales (Casado et al., 2008), pasivos para grúas torre (de Sebastián et al., 2009), adaptativos para viaductos (Casado et al., 2007), y pasivos, activos e híbridos para edificios (Poncela et al., 2007).

2. NORMATIVAS Y GUÍAS DE DISEÑO DE PASARELAS PEATONALES

Las normativas de puentes y pasarelas peatonales prestan cada vez más atención a los posibles problemas dinámicos y al análisis del estado de servicio de dichas estructuras. De forma general, dichas normativas recomiendan evitar que los modos principales de las pasarelas estén dentro de los rangos de frecuencia de paso típicos de los peatones (incluyendo andar y correr), y establecen valores límite de aceleración vertical y lateral tal que se asegure el estado de servicio de la estructura. Por otro lado, en algunas normativas, como es el caso de los Eurocódigos, se formulan diferentes estados de carga que deben ser analizados por el diseñador de la estructura.

En la Tabla 1 se muestran los rangos críticos de frecuencia y los límites de aceleración de las principales normativas nacionales e internacionales. Esta Tabla es una actualización de las tablas presentadas en la guía de diseño de pasarelas de la Federación Internacional para el Hormigón Estructural (FIB, 2005). Las variables f_v y f_h son, respectivamente, la

Normativas	Frecuencias críticas (Hz)		Aceleraciones máximas de confort (m/s^2)	
	Vertical	Lateral	Vertical	Lateral
Eurocódigo 0 – Anejo 2 (EN1990 – Annex A2)	<5	<2.5	0.7	0.2(0.4)
Eurocódigo 1 (EN1991)	<5	<2.5	$\min(0.5\sqrt{f_v}, 0.7)$	$\min(0.14\sqrt{f_h}, 0.15)$
Eurocódigo 2 (ENV1992-2)	1.6 – 2.4	0.8 – 1.2		
Eurocódigo 5 (ENV1995-2)	<5	<2.5	0.7	0.2
RPX95, RPM95 (España)			$0.5\sqrt{f_v}$	
EAE (España)	1.6 – 2.4, 3.5 – 4.5	0.6 – 1.2	$\min(0.5\sqrt{f_v}, 0.7)$	0.2(0.4)
BS 5400 (Reino Unido)	<5		$0.5\sqrt{f_v}$	
Din-Fachberitch 102 (Alemania)	1.6 – 2.4, 3.5 – 4.5		$0.5\sqrt{f_v}$	
SIA 260 (Suiza)	1.6 – 4.5	<1.3		
AASHTO 1997 (USA)	<3			
ONT83 (Canada)			$0.25(\sqrt{f_v})^{0.78}$	
Austroroads (Australia)	1.5 – 3			
Normativa de Pasarelas japonesa (1979)	1.5 – 2.3		1	
AISC Guide 11			100x $\left(\begin{array}{l} \text{Curva base} \\ \text{Iso 2631-2} \end{array} \right)$	
VDI 2057			$0.6(f_v)$	0.214
ISO 10137	1.7 – 2.3		60x $\left(\begin{array}{l} \text{Curva base} \\ \text{Iso 2631-2} \end{array} \right)$	

Tabla 1: Frecuencias críticas y valores de aceleración máximos de confort

frecuencia de los modos verticales y laterales de la estructura.

Como se observa en la Tabla 1, la normativa española propone rangos de frecuencia críticos y valores de aceleración máximos de confort que están recogidos en varios documentos (RPM95, RPX95 y EAE). Así, en la nueva instrucción de acero estructural (EAE, 2010), todavía en fase de proyecto, se recomienda que las pasarelas peatonales eviten que sus modos verticales estén comprendidos en el rango de 1.6 Hz a 2.4 Hz, y en el rango de 3.5 Hz a 4.5 Hz, mientras que se fija la aceleración vertical máxima de confort en $0.5\sqrt{f_v} \text{ m/s}^2$, sin que en ningún caso se supere 0.7 m/s^2 cuando un peatón de 750N de peso camine o corra sobre el tablero. También se aconseja evitar modos de vibración lateral o de torsión situados en el rango de 0.6 Hz a 1.2 Hz. En este caso, las aceleraciones horizontales máximas no deberían superar 0.2 m/s^2 en condiciones de uso normal, y 0.4 m/s^2 en condiciones de aglomeraciones excepcionales. Por otro lado, en las recomendaciones para el proyecto de puentes mixtos (RPX95, 1996) y metálicos (RPM95, 1996) del Ministerio de Fomento se establece $0.5\sqrt{f_v} \text{ m/s}^2$ como valor límite de aceleración vertical y se relaciona este límite en aceleración con la flecha en el centro del vano del puente por medio de una formulación sencilla.

En el caso de España, la legislación actual sólo obliga verificar el estado de servicio en algunos casos y normalmente queda a criterio del diseñador o del propietario de la estructura la realización de las mismas. Así, la Instrucción sobre las acciones a considerar en el proyecto de puentes de carretera (IAP, 2003) establece la realización de pruebas de carga estática antes de la puesta en servicio de cualquier puente con vanos superiores a 12 metros, mientras que las pruebas dinámicas solo son preceptivas para vanos mayores de 60 metros o si se prevé que las vibraciones puedan afectar a la funcionalidad de la estructura. Para la realización de pruebas de carga dinámicas, el Ministerio de Fomento editó en 1999 un documento con las recomendaciones para la realización de pruebas de recepción en puentes de carretera que también es aplicable a pasarelas peatonales (Ministerio de Fomento, 1999). En dicho documento se dan algunas pautas para la realización de las pruebas de carga dinámica en pasarelas.

Además de los valores máximos de aceleración fijados en las normativas ya mencionadas, existen otras normativas que tratan el tema de las vibraciones que afectan a las personas (por ejemplo en edificios) cuantificando el valor de la vibración mediante otros índices, como es el MTVV (*Maximum Transient Vibration Value*) o los dosados de vibración (VDV) (ISO 2631-1, 1997). Aunque estos índices no están incluidos en las normativas referentes a puentes y pasarelas, podrían aportar más conocimiento sobre el estado de servicio de las mismas.

Por otro lado, se han publicado en los últimos años guías de diseño de pasarelas peatonales donde se trata con detenimiento el problema de las vibraciones y se sugieren distintas soluciones para mejorar su respuesta dinámica en el caso de tener un nivel excesivo de vibraciones. Algunas de éstas son las publicadas por la ya mencionada *Federación*

Internacional para el Hormigón Estructural (FIB, 2005), la guía francesa del *Service d'Etudes techniques des routes et autoroutes* (Sétra, 2006) o la guía publicada como resultado del proyecto europeo "*Human induced Vibrations on Steel Structures*" (Hivoss, 2008). En la primera de las guías se trata sobre diversos aspectos del diseño y la construcción de pasarelas, y en el capítulo 5 dedicado a la dinámica de la estructura se resumen los rangos de frecuencia críticos, las aceleraciones límite de confort y los distintos modelos de carga a analizar en la fase de diseño que se encuentran en normativas y publicaciones especializadas. Las otras dos guías se centran exclusivamente en el análisis del comportamiento dinámico frente a las cargas de los peatones y presentan dos metodologías similares para el análisis del grado de confort de las pasarelas peatonales en su etapa de diseño.

En las guías también se remarca la importancia del cliente o propietario de la estructura, el cual es el responsable de definir todos los posibles estados de carga que deben ser analizados en la fase de diseño y el grado de confort deseado para cada uno de ellos. También se presta especial atención al efecto del *lock-in* o de sincronización forzada. Este fenómeno que tuvo lugar tanto en la pasarela de *Solferino* como en la pasarela *Millennium Bridge*, consiste en la excitación del modo de flexión lateral de la estructura cuando los peatones sincronizan su paso con dicho modo. El organismo francés Sétra (Sétra, 2006) y la ingeniería ARUP (Fitzpatrick, 2001) estudiaron, respectivamente, este fenómeno en las pasarelas mencionadas. Los estudios concluyeron que el *lock-in* se caracteriza por generarse a partir de un número crítico de peatones o bien al superar un cierto valor de aceleración crítica ($0.10\text{-}0.15 \text{ m/s}^2$).

3. ANÁLISIS DINÁMICO EXPERIMENTAL Y SOLUCIONES ADOPTADAS

La caracterización experimental del comportamiento dinámico de las pasarelas peatonales puede realizarse en dos niveles de complejidad según sean las características de la estructura y el objetivo del estudio. En un primer nivel se identifican los parámetros dinámicos de la estructura, y en un segundo nivel se realizan medidas de la respuesta dinámica de la estructura frente a diferentes escenarios de carga de peatones.

En el primer nivel de estudio se identifican las frecuencias naturales, los modos de vibración, los coeficientes de amortiguamiento y las masas modales correspondientes a los modos de vibración de la pasarela con el objeto de ajustar los modelos numéricos desarrollados en la etapa de diseño y calcular los parámetros óptimos de los sistemas de absorción de vibraciones en el caso de que fueran necesarios. En general, los parámetros dinámicos se identifican a partir de los registros de aceleración en dirección vertical, lateral y longitudinal en puntos clave del tablero, pilas y otros elementos de la estructura en situaciones de respuesta ambiental, libre o

forzada. Los registros se tratan posteriormente con técnicas como (1) el análisis espectral en el que sólo se calculan las frecuencias naturales de la estructura, (2) el análisis modal clásico (EMA – *Experimental Modal Analysis*), donde se mide la respuesta de la estructura ante una entrada conocida que se genera por medio de dispositivos mecánicos como martillos instrumentados y excitadores electrodinámicos, o (3) el análisis modal operacional (OMA – *Operational Modal Analysis*) cuya principal ventaja frente al anterior es que no es necesario excitar a la estructura de forma controlada. Las dos últimas técnicas identifican además de las frecuencias naturales, los modos y amortiguamientos modales de la estructura. En el caso del EMA los modos obtenidos se pueden normalizar, por lo que es posible estimar las masas modales a partir de ellos. En el caso de las frecuencias naturales, es aconsejable identificar éstas con la estructura vacía y en servicio de forma que se obtenga el rango de frecuencias en el que pueden cambiar los modos principales en cualquier escenario de carga.

En el segundo nivel se evalúa el estado de servicio de la estructura y se correlacionan las respuestas experimentales de la estructura con las obtenidas mediante simulación en la etapa de diseño. La guía de diseño de pasarelas Hivoss (2008) sugiere que estos estudios deberían establecerse como pruebas estándar que se deben realizar una vez finalizada la construcción de cualquier pasarela peatonal flexible y poco amortiguada. Una vez analizados los resultados de estos estudios, el propietario de la estructura es el que decide si es necesario o no modificarla para mejorar su comportamiento dinámico.

Las soluciones que habitualmente se emplean para mejorar el comportamiento dinámico de las pasarelas son: (1) diseñar tal como sugieren las normativas, de forma que se evite que las frecuencias naturales estén dentro del rango de frecuencias de paso típicas de los peatones, (2) aumentar la rigidez de la estructura, lo cual implica modificaciones del diseño original, (3) incrementar el peso de la estructura para reducir la influencia de los peatones en su respuesta y, (4) incrementar el amortiguamiento de la estructura mediante el uso de dispositivos y sistemas de absorción de vibraciones.

En la fase de diseño es posible evaluar la viabilidad de todas estas soluciones, pero si la estructura está construida, el aumento de la rigidez y de la masa es complicado y puede implicar cambios tanto estructurales como no estructurales significativos, por lo que el aumento del amortiguamiento ha resultado ser en la práctica la opción más efectiva y viable. En pasarelas peatonales se emplean generalmente absorbedores pasivos de vibraciones, siendo los más eficientes y comunes los amortiguadores de masa sintonizados o TMDs (*Tuned Mass Damper*) y los amortiguadores viscosos. Otras soluciones menos habituales son los amortiguadores de líquido y columna de líquido sintonizado (TLDs y TLCDs), los amortiguadores visco-elásticos, y los amortiguadores de fricción seca. Un ejemplo de pasarela peatonal con TMD en España es la pasarela de Abandoibarra en Bilbao (Dyna, 1997).

4. CASO PRÁCTICO: ANÁLISIS Y MEJORA DEL COMPORTAMIENTO DE LA PASARELA DEL MUSEO DE LA CIENCIA DE VALLADOLID

A continuación se presentan los trabajos llevados a cabo por el centro tecnológico CARTIF en colaboración con las Universidades de Valladolid y de Castilla-La Mancha para el análisis dinámico y control de las vibraciones en la pasarela peatonal del Museo de la Ciencia (PMC) de Valladolid.

4.1 DESCRIPCIÓN DE LA ESTRUCTURA

La PMC de Valladolid inaugurada en 2004 (Fig. 3) consta de un vano de hormigón de 45 metros y tres vanos metálicos de 51, 111 y 21 metros de luz. De aquí en adelante se identifican estos vanos como vano 1, 2, 3 y 4, respectivamente. La tipología resistente de los vanos metálicos es de entramado triangulado de barras tubulares con sección hexagonal, donde el vano 3, el más largo, cuenta con un sistema de pretensado (Ladret y González, 2005) formado por un conjunto de cables longitudinales y transversales cuyo fin es el de estabilizar dicho vano al paso de los peatones (Gómez, 2004).



Fig. 3: Vista general de la PMC de Valladolid

4.2 ANÁLISIS DINÁMICO EXPERIMENTAL

El objetivo de estos estudios era el de conocer de la forma más fiable posible los parámetros modales de la estructura. En primer lugar se realizó un análisis espectral de los registros de aceleración en dirección vertical y lateral. Las mediciones se realizaron en varios puntos del tablero de los tres vanos metálicos. Una vez analizados los espectros de aceleración se identificaron cuáles de las posibles frecuencias naturales obtenidas en los espectros estaban dentro de los rangos de frecuencia críticas. Así, en la dirección vertical, las frecuencias de 3.5 Hz del vano 2 y de 1.21, 2.55 y 4.67 Hz del vano 3 estaban en el rango de frecuencias críticas (<5 Hz, según EN1990), mientras que en la dirección lateral la frecuencia de 2.3 Hz del vano 2 y la de 1.15 Hz del vano 3 son las únicas que estaban en el rango de frecuencia críticas laterales (< 2.5 Hz, según EN1990). En la Fig. 4 se muestran dos de los espectros obtenidos de los registros de aceleración vertical en el centro del vano 2 y del vano 3.

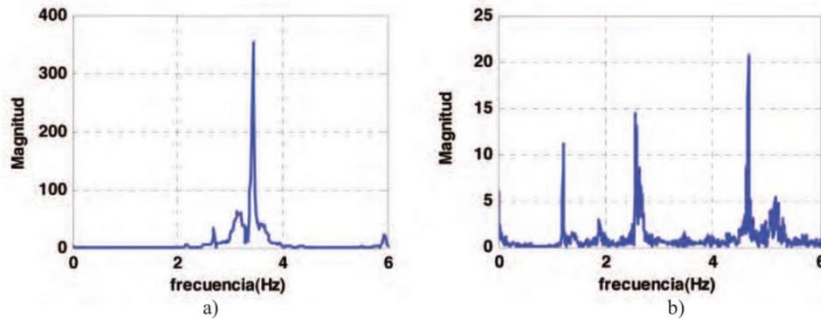


Fig. 4: Ejemplos de espectros de la aceleración vertical en el centro del vano 2 (a) y del vano 3 (b).

Por otro lado se observó que los niveles de vibración en la dirección lateral eran considerablemente menores que en la dirección vertical, y que el nivel de vibraciones del vano 2 era notablemente mayor que el del vano 3 y era relativamente habitual que dicho vano 2 entrara en resonancia al paso de un peatón corriendo. Todo esto se concluyó tras monitorizar durante más de un mes las aceleraciones verticales y laterales en el centro de cada uno de los tres vanos metálicos de la pasarela.

Posteriormente y con el fin de conocer a qué modos de vibración vertical correspondían las frecuencias identificadas en el análisis espectral, se realizó un OMA de la pasarela. Para este análisis se obtuvieron registros de aceleración en dirección vertical en 75 puntos distribuidos a lo largo de los tres vanos metálicos de la pasarela utilizando una frecuencia de muestreo de 100 Hz. Cada registro consistió en la lectura durante 720 segundos de ocho acelerómetros, siendo tres de ellos de referencia (uno por vano). Los parámetros modales se identificaron empleando tres técnicas en el dominio de la frecuencia. Estas son: FDD (*Frequency Domain Decomposition*), EFDD (*Enhanced Frequency Domain Decomposition*) y CFDD (*Curve-Fit Frequency Domain*

Decomposition). Los valores obtenidos con las tres técnicas están recogidos en la Tabla 2.

Por otro lado, en la Fig. 5 se muestran los tres primeros modos de flexión del vano 3 y el primer modo de flexión del vano 2.

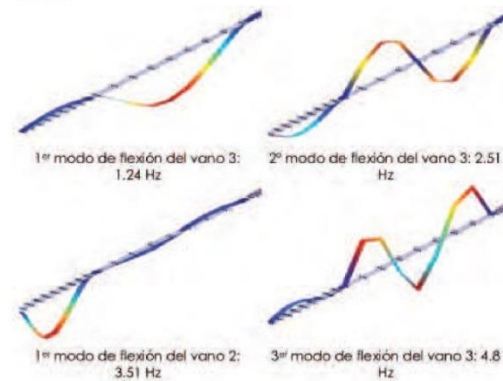


Fig. 5: Primeros modos de flexión de los vanos 2 y 3 de la PMC

FDD		EFDD		CFDD	
Frec. (Hz)	Amort. (%)	Frec. (Hz)	Amort. (%)	Frec. (Hz)	Amort. (%)
Vano 2					
3.516	-	3.514	0.647	3.515	0.636
7.397	-	7.406	0.562	7.399	0.506
9.351	-	9.365	0.552	9.367	0.387
Vano 3					
1.245	-	1.243	1.173	1.257	1.233
2.759	-	2.763	0.563	2.765	0.914
4.785	-	4.792	0.345	4.792	0.327
Vano 4					
8.521	-	8.562	0.568	8.545	0.585
11.5	-	11.36	1.583	11.34	1.11

Tabla 2: Valores de frecuencia y amortiguamiento de los primeros modos de flexión de la PMC obtenidos con el OMA

4.3 AMORTIGUADOR DE MASA SINTONIZADO PARA EL VANO 2 DE LA PMC

Una vez comprobado que las vibraciones verticales del vano 2 de 51 metros eran las de mayor nivel, y que su primer modo de flexión entraba fácilmente en resonancia al paso de peatones corriendo, se decidió diseñar e implementar un amortiguador de masa sintonizado (TMD) para su montaje temporal en el centro del vano.

Un TMD consiste básicamente en una masa acoplada a la estructura por medio de muelles y amortiguadores viscosos cuyo objetivo es la mejora del comportamiento dinámico de la estructura en torno a la frecuencia natural a la que ha sido sintonizado. Habitualmente este dispositivo es pasivo, aunque también hay realizaciones activas y semiactivas que mejoran su eficacia.

Para el diseño del TMD sintonizado al primer modo de flexión del vano 2, fue necesario identificar lo más fiablemente posible sus parámetros modales (frecuencia natural, amortiguamiento y masa modal). La frecuencia natural quedó perfectamente identificada tanto con el análisis espectral como con el OMA. Por otro lado, la cuantificación del amortiguamiento es más complicada y los valores que se obtienen con el OMA son variables y dependientes de los parámetros de la identificación, por lo que fue necesario realizar una identificación más fiable de este parámetro. Para ello se estudió la respuesta amortiguada de la aceleración vertical en el centro del vano tras hacerle entrar en resonancia. A dicha respuesta se le aplicó el método de decremento logarítmico con el que se obtuvo un valor de 0.6%, que en este caso coincidió con los valores estimados en el OMA. Por último, la masa modal se estimó en un valor de 18000 Kg a partir del ajuste de la función de respuesta en frecuencia (FRF) obtenida experimentalmente con un excitador electrodinámico y la medida de la aceleración en el centro del vano.

Una vez conocidos los parámetros modales del primer modo de flexión del vano 2, la masa móvil del TMD se fijó en 185 kg, es decir, aproximadamente el 1% de la masa modal. Esta razón de masa supone teóricamente aumentar el amortiguamiento desde un 0.6% a un 4%, lo que significa

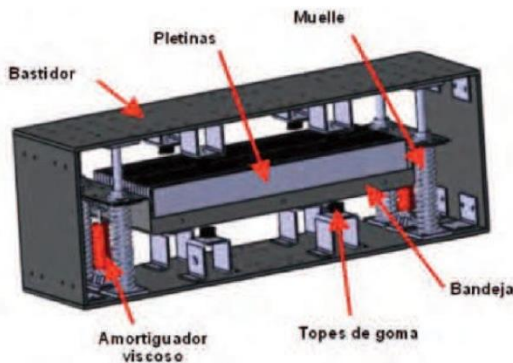


Fig. 6: Prototipo del TMD

una importante mejora en el comportamiento dinámico del vano. Para el cálculo del resto de los parámetros del TMD, amortiguamiento y frecuencia, se emplearon varias formulaciones de sintonizado óptimo (Connor, 2003) con las que se obtuvo un conjunto de valores iniciales (masa: 185 kg, frecuencia: 3.45 Hz, rigidez: 87015 N/m y amortiguamiento 537 Ns/m) que fueron ajustados in-situ una vez instalado el TMD en la pasarela.

En la Fig. 6 se muestra un esquema del TMD diseñado y posteriormente implementado. En ella se observa como la masa del TMD está formada por una serie de pletinas de acero que descansan sobre una bandeja, la cual se une al bastidor del TMD por medio de cuatro muelles y dos amortiguadores viscosos. Por otra parte, la geometría del conjunto se diseñó teniendo en cuenta el reducido espacio disponible debajo del tablero de la pasarela. En la Fig. 7 se muestra tanto el montaje final del TMD en la PMC como un detalle del mismo.



Fig. 7: a) Montaje temporal del TMD en el centro del vano 2 b) Detalle del TMD

Una vez instalado el TMD se realizó un ajuste fino de su masa para optimizar su comportamiento dinámico. En la Fig. 8 se presentan las FRF experimentales entre la aceleración de la estructura y la fuerza de excitación obtenidas en el centro del vano 2 con el TMD ajustado y sin él. En la figura se observa como el modo de flexión de 3.5 Hz que queremos amortiguar se ha desdoblado en dos modos. El objetivo del diseño del TMD y del posterior ajuste fino era el de obtener esos dos modos con la mínima y al mismo tiempo similar amplitud. La distancia entre estos dos modos depende del valor de la razón de masa del TMD (Connor, 2003).

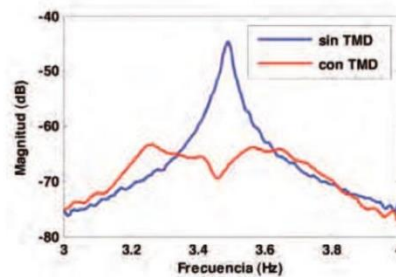


Fig. 8: FRF experimental del vano 2 de la pasarela con y sin el TMD en el centro del vano.

4.4 AMORTIGUADOR DE MASA ACTIVO PARA EL VANO 2 DE LA PMC

Con el objetivo de amortiguar las vibraciones en el mismo vano, también se implementó en el centro del vano un actuador de masa inercial como el que se muestra en la Fig. 9, y se diseñó una ley de control basada en la aplicación de una red en retraso a la aceleración de la estructura, la cual se mide directamente con un acelerómetro. El actuador de masa inercial consistió en un excitador electrodinámico comercial, el cual consta de una masa de unos 30 Kg. suspendida por un conjunto de bandas elásticas y cuya posición vertical está

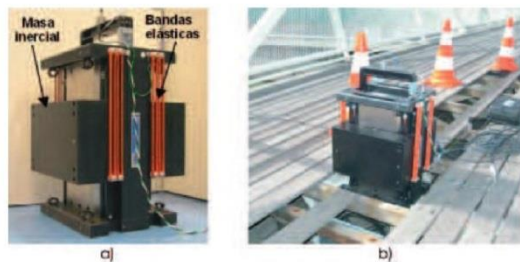


Fig. 9: Excitador electrodinámico (APS 400). a) Detalle del actuador. b) Montaje en el centro del vano 2 de la PMC

controlada por una serie de bobinas eléctricas que generan un campo magnético variable (APS Dynamics).

El funcionamiento de la ley de control es básicamente el mostrado en el diagrama de la Fig. 10. En él se observa como la variable de control, en este caso la aceleración vertical en el centro del vano 2, trata de seguir la señal de referencia, la cual ha sido fijada a un valor nulo. Para ello, el controlador genera una señal “inteligente” de voltaje que comanda al actuador y que se traduce en una fuerza inercial transmitida a la estructura. En Díaz y Reynolds (2010) se pueden encontrar más detalles del diseño de esta ley de control.

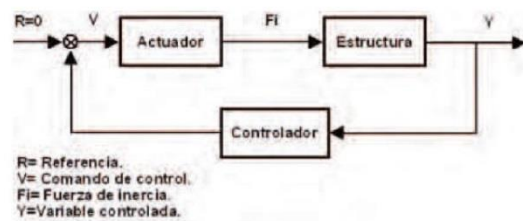


Fig. 10: Esquema de la ley de control del amortiguador de masa activo

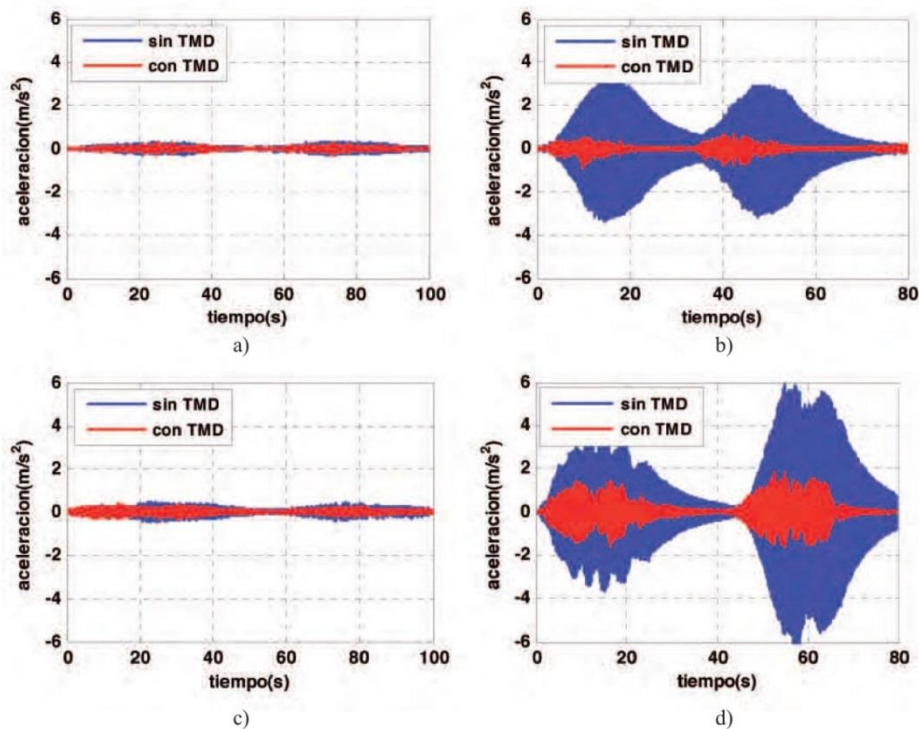


Fig. 11: Pruebas de análisis del estado de servicio del vano 2. Una persona: a) andando a 1.75 Hz, b) corriendo a 3.5 Hz, y un grupo de cuatro personas: c) andando a 1.75 Hz, d) corriendo a 3.5 Hz

4.5 PRUEBAS DE ESTADO DE SERVICIO EN EL VANO 2 DE LA PMC

Por último, se realizaron varios ensayos para cuantificar el desempeño de los sistemas pasivo y activo diseñados. Para ello se analizaron varios estados de carga en los que un peatón y un conjunto de cuatro peatones sincronizaba, con ayuda de un metrónomo, su frecuencia de paso a la primera frecuencia de flexión del vano, la cual es la única que está dentro del rango crítico de frecuencias. De esta forma, se realizaron ensayos tanto con los peatones corriendo a la frecuencia de 3.5 Hz, como andando a la mitad de la frecuencia (1.75 Hz). En este último caso el objetivo de la prueba fue el de evaluar el efecto del segundo armónico de la excitación en la respuesta del vano. En ambas pruebas los peatones realizaban un recorrido de ida y vuelta por el vano en estudio.

En la Fig. 11 se muestran los registros temporales de aceleración vertical en el centro del vano 2 obtenidos en las pruebas con y sin TMD. Este conjunto de pruebas concuerda con los modelos de carga DLM1 (un solo peatón) y DLM2 (un grupo de peatones) definidos en el Eurocódigo 1. En la Fig. 11d. se puede observar la dificultad que tienen cuatro personas para coordinar el paso a la frecuencia de resonancia una vez que el vano tiene un nivel de aceleración notable, y es por ello que no se ha obtenido el mismo nivel de aceleración a la ida que a la vuelta en el caso de la pasarela sin el TMD.

Por último en la Fig. 12 se comparan los valores de aceleración máxima obtenidos en todas las pruebas con los límites de confort propuestos en algunas de las normativas indicadas en la Tabla 1.

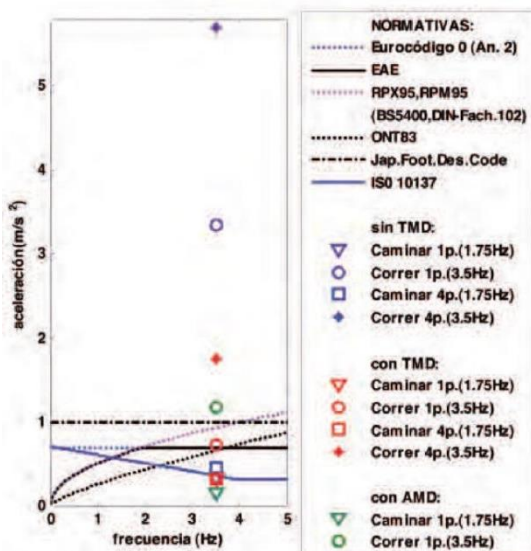


Fig. 12: Verificación del estado de servicio del vano 2 de la pasarela con y sin sistemas de absorción de vibraciones.

Analizando los resultados mostrados en la Fig. 12 para el caso de un peatón, se observa que el vano 2 de la PMC, previo a la implementación de los sistemas de absorción de vibraciones, tiene valores de aceleración máximos muy por encima de la normativa española (EAE) cuando un peatón corre a la frecuencia del primer modo de flexión (3.5 Hz). Una vez que se implementan los sistemas pasivo y activo el valor de aceleración máximo se reduce significativamente. Así, en el caso del TMD se obtiene un valor que cumple críticamente con la normativa española (EAE) y con el eurocódigo empleando el modelo de carga DLM1. Por otro lado el sistema activo consigue menos reducción debido en parte a su menor valor de masa inercial, 30 Kg. frente a los 185 Kg. del sistema pasivo.

Para el caso de cuatro personas corriendo sincronizadas a la frecuencia de resonancia (3.5Hz), el cual puede asemejarse al modelo de carga DLM2 del eurocódigo, se han obtenido niveles de aceleración de la estructura sin control muy por encima de los valores recomendados en la normativa. Con el TMD se ha conseguido una reducción del 70% en el nivel de aceleración, pero no ha sido suficiente para cumplir la normativa.

Para mejorar los resultados obtenidos sería necesario incrementar la masa en el caso del TMD, y optimizar la ley de control y/o aumentar la masa en el caso del sistema activo. En la Fig. 12 también se observa que el sistema activo trabaja mejor que el pasivo cuando el nivel de vibraciones es bajo (prueba andando a 1.75 Hz) y que necesita menor valor de masa inercial para conseguir las mismas reducciones que el sistema pasivo. Frente a esto, el sistema pasivo tiene como principal ventaja sobre el activo el ser constructivamente sencillo y tener un mantenimiento mínimo.

5. CONCLUSIONES

Las normativas en vigor tratan de solucionar el problema de las vibraciones en pasarelas peatonales dando recomendaciones en forma de rangos de frecuencia que deben ser evitados por las frecuencias naturales de las pasarelas, y valores máximos de aceleración que aseguren el estado de servicio de la pasarela. Debido a la propia naturaleza de los diseños, alejar los modos de la estructura de los rangos críticos de frecuencia supone grandes modificaciones en la rigidez y masa de las estructuras, lo cual en general es complejo y costoso, por lo que en la práctica la solución más efectiva para cumplir los límites de confort exigidos por las normativas es el aumento del amortiguamiento de la estructura por medio de absorbedores de vibraciones de diferentes tipos. En el presente artículo se ha mostrado de forma práctica, con un ejemplo concreto, que la solución para evaluar y controlar las vibraciones en pasarelas peatonales no es excesivamente compleja, pero necesita del conocimiento de varias técnicas y herramientas para afrontar adecuadamente el problema.

6. AGRADECIMIENTOS

Este trabajo ha sido realizado con la financiación aportada por el Programa de apoyo a proyectos de Investigación de la Junta de Castilla y León (VA019A07) y el Programa de ayudas a la realización de proyectos de investigación, desarrollo e innovación tecnológica en el marco del Plan Nacional de Investigación Científica, Desarrollo e Innovación Tecnológica 2004-2007, correspondientes al Área de Transportes y Construcción, del Ministerio de Fomento (C16/2006). Asimismo, el autor Iván Muñoz Díaz agradece la ayuda económica recibida por la Universidad de Castilla-La Mancha dentro del Programa de Becas para Estancias en otras Universidades o Centros de Investigación.

Los autores agradecen al personal de Museo de la Ciencia de Valladolid su apoyo en las pruebas de campo.

7. BIBLIOGRAFÍA

- APS Dynamics. *Instruction Manual: Electro-seis, model 400 shaker*
- Casado CM, Poncela AV, Lorenzana A. "Adaptive tuned mass damper for the construction of concrete pier" *Structural Engineering International*. 2007. Vol. 17-3 p.252-255
- Connor, JJ. *Introduction to structural motion control*. 1ª edición. New Jersey: MIT-Prentice Hall, 2003. 680p. ISBN: 0-13-009138-3
- Dallard P, Fitzpatrick AJ, Flint A et al. "The London Millennium Footbridge", *The Structural Engineer*. 2001. Vol.79-22 p.17-33
- de Sebastián J, Casado CM, Lorenzana A, Poncela AV. "Sistemas de control de vibraciones para grúas torre". *Dyna Ingeniería e Industria*. 2009. Vol. 84 p.237-244
- Díaz IM, Reynolds P. "Acceleration Feedback Control of Human-induced Floor Vibrations", *Engineering Structures*. 2010 Vol. 32 p.163-173
- Dyna, "La nueva pasarela de Abandoibarra". *Dyna Ingeniería e Industria*. 1997. Vol.72-6 p.15-17
- EAE. *Instrucción de Acero Estructural*. Madrid: Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento, Mayo 2010. 447p.
- FIB. *Bulletin 32: Guidelines for the design of footbridges*. Lausanne: Fédération internationale du béton (FIB), 2005. 154p. ISBN 1-88394-072-X
- Fitzpatrick T. *Linking London: The Millennium Bridge*. London: The Royal Academy of Engineering, 2001. 28p. ISBN: 1-871634-99-7
- Gómez M. "A new and unusual cable-stayed footbridge at Valladolid (Spain)". En: *Proceedings of Steelbridge 2004: Symposium international sur les Ponts Métalliques, (Millau, 23-25 June 2004)*, 2004
- Hernández-Vázquez J. "Estructuras y efectos dinámicos del viento". *DYNA Ingeniería e Industria*. 2005. Vol.80-2 p.9-12
- Hivoss. *Design of Footbridges. Guideline. Human Induced Vibrations of Steel Structure (Hivoss-RFS2-CT-2007-00033)*, 2008. 31p.
- IAP. *Instrucción sobre acciones a considerar en el proyecto de puentes de carretera*. 3ª reimpresión. Madrid: Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento, 2003. 79p. ISBN: 84-498-0348-9
- ISO 2631-1:1997, *Mechanical vibration and shock- Evaluation of human exposure to whole-body vibration- part 1: General requirements*. 2ª Edition Genève: International Organization for Standardization, 1997. 31p.
- Ladret P, González A. "Pretensado exterior en la pasarela del museo de la ciencia en Valladolid". *Informes de la Construcción*. 2005. Vol.57-497 p.5-11
- Ministerio de Fomento. *Recomendaciones para la realización de pruebas de carga de recepción en puentes de carretera*. Madrid: Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento, 1999. 21p. ISBN: 84-498-0425-6
- Poncela A, Casado C, Baeyens E, Peran JR. "Design of Devices for Protecting Civil Structures using Fixed-Order H_v Control". *Journal of Structural Control & Health Monitoring*. 2007. Vol.14-2 p.239-260
- RPM-95. *Recomendaciones para el proyecto de puentes metálicos para carreteras*. 2ª reimpresión. Madrid: Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento, 2003. 214p. ISBN: 84-498-0223-7
- RPX-95. *Recomendaciones para el proyecto de puentes mixtos para carreteras*. 2ª reimpresión. Madrid: Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento, 2003. 257p. ISBN: 84-498-0224-5
- Russell H. "Sway-free footbridge to open at last". *Bridge Design & Engineering*. 2002. Vol.8-26
- Sétra. *Technical guide: Footbridges. Assessment of vibrational behaviour of footbridges under pedestrian loading*. Paris: Service d'Etudes techniques des routes et autoroutes (Sétra), 2006. 127p.
- Sobrino JA, Pulido MD. "Towards advanced composite material footbridges". *Structural Engineering International*. 2002. Vol.2 p.84-86
- Williams M. "Vibrations of the Millennium Bridge". *SECED Newsletter*. November 2001. p.1-3

Porras JA, de Sebastián J, **Casado CM**, Lorenzana A.

***Modal Mass Estimation from Output-only
Data using Oscillator Assembly***

Mechanical Systems and Signal Processing.
Vol. 26(1) (2012) pp.15-23

MECHANICAL SYSTEMS AND SIGNAL PROCESSING 

Impact Factor
5.005 **5.086**
2018 5 años

Categoría de JCR ®	Clasificación en la categoría	Cuartil en la categoría
ENGINEERING, MECHANICAL	6 de 129	Q1

Datos de la edición 2018 de Journal Citation Reports

Editorial
ACADEMIC PRESS LTD- ELSEVIER SCIENCE LTD, 24-28 OVAL RD, LONDON NW1 7DX,
ENGLAND
ISSN: 0888-3270

Dominio de investigación
Engineering



Contents lists available at ScienceDirect

Mechanical Systems and Signal Processing

journal homepage: www.elsevier.com/locate/ymssp

Modal mass estimation from output-only data using oscillator assembly

J.A. Porrás^{a,*}, J. de Sebastian^a, C.M. Casado^a, A. Lorenzana^{a,b}

^a Centro Tecnológico CARTIF, Parque Tecnológico 205, 47151 Boecillo, Valladolid, Spain

^b ITAP, University of Valladolid, 47011 Valladolid, Spain

ARTICLE INFO

Article history:

Received 14 June 2010

Received in revised form

6 April 2011

Accepted 18 June 2011

Available online 8 July 2011

Keywords:

Modal analysis

Output-only

Tuned mass damper

Modal mass

Mode shape scaling

ABSTRACT

A novel single degree of freedom method is proposed to identify the modal mass or mode shape scaling of an isolated vibration mode from output-only data, using the response of the system coupled with an oscillator which can be very small in comparison. The expedient is considerably simpler than some alternatives requiring controlled input, and no prior assumption is required concerning the unknown parameter, but the frequency of the mode must be known in advance. Two proof-of-concept algorithms were developed for testing the method: a frequency domain peak picking algorithm for lightly damped systems and a time domain one that can take heavy damping into account. Tests were performed on a laboratory set-up and on a real lively footbridge (with an oscillator mass around 1% of the modal mass), assessing the viability of the method and its suitability for real applications.

© 2011 Elsevier Ltd. All rights reserved.

1. Introduction

Modal analysis, by decoupling the equations of motion, allows for the solution of systems with multiple degrees of freedom, and hence has long been one of the capital tools of vibration analysis. Even partial knowledge of modal parameters can be very valuable; however unless the full set of parameters are obtained, a complete model cannot be composed, and full simulation of the system is not possible.

Classical modal testing [1,2] can provide estimations for all modal parameters, including mode shape scaling, but requires the input to be controlled; this implies elaborate and expensive equipment [3–5] that are often not practical, or feasible at all—specially in large systems such as civil structures. Brownjohn and Pavic [6] proposed a method to approximate the modal mass of lively footbridges by using human-induced excitation, that is not measured on site, but previously in laboratory conditions, and presumed to vary little enough.

Operational modal analysis [7] is a relatively recent technique that emphasizes testing under ambient instead of laboratory conditions, using output-only data. Under certain conditions [8] it overcomes the need for controlled input, and can estimate natural frequencies, damping and mode shapes from output-only data; but it cannot directly provide mode shape scaling. Without this information the model is incomplete and it cannot simulate the system. Various applications of modal analysis [9] need mode shape scaling or modal mass information. In particular, once a specific mode has been identified as problematic because of resonant excitations, its modal mass must be known in order to design a comprehensive vibration control strategy, for example for the precise design of tuned mass dampers [10].

* Corresponding author. Tel.: +34 983 546504; fax: +34 983 546521.

E-mail addresses: japofran@yahoo.es, javpor@cartif.es (J.A. Porrás).

Nevertheless there have been advancements in mode shape scaling using output-only in-operation measurements; Parloo et al. [11] proposed such a method, comprising the measurement of natural frequency shifts caused by controlled lumped mass attachments. Research has also been carried out on hybrid testing with both operational and controlled (exogenous) inputs [12] at once, using methods that allow for smaller amplitudes of the exogenous forces, rendering the testing considerably more practical.

The present method is an alternative solution to the problem of scaling modes found by operational methods; the fundamental approach is different, and a different experimental set-up is used. Section 4.2 shows one example of a real application in which this method was considered suitable.

In order to obtain the scaling information of an otherwise known mode, a secondary vibratory system is attached, and the coupled response of the assembly is recorded and processed. The mass of this secondary system can be relatively small, although experimental work so far has not essayed oscillators below 1% of the modal mass (see Section 4.2). It is assumed that no other mode participates in the coupled response, so the presence of other modes with close natural frequencies and interfering shapes would pose a problem. The mathematical validity of the method itself is not dependent on specific values for the parameters of this secondary oscillator; however its natural frequency should be conveniently chosen close to that of the mode whose mass is to be estimated, for good signal to noise ratio with minimal secondary mass. Such a vibratory system can be a dynamic absorber or tuned mass damper [13–15].

In the following Section 2 the problem at hand is explained and the notation established, and the equivalence between modal mass and mode shape scaling is demonstrated. In Section 3 two algorithms are proposed to implement the method. In Section 4 the algorithms are put to test, with a laboratory benchmark test and a real application in civil engineering.

2. Theoretical background

Before introducing the method itself, which will be done in Section 3, it is necessary at this point to explain the problem, and establish the notation to be used henceforth. The equivalence between modal mass and mode shape scaling will also be shown and proven. The content of this section will be already familiar to engineers and scientists versed in modal analysis, as well as the formulation of the problem itself, but is included for the sake of clarity.

It is common in the literature, when the study of a single mode of a vibratory system can be of interest [13–15] to reduce the model of the system to a single degree of freedom (SDOF) linear system, whose vibratory parameters derive from that single mode. The proposed method involves attaching a secondary oscillator that interacts essentially with one mode alone. The resultant assembly comprising the original system and the oscillator is accordingly regarded as a system with two degrees of freedom (2-DOF). Physical coordinates are used instead of modal ones, so the two DOF are the displacements of both the oscillator and the point of the original system where it is attached; in this context both displacement (and its derivatives) and modal mass would vary if the location of the oscillator were changed, as will be demonstrated below.

Let us consider the whole original N_f -DOF system whose free response can be described by the equations:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{0} \quad (1)$$

where \mathbf{u} is the displacement vector and \mathbf{M} , \mathbf{C} , and \mathbf{K} the mass, damping, and stiffness matrices [2]. When this system is coupled with an oscillator attached to its n th DOF, a degree of freedom is added and the new equations of motion are

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} - m_d(2\zeta_d\omega_d(\dot{u}_d - \dot{u}_n) + \omega_d^2(u_d - u_n))[\delta_{in}] = \mathbf{0} \quad (2)$$

$$\ddot{u}_d + 2\zeta_d\omega_d(\dot{u}_d - \dot{u}_n) + \omega_d^2(u_d - u_n) = 0 \quad (3)$$

where u_d is the absolute displacement of the oscillator, m_d its mass, ω_d its natural frequency, ζ_d its damping ratio, and $[\delta_{in}]$ denotes a vector whose components are all zero except for the n th one which equals unity.

The fundamental change of basis of modal analysis will be used to decouple the original N_f -DOF system (1):

$$\mathbf{u} = \mathbf{\Phi}\mathbf{q} \quad (4)$$

where $\mathbf{\Phi}$ is the modal matrix, whose columns are the mode shapes, and the components of \mathbf{q} are called modal or natural coordinates. The mode shapes are normalized or scaled so that

$$\mathbf{\Phi}^T\mathbf{M}\mathbf{\Phi} = \mathbf{I} \quad (5)$$

Substituting Eq. (4) into Eq. (1) and considering the orthogonality of the modes (approximately extensive to the damping term if it is small), the N_f equations would result uncoupled as

$$\ddot{q}_i + 2\zeta_i\omega_i\dot{q}_i + \omega_i^2q_i = 0 \quad (6)$$

where $i = 1 \dots N_f$, and ω_i and ζ_i are the natural frequency and modal damping ratio of each i th mode. Applying the same operations to Eq. (2), which includes an additional term representing the action exerted by the oscillator, the result is

$$\ddot{q}_i + 2\zeta_i\omega_i\dot{q}_i + \omega_i^2q_i - m_d(2\zeta_d\omega_d(\dot{u}_d - \dot{u}_n) + \omega_d^2(u_d - u_n))\phi_{ni} = 0 \quad (7)$$

The free vibration of the assembly is modelled by Eq. (7) (particularized for the mode of interest, $i=m$) and Eq. (3). Nevertheless there is the difficulty that Eq. (7) includes modal coordinates, which are mathematical abstractions that cannot be measured physically.

The vibrations studied by this method must be participated only by the oscillator and the m th mode. Any excitations or additional modes would have to be filtered out. This means the \mathbf{q} vector has only one non-zero component, and then from Eq. (4)

$$u_n = \phi_{nm} q_m \tag{8}$$

According to notation, ϕ_{nm} is the n th component of the (m)th mode shape of interest, where n is the index of the DOF where to the oscillator has been attached. Substituting this into Eq. (7) it becomes

$$\ddot{u}_n + 2\zeta_m \omega_m \dot{u}_n + \omega_m^2 u_n - m_d (2\zeta_d \omega_d (\dot{u}_d - \dot{u}_n) + \omega_d^2 (u_d - u_n)) \phi_{nm}^2 = 0 \tag{9}$$

which along with Eq. (3) constitute the equation system for the reduced 2-DOF model.

The modal mass m_m is defined as the mass of a SDOF system equivalent to the mode of interest, in the physical coordinate u_n (as opposed to modal or natural coordinates, \mathbf{q}). The equations of free motion of such a system coupled with the secondary oscillator into a 2-DOF system, found by applying Newton's Second Law directly, are

$$\ddot{u}_n + 2\zeta_m \omega_m \dot{u}_n + \omega_m^2 u_n - \frac{m_d}{m_m} (2\zeta_d \omega_d (\dot{u}_d - \dot{u}_n) + \omega_d^2 (u_d - u_n)) = 0 \tag{10}$$

and Eq. (3). Comparing Eq. (10) with Eq. (9) it can be seen that

$$m_m = \frac{1}{\phi_{nm}^2} \tag{11}$$

In consequence, once the value for the modal mass is calculated, Eq. (11) can be used to scale the respective unscaled mode shape, previously obtained from operational modal analysis. If the n th component of the unscaled mode shape is $\tilde{\phi}_{nm}$, according to Eq. (11) the unscaled mode shape vector must be multiplied by the scalar ratio

$$\frac{\phi_{nm}}{\tilde{\phi}_{nm}} = \frac{1}{\tilde{\phi}_{nm} \sqrt{m_m}} \tag{12}$$

and hence the mode shape is scaled according to Eq. (5).

3. Algorithms

The aim of the proposed method is to obtain the modal mass (or mode scaling, see Eq. (11)) by attaching a secondary vibratory system to the main system under study, and recording the coupled response of this assembly. An inspection of Eqs. (9) and (3) shows that modal mass does influence the free response of this 2-DOF system. Because of this it will be possible to calculate the modal mass out of the free response if the rest of the system parameters are known, even without knowing the magnitude of the initial excitation that caused the vibration. This is unlike the case of a linear SDOF system, whose free response is characterized by a shape constant in all cases, and an amplitude that would remain constant if both the mass of the system and the magnitude of the initial excitation—or total energy in the system at that moment—were changed at the same time according to a certain relationship [13].

The natural frequency of the oscillator should be chosen close to the mode under study:

$$\omega_d \approx \omega_m \tag{13}$$

so the effect of a light oscillator (small m_d value) will be noticeable even on a much heavier system, and the two aforementioned modes are close and can be easily filtered from the rest of the spectrum. The precise value of ω_d is not critical, as long as it is known and close to the mode of interest.

Two algorithms have been developed to implement and test this method. They are proof of the more generic concept propounded here, namely estimating the modal mass out of the free response (e.g. impulse excited) of the proposed assembly.

3.1. Frequency domain algorithm

The apparent effect of an oscillator complying with Eq. (13) on the frequency response function of the assembly is to “split” the original mode into two close ones. The position and relative magnitude of these two modes depend on the parameters of the oscillator [13]. Since the parameters of the oscillator are all known, the proposed method uses the position of these modes in the frequency spectrum to obtain the modal mass.

Carrying out a modal analysis on the system governed by Eqs. (9) and (3) (considering Eq. (11)), the two natural frequencies are found to be [16]

$$\omega_1 = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\omega_m^2 + \omega_d^2(1+\mu) + \sqrt{(\omega_m^2 + \omega_d^2(1+\mu))^2 - 4\omega_m^2\omega_d^2}} \tag{14}$$

$$\omega_2 = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\omega_m^2 + \omega_d^2(1+\mu) - \sqrt{(\omega_m^2 + \omega_d^2(1+\mu))^2 - 4\omega_m^2\omega_d^2}} \quad (15)$$

where the mass ratio μ is defined as the quotient of the oscillator mass divided by the modal mass:

$$\mu = \frac{m_d}{m_m} \quad (16)$$

The original frequency ω_m can be found by analysing the original system (without oscillator) with any operational method. The coupled natural frequencies ω_1 and ω_2 can be obtained from the free response of the coupled system, whose recording is the experimental requisite of this method.

Hence the unknown μ can be found by solving Eq. (14) or Eq. (15). Although both should lead to the same one value, in practice their solutions will differ depending on the quality of the experimental data.

Considering that Eqs. (14) and (15) do not take into account any damping, high damping could pose a problem. The effect of increasing damping on the oscillator is to bring the two peaks of the coupled frequency response function closer together [13]. Nevertheless, the impact on frequency peak location of typical values of intrinsic damping is usually very little. In Section 3.2 it will be put forward an alternative time domain algorithm that can take damping—both on the oscillator and the original system—into account.

3.2. Time domain algorithm

For the time domain approach, a state space formulation of the aforementioned 2-DOF assembly model (formed by the mode of interest and the oscillator) will be used. Customarily the choice of state variables would be, in this order: displacement of the original system, its velocity, displacement of the oscillator, and its velocity, referenced as absolute. The equations of free motion (equivalent to Eqs. (10) and (3)) in this state space form are

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} \quad (17)$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\omega_m^2 - \mu\omega_d^2 & -2\zeta_m\omega_m - 2\mu\zeta_d\omega_d & \mu\omega_d^2 & 2\mu\zeta_d\omega_d \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \omega_d^2 & 2\zeta_d\omega_d & -\omega_d^2 & -2\zeta_d\omega_d \end{bmatrix} \quad (18)$$

However it may be advantageous to use a different set of state variables, because in practice acceleration can be usually measured more conveniently than velocity or displacement. Applying the change of variables

$$\mathbf{y} = \mathbf{x} \quad (19)$$

differentiating Eq. (17), and considering that the state matrix is time-invariant, the equations of motion in this different state space are

$$\dot{\mathbf{y}} = \mathbf{A}\mathbf{y} \quad (20)$$

And so the state variables chosen are velocity of the original system, its acceleration, velocity of the oscillator, and its acceleration. Nevertheless, the similarity between Eqs. (17) and (20) means that the choice is irrelevant to this method, because it is based on free response.

A solution to Eq. (20) is

$$\mathbf{y}(t+T) = e^{\mathbf{A}T}\mathbf{y}(t) \quad (21)$$

The input fed to the algorithm consists of a data log of the four state variables, sampled with a constant period T , for any segment of transient free response. (The free response signal of the 2-DOF system can be extracted from the data log, applying a band-pass filter enclosing the two modes of interest.) The state variables are sampled at N_s instants indexed $k = 0, \dots, N_s - 1$, and so the total duration of the sampled time segment is $T(N_s - 1)$. A truncated approximation is used in Eq. (21):

$$e^{\mathbf{A}T} = \sum_{i=0}^{\infty} \frac{T^i}{i!} \mathbf{A}^i \approx \sum_{i=0}^p \frac{T^i}{i!} \mathbf{A}^i \equiv \mathbf{S} \quad (22)$$

Since the unknown μ is present in the state matrix, the elements of \mathbf{S} will be in general polynomials in μ of degree p . An estimation of the state at the following sampling instant t_{k+1} can be had by applying Eqs. (21) and (22) to every sampled state $\mathbf{y}(t_k) \equiv \mathbf{y}(k)$ at $t_k = kT$ ($k = 0, \dots, N_s - 2$):

$$\mathbf{y}(k+1) \approx \tilde{\mathbf{y}}(k+1) = \mathbf{S}\mathbf{y}(k) \quad (23)$$

and the elements of this state vector are consequently also expressed as polynomial functions in μ of degree p .

The basic idea of the proposed algorithm is estimating μ by minimizing the total deviation between the \mathbf{y} and $\tilde{\mathbf{y}}$ sets along $k = 1, \dots, N_s - 1$. The squared Euclidean norm of the difference between the estimated and the measured states is calculated for every sampling point—again as a polynomial in the unknown μ , of degree $2p$ —then added together

progressively, and the solution of the algorithm is the value that minimizes the final sum:

$$\min_{\mu} \sum_{k=1}^{N_s-1} \|\mathbf{y}(k) - \hat{\mathbf{y}}(k)\|^2 \tag{24}$$

This minimum can be found as one of the roots of the derivative, which is in turn a polynomial of degree $2p-1$, whose roots can be found algebraically for $p=1,2$. This was the approach used in Section 4.

4. Experimental tests

4.1. Laboratory set-up

In order to validate the method and the algorithms, some tests were performed on a laboratory set-up shown in Fig. 1. Three different values were used for the primary mass m_m (shown on the upper side of the image) and three others for the secondary mass m_d (on the lower side), totalling nine different experiments as detailed in Table 1. After gently starting movement by hand, the free response was recorded by two accelerometers, which are also visible in Fig. 1. Fig. 2 shows a sample fragment of the free response of the secondary mass during one of the tests.

The results estimated by using the frequency domain algorithm are shown in Table 2. The experiments are numbered according to Table 1. Since the frequency domain algorithm yields two values according to Eqs. (14) and (15) (called



Fig. 1. Set-up used in laboratory tests. A 2-DOF system was built with two variable groups of weights hung by steel springs.

Table 1
Experiment parameters.

Case	m_m (kg)	ω_m (rad/s)	m_d (kg)	ω_d (rad/s)	μ	ω_d/ω_m
1a	22.88	20.26	1.56	25.11	0.0682	1.2394
1b	22.88	20.26	2.56	19.68	0.1119	0.9714
1c	22.88	20.26	3.56	16.78	0.1556	0.8282
2a	26.80	18.69	1.56	25.11	0.0582	1.3435
2b	26.80	18.69	2.56	19.68	0.0955	1.0530
2c	26.80	18.69	3.56	16.78	0.1328	0.8978
3a	28.94	18.06	1.56	25.11	0.0539	1.3904
3b	28.94	18.06	2.56	19.68	0.0885	1.0897
3c	28.94	18.06	3.56	16.78	0.1230	0.9291

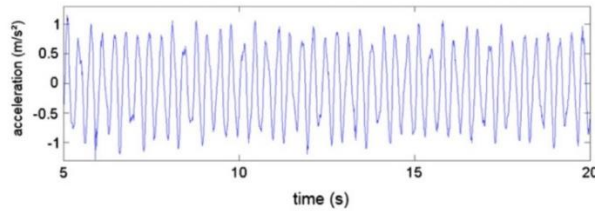


Fig. 2. Sample of free response.

Table 2
Results from the frequency domain algorithm.

Case	\tilde{m}_m (kg)	ω_1 (rad/s)	ω_2 (rad/s)	\tilde{e}	e
1a	23.08	26.95	18.79	0.0644	0.0087
1b	22.95	23.56	16.96	0.0082	0.0031
1c	22.92	22.56	15.07	0.0187	0.0017
2a	26.13	26.70	17.71	0.1511	-0.0250
2b	26.93	22.56	16.40	0.0657	0.0049
2c	27.11	21.24	14.83	0.0365	0.0116
3a	28.48	26.39	17.22	0.0214	-0.0159
3b	28.55	22.18	16.02	0.0087	-0.0135
3c	29.16	20.61	14.64	0.0301	0.0076

Table 3
Results from the time domain algorithm.

Case	\tilde{m}_m (kg)	e
1a	24.92	0.0882
1b	24.83	0.0843
1c	24.09	0.0520
2a	30.51	0.1384
2b	29.26	0.0918
2c	27.44	0.0239
3a	31.82	0.1010
3b	30.70	0.0623
3c	30.20	0.0450

henceforth m_{m1} and m_{m2}), the values displayed on Table 2 are the mean between both

$$\tilde{m}_m = \frac{m_{m1} + m_{m2}}{2} \tag{25}$$

the discrepancy between them defined as

$$\tilde{e} = \frac{|m_{m1} - m_{m2}|}{\tilde{m}_m} = 2 \frac{|m_{m1} - m_{m2}|}{m_{m1} + m_{m2}} \tag{26}$$

and the error defined as

$$e = \frac{\tilde{m}_m - m_m}{m_m} \tag{27}$$

No correlation can be established between e and \tilde{e} from these results; nevertheless all these tests showed minimal error, presumably because of the high mass ratio and the virtual absence of damping. Table 2 also shows the two natural frequencies of the 2-DOF assembly.

Table 3 contains the results of the time domain algorithm. It looks significant that the error is always positive corresponding to an overestimation of the modal mass. The required velocity data were obtained from numerical integration of the acceleration data, and an example is shown in Fig. 3, which corresponds to the filtered integral of Fig. 2. Although no special dissipative element was installed, the intrinsic damping ratios ζ_m and ζ_d were obtained for each mass-spring SDOF subsystem by exponential decay curve fitting of the isolated free response.

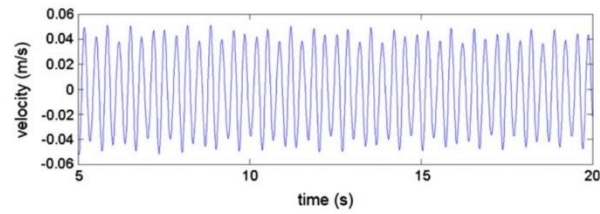


Fig. 3. Sample of velocity response integrated from the acceleration.



Fig. 4. Science Museum Footbridge.



Fig. 5. Prototype tuned mass damper.

4.2. Lively steel footbridge in Valladolid, Spain

The method has been used to estimate the mass of the first vertical mode of one of the spans of the Science Museum Footbridge in Valladolid, Spain (Fig. 4), whose natural frequency has been previously found to be 3.5 Hz, with a damping ratio $\zeta_m = 0.006$. This span is a 51 m long steel truss structure [17]. With the aim of reducing the participation of the previously mentioned mode on the response vibration under pedestrian excitation, a tuned mass damper (TMD) had been proposed, and the prototype is pictured in Fig. 5. One of the problems encountered during the design was the unknown modal mass, whose value is needed for calculating the optimal TMD parameters [10,13,14].

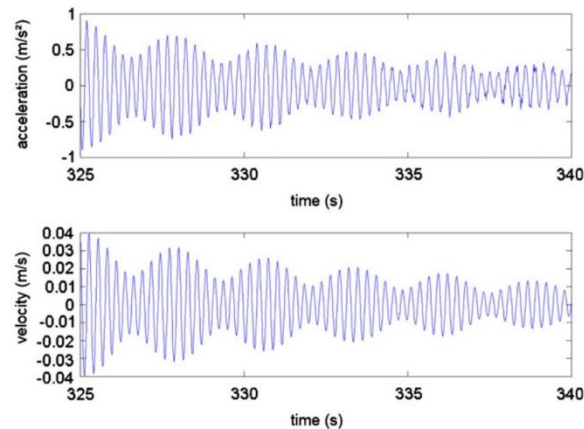


Fig. 6. Free response of the bridge. Top: raw acceleration. Bottom: velocity after integration and filtering.

Table 4

Estimation of the bridge modal mass using both algorithms and an alternative FRF method.

Method	$\tilde{m}_m(t)$
Frequency algorithm	17.95
Time algorithm	18.06
FRF curve fitting	17.90

The very same prototype TMD without dashpots was used to estimate the modal mass by means of the proposed method. This prototype had been tuned to the mode of interest (resulting in $\omega_d = 3.45$ Hz for $m_d = 183$ kg) and placed near the centre of the bridge span (anti-node). Due to the lively nature of this structure, a single person was able to excite it enough by bouncing in resonance, then stopping before acquiring the subsequent free response. Fig. 6 shows graphs of the acceleration recorded on the deck, and the velocity obtained by numerical integration.

In addition to the proposed method, the modal mass was estimated with a controlled input method. The bridge was excited with a 445 N shaker, both input (shaker mass acceleration) and output (bridge anti-node acceleration) were measured, and the resultant frequency response function (FRF) was fitted to the theoretical curve to find the modal mass.

Table 4 shows the results of both algorithms, as well as the result of the FRF curve fitting. All results have been averaged from at least three experiments. In the case of the frequency domain algorithm, the deviation $\bar{\epsilon}$ (Eq. (26)) was 0.133 on average.

5. Conclusions

A novel method for estimating a modal mass—or equivalently scaling the mode shape—is proposed. The purpose is to scale a mode already found by other methods, e.g. operational modal analysis. This mode must be excited and its response isolated; so modes with close natural frequencies and interfering shapes would pose a problem. The necessary set-up consists of an oscillator whose natural frequency is close to the mode of interest. An already installed tuned mass damper (TMD) can be made use of, substituting the need for any special equipment, what makes this approach attractive in certain real situations. Two proof-of-concept algorithms were proposed: a frequency domain peak picking algorithm for lightly damped systems and a time domain one that can take heavy damping into account. Tests were performed: on a laboratory set-up of known parameters, where the high potential accuracy of the method was demonstrated; and on a steel footbridge, exploring the practical application in civil engineering.

Acknowledgements

The authors wish to thank Dr. Ivan Muñoz Diaz from the University of Castilla-la Mancha, for his valuable contribution on the frequency response function measurement and curve fitting.

References

- [1] D.J. Ewins, *Modal Testing: Theory, Practice and Application*, Research Studies Press, Taunton, UK, 2000.
- [2] J. He, Z. Fu, *Modal Analysis*, Butterworth-Heinemann, Oxford, UK, 2001.
- [3] C.R. Farrar, T.A. Duffey, P.J. Cornwell, S.W. Doebling, Excitation methods for bridge structures, in: *Proceedings of the 17th International Modal Analysis Conference*, Kissimmee, Florida, USA, 1999, pp. 1063–1068.
- [4] R.L. Mayes, M.A. Nusser, The Interstate-40 Bridge Shaker Project, Report SAND94-0228, Experimental Structural Dynamics Department, Sandia National Laboratories, Albuquerque, New Mexico, USA, April 1994.
- [5] H. Panossian, W. Gawronski, J. Ossman, Balanced shaker and sensor placement for modal testing of large flexible structures, in: *Proceedings of the 16th International Modal Analysis Conference*, Santa Barbara, California, USA, 1998.
- [6] J.M.W. Brownjohn, A. Pavic, Experimental methods for estimating modal mass in footbridges using human-induced dynamic excitation, *Eng. Struct.* 29 (2007) 2833–2843.
- [7] L. Hermans, H. Van der Auweraer, Modal testing and analysis of structures under operational conditions: industrial applications, *Mech. Syst. Signal Process.* 13 (1999) 193–216.
- [8] C. Devriendt, G. De Sitter, S. Vanlanduit, P. Guillaume, Operational modal analysis in the presence of harmonic excitations by the use of transmissibility measurements, *Mech. Syst. Signal Process.* 23 (2009) 621–635.
- [9] J.T. Kim, N. Stubbs, Improved damage identification method based on modal information, *J. Sound Vib.* 252 (2002) 223–238.
- [10] E. Pennestri, An application of Chebyshev's min–max criterion to the optimal design of a damped dynamic vibration absorber, *J. Sound Vib.* 217 (1998) 757–765.
- [11] E. Parloo, P. Verboven, P. Guillaume, M. Van Overmeire, Sensitivity-based operational mode shape normalisation, *Mech. Syst. Signal Process.* 16 (2002) 757–767.
- [12] E. Reynders, G. De Roeck, A hybrid experimental-operational approach to modal parameter identification of large structures, in: *Proceedings of the 4th European Conference on Computational Mechanics*, Paris, France, 2010.
- [13] J.P. Den Hartog, *Mechanical Vibrations*, Dover Publications, New York, USA, 1985.
- [14] J.J. Connor, *Introduction to Structural Motion Control*, Prentice Hall Pearson Education, New Jersey, USA, 2003.
- [15] J. Hwang, H. Kim, J. Kim, Estimation of the modal mass of a structure with a tuned-mass damper using H-infinity optimal model reduction, *Eng. Struct.* 28 (2006) 34–42.
- [16] W.D. Pilkey, *Formulas for Stress, Strain and Structural Matrices*, John Wiley & Sons, Hoboken, New Jersey, USA, 2005.
- [17] C.M. Casado, J. de Sebastian, A. Poncela, A. Lorenzana, Design of a semi-active tuned mass damper for the science museum footbridge of Valladolid, in: *Proceedings of the 4th European Conference on Structural Control*, 2008, pp. 125–132.

de Sebastián J, Diaz IM, **Casado CM**, Poncela AV,
Lorenzana A.

***Evaluación de la predicción de aceleraciones
debidas al tránsito peatonal en una pasarela
en servicio***

*Informes de la Construcción. Vol. 65(531) (2013)
pp.335-348. (DOI:10.3989/ic.12.02)*

INFORMES DE LA CONSTRUCCION 

Impact Factor
0.306 **0.488**
2018 5 años

Categoría de JCR ®	Clasificación en la categoría	Cuartil en la categoría
CONSTRUCTION & BUILDING TECHNOLOGY	60 de 63	Q4

Datos de la edición 2018 de Journal Citation Reports

Editorial
CONSEJO SUPERIOR INVESTIGACIONES CIENTIFICAS-CSIC, VITRUVIO 8, 28006 MADRID,
SPAIN

ISSN: 0020-0883
eISSN: 1988-3234

Dominio de investigación
Construction & Building Technology

Evaluación de la predicción de aceleraciones debidas al tránsito peatonal en una pasarela en servicio

*Evaluation of acceleration estimates due to pedestrian
loading on an in-service footbridge*

J. de Sebastián^(*), I. M. Díaz^(**), C. M. Casado^(*), A. V. Poncela^(***), A. Lorenzana^(***)

RESUMEN

En este artículo se evalúan algunos modelos de carga de peatones en la pasarela peatonal del Museo de la Ciencia de Valladolid siguiendo estos pasos: (i) identificación experimental de los parámetros modales usando diversos métodos para la estimación de la masa modal, (ii) estimación de la respuesta de aceleración utilizando algunos modelos de carga dados por normativas, y (iii) desarrollo de pruebas experimentales y comparación de los valores de aceleración medidos con los estimados. Se ha estudiado la influencia de los peatones en las propiedades modales incluyéndose este efecto en la estimación de las aceleraciones y la mejora de las mismas. Así, este trabajo es un ejemplo de análisis de las vibraciones de una pasarela en servicio poniendo especial atención a la bondad de las estimaciones comparadas con los registros reales y a la influencia de los peatones en dichas estimaciones.

562-158

Palabras clave: Pasarela peatonal; Análisis dinámico; Sistema peatones-estructura; Modelo de carga de peatones.

SUMMARY

Pedestrian load models on the Valladolid Science Museum Footbridge have been evaluated in this paper following these steps: (i) experimental identification of the modal parameters using several methods for the modal mass estimation, (ii) estimation of acceleration response through pedestrian models given by codes, and (iii) development of experimental tests and comparison of acceleration records with acceleration estimates. The influence of pedestrians on the structural modal properties has been studied and its effects have been considered into the acceleration estimates, leading to better estimates. Then, this paper is an example of vibration analysis of an in-service footbridge focusing on the performance of vibration estimates as compared with experimental measures and on the influence of pedestrians on those estimates.

Keywords: Footbridge; Dynamic analysis; Pedestrian-structure system; Pedestrian load model.

^(*) CARTIF Centro Tecnológico, Valladolid (España).

^(**) Universidad Politécnica de Madrid (España).

^(***) Universidad de Valladolid (España).

Persona de contacto/Corresponding author: jesseb@cartif.es (J. de Sebastián)

1. INTRODUCCIÓN

El avance en los materiales y en las tecnologías de construcción ha propiciado el desarrollo de estructuras civiles más ligeras y esbeltas, construidas con menos material, menos mano de obra y menos tiempo de construcción (1) (2). Por otro lado, estas estructuras son más susceptibles de vibrar ante cargas producidas por el viento, automóviles o personas. Más concretamente, estructuras tales como forjados de grandes luces, pasarelas peatonales, escaleras esbeltas o graderíos, pueden ser excitadas por los usuarios al realizar actividades como andar, correr o saltar. La excitación producida por los usuarios podría alcanzar niveles de vibración excesivos, sobrepasando los valores de confort recomendados en las normativas. El factor decisivo en el dimensionamiento de este tipo de estructuras suele ser el estado límite de servicio de vibraciones (ELSV).

Existen varias guías de cálculo y normativas en las que se incluyen diversos modelos de cargas producidas por humanos, y entre ellos se encuentran aquéllos que modelan un flujo o tránsito de peatones continuo, que es el estado de carga más representativo. Estos modelos pueden ser empleados en el dimensionamiento de la estructura, pero en general no se confía demasiado en ellos ya que no existen muchos ejemplos de verificación en estructuras ya construidas (3). Por tanto, es interesante comprobar como se comportan estos modelos en estructuras en servicio.

La influencia de los peatones parados o sentados (pasivos) en el comportamiento dinámico de las estructuras se ha estudiado en numerosos trabajos de investigación (4) (5); sin embargo no está tan clara la influencia que tienen los peatones activos (andando, corriendo o saltando) en las propiedades dinámicas del conjunto peatones-estructura. En algunos trabajos previos se ha visto que esta influencia podría ser importante (6) (7) y debería considerarse en cualquier predicción teórica previa. Así, en este trabajo se estudia esa influencia en las propiedades dinámicas con objeto de valorar la importancia que tiene su consideración en la fase de cálculo.

En el presente trabajo se comentan las principales normativas en vigor junto con algunas de las guías de cálculo de pasarelas peatonales publicadas hasta la fecha. Posteriormente, se analiza la dinámica de la pasarela peatonal del Museo de la Ciencia de Valladolid (PMC) obteniéndose sus parámetros modales. A continuación se obtienen las predicciones de la respuesta

de aceleración de la misma utilizando tres documentos: el Eurocódigo 5 (8), la ISO 10137 (9) y la guía SETRA (10). Por último, se realizan pruebas experimentales y se comparan los resultados estimados utilizando algunos de los modelos recogidos en dichos documentos con los valores experimentales.

2. NORMATIVAS Y GUÍAS DE CÁLCULO DE PASARELAS PEATONALES

Cuando un proyectista de estructuras tiene la tarea de analizar, en la fase de cálculo, el ELSV de una pasarela peatonal, éste dispone de un gran número de documentos en forma de normas, instrucciones, recomendaciones y guías nacionales e internacionales. Este apartado trata de dar una visión conjunta de todos estos documentos.

En el caso de España, en 1996 el Ministerio de Fomento publicó las recomendaciones para el proyecto de puentes metálicos sobre carreteras RPM 95 (11) y su homóloga para puentes mixtos RPX 95 (12). Estas recomendaciones, en la parte del ELSV, se limitan a establecer el valor máximo de aceleración vertical $(0,5\sqrt{f_0})$ (m/s^2), siendo f_0 la frecuencia fundamental del vano) para puentes con tránsito de peatones y pasarelas. Además, en ausencia de cálculos específicos, establecen que la aceleración máxima es admisible si se cumple una condición de flecha máxima estática. En 1998 se publicó la primera edición de la instrucción sobre las acciones a considerar en el proyecto de puentes de carretera IAP 98 (13), incluyendo pasarelas peatonales. Esta instrucción sólo plantea la realización de pruebas de carga dinámicas en aquellas pasarelas en las que las vibraciones puedan afectar a su funcionalidad. En 2011 se revisó este documento denominándose IAP 11 (14), en el que se incluyó un nuevo apartado de "Estado límite de vibraciones en pasarelas peatonales". En este apartado se establecen: (i) unos rangos de frecuencia críticos para los que será necesario realizar estudios dinámicos (vertical/longitudinal: [1,25-4,60] Hz, lateral [0,50-1,20] Hz), y (ii) unas circunstancias que, con independencia de los valores de las frecuencias naturales, implican la realización de estudios dinámicos (luz > 50 m, anchura útil > 3 m, tipología singular, nuevos materiales, ubicación en zona urbana con previsible tráfico intenso de peatones). En el apartado de pruebas de carga, se establece que cuando la pasarela peatonal esté dentro de los criterios para la realización de estudios dinámicos se incluirá el proyecto de prueba de carga dinámica, para tal efecto se podría consultar el apartado correspondiente del documento "Recomendaciones

1. INTRODUCCIÓN

El avance en los materiales y en las tecnologías de construcción ha propiciado el desarrollo de estructuras civiles más ligeras y esbeltas, construidas con menos material, menos mano de obra y menos tiempo de construcción (1) (2). Por otro lado, estas estructuras son más susceptibles de vibrar ante cargas producidas por el viento, automóviles o personas. Más concretamente, estructuras tales como forjados de grandes luces, pasarelas peatonales, escaleras esbeltas o graderíos, pueden ser excitadas por los usuarios al realizar actividades como andar, correr o saltar. La excitación producida por los usuarios podría alcanzar niveles de vibración excesivos, sobrepasando los valores de confort recomendados en las normativas. El factor decisivo en el dimensionamiento de este tipo de estructuras suele ser el estado límite de servicio de vibraciones (ELSV).

Existen varias guías de cálculo y normativas en las que se incluyen diversos modelos de cargas producidas por humanos, y entre ellos se encuentran aquéllos que modelan un flujo o tránsito de peatones continuo, que es el estado de carga más representativo. Estos modelos pueden ser empleados en el dimensionamiento de la estructura, pero en general no se confía demasiado en ellos ya que no existen muchos ejemplos de verificación en estructuras ya construidas (3). Por tanto, es interesante comprobar como se comportan estos modelos en estructuras en servicio.

La influencia de los peatones parados o sentados (pasivos) en el comportamiento dinámico de las estructuras se ha estudiado en numerosos trabajos de investigación (4) (5); sin embargo no está tan clara la influencia que tienen los peatones activos (andando, corriendo o saltando) en las propiedades dinámicas del conjunto peatones-estructura. En algunos trabajos previos se ha visto que esta influencia podría ser importante (6) (7) y debería considerarse en cualquier predicción teórica previa. Así, en este trabajo se estudia esa influencia en las propiedades dinámicas con objeto de valorar la importancia que tiene su consideración en la fase de cálculo.

En el presente trabajo se comentan las principales normativas en vigor junto con algunas de las guías de cálculo de pasarelas peatonales publicadas hasta la fecha. Posteriormente, se analiza la dinámica de la pasarela peatonal del Museo de la Ciencia de Valladolid (PMC) obteniéndose sus parámetros modales. A continuación se obtienen las predicciones de la respuesta

de aceleración de la misma utilizando tres documentos: el Eurocódigo 5 (8), la ISO 10137 (9) y la guía SETRA (10). Por último, se realizan pruebas experimentales y se comparan los resultados estimados utilizando algunos de los modelos recogidos en dichos documentos con los valores experimentales.

2. NORMATIVAS Y GUÍAS DE CÁLCULO DE PASARELAS PEATONALES

Cuando un proyectista de estructuras tiene la tarea de analizar, en la fase de cálculo, el ELSV de una pasarela peatonal, éste dispone de un gran número de documentos en forma de normas, instrucciones, recomendaciones y guías nacionales e internacionales. Este apartado trata de dar una visión conjunta de todos estos documentos.

En el caso de España, en 1996 el Ministerio de Fomento publicó las recomendaciones para el proyecto de puentes metálicos sobre carreteras RPM 95 (11) y su homóloga para puentes mixtos RPX 95 (12). Estas recomendaciones, en la parte del ELSV, se limitan a establecer el valor máximo de aceleración vertical $(0,5\sqrt{f_0})$ (m/s^2), siendo f_0 la frecuencia fundamental del vano (para puentes con tránsito de peatones y pasarelas. Además, en ausencia de cálculos específicos, establecen que la aceleración máxima es admisible si se cumple una condición de flecha máxima estática. En 1998 se publicó la primera edición de la instrucción sobre las acciones a considerar en el proyecto de puentes de carretera IAP 98 (13), incluyendo pasarelas peatonales. Esta instrucción sólo plantea la realización de pruebas de carga dinámicas en aquellas pasarelas en las que las vibraciones puedan afectar a su funcionalidad. En 2011 se revisó este documento denominándose IAP 11 (14), en el que se incluyó un nuevo apartado de "Estado límite de vibraciones en pasarelas peatonales". En este apartado se establecen: (i) unos rangos de frecuencia críticos para los que será necesario realizar estudios dinámicos (vertical/longitudinal: [1,25-4,60] Hz, lateral [0,50-1,20] Hz), y (ii) unas circunstancias que, con independencia de los valores de las frecuencias naturales, implican la realización de estudios dinámicos (luz > 50 m, anchura útil > 3 m, tipología singular, nuevos materiales, ubicación en zona urbana con previsible tráfico intenso de peatones). En el apartado de pruebas de carga, se establece que cuando la pasarela peatonal esté dentro de los criterios para la realización de estudios dinámicos se incluirá el proyecto de prueba de carga dinámica, para tal efecto se podría consultar el apartado correspondiente del documento "Recomendaciones

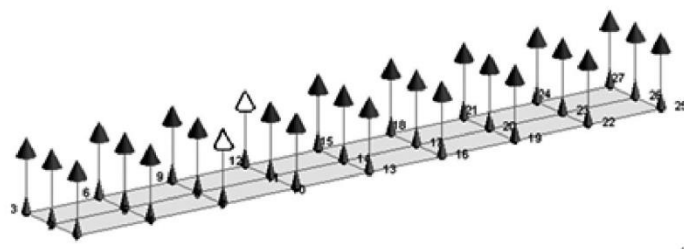
J. de Sebastián, I. M. Díaz, C. M. Casado, A. V. Poncela, A. Lorenzana



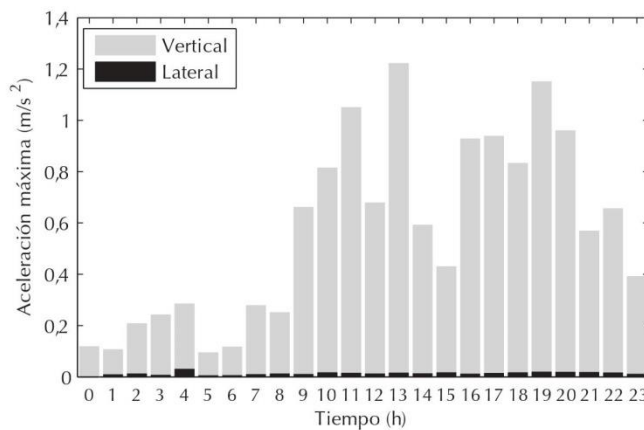
2



3



4



5

- 2. Vista general de la estructura en estudio.
- 3. Vista del vano 2.
- 4. Posición de los acelerómetros de medida, con los de referencia en blanco.
- 5. Ejemplo de valores máximos de aceleración en cada hora durante un día completo.

(AME) del vano donde se registran los mayores niveles de vibraciones. Los ensayos se realizaron con un número de peatones variable para estudiar su influencia en los parámetros modales. También se estudió la linealidad de la estructura para descartar que la variación en los parámetros modales fuera debido a un posible comportamiento no lineal.

3.1. Descripción de la estructura

La estructura estudiada, situada en Valladolid, es una pasarela peatonal sobre el río Pisuegra que une el Museo de la Ciencia con el centro de la ciudad. Este puente, de 234 metros y construido en el año 2004, está compuesto por cuatro vanos: tres formados por barras metálicas tubulares y uno de hormigón, con tablero de madera. Los tres vanos metálicos tienen sección

hexagonal. El vano principal (vano 3 en la Figura 2) tiene 111 metros y cuenta con un sistema de tendones externos postensados, el segundo vano (vano 2) tiene 51 metros y los otros dos vanos son más cortos y rígidos (24). El sistema de tendones externo del vano 3 hace que este vano sea suficientemente rígido (25). Sin embargo, el vano 2 (Figura 3), es más sensible a excitaciones dinámicas producidas por humanos. En dicho vano, con una masa estimada de 27.500 kg, se alcanzan niveles de vibración que, según la opinión de los usuarios, a veces son molestos, particularmente cuando un corredor cruza el puente. Así, se decidió estudiar las propiedades dinámicas de este vano.

3.2. Análisis modal operacional

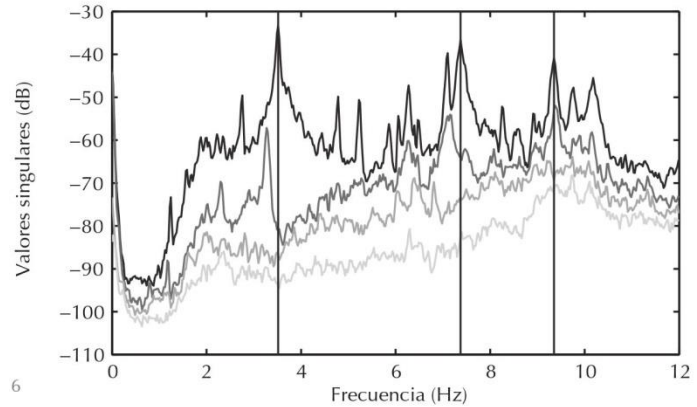
Se realizó un AMO del vano 2 para obtener las frecuencias naturales, coeficientes de amortiguamiento y modos de vibración de las primeras frecuencias. Para la realización del AMO se utilizaron cinco acelerómetros móviles y dos de referencia (MMF-KS48C-1000 mV/g). Se consideró una malla de tres líneas longitudinales con un total de 27 puntos de medida. Se registraron cinco conjuntos de medidas con un tiempo de adquisición de 12 minutos y una frecuencia de muestreo de 100 Hz. En la Figura 4 se muestra la disposición de los acelerómetros y la posición de los de referencia. Se realizaron análisis espectrales preliminares y registros temporales que indicaron que la vibración vertical era considerablemente mayor que la horizontal, por lo que sólo se midió la respuesta vertical. Como ejemplo, se muestran en la Figura 5 los valores máximos de aceleración medidos (vertical y lateral) en cada hora durante un día completo. En ese día la vibración máxima medida fue de 1,20 m/s² en vertical y de 0,03 m/s² en lateral. La estimación de los parámetros modales se hizo utilizando el método en el dominio de la frecuencia EFDD (*Enhanced Frequency Domain Decomposition*). Se estiman los modos a partir de la descomposición en valores singulares de las matrices de densidad espectral de cada una de las

mediciones y se identifica cada valor singular como un sistema de un grado de libertad. En la Figura 6 se muestran los cuatro primeros valores singulares promediados obtenidos empleando el programa comercial ARTEMIS (26). En la Tabla 1 se muestran los parámetros modales estimados (frecuencias y amortiguamientos modales) y en la Figura 7 los correspondientes modos de vibración. El primer modo, con una frecuencia de 3,51 Hz, podría ser excitado por una persona andando (2.º armónico) o corriendo (1.º o 2.º armónico).

Para conocer la variabilidad de sus parámetros modales en servicio se realizó un AMO de la pasarela con diferentes niveles de ocupación. El análisis modal se llevó a cabo utilizando los acelerómetros de la línea central. El tiempo de adquisición con peatones se incrementó a 30 minutos para eliminar la influencia de éstos en la excitación. Los análisis se realizaron con 1, 2, 3, 4 y 15 peatones caminando a su ritmo, eligiendo tanto la velocidad como la forma de andar y pudiendo adelantar para no influirse unos a otros. Los modos resultantes eran similares a los obtenidos en el AMO sin peatones, pero se observó un aumento considerable del amortiguamiento. Este comportamiento también se ha documentado en otros trabajos (5) (27) (28) (29). Los resultados estimados se muestran en la Tabla 2. Se aprecia que con 4 peatones casi se dobla el amortiguamiento y con 15 se quintuplica. Este es un parámetro significativo ya que se emplea en la predicción de la respuesta de la estructura (8) (9) (10). Por otro lado, se observó que la frecuencia estimada apenas cambiaba: sólo se reducía muy ligeramente, probablemente debido al efecto de la masa de los peatones (menos del 4 % de la masa del vano).

3.3. Estimación de la masa modal

La identificación de los parámetros modales de la estructura utilizando el AMO tiene el inconveniente de no identificar la masa modal, parámetro necesario para realizar las estimaciones de la respuesta. Para la determinación de la masa modal del primer modo se han utilizado tres métodos: el primero, basado en el AME, en la que la fuerza de excitación es conocida; el segundo,

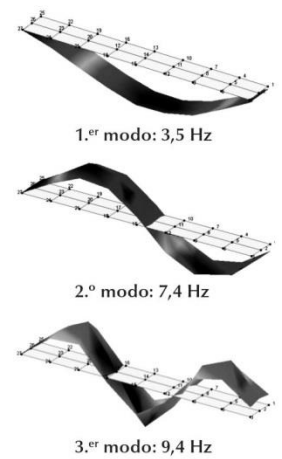


basado en el ajuste del modelo modal utilizando un oscilador (30) y el tercero, basado en el ajuste del modelo modal al aumentar la respuesta de la estructura ante una excitación armónica (31). Los dos últimos no requieren la medición de la excitación.

Para el AME, la fuerza de excitación se generó con un excitador electrodinámico de APS Dynamics modelo 400 en modo inercial colocado en el centro del vano (32). La fuerza inducida por el excitador se calculó midiendo la aceleración de la masa inercial y multiplicándola por su magnitud (30,4 kg). Se utilizó un barrido continuo en frecuencia entre 2,5 y 4,5 Hz para excitar el primer modo. Se utilizaron 7 acelerómetros (como los usados en el AMO) colocados en la línea central de la pasarela. En la Figura 8 se muestra la función de respuesta en frecuencia (FRF) entre la respuesta de aceleración de la estructura y la excitación. La masa modal estimada fue de 18.000 kg. Este método tiene la ventaja de conocer la excitación y el inconveniente de que se necesita un excitador capaz de hacer vibrar la estructura.

6. Valores singulares promediados de las matrices de densidad espectral de las aceleraciones medidas e identificación de los modos dominantes.

7. Modos de vibración identificados.



En el caso de la estimación usando un oscilador se utilizó una masa de 200 kg sintonizada a la primera frecuencia natural (3,5 Hz). Utilizando los algoritmos en el tiempo y en la frecuencia descritos en (30) se obtuvo una masa modal de aproximadamente 18.000 kg. El inconveniente de este método es que hay que utilizar un oscilador sintonizado a la frecuencia del modo que se quiere estimar lo suficientemente grande

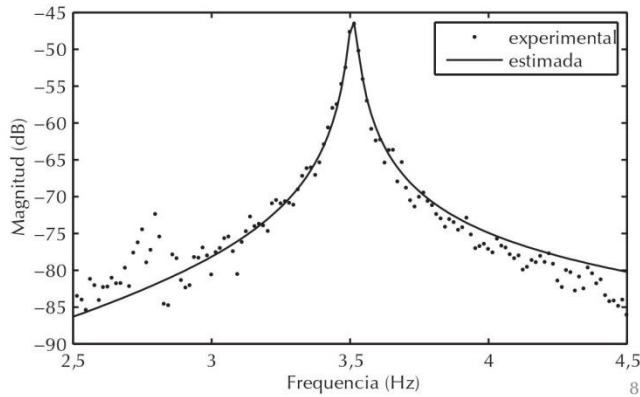
Tabla 1. Frecuencias naturales y amortiguamientos identificados con el AMO

Algoritmo	Parámetro	Modo 1	Modo 2	Modo 3
EFDD	Frecuencia (Hz)	3,51	7,41	9,46
	Amortiguamiento (%)	0,41	0,35	0,36

Tabla 2. Evaluación de la frecuencia natural y del amortiguamiento

Parámetro	Sin peatones	1 peatón	2 peatones	3 peatones	4 peatones	15 peatones
Frec. (Hz) ⁽¹⁾	3,519	3,519	3,516	3,516	3,515	3,514
Amort. (%)	0,41	0,47	0,64	0,70	0,72	2,33

J. de Sebastián, I. M. Díaz, C. M. Casado, A. V. Poncela, A. Lorenzana

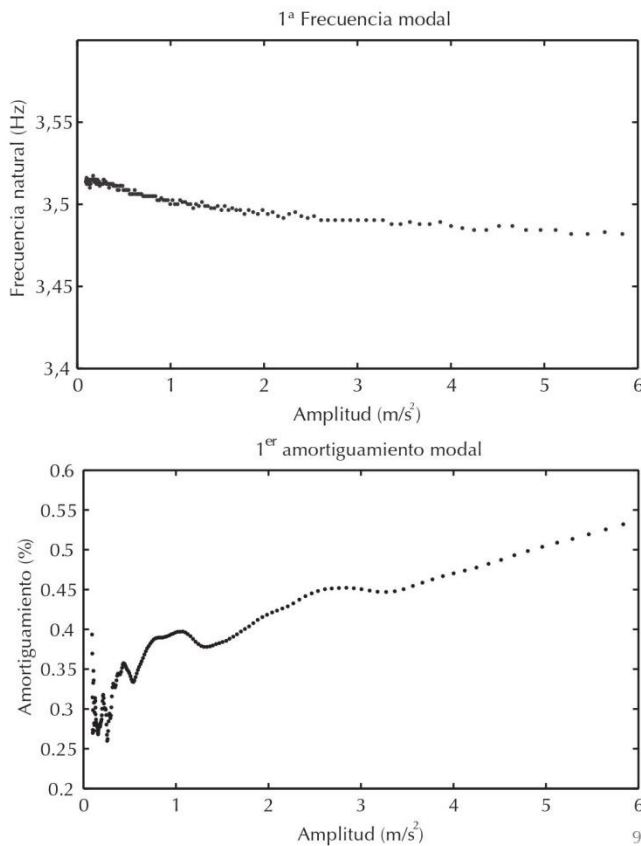


8. Magnitud de la Función de Respuesta en Frecuencia (FRF), en dB (normalizada a 1 ms⁻²N⁻¹) medida experimentalmente y estimada.

9. Frecuencia y amortiguamiento del primer modo en función de la amplitud de la respuesta.

para modificar el comportamiento de la estructura. Sin embargo, tiene la ventaja de que no se necesita un actuador.

Para el método basado en el incremento en la respuesta se excitó la pasarela mediante una persona que saltaba, sin levantar los pies, a la frecuencia de 3,5 Hz. La fuerza generada por la persona fue medida previamente en el laboratorio usando una placa de fuerza (Kistler 9286AA). Se ajustó el modelo para que la respuesta del sistema ante dicha fuerza fuera igual que la respuesta de la estructura medida. El valor



de la masa modal se estimó en 17.500 kg. La ventaja de este método es que sólo se necesita una persona que previamente haya registrado su fuerza en el laboratorio y el inconveniente es que puede que la excitación medida en el laboratorio y la generada en la estructura no sea la misma.

Además de los métodos empleados aquí existen otros métodos relacionados con el AME para calcular la masa modal como por ejemplo el método de adición de masa para calcular el factor de escala (33).

3.4. Evaluación de la linealidad de la pasarela

Es conveniente realizar un estudio del comportamiento dinámico bajo diferentes niveles de aceleración para determinar si la estructura se comporta linealmente. La pasarela se excitó mediante un peatón corriendo a la frecuencia de resonancia y se empezó a medir cuando el peatón había abandonado la pasarela para no influir en los parámetros de la estructura. La frecuencia natural y el coeficiente de amortiguamiento se estimaron a partir de la respuesta libre de la estructura a diferentes amplitudes utilizando 10 ciclos. En este intervalo, la frecuencia se obtiene como la inversa del periodo y el amortiguamiento a partir del decremento logarítmico. Los resultados obtenidos se muestran en la Figura 9, donde se observa que para todo el rango de aceleraciones, la frecuencia varía menos de un 1%, lo cual se puede considerar despreciable a efectos de su consideración en los modelos de carga. Por otro lado, la variación del amortiguamiento es más significativa que en el caso de la frecuencia. Su comportamiento es el habitual, a mayores excitaciones mayores valores de amortiguamiento, aunque el valor se mantiene por debajo de 0.5% para las excitaciones esperadas (rara vez se superan los 2-3 m/s²). En el caso de excitaciones de baja amplitud, la estimación del amortiguamiento es menos precisa y se tiene una mayor variabilidad en los valores de amortiguamiento debido a que el ruido y la respuesta de la estructura llegan a ser del mismo orden. Por todo ello, para el rango de excitaciones esperadas, se puede considerar que la estructura se comporta linealmente. Obsérvese además que se corroboraron los valores de frecuencia y amortiguamiento obtenidos mediante el AMO (ver Tabla 1).

4. Estimación de los valores de respuesta

En esta sección se describen algunos modelos de carga recogidos en normativas y guías de cálculo de pasarelas. Se realiza una descripción de los modelos, la metodología

empleada y los valores obtenidos para la PMC utilizando el Eurocódigo 5 (8), la ISO 10137 (9) y la guía Setra (10). Las estimaciones se realizaron teniendo en cuenta las pruebas experimentales realizadas con objeto de comparar ambas. Se utilizaron 4 peatones con diferentes masas (102, 92, 72 y 63 kg) y se realizaron varias pruebas con cada una de las combinaciones posibles de grupos de 1, 2, 3 y 4 peatones. También se realizaron pruebas con peatones distribuidos aleatoriamente (flujo de peatones) de 2, 3, 4 y 15 personas.

4.1. Eurocódigo 5

El Eurocódigo 5 (8) es una normativa referida al cálculo y comprobación de puentes de madera, aunque el modelo definido (en el Anejo B) no es específico para madera y por ello puede ser usado para evaluar puentes de cualquier material. Se supone que el puente se comporta como una viga simplemente apoyada y la aceleración máxima vertical bajo la carga de un peatón (modelada como una fuerza armónica estacionaria a la frecuencia natural del puente) se estima mediante la siguiente ecuación: [1]

$$[1] \quad a_i = \begin{cases} \frac{200}{M\zeta} & \text{para } f_n \leq 2,5 \text{ Hz} \\ \frac{100}{M\zeta} & \text{para } 2,5 \text{ Hz} < f_n \leq 5,0 \text{ Hz} \end{cases}$$

donde M , ζ y f_n son la masa total del vano del puente, el coeficiente de amortiguamiento (referido al crítico) del modo de vibración considerado y la frecuencia natural de dicho modo, respectivamente. Para el modelado del primer armónico se ha utilizado una fuerza de amplitud constante de 200 N y para el segundo armónico de 100 N. Estas fuerzas se obtienen bajo la hipótesis de que la fuerza dinámica de un peatón (700 N) es igual al 40% y al 20 % para el primer y el segundo armónico y multiplicado por 0,7 para tener en cuenta que no se alcanza el estado estacionario (34). En el caso de un peatón corriendo la aceleración viene definida por [2]

$$[2] \quad a_i = \frac{600}{M\zeta} \text{ para } 2,5 \text{ Hz} < f_n \leq 5,0 \text{ Hz}$$

donde la fuerza dinámica es el 120 % del peso del peatón.

Si se considera un flujo de N peatones presentes en el puente al mismo tiempo, la aceleración se obtiene como sigue [3]

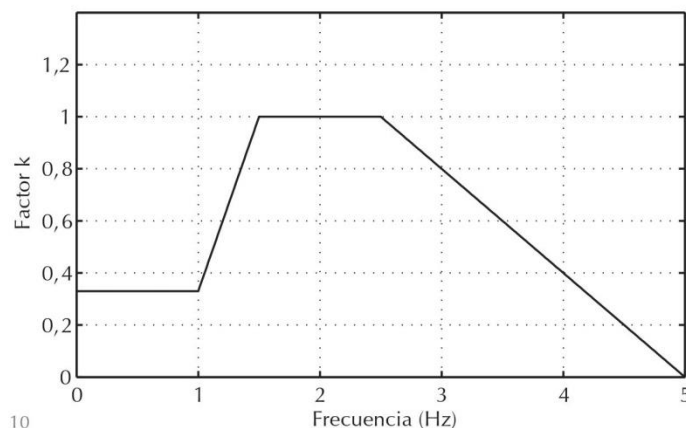
$$[3] \quad a_n = 0,23 a_1 N k$$

donde a_1 es la aceleración generada por un peatón y el factor k reduce el número de peatones sincronizados si la frecuencia natural del puente está alejada de las frecuencias habituales de paso (Figura 10).

Para calcular este factor k se considera que la frecuencia normal al andar está entre 1,5 y 2,5 Hz y en ese intervalo existe una sincronización perfecta pero para frecuencias fuera de ese intervalo la sincronización es menos probable y el factor k disminuye. La norma indica que el número de peatones debe tomarse igual a 13 para grupos de personas e igual a $0,6A$ para un flujo continuo (siendo A el área del puente en m^2).

Las limitaciones del cálculo de la aceleración aplicando este método son: (i) es aplicable únicamente a estructuras tipo viga y (ii) no tiene en cuenta que la amplitud de la fuerza es función de la frecuencia de paso.

En la Tabla 3 se muestran las aceleraciones máximas calculadas según la formulación presente en el Eurocódigo 5, utilizando los parámetros modales de la pasarela calculados inicialmente sin ocupación (parámetros iniciales (P. i.)) y los parámetros calculados teniendo en cuenta la influencia de los peatones presentes en la pasarela (parámetros corregidos (P. c.)), (ver Tabla 2)). Se ha considerado que la influencia en los parámetros modales de la estructura de los peatones andando y corriendo es la misma a efectos de la estimación de la aceleración. Los valores mostrados para 1, 2, 3 y 4 peatones son los valores medios considerando los cuatro peatones por separado y todas las posibles combinaciones entre ellos. Tal y como era de esperar, se observa la gran importancia que tiene el amortiguamiento en la estimación de las aceleraciones.



10

Tabla 3. Aceleraciones máximas (m/s^2) de la pasarela estimadas según el Eurocódigo 5

Peatones	Andando		Corriendo	
	P. i.	P. c.	P. i.	P. c.
1	1,03	0,87	6,16	5,24
2	1,72	1,06	10,98	6,76
3	1,76	1,00	10,98	6,28
4	1,83	1,02	12,01	6,67
15	1,67	0,29	-	-

11. Estimación de la respuesta de la estructura utilizando la fuerza de un peatón modulada por el modo de vibración.

12a. Modelo de fuerza para un peatón de 102 kg corriendo (amplitud constante y amplitud modulada)

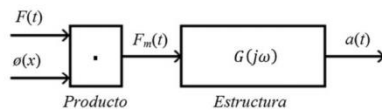
12b. Respuesta estimada en la pasarela (con fuerza de amplitud constante y con fuerza de amplitud modulada)

4.2. ISO 10137

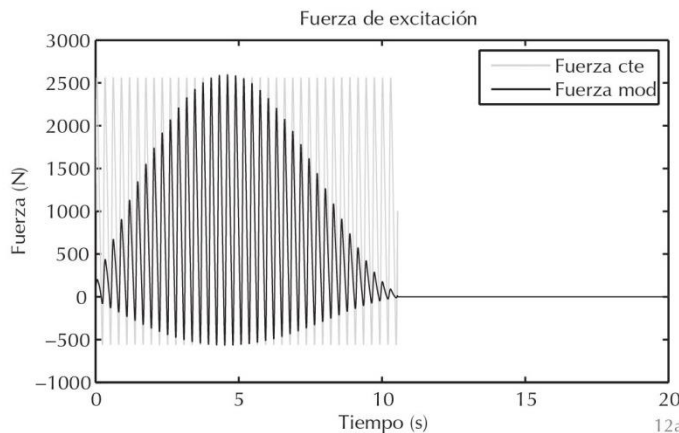
En la norma ISO 10137 (9) se introducen recomendaciones para el cálculo del ELSV en edificios y puentes. Para el estudio de vibraciones inducidas por humanos se propone (Anejo A) un modelo de carga para la fuerza vertical (periódica) generada por un peatón de la forma [4]

$$[4] \quad F_1(t) = Q \left(1 + \sum_{n=1}^k \alpha_n \sin(2\pi n f_p t + \varphi_n) \right)$$

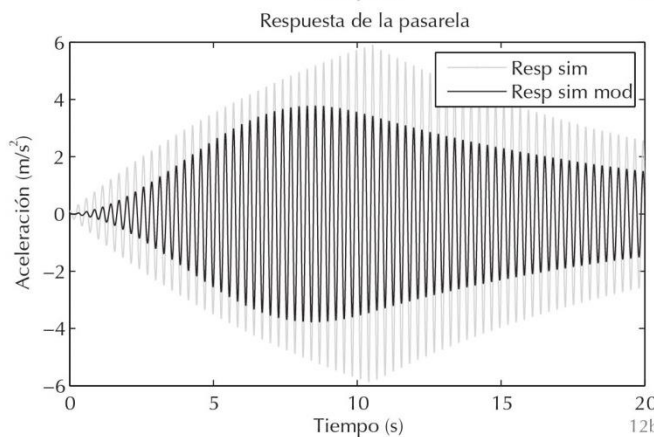
donde Q es el peso del peatón, α_n es el factor dinámico de carga (FDC) que representa la proporción de la fuerza armónica al andar con respecto al peso, φ_n el ángulo de fase de la carga armónica n -ésima, f_p la frecuencia de paso y k el número de armónicos que caracterizan la fuerza en el rango de frecuencias de interés. Para el caso de un peatón andando, el FDC del primer



11



12a



12b

armónico es función de la frecuencia f_p , $\alpha_1=0,37(f_p-1)$, mientras que los armónicos mayores son independientes de la frecuencia de paso, $\alpha_2=0,1$, $\alpha_3=\alpha_4=\alpha_5=0,06$. Para calcular la carga de un peatón corriendo los FDC serían $\alpha_1=1,4$, $\alpha_2=0,4$ y $\alpha_3=0,1$. Para el caso de un grupo de N peatones, la fuerza dinámica se multiplicaría por N si están sincronizados y por \sqrt{N} si están desincronizados.

La norma ISO 10137, a diferencia del Eurocódigo 5, define el modelo de fuerza en lugar de definir directamente la respuesta. Esto hace que la estimación de la respuesta sea mejor ya que se puede usar un modelo acorde al tipo de estructura y no tener que suponer que es una estructura tipo viga. Para calcular la respuesta de aceleración de la estructura $a(t)$ se introduce la fuerza $F(t)$ en el modelo de la pasarela bien directamente o de forma modulada $F_m(t)$ considerando el modo de vibración $\phi(x)$ escalado a 1 el máximo valor, donde x es la coordenada longitudinal que se puede expresar como $x=v \cdot t$, siendo v la velocidad del peatón y t el tiempo (Figura 11). La estructura se ha modelado considerando un sistema de un grado de libertad, siendo la función de transferencia entre la aceleración en el centro del vano y la fuerza en ese punto [5]

$$[5] \quad G(j\omega) = \frac{-\frac{1}{m_1} \omega^2}{\omega^2 - \omega_1^2 + j2\zeta_1 \omega_1 \omega}$$

donde ω es la frecuencia en rad/s y ζ_1 , ω_1 y m_1 son el amortiguamiento, la frecuencia natural y la masa modal asociada al primer modo, respectivamente.

Se calcula la fuerza generada según cada caso de carga y se introduce en el modelo para calcular la aceleración máxima en el punto central. En la Figura 12 se muestra un ejemplo del resultado estimado para el caso de un peatón de 102 kg corriendo a la primera frecuencia de resonancia de la pasarela (3,5 Hz) y a una velocidad de 5 m/s.

En la Tabla 4 se muestran las aceleraciones máximas calculadas según la formulación presente en la norma ISO 10137 utilizando la fuerza constante (F. c.) y la fuerza modulada (F. m.) por el modo de vibración para peatones desincronizados y sincronizados. Obsérvese que para peatones sincronizados se obtienen valores estimados bastante mayores que para desincronizados. También se utilizan los parámetros modales de la pasarela calculados inicialmente sin ocupación (P. i.) y los parámetros calculados teniendo en cuenta la influencia de los peatones presentes en la pasarela (P. c.) (ver Tabla 2).

4.3. Guía de pasarelas SETRA

En la guía de cálculo publicada por el Ministerio de Transportes e Infraestructuras francés (10) se presenta un modelo de carga que considera la carga del peatón (andando y corriendo) como una fuerza puntual aplicada sobre el tablero función del tiempo y de la posición del peatón. Teniendo en cuenta que x es la posición del peatón con respecto a la pasarela, la carga de un peatón moviéndose a velocidad constante v puede ser representada por el producto de una componente temporal $F(t)$ y una componente espacial $\delta(x - vt)$, siendo δ la delta de Dirac [6].

$$P(x, t) = F(t) \delta(x - vt) \tag{6}$$

La fuerza ejercida $F(t)$ se descompone, al igual que en la ISO 10137, mediante series de Fourier como sigue [7]

$$F(t) = C_0 + C_1 \sin 2\pi f_m t + \sum_{i=2}^n C_i \sin \pi (2\pi i f_m t + \varphi_i) \tag{7}$$

donde C_0 es el peso del peatón, C_i es la amplitud del primer armónico, C_i la amplitud del armónico i , f_m la frecuencia de paso, φ_i el ángulo de fase del armónico i con respecto al primero y n el número de armónicos tenidos en cuenta. Los valores de los coeficientes de la serie de Fourier para el caso de un peatón andando, teniendo en cuenta los primeros tres términos al considerar los demás despreciables, son: $C_1=0,4C_0$ ($0,5C_0$ si $f_m=2,4$ Hz y $0,1C_0$ si $f_m=1$ Hz), $C_2=C_3=0,1C_0$, $\varphi_2 = \varphi_3 = \pi/2$.

Para el caso de un peatón corriendo, la guía establece que la componente vertical de la carga puede aproximarse por una secuencia de semisenoides representada, después de una serie de simplificaciones, como sigue [8]

$$F(t) = \begin{cases} C_0 + \sum_{j=1}^n C_j \sin 2\pi f_m t & \text{para } (j-1)T_m \leq t \leq (j-1/2)T_m \\ 0 & \text{para } (j-1/2)T_m < t \leq jT_m \end{cases} \tag{8}$$

donde C_0 es el peso del peatón, $C_j=1,6C_0$, $C_2=0,7C_0$, $C_3=0,2C_0$, f_m la frecuencia de paso, T_m el periodo ($T_m=1/f_m$) y j el número de paso ($j= 1, 2$, etc.).

La guía establece un modelo de carga para flujo de peatones que consiste en cargas armónicas distribuidas que causen aceleraciones iguales al 95% de la aceleración pico debido a flujos de peatones aleatorios. La amplitud de la carga distribuida se determina transformando el número de peatones aleatorio en un número equivalente de peatones que caminan a la frecuencia natural y se distribuyen uniformemente en

Tabla 4. Aceleraciones máximas (m/s²) de la pasarela estimadas según la ISO 10137

Peatones	Desincronizados							
	Andando				Corriendo			
	P. i.		P. c.		P. i.		P. c.	
	F. c.	F. m.	F. c.	F. m.	F. c.	F. m.	F. c.	F. m.
1	-	-	-	-	-	-	-	-
2	0,62	0,56	0,42	0,40	9,51	6,75	6,52	5,10
3	0,78	0,70	0,50	0,47	11,40	8,00	7,42	5,82
4	0,94	0,87	0,58	0,56	14,07	9,66	9,10	7,03
Peatones	Sincronizados							
	Andando				Corriendo			
	P. i.		P. c.		P. i.		P. c.	
	F. c.	F. m.	F. c.	F. m.	F. c.	F. m.	F. c.	F. m.
1	0,47	0,42	0,42	0,38	6,37	4,56	5,68	4,18
2	0,89	0,79	0,60	0,56	13,45	9,55	9,21	7,22
3	1,36	1,21	0,86	0,81	19,75	13,85	12,85	10,08
4	1,88	1,74	1,16	1,13	28,14	19,32	18,19	14,05

la longitud del puente. Este número se ha calculado empíricamente obteniendo la respuesta estructural de diversos puentes con diferentes longitudes, amortiguamientos y modos de vibración sometidos a flujos de peatones de diferentes densidades, y se define como [9]

$$n_{eff} = \begin{cases} 10,8 \sqrt{N\zeta} & \text{para } d \leq 0,8 \text{ peatones/m}^2 \\ 1,85 \sqrt{N} & \text{para } d \geq 1,0 \text{ peatón/m}^2 \end{cases} \tag{9}$$

donde N es el número de peatones, ζ el amortiguamiento y d es la densidad de peatones presentes en la pasarela.

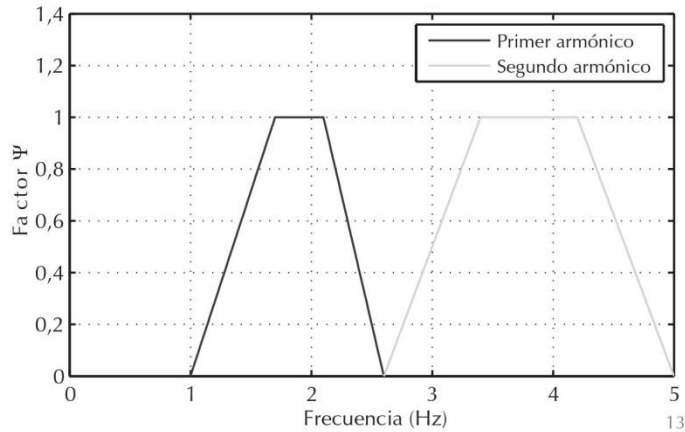
En el modelo se supone que la distribución de la frecuencia de paso de los peatones sigue una distribución gaussiana. La fuerza dinámica por unidad de área queda definida así [10]

$$f_N(t) = \frac{F_0 n_{eff}}{A} \Psi \cos(2\pi f_n t) \tag{10}$$

donde f_0 es la amplitud de la carga de un único peatón (280 N para el primer armónico y 70 N para el segundo), A es el área del tablero del puente, f_m la frecuencia natural y $\Psi \in [0,1]$ un factor que reduce la carga para frecuencias alejadas de la frecuencia normal de paso (Figura 13). Este factor Ψ es análogo al factor k del Eurocódigo 5.

La guía SETRA establece un caso de carga acorde a la ecuación 10 para cada modo de vibración con frecuencia por debajo de 5 Hz aplicada al tablero a la correspondiente frecuencia del modo de vibración. La dirección de la carga debe definirse según el signo del modo de vibración para considerar el escenario de carga más desfavorable. Además, el modelo de carga sólo incluye un armónico a la vez, por lo que la excitación multiarmónica de dos o más modos no se considera. Sin embargo, esto no es preocupante salvo para puentes singulares que pudieran tener los modos de vibración con frecuencias naturales cercanas.

J. de Sebastián, I. M. Díaz, C. M. Casado, A. V. Poncela, A. Lorenzana



13. Factor Ψ de sincronización según la guía SETRA.

14. Pruebas en la pasarela peatonal.

Para calcular la respuesta de la estructura se introduce en el modelo de un modo de vibración [5] la fuerza descrita en la guía SETRA, al igual que se ha hecho con la norma ISO 10137. Para el caso de un flujo de peatones, la carga se modula por el modo de vibración para extrapolar la carga distribuida a lo largo de la pasarela al modelo de un modo de vibración. La Tabla 5 muestra las aceleraciones máximas calculadas según la formulación presente en la guía SETRA.

Tabla 5. Aceleraciones máximas (m/s^2) de la pasarela estimadas según la guía SETRA

Peatones	Andando				Corriendo			
	P. i.		P. c.		P. i.		P. c.	
	F. c.	F. m.	F. c.	F. m.	F. c.	F. m.	F. c.	F. m.
1	0,47	0,42	0,42	0,38	6,62	4,74	5,90	4,35
2	0,59	0,35	0,46	0,28	-	-	-	-
3	0,72	0,43	0,55	0,33	-	-	-	-
4	0,83	0,50	0,62	0,37	-	-	-	-
15	1,35	0,81	0,56	0,34	-	-	-	-



14

5. PRUEBAS EXPERIMENTALES Y COMPARACIÓN CON LAS ESTIMACIONES

En esta sección se presentan las pruebas realizadas y se comparan los resultados experimentales con los valores estimados.

Se realizaron pruebas con peatones andando, con peatones corriendo y con flujo continuo de peatones. Se utilizó un acelerómetro piezoeléctrico (como los usados en el AMO) colocado en el centro del vano para obtener la respuesta de la pasarela y se obtuvo el valor máximo y se comparó con los valores estimados. La Figura 14 muestra una de las pruebas realizadas en la pasarela, un grupo de tres peatones corriendo a la frecuencia natural de la pasarela (3,5 Hz).

5.1. Peatones andando

El peatón o el grupo de peatones recorren el vano 2 andando de un extremo al otro a la frecuencia de 1,75 Hz para excitar el primer modo de la pasarela con el segundo armónico de la excitación. Se utilizaron 4 sujetos diferentes para las pruebas y se emplearon grupos de 1, 2, 3 y 4 peatones. Los peatones intentaban caminar de forma sincronizada (con la ayuda de un metrónomo) y se grabaron las pruebas en video para estimar la velocidad con la que los peatones cruzaban la pasarela, parámetro necesario en las simulaciones. Se realizaron varias pruebas con cada configuración y se compararon los resultados experimentales con los obtenidos usando las guías de cálculo. La Tabla 6 muestra los resultados experimentales obtenidos y su comparación con los estimados (Tablas 3, 4 y 5). La guía SETRA no considera grupos de peatones, sólo un peatón o flujo de peatones. A modo de ejemplo, la comparación de la respuesta experimental de la pasarela con la respuesta estimada según la norma ISO 10137 provocada por un peatón andando a la frecuencia de paso de 1,75 Hz y a una velocidad de 1 m/s se muestra en la Figura 15.

5.2. Peatones corriendo

Un corredor o un grupo de corredores recorren el vano 2 de un extremo al otro a la frecuencia de 3,5 Hz para excitar el primer modo de la pasarela. Se utilizaron 4 sujetos diferentes para las pruebas y se emplearon grupos de 1, 2, 3 y 4 corredores. Los peatones intentaban correr de forma sincronizada y se realizaron varias pruebas con cada configuración, comparándose los resultados experimentales con los estimados. La Tabla 7 muestra los resultados experimentales obtenidos y su comparación con los estimados. La guía SETRA no considera grupos de corredores. A modo de ejemplo, la comparación de la respuesta experimental de la pasarela con la respuesta simulada según la norma ISO 10137 provocada por un corredor a una frecuencia de paso de 3,5 Hz y a una velocidad de 5 m/s se muestra en la Figura 16.

8. Anexo 2: Artículos

Evaluación de la predicción de aceleraciones debidas al tránsito peatonal en una pasarela en servicio

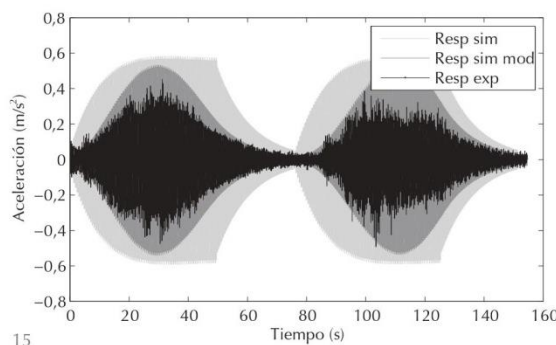
Evaluation of acceleration estimates due to pedestrian loading on an in-service footbridge

Tabla 6. Aceleraciones experimentales máximas (m/s^2) de la pasarela, aceleraciones máximas estimadas (m/s^2) y variación con respecto a los valores experimentales (%)

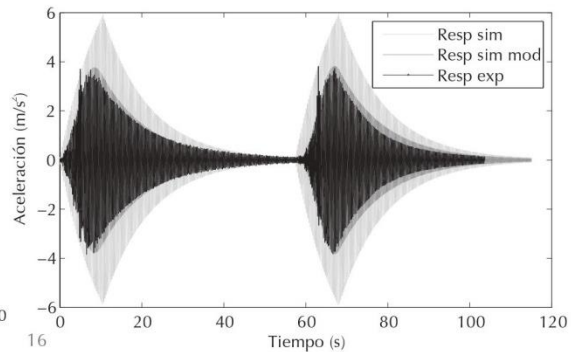
Peatones	Exper.	Eurocódigo 5							
		P. i.				P. c.			
1	0,40	1,03				157,72%			
2	0,41	1,72				319,19%			
3	0,61	1,76				186,46%			
4	0,63	1,83				192,09%			
Peatones	Exper.	ISO 10137							
		Desincronizados							
		P. i.				P. c.			
		F. c.		F. m.		F. c.		F. m.	
1	0,40	-		-		-		-	
2	0,41	0,62	52,23%	0,56	36,12%	0,42	3,08%	0,40	-3,32%
3	0,61	0,78	27,41%	0,70	14,15%	0,50	-19,08%	0,47	-23,53%
4	0,63	0,94	50,00%	0,87	39,17%	0,58	-7,04%	0,56	-10,20%
Peatones	Exper.	Sincronizados							
		P. i.				P. c.			
		F. c.		F. m.		F. c.		F. m.	
1	0,40	0,47	16,55%	0,42	4,24%	0,42	3,03%	0,38	-6,11%
2	0,41	0,88	115,28%	0,79	92,51%	0,60	45,78%	0,56	36,73%
3	0,61	1,35	120,68%	1,21	97,71%	0,86	40,16%	0,81	32,46%
4	0,63	1,88	200,01%	1,78	178,34%	1,16	85,91%	1,13	79,59%
Peatones	Exper.	SETRA							
		P. i.				P. c.			
		F. c.		F. m.		F. c.		F. m.	
1	0,40	0,47	17,18%	0,42	4,69%	0,42	3,53%	0,38	5,90%

Tabla 7. Aceleraciones experimentales máximas (m/s^2) de la pasarela, aceleraciones máximas estimadas (m/s^2) y variación con respecto a los valores experimentales (%)

Corredores	Exper.	Eurocódigo 5							
		P. i.				P. c.			
1	3,72	6,16				65,78%			
2	6,49	10,98				69,30%			
3	8,01	10,98				37,07%			
4	8,55	12,01				40,58%			
Corredores	Exper.	ISO 10137							
		Desincronizados							
		P. i.				P. c.			
		F. c.		F. m.		F. c.		F. m.	
1	3,72	-		-		-		-	
2	6,49	9,51	46,64%	6,75	4,07%	6,52	0,46%	5,10	-21,32%
3	8,01	11,40	42,31%	8,00	-0,19%	7,42	-7,41%	5,82	-27,37%
4	8,55	14,07	64,62%	9,66	13,04%	9,10	6,44%	7,03	-17,79%
Corredores	Exper.	Sincronizados							
		P. i.				P. c.			
		F. c.		F. m.		F. c.		F. m.	
1	3,72	6,37	71,34%	4,56	22,64%	5,68	52,83%	4,18	12,50%
2	6,49	13,45	107,38%	9,55	47,17%	9,21	42,07%	7,22	11,27%
3	8,01	19,75	146,49%	13,85	72,88%	12,85	60,36%	10,08	25,80%
4	8,55	28,14	229,24%	19,32	126,08%	18,19	112,89%	14,05	64,42%
Corredores	Exper.	SETRA							
		P. i.				P. c.			
		F. c.		F. m.		F. c.		F. m.	
1	3,72	6,62	78,12%	4,74	27,69%	5,90	58,73%	4,35	17,00%



15



16

15. Respuesta de la pasarela peatonal excitada por un peatón andando (estimada usando fuerza de amplitud constante, estimada usando fuerza de amplitud modulada y experimental).

16. Respuesta de la pasarela peatonal excitada por un corredor (estimada usando fuerza de amplitud constante, estimada usando fuerza de amplitud modulada y experimental).

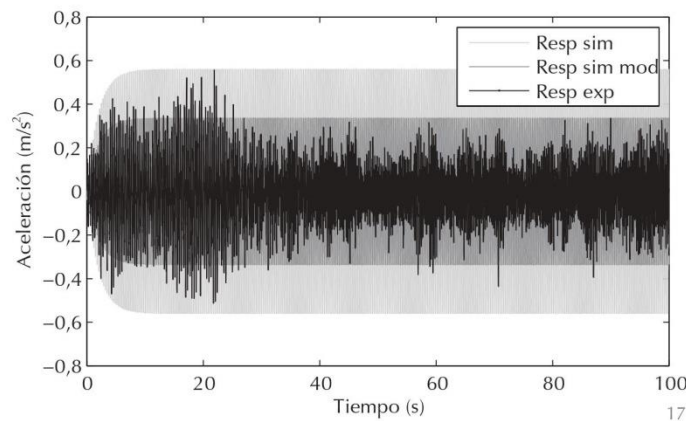
17. Respuesta de la pasarela peatonal excitada por un flujo continuo de 15 peatones (estimada usando fuerza constante, estimada usando fuerza modulada y experimental).

Tabla 8. Aceleraciones experimentales máximas (m/s^2) de la pasarela, aceleraciones máximas estimadas (m/s^2) y variación con respecto a los valores experimentales (%)

Peatones	Exper.	Eurocódigo 5							
		P. i.				P. c.			
2	0,42	2,00				378,04%			
3	0,46	2,00				338,86%			
4	0,50	2,00				296,61%			
15	0,56	1,67				200,02%			
Peatones	Exper.	SETRA							
		P. i.				P. c.			
		F. c.		F. m.		F. c.		F. m.	
2	0,42	0,59	40,82%	0,35	-15,37%	0,46	10,46%	0,28	-33,61%
3	0,46	0,72	58,32%	0,43	-4,87%	0,55	19,68%	0,33	-28,07%
4	0,50	0,83	65,22%	0,50	-0,71%	0,62	23,15%	0,37	-26,01%
15	0,56	1,35	142,04%	0,81	45,45%	0,56	0,34%	0,33	-39,70%

5.3. Flujo continuo de peatones

El ensayo consistió en hacer circular a un cierto número de peatones (2, 3, 4 y 15) de forma continua durante 30 minutos, cada una a su ritmo. Se realizaron varias pruebas con cada configuración y se compararon los resultados experimentales con los estimados. La Tabla 8 muestra los resultados experimentales y su comparación con los estimados. La norma ISO 10137 no considera flujo de peatones. A modo de ejemplo, la comparación de la respuesta experimental de la pasarela con la respuesta estimada utilizando la guía SETRA provocada por un flujo continuo de 15 peatones se muestra en la Figura 17.



6. CONCLUSIONES

En este trabajo se han realizado estimaciones de la respuesta de una pasarela peatonal en servicio utilizando modelos de carga recogidos en guías y normativas de cálculo y se han comparado los resultados estimados con resultados experimentales obtenidos mediante la realización de numerosas pruebas.

Los resultados simulados y los registros experimentales indican que las guías de

cálculo tienden a sobrestimar la respuesta de la estructura, obteniéndose para esta pasarela peatonal de media para todas las pruebas sobrestimaciones del 190% para el Eurocódigo 5, del 125% para la ISO 10137 y del 70% para la SETRA. Si se tiene en cuenta la influencia de los peatones en los parámetros modales la estimación mejora, aunque se sigue sobrestimando el resultado en el Eurocódigo 5 (70%) y en la ISO 10137 (32%), no así en la SETRA (-17%). De forma general para esta estructura las estimaciones para peatones andando (65% media de todas las pruebas) dan peores resultados que las de peatones corriendo (38%).

Se ha visto que la influencia de los peatones en las propiedades modales puede ser importante en la dirección vertical. Por tanto, sería recomendable que futuras guías de cálculo incluyan, de alguna manera, esta influencia evitando sobrestimaciones muy elevadas. Sin embargo, antes de que esto pueda ocurrir es necesario realizar cuantificaciones en numerosas pasarelas en servicio y realizar análisis estadísticos detallados.

Las pruebas se han realizado intentando que los peatones se muevan sincronizadamente. Los resultados muestran la dificultad de esta sincronización, aumentando la dificultad, como es lógico, cuanto mayor es el número de peatones que intentan sincronizarse. También se ha visto que la sincronización al andar es más complicada que al correr, motivo por el que las estimaciones andando dan peores resultados que corriendo, al tener valores experimentales menores que si estuvieran totalmente sincronizados.

AGRADECIMIENTOS

Este trabajo ha sido realizado en parte con la financiación aportada al proyecto de investigación BIA2011-28493 por el

programa de apoyo a Proyectos de Investigación Fundamental No Orientada (PIFNO) del Ministerio de Ciencia e Innovación.

Los autores agradecen al Ayuntamiento de Valladolid y al Museo de la Ciencia su apoyo en las pruebas de campo.

REFERENCIAS

- (1) Murcia, J. (2007). Tecnología de pasarelas con estructura de membrana. *Informes de la Construcción*, 59(507): 21-31, doi:10.3989/ic.2007.v59.i507.
- (2) Jurado, J. A., Romera, L., Baldomir, A., Hernández, S., Kusano, I. (2011). Aeroelastic analyses of a stress ribbon pedestrian bridge in Cuenca (Spain). *Proc. 13th Int. Conf. on Wind Engineering*, Amsterdam, The Netherlands.
- (3) Zivanovic, S., Pavic, A., Ingolfsson, E. T. (2010). Modeling spatially unrestricted pedestrian traffic on footbridges. *Journal of Structural Engineering*, 136(10): 1296-1308.
- (4) Bachmann H., Ammann W. (1987). *Vibrations in structures induced by man and machines*. Structural Engineering Documents 3e, IABSE.
- (5) Sachse, R. (2002). The influence of human occupants on the dynamic properties of slender structures (PhD Thesis). University of Sheffield, UK.
- (6) Zivanovic, S., Diaz, I. M., Pavic, A. (2009). *Influence of walking and standing crowds on structural dynamic properties*. Proc. 27th International Modal Analysis Conference IMAC XXVII, Orlando, USA.
- (7) Máca, J., Valásek, M. (2011). *Interaction of Human Gait and Footbridges*. Proc. 8th International Conference on Structural Dynamics, EURODYN, Leuven, Belgium.
- (8) UNE-EN 1995-2:2010. Eurocódigo 5: Proyecto de estructuras de madera. Parte 2: Puentes. AENOR, 2010.
- (9) International Standard ISO 10137: 2007(E), Bases of for design of structures - Serviceability of buildings and walkways against vibrations. ISO 10137:2007, International Organization for Standardization, 2007.
- (10) SETRA (2006). *Technical guide - footbridges - Assessment of vibrational behavior of footbridges under pedestrian loading*, Service d'Etudes Techniques des Routes et Autoroutes.
- (11) RPM 95. (2003). *Recomendaciones para el proyecto de puentes metálicos para carreteras*. 2.ª reimpresión. Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento, Madrid.
- (12) RPX 95. (2003). *Recomendaciones para el proyecto de puentes mixtos para carreteras*. 2.ª reimpresión. Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento, Madrid.
- (13) IAP 98. (2003). *Instrucción sobre acciones a considerar en el proyecto de puentes de carretera*. 3.ª reimpresión. Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento, Madrid.
- (14) IAP 11. (2011). *Instrucción sobre acciones a considerar en el proyecto de puentes de carretera*. Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento, Madrid.
- (15) (1999). *Recomendaciones para la realización de pruebas de carga de recepción en puentes de carretera*. Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento, Madrid.
- (16) EHE-08. (2008). *Instrucción de hormigón estructural*. Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento, Madrid.
- (17) EAE. (2011). *Instrucción de Acero Estructural*. Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento, Madrid.
- (18) About the Eurocodes. Legal situation per country (latest update: 25/01/2011) <http://www.eurocodes-online.com>.
- (19) UNE-EN 1990:2003. Eurocódigos. Bases de cálculo de estructuras. AENOR, 2003.
- (20) UNE-EN 1991-2:2004. Eurocódigo 1: Acciones en estructuras. Parte 2: Cargas de tráfico en puentes. AENOR, 2004.
- (21) International Standard ISO 2631-1:1997, *Mechanical vibration and shock-Evaluation of human exposure to whole-body vibration - part 1: General requirements*. 2nd Edition Genève: International Organization for Standardization, 1997.
- (22) FIB. (2005). *Bulletin 32: Guidelines for the design of footbridges*. Fédération internationale du béton (FIB).
- (23) Hivoss. (2008). *Design of Footbridges. Guideline. Human Induced Vibrations of Steel Structure* (Hivoss-RFS2-CT-2007-00033).
- (24) Gómez M. (2004). *A new and unusual cable-stayed footbridge at Valladolid (Spain)*, Steelbridge 2004: Symposium International sur les Ponts Métalliques, Milau, France, 23-25 June.

J. de Sebastián, I. M. Díaz, C. M. Casado, A. V. Poncela, A. Lorenzana


- (25) Ladret P., González A. (2005). Pretensado exterior en la pasarela del museo de la ciencia en Valladolid. *Informes de la Construcción*, 57(497): 5-12, doi:10.3989/ic.2005.v57.i497
- (26) ARTeMIS. Structural Vibration Solutions: www.svibs.com.
- (27) Cappellini, A., Manzoni, S., Vanali, M. (2012). *Experimental and numerical studies of the people effects on a structure modal parameters*. Proc. 30th International Modal Analysis Conference IMAC XXX, Jacksonville, USA.
- (28) Ellis, B.R., Ji. T. (1997). Human-structure interaction in vertical vibrations, *Proceedings of the ICE: Structures and Buildings*, 122: 1-9.
- (29) (2001). *Dynamic performance requirements for permanent grandstands subject to crowd action. Interim guidance on assessment and design*. The Institution of Structural Engineers.
- (30) Porras J., De Sebastian J., Casado C., Lorenzana A. (2012). Modal mass estimation from output-only data using oscillator assembly. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 26: 15-23.
- (31) Brownjohn J. M. W., Pavic A. (2007). Experimental methods for estimating modal mass in footbridges using human-induced dynamic excitation. *Engineering Structures*, 29(11): 2833-2843.
- (32) APS Dynamics. (2009). *Instruction Manual: Electro-seis, model 400 shaker*.
- (33) López, M., Fernández, P., Brincker, R., Fernández, A. (2010). Scaling-factor estimation using an optimized mass-change strategy. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 24(5): 1260-1273.
- (34) Butz C. (2008). *Codes of practice for lively footbridges: State-of-the-art and required measures*. Proc. 3rd Int. Conf. Footbridge, Porto, Portugal.

* * *

Ibán N., Soria JM, Magdaleno A., **Casado CM**, Díaz IM,
Lorenzana A,

***Ad-hoc vibration monitoring system for a
stress-ribbon footbridge: from design to
operation***

Smart Structures and Systems. Vol. 22(1), (2018),
pp. 13-25. (DOI: sss.2018.22.1.013)

SMART STRUCTURES AND SYSTEMS 

Impact Factor
3.622 **2.649**
2018 5 años

Categoría de JCR®	Clasificación en la categoría	Cuartil en la categoría
ENGINEERING, CIVIL	14 de 132	Q1
ENGINEERING, MECHANICAL	15 de 129	Q1
INSTRUMENTS & INSTRUMENTATION	8 de 61	Q1

Datos de la edición 2018 de Journal Citation Reports

Editorial
TECHNO-PRESS, PO BOX 33, YUSEONG, DAEJEON 305-600, SOUTH KOREA

ISSN: 1738-1584

Dominio de investigación
Engineering
Instruments & Instrumentation

Ad-hoc vibration monitoring system for a stress-ribbon footbridge: from design to operation

Norberto Iban^{1a}, Jose M. Soria^{2b}, Alvaro Magdaleno^{*3}, Carlos Casado^{1c},
Ivan M. Diaz^{2d} and Antolin Lorenzana^{3e}

¹Centro Tecnológico CARTIF, Parque Tecnológico de Boecillo, 47151 Valladolid, Spain

²E.T.S. de Ingenieros de Caminos, Canales y Puertos, Universidad Politécnica de Madrid,
Calle del Profesor Aranguren 3, 28040 Madrid, Spain

³ITAP, Escuela de Ingenierías Industriales, Universidad de Valladolid, Paseo del Cauce 59, 47011 Valladolid, Spain

(Received January 31, 2017, Revised March 29, 2018, Accepted April 19, 2018)

Abstract. Pedro Gómez Bosque footbridge is a slender and lightweight structure that creates a pedestrian link over the Pisuerga River, Valladolid, Spain. This footbridge is a singular stress ribbon structure with one span of 85 m consisting on a steel plate and precast concrete slabs laying on it. Rubber pavement and a railing made of stainless steel and glass complete the footbridge. Because of its lively dynamics, prone to oscillate, a simple and affordable structural health monitoring system was installed in order to continuously evaluate its structural serviceability and to estimate its modal parameters. Once certain problems (conditioning and 3D orientation of the triaxial accelerometers) are overcome, the monitoring system is validated by comparison with a general purpose laboratory portable analyzer. Representative data is presented, including acceleration magnitudes and modal estimates. The evolution of these parameters has been analysed over one-year time.

Keywords: SHM; serviceability assessment; structural dynamics; modal parameters

1. Introduction

This work describes the design, installation and initial operation of a remotely controlled continuous vibration monitoring system on a footbridge. The singularity of the structure, its slenderness and the prescription of not affecting to its aesthetic in any way, together with cost restrictions, lead to the decision of designing low-cost MEMS-based triaxial accelerometers properly conditioned and embedded inside the handrail as structural vibration sensors. The monitoring system was validated by comparing the data measured by the MEMS accelerometers with conventional piezoelectric accelerometers. These tests demonstrated that these sensors are a competitive alternative to traditional ones and that the system is ready to be used for the dynamic characterization of the structure and to integrate a continuous structural health assessment

and serviceability analysis.

The use of traditional techniques for life cycle management together with structural health monitoring new techniques enables more accurate identification for optimal maintenance strategies for a wide range of limit states (Orcesi *et al.* 2010). The long-term monitoring provides the best method to understand and quantify the real environmental loading and the corresponding structure response.

Multiple examples of structures equipped with monitoring systems can be found (Brownjohn *et al.* 2010, Swartz *et al.* 2010, Gomez *et al.* 2011, Moser and Moaveni 2013, Casciati *et al.* 2014): chimneys, wind turbines, masonry towers, bridges, footbridges, etc. The main problem for wide-spreading the implementation of these monitoring systems is the cost associated to purchasing, installation of the measuring system (sensors, acquisition equipment, wires, ...) and its operation maintenance. Many authors have conducted studies that involve the use of wireless technologies in order to reduce costs associated to wiring and installation (Shinozuka *et al.* 2004, Chen and Casciati 2014, Tokogonon *et al.* 2017). However, these systems usually suffer communication problems in large structures and under environmental hazards. Additionally, it is not always possible to ensure wireless communication between sensors and problems with battery life arisen when long-term monitoring is required. These problems have been tackled by using energy harvesting systems (Guan and Liao 2006, Chen 2014), but they have not reached sufficient maturity yet. Another option to reduce the cost of monitoring systems is the one chosen in the structure under study: to use low-cost wired sensors and data loggers. Other

*Corresponding author, Ph.D. Student

E-mail: alvaro.magdaleno@uva.es

^a Ph.D. Student

E-mail: noriba@catif.es

^b Ph.D. Student

E-mail: jm.soria@upm.es

^c Ph.D. Student

E-mail: carcas@cartif.es

^d Dr.

E-mail: ivan.munoz@upm.es

^e Dr.

E-mail: ali@eii.uva.es

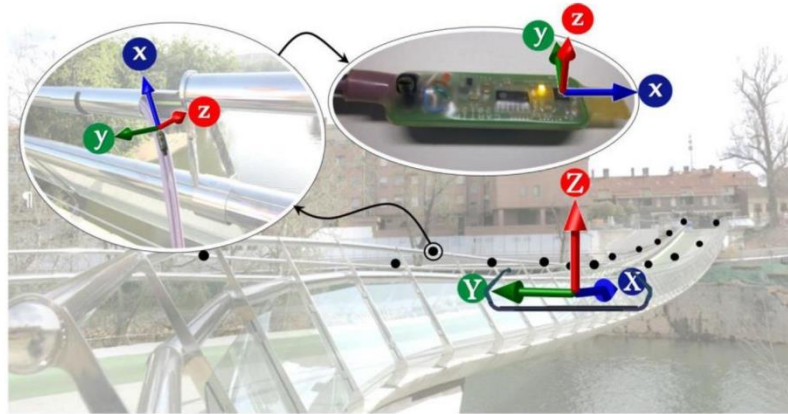


Fig. 1 Cross-section with the global axis, local axis for the MEMS accelerometers and their location (black points) in the footbridge

authors have also experienced with this kind of new promising technologies (Ceylan *et al.* 2013, Tan *et al.* 2011, Panigrahi *et al.* 2010, Caetano *et al.* 2011) in increasing development during the last decade.

2. Structure description

Pedro Gómez Bosque footbridge (see Fig. 1) mainly consists of a corten steel sheet of 94 m long, 3.6 m width and only 30 mm thick which is pre-tensioned and anchored to the two abutments, which are 85 m apart and 2 m not on a level. The complete steel sheet was on-site manufactured welding together 8-meter long plates. Precast concrete slabs of 5.2 m long, 0.75 m width and around 120 mm thick lay on the steel sheet. These slabs do not have bearing mission, that is, the only structural element between abutments is the steel sheet. The structure is completed by rubber pavement and a stainless steel and glass railing. More information about the structure can be seen in Narros (2011). All these structural and non-structural elements suppose, according to the project, a dead load around $\omega = 23.6$ kN/m. Initial pre-tension on the steel sheet was adjusted so that, at the reference temperature (20°C), displacement in the middle (sag) were limited to $L/50$ which means 1.7 m. Using indirect computations, an axial tension of $H = 12.54$ MN (in reference conditions) has been estimated so stresses in the steel are around 120 MPa. Considering a service overload of $\Delta\omega = 15.7$ KN/m and cold weather conditions, stresses could reach up to 192 MPa. Analytically estimated values for deflection (δ) and axial force (H) are presented in Table 1 for the relevant design conditions. Note that a change in 15°C supposes a thermal elongation of 17 mm leading to a change around 1.25 MN in the axial tension. Besides, as it is known (Strasky 2005, Lepidi and Gattulli 2012), the temperature not only affect to the static response but also to the frequency of the vibration modes, as Table 2 will show.

Table 1 Estimated static response for relevant project loading conditions

ω (kN/m)	Δt (°C)	δ (m)	H (MN)
23.6	0.0	1.70	12.54
23.6	-15.0	1.55	13.79
39.3	15.0	2.03	17.45
39.3	-15.0	1.77	20.03

A previous operational modal analysis was carried out using a portable lab system (consisting on 8 piezoelectric accelerometers MMF-KS48C, with 1000 mV/g sensitivity and low frequency ranges connected to a MGCplus HBM data logger through IEPE modules). Natural frequencies and mode shapes were estimated using standard SSI methodology. About twenty vibration modes, including vertical, lateral, torsional and coupled modes, were well identified between 0.8 and 10 Hz. This preliminary data is important to design the monitoring system and to choose the most appropriate technical specifications for the sensors and their number and location in the structure.

3. Monitoring system

From the functional and aesthetic point of view, the only possibility for installing the vibration sensors was to embed them into the 60 mm diameter CHS tube used as handrail. 18 triaxial accelerometers, 9 at each side of the deck, were positioned equidistant 10.625 m along the span (plotted with black points in Fig. 1). A temperature sensor, an anemometer and a vane installed in a nearby streetlight complete the system.

3.1 Sensors description, conditioning and installation

The vibration sensor chosen was the ADXL327 MEMS accelerometer developed by Analog Devices. The

ADXL327 is a very small, low power, 3-axis accelerometer with signal conditioned voltage outputs. It can measure the static acceleration of gravity in tilt-sensing applications as well as dynamic acceleration at high sampling frequencies. The accelerometer properties are initially suitable (measurement range up to ± 2.5 g, sensitivity up to 500 mV/g, bandwidth up to 550 Hz) to measure the expected dynamic response (in frequencies and in amplitudes) but it is not initially designed for long wire distances. To overcome this problem, MEMS device has been integrated in a circuit (Fig. 2) with other consumer electronic durables. First, a capacitor was placed in each axis in order to fix the measurement bandwidth to 100 Hz. Then, as the accelerometer has to be supplied by 3.6 V to get its nominal sensitivity of 500 mV/g, the power supply used is in 12 V and a voltage regulator to 3.6 V were integrated in the circuit board in order to avoid power losses by the long wires. As the impedance at each axis of the accelerometer output is high enough (32 k Ω) to cause noise problems by the long wires, an operational amplifier was added to reduce the impedance to 10 Ω and decrease the noise to 25 $\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$. Also, a LED was included for power test. All the components, together with the end of its wire, are sealed using a thermo shrink-wrap plastic system (Fig. 1, right detail). The circuit resulting prototype is small enough (50 \times 17 \times 8 mm) for installing requirements.

Wires and sensors were immersed inside the handrail using a long wire guide. This fact introduced additional complications on the installation process as the orientation of the 3 axes of the sensor cannot be fixed beforehand. To overcome this problem, one of the axis of the triaxial accelerometer (x) was placed along the longitudinal direction of the board and its long side was aligned with the set of wires. In this way, after introducing the set of wires along the handrail (see left detail in Fig. 1), it can be assumed that the x-axis for all the sensor remains in the vertical plane (XZ), although no initial guess can be made about the spatial orientation of the other two axes (y and z). With this installing procedure, yaw angle around local z axis is prevented but a certain pitch (α) and roll (β) angles are still unknown (Fig. 3). A so called "static acceleration vector" $[\bar{a}_x, \bar{a}_y, \bar{a}_z]^t$ can be obtained averaging each axis register over enough time. Once transformed using the pitch and roll angles, this vector has to be the gravity vector $[0, 0, g]^t$, as shown in Eq. (1).

$$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ g \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \alpha & 0 & \sin \alpha \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \alpha & 0 & \cos \alpha \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \beta & \sin \beta \\ 0 & -\sin \beta & \cos \beta \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \bar{a}_x \\ \bar{a}_y \\ \bar{a}_z \end{bmatrix} = [R] \cdot \begin{bmatrix} \bar{a}_x \\ \bar{a}_y \\ \bar{a}_z \end{bmatrix} \quad (1)$$

Solving the corresponding system of equations, it is possible to get α and β so matrix $[R]$ is known and acceleration vector in the global coordinate system $[a_x, a_y, a_z]^t$ (see Fig. 1), once removed the static value, can be obtained for any record $[a_x, a_y, a_z]^t$ using Eq. (2).

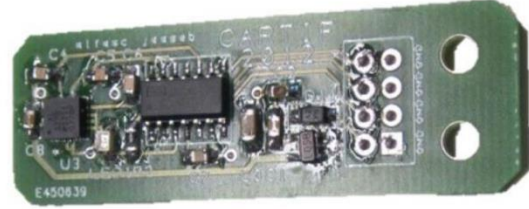


Fig. 2 Printed circuit board with all components

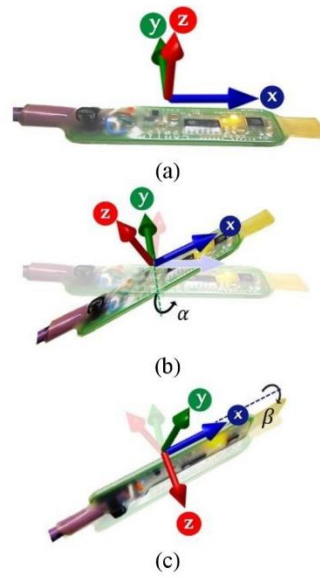


Fig. 3 Local x, y, z axis (a) in each board after a pitch, (b) and a roll and (c) rotations

$$\begin{bmatrix} a_x \\ a_y \\ a_z \end{bmatrix} = [R] \cdot \begin{bmatrix} \bar{a}_x \\ \bar{a}_y \\ \bar{a}_z \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ g \end{bmatrix} \quad (2)$$

As an example, applying this procedure to the data shown in Fig. 4(a), where $[\bar{a}_x, \bar{a}_y, \bar{a}_z]^t = [1.30, 9.55, 1.83]^t$, the resulting angles are $\alpha = 7.61^\circ$ and $\beta = 100.85^\circ$. The transformed acceleration vector $[a_x, a_y, a_z]^t$ is shown in Fig. 4(b). The angular values obtained might change slightly with the temperature (note that the set of wires is free to move inside the handrail) and because of that they are recalculated hourly.

The temperature sensors used for the monitoring system was model T0110 transmitter Comet with range -30 to $+80^\circ\text{C}$ and accuracy $\pm 0.4^\circ\text{C}$. The wind sentry used was model 03002L from R. M. Young Company with range 0 to 50 m/s and accuracy ± 0.5 m/s for the speed and range 360° and accuracy ± 5 m/s for the direction.

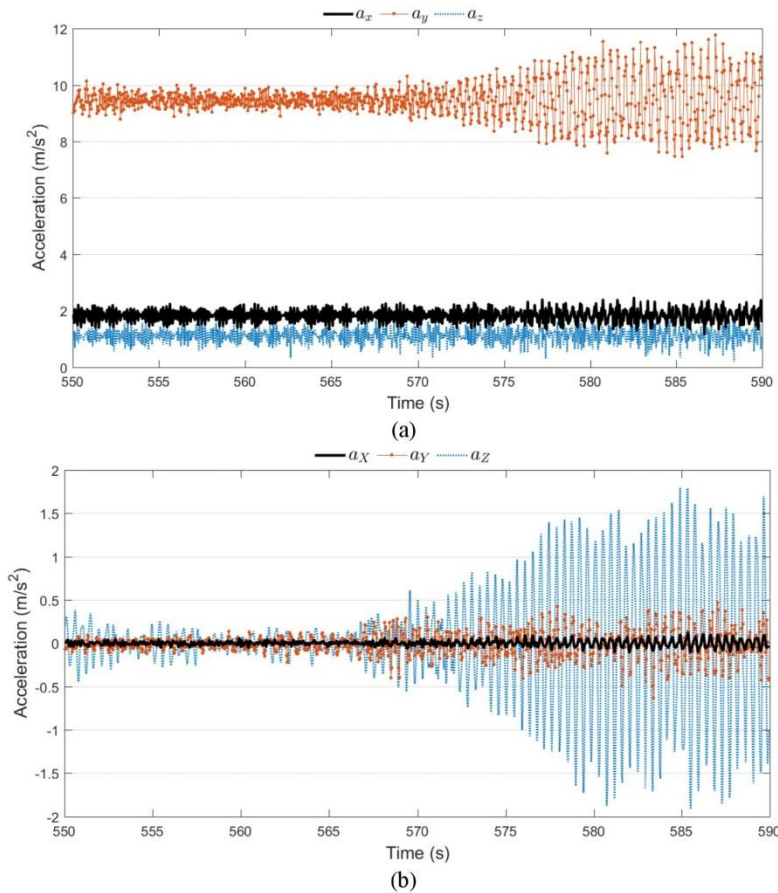


Fig. 4 Local x, y, z accelerations (a) and transformed ones (b) into the global axis (X, Y, Z)

3.2 Lab calibration

In order to calibrate the new devices and to evaluate their signal-to-noise ratio the following procedure was carried out. The portable lab system (equipped with the piezoelectric accelerometers) was placed together with the MEMS one connected to the longest wire (around 100~m). Both were located in a bending pinned beam (first mode at 2.27 Hz, free damped response after an impulsive load, 0.18% damping). Results are shown in Fig. 5. Note that, regardless technical specifications and the electronic conditioning, for amplitudes below 0.02 m/s^2 the noise is very evident and induce increments in the RMS values in more than 10%, so the use of the signal is limited. The three axis of each MEMS have the same amplitude calibration and signal-to-noise ratio. Same data-logger is used to record piezoelectric and MEMS signals. Even though, MEMS signal is 0.032 s delayed due to the MEMS electronic conditioning devices. This delay is the same for all the MEMS regardless the length of the wire, so this is not a problem for modal identification purposes if only MEMS accelerometers are used.

3.3 Data logger

As said before, the monitoring system comprises 18 triaxial accelerometers, a temperature sensor and an anemometer and vane in such a way that 57 voltage channels for the measurement system were needed. The data logger chosen was a CompactRIO 9076 from National Instruments with two 32 channels analogic input modules NI 9205. This data logger with a rugged hardware chassis has a stand-alone embedded control useful for real-time acquisition. The real-time processor is of 400 MHz and Ethernet, USB and RS232 connections are available in this model. The modules have 32 single-ended analogic inputs with 16-bit resolution, 250 kS/s aggregate sampling rate and voltage range from $\pm 200 \text{ mV}$ to $\pm 10 \text{ V}$.

The frequency sampling for each channel is set to 200 Hz, enough to identify the modal parameters of the structure and to avoid aliasing problems (significant vibration modes have natural frequencies smaller than 10 Hz). A file with the recorded data is saved each hour in order to post-process them and to prevent measurement failures.

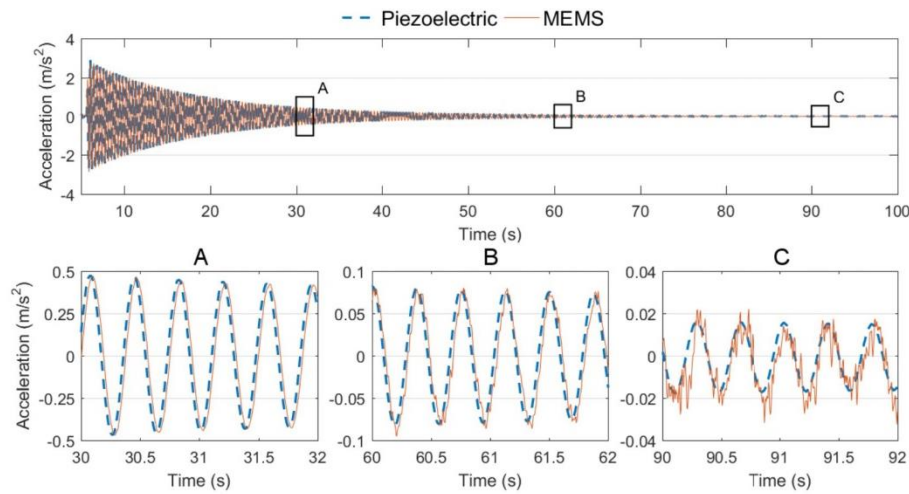


Fig. 5 Piezoelectric vs. MEMS devices

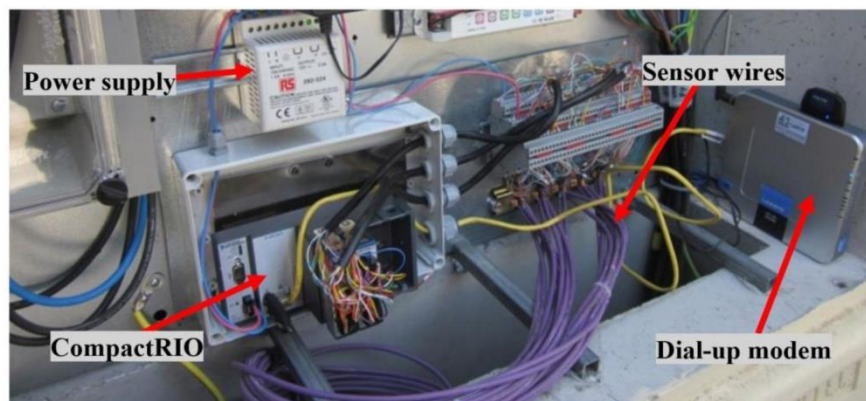


Fig. 6 Data logger, router and other devices

The two set of wires (one for each side of the railing) were long enough to reach the electrical cabinet sited near the footbridge where the data logger is installed. Fig. 6 shows the data logger and the two sets of wires, among other devices.

3.4 In-situ validation

Once the monitoring system was installed and ready to use, two additional checks were addressed. First, the location of each accelerometer was verified by lightly tapping on specific locations on the handrail, analyzing the response of the nearby accelerometers and identifying the one with more response, revealing its position accurately enough (around 120 mm). With this procedure was also possible to find out some failures with 3 accelerometer units from the downstream side.

After that, experimental tests were carried out to check the performance of these new system. The structural response was registered when groups of pedestrians walking over the deck, both with the portable system and also with the newly MEMS-based monitoring system (Fig. 7). The piezoelectric accelerometers were levelled to measure the structural vertical accelerations. These values were compared (Fig. 8) with the acceleration in Z axis registered with the A4 MEMS accelerometers (the nearest one, located around one third of the bridge span). The two recorded data sets are very similar in time and frequency domains. The only difference is that one new frequency appears (around 4.8 Hz) in the MEMS recordings. Those frequencies were identified as local natural frequencies for the handrail where MEMS are embedded. With the interest focused in modal identification and serviceability, the new frequencies are removed from the records after applying the corresponding band-stop filter.



Fig. 7 Test for the in-situ validation comparing piezoelectric (detail view) versus A4 MEMS (embedded) records

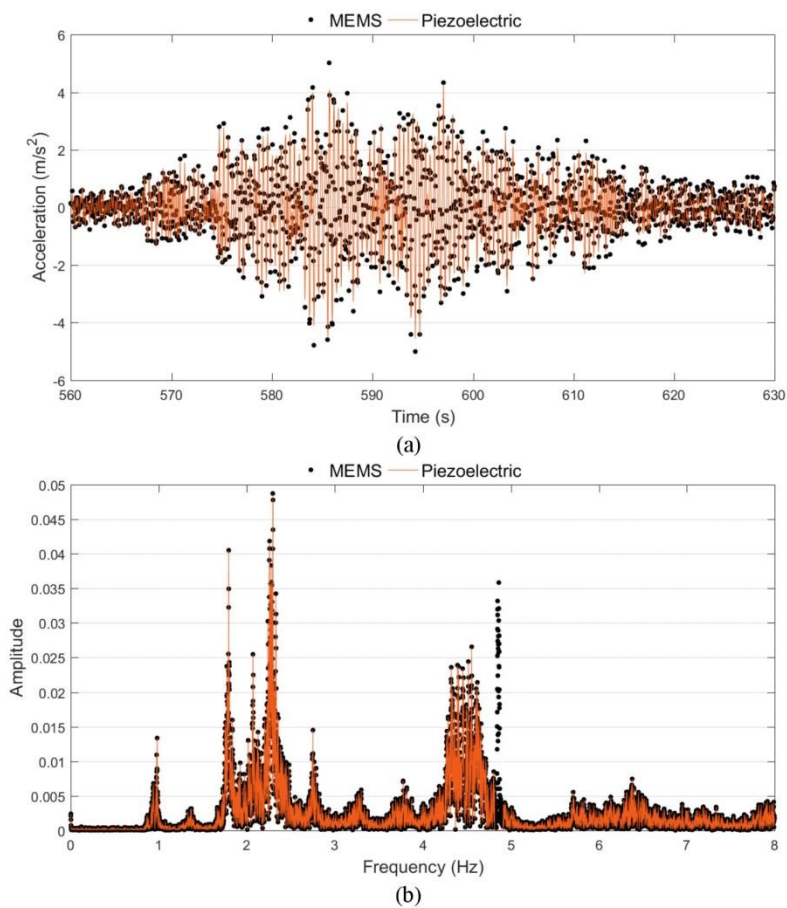


Fig. 8 Footbridge response registered with piezoelectric (blue) and A4 MEMS (red) accelerometers. (a) time domain and (b) frequency domain

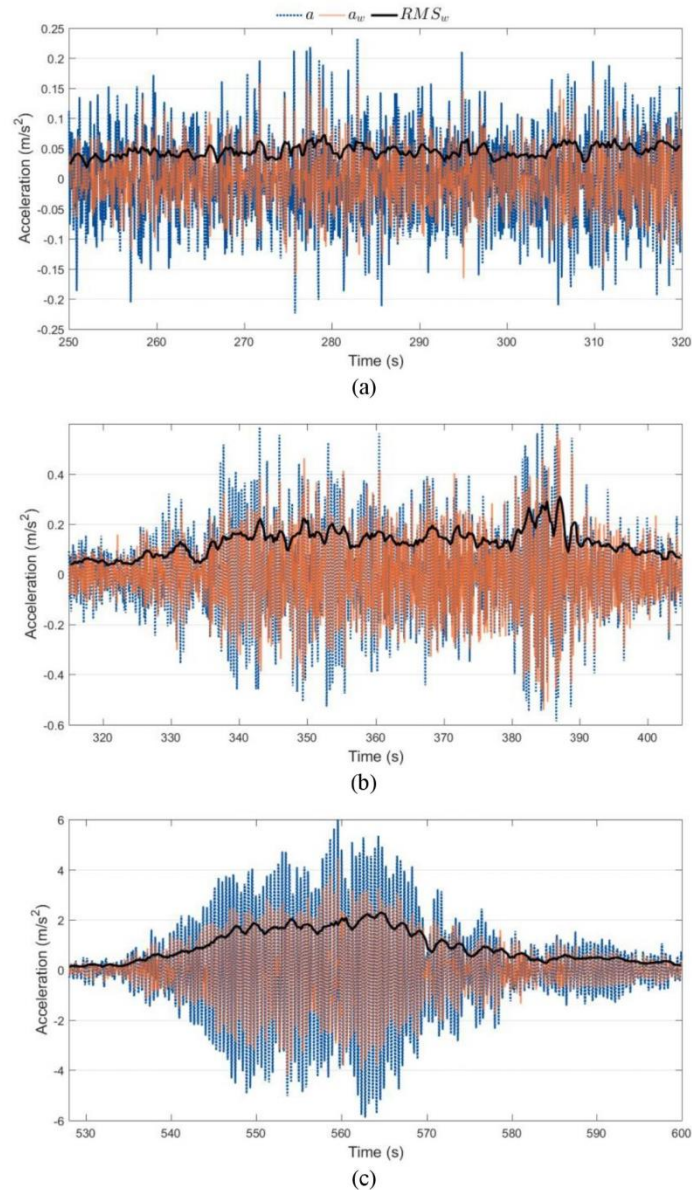


Fig. 9 A4 vertical accelerations and RMS trends when (a) no people crossing, (b) a group of 10 pedestrians crossing and (c) vandalism bouncing

4. Monitoring results

The operation of continuous monitoring systems leads to the accumulation of a huge amount of data that needs to be properly processed and analysed. For the accelerometer A4, vertical accelerations a_z , its weighted values a_{zw} (according to frequency weighting functions established in ISO 2631 for comfort criteria for standing pedestrian) and the weighted Root Mean Square (RMS) trend (1 s window) for three scenarios are presented in Fig. 9 during 75 s

(averaged time that takes to cross the footbridge). Scenario (a) is for the structure under environmental conditions (no people crossing), (b) is for a group of 10 pedestrians and (c) is for vandalism bouncing. Mean weighted RMS values are 0.0265, 0.145 and 0.643 m/s^2 respectively.

Fig. 10 shows, for former scenario (b), the three components X, Y and Z for the acceleration. Mean RMS values are 0.0191, 0.0527 and 0.173 m/s^2 respectively.

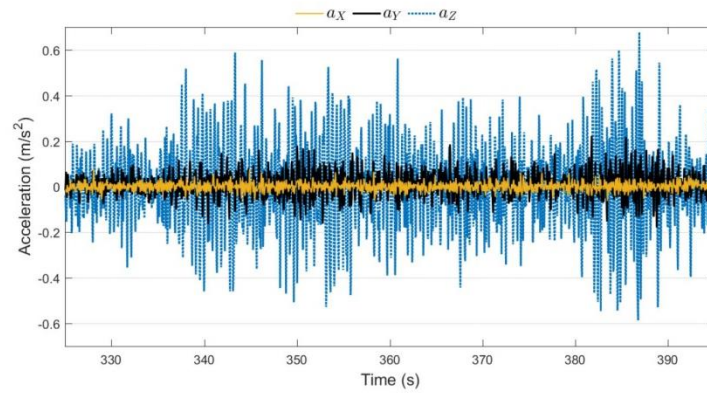


Fig. 10 A4 accelerations when a group of 10 pedestrians is crossing

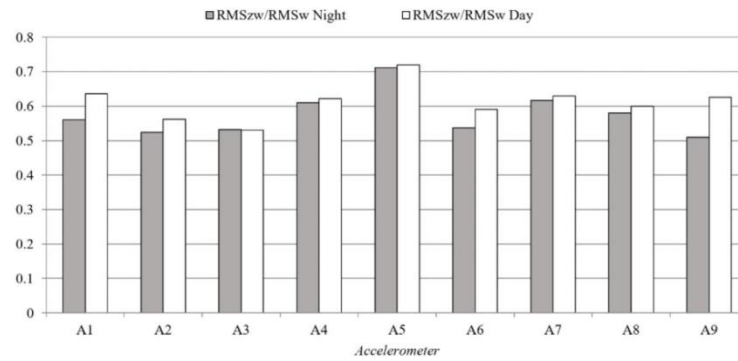


Fig. 11 Contribution of a_z to the acceleration magnitude

5. Post processed data

In order to investigate the effect of pedestrians on the response of this lively stress-ribbon footbridge under normal operational conditions, hourly data is processed to get a representative parameter for the whole hour. Fig. 11 shows the contribution (in magnitude) of the vertical direction (Z) to the whole acceleration vector (X, Y and Z). These values depend on the position of the accelerometers (from A1 to A9, in the upstream railing), but for all of them is around 60%, both during daylight and at night hours. This means that the vertical vibrations are the prevailing ones but horizontal vibrations are not negligible. During daylight, considered from 8 am to 5 pm, average use of the footbridge is more than one pedestrian at a time, being $RMS_{Zw} = 0.125 \text{ m/s}^2$. During the night (from 11 pm to 6 am) the RMS_{Zw} is only 0.063 m/s^2 .

Fig. 12 shows hourly parameters (peak, RMS_w for the 3 axis and RMS_{Zw}) for one selected day. Some patterns can be observed (mainly day/night use, with maximum values around 9 am and 6 pm and minimum around 1 am). Presented values have been obtained averaging the parameters for the upstream accelerometers (from A1 to A9).

Mean values through the year are 0.418 m/s^2 for peak acceleration, 0.0934 m/s^2 for RMS_w and 0.0532 m/s^2 for RMS_{Zw} .

Counting how many RMS_w hourly data are inside certain ranges, is easy to determine the percentages shown in Fig. 13. ISO 2631, annex C.2.3 establishes comfort reactions to vibration environments for public transport according to the following ranges in terms of RMS_w : Non-uncomfortable for less than 0.315 m/s^2 , a little uncomfortable between 0.315 and 0.63 m/s^2 , fairly uncomfortable between 0.5 and 1 m/s^2 , uncomfortable between 0.8 and 1.6 m/s^2 , very uncomfortable between 1.25 and 2.5 m/s^2 and extremely uncomfortable if greater than 2 m/s^2 . As no hourly RMS_w were registered over 1 m/s^2 , the three last ranges do not appear in the case under study. Additionally, the first range was subdivided in two at 0.15 m/s^2 , in order to get more detail information about comfortability. The resultant sub-ranges were classified as almost imperceptible up to 0.15 m/s^2 and noticeable between 0.15 and 0.315 m/s^2 . Note that the footbridge over the months has good serviceability conditions, with most of the time in the non-uncomfortable range. Also Fig. 13 shows averaged values for the monthly temperatures.

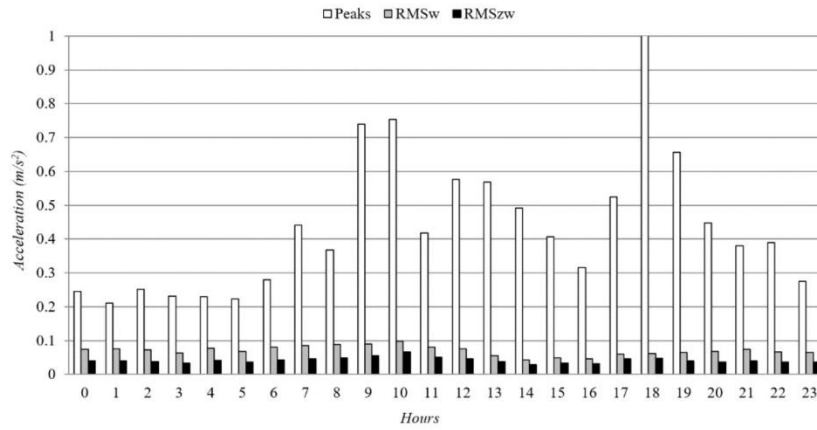


Fig. 12 Hourly parameters during a particular day

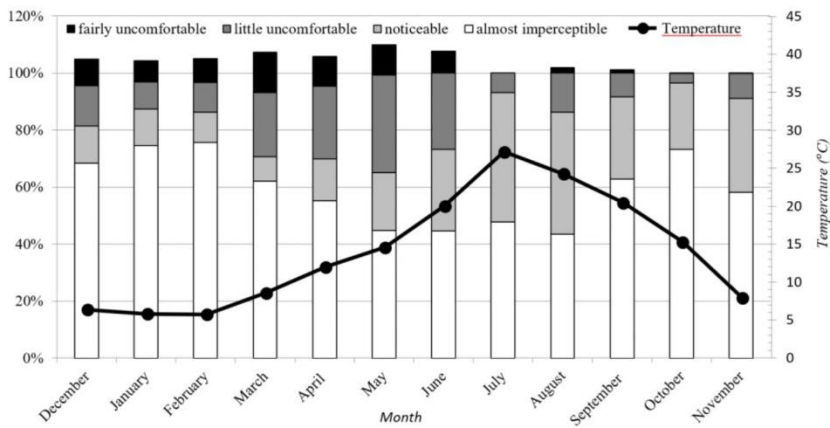


Fig. 13 Comfortability according to ISO 2631

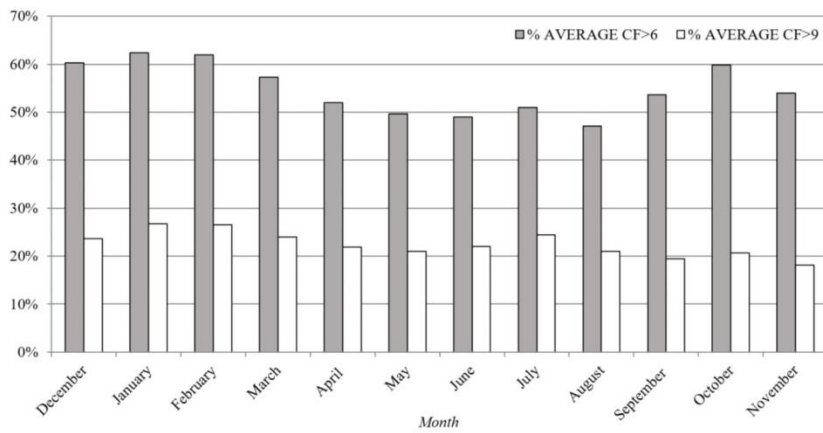


Fig. 14 Crest Factor exceeding 6 or 9

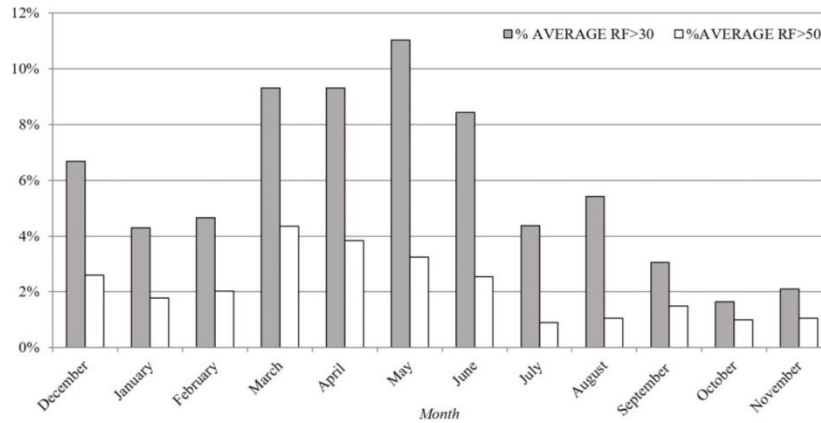


Fig. 15 Response Factor exceeding 30 or 50

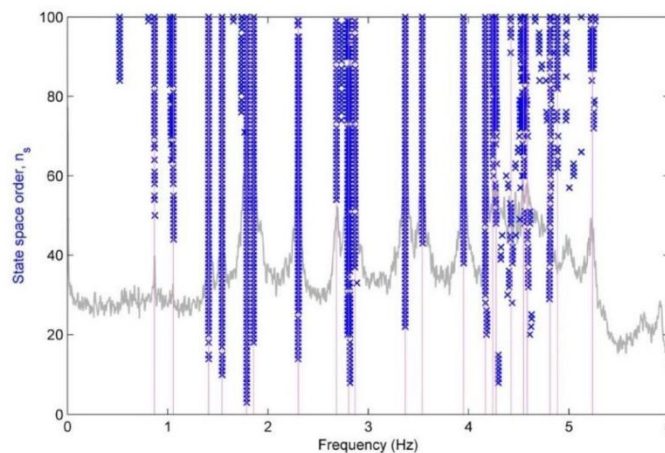


Fig. 16 Stabilization diagram using SSI algorithm up to order 100

ISO 2631 recommends the use of the RMS_w as serviceability parameter only if crest factors are below 6 (annex C.1.1.3) or 9 (part 6.2.2). Crest factor is the ratio between peak value and corresponding RMS_w during the same time of exposition (one hour has been taken). Fig. 14 shows that only around 20% of the time the crest factor exceeds the threshold of 9. For these cases, ISO 2631 recommends the use of additional parameters like the Maximum Transient Vibration Value (MTVV) or the Vibration Dose Value (VDV) to check serviceability criteria, although no ranges are depicted.

With the same objective of serviceability assessment, response factor is defined as the ratio between the RMS_w and the base curve defined in ISO 10137. The value of 0.005 m/s^2 is the reference (base curve) for vertical movements. Fig. 15 shows the percentages for R factor exceeding 30 and 50, computed in hourly RMS_w basis. The

values of 30 and 50 are usually considered as reference limits for comfortability. Again, the low percentages obtained reveal the footbridge is adequate to the pedestrian use regardless its slenderness and its easily noticeable movements.

6. Modal characterization

Besides the evaluation of the response presented in the previous sections, one of the main interest of the monitoring system is the modal characterization under different external factors (temperature, pedestrian use, etc.). For that, several operational modal analyses (output-only) were performed. Although more recent and powerful methodologies already exist (like the one presented in Sadhu *et al.* (2014)), a more traditional identification technique based on Stochastic Subspace Identification (SSI)

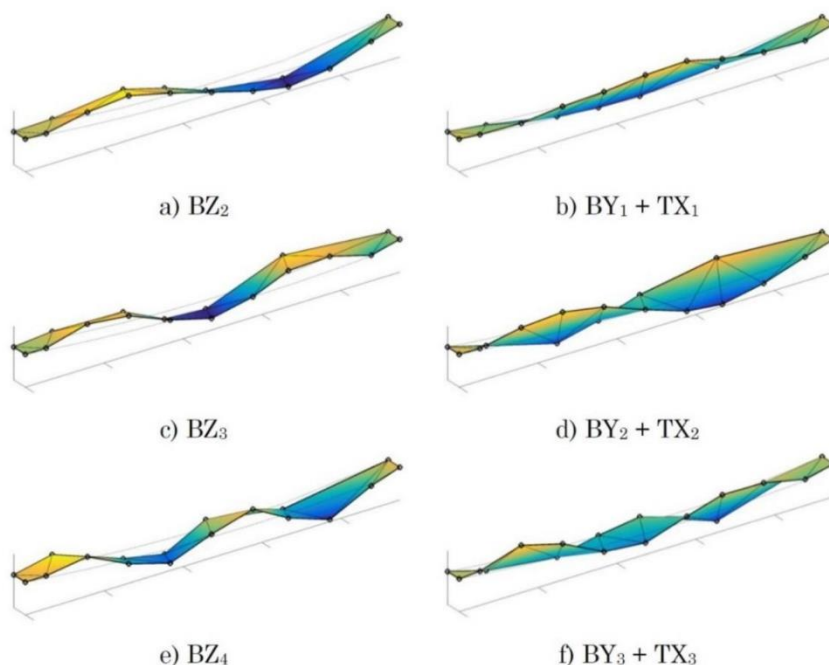


Fig. 17 First six mode shapes

Table 2 Experimental values of damping and frequency for the six first modes and their change with the temperature

Mode	ξ (%)	Frequency (Hz)			Mean	Frequency change (%)	
		5°C	20°C	35°C		% (5°C)	% (35°C)
BZ ₂	0.18	0.895	0.868	0.840	0.868	3.1	-3.2
BY ₁ + TX ₁	0.20	1.005	1.050	1.096	1.050	-4.3	4.4
BZ ₃	0.23	1.436	1.410	1.390	1.412	1.8	-11.4
BY ₂ + TX ₂	0.33	1.540	1.530	1.520	1.530	0.7	-0.7
BZ ₄	0.14	1.840	1.780	1.730	1.783	3.4	-2.8
BY ₃ + TX ₃	0.13	2.310	2.230	2.150	2.230	3.6	-3.6

(Ubertini *et al.* 2013) is enough for the intended purposes of this work. Fig. 16 shows modal identification diagram and Fig. 17 presents the first 6 modes obtained for very low occupancy and negligible wind loading.

For the modal mode shapes, the notation used is BZ_{*i*} for bending modes in the vertical XZ plane, BY_{*i*} for bending modes in the horizontal XY plane and TX_{*i*} for torsional modes around X axis. *i* is the number of antinodes of the corresponding mode. Generally, for these types of nonlinear structures, the frequency decreases when the temperature increases, but not a similar trend is evidenced for all the modes as seen in Table 2. Presented values were obtained from more than 1250 estimations based on hourly records.

7. Conclusions

The development and installation of a remotely control continuous vibration monitoring system on a stress-ribbon footbridge has been presented in this paper. This system is based on the use of low-cost triaxial MEMS acceleration sensors and was validated by comparing the response measured by the MEMS devices with conventional piezoelectric accelerometers mounted in a portable analyzer. As MEMS devices can measure gravity, spatial orientation is continuously adjusted by an automatic system based on Euler angles. These tests demonstrated that these low-cost sensors are a competitive alternative to traditional ones. Also, the system could be used to find correlations between the mechanical response and environmental data (Soria *et al.*

2017) and, in the long term, evaluate changes in the modal properties due to fatigue or abutment resettlements.

For accelerations over 0.02 m/s^2 there are not significant differences between both piezoelectric and MEMS sensors. For serviceability purposes and taking into account the lively structure under study (acceleration values over 0.05 m/s^2 when it is crossed by a single pedestrian, as shown in Fig. 9(a)), the monitoring proposal is not only more affordable but also a practical alternative.

Interesting operation results have been presented, including serviceability analysis and modal identification for the first six modes. The next objective is to implement an automated operational modal analysis in order to analyze the changes on the modal properties along the time. The influence of environmental factors (including temperature and wind) and pedestrian traffic density will be analyzed in order to remove these effects from the modal properties, as other authors (Moser and Moaveni 2013) propose. Thus, such modal properties may be used for structural damage detection which is the final goal to be achieved.

Acknowledgments

The authors wish to acknowledge the collaboration of the Valladolid City Council and the partial support through the Research Projects BIA2011-28493, DPI2013-47441, BIA2014-59321 (*Ministerio de Economía y Competitividad*, Spanish Government) and FPU16/01339 grant (*Ministerio de Educación, Cultura y Deporte*, Spanish Government).

References

- Brownjohn, J., Carden, E., Goddard, C. and Oudin, G. (2010), "Real-time performance monitoring of tuned mass damper system for a 183 m reinforced concrete chimney", *J. Wind Eng. Ind. Aerod.*, **98**(3), 169-179.
- Caetano, E., Silva, S. and Bateira, J. (2011), "A vision system for vibration monitoring of civil engineering structures", *Exp. Techniques*, **35**(4), 74-82.
- Casciati, S., Tenta, A., Marcellini, A. and Daminelli, R. (2014), "Long run ambient noise recording for a masonry medieval tower", *Smart Struct. Syst.*, **14**(3), 367-376.
- Ceylan, H., Gopalakrishnan, K., Kim, S., Taylor, P.C., Prokudin, M. and Buss, A.F. (2013), "Highway infrastructure health monitoring using micro-electromechanical sensors and systems (MEMS)", *J. Civil Eng. Management*, **19**(1), 188-201.
- Chen, Z. (2014), "Energy efficiency strategy for a general real-time wireless sensor platform", *Smart Struct. Syst.*, **14**(4), 617-641.
- Chen, Z. and Casciati, F. (2014), "A low-noise, real-time, wireless data acquisition system for structural monitoring applications", *Struct. Control Health Monit.*, **21**(7), 1118-1136.
- Gomez, H.C., Fanning, P.J., Feng, M.Q. and Lee, S. (2011), "Testing and long-term monitoring of a curved concrete box girder bridge", *Eng. Struct.*, **33**(10), 2861-2869.
- Guan, M. and Liao, W.H. (2006), "On the energy storage devices in piezoelectric energy harvesting", *Proceedings of the SPIE 6169, Smart Structures and Materials 2006: Damping and Isolation*, San Diego, California, United States, March.
- Lepidi, M. and Gattulli, V. (2012), "Static and dynamic response of elastic suspended cables with thermal effects", *Int. J. Solids Struct.*, **49**(9), 1103-1116.
- Moser, P. and Moaveni, B. (2013), "Design and development of a continuous monitoring system for the Dowling Hall Footbridge", *Exp. Techniques*, **37**(1), 15-26.
- Narros, A.J. (2011), "Pasarela peatonal Pedro Gómez Bosque sobre el río Pisuerga en la ciudad de Valladolid. Un nuevo récord de longitud en pasarelas colgadas de banda tesa", *Revista Técnica Cemento Hormigón*, **947**, 80-86.
- Orcesi, A.D., Frangopol, D.M. and Kim, S. (2010), "Optimization of bridge maintenance strategies based on multiple limit states and monitoring", *Eng. Struct.*, **32**(3), 627-640.
- Pamigrahi, R., Bhalla, S. and Gupta, A. (2010), "A low-cost variant of electro-mechanical impedance (EMI) technique for structural health monitoring", *Exp. Techniques*, **34**(2), 25-29.
- Sadhu, A., Hazraa, B. and Narasimhan, S. (2014), "Ambient modal identification of structures equipped with tuned mass dampers using parallel factor blind source separation", *Smart Struct. Syst.*, **13**(2), 257-280.
- Shinozuka, M., Feng, M.Q., Chou, P., Chen, Y. and Park, C. (2004), "MEMS-based wireless real-time health monitoring of bridges", *3rd International Conference on Earthquake Engineering*, Nanjing, China, October.
- Soria, J.M., Diaz, I.M. and Garcia-Palacios, J.H. (2017), "Vibration control of a time-varying model-parameter footbridge: study of semi-active implementable strategies", *Smart Struct. Syst.*, **20**(5), 525-537.
- Strasky, J. (2005), *Stress Ribbon and Cable-Supported Pedestrian Bridges*, (1st edition), Thomas Telford Publishing Ltd, London, United Kingdom.
- Swartz, R.A., Lynch, J.P., Zerbst, S., Sweetman, B. and Rolfes, R. (2010), "Structural monitoring of wind turbines using wireless sensor networks", *Smart Struct. Syst.*, **6**(3), 183-196.
- Tan, T.D., Anh, N.T. and Anh, G.Q. (2011), "Low-cost Structural Health Monitoring scheme using MEMS-based accelerometers", *Proceedings of the 2nd International Conference on Intelligent Systems, Modelling and Simulation*, Phnom Penh, Cambodia, January.
- Tokognon, C.A., Gao, B., Tian, G.Y. and Yan, Y. (2001), "Structural Health Monitoring framework based on Internet of Things: A survey", *IEEE Internet Things J.*, **4**(3), 619-635.
- Ubertini, F., Gentile, C. and Materazzi, A.L. (2013), "Automated modal identification in operational conditions and its application to bridges", *Eng. Struct.*, **46**, 264-278.

FC

Notation

The following symbols are used in this paper:

$\bar{a}_x, \bar{a}_y, \bar{a}_z$	=	average acceleration in each local axis x, y, z (m/s ²);
a_x, a_y, a_z	=	acceleration in each local axis x, y, z (m/s ²);
a_x, a_y, a_z	=	acceleration in each global axis x, y, z (m/s ²);
g	=	gravity acceleration (m/s ²);
[R]	=	coordinate transform matrix;
RMS _w	=	weighted Root Mean Squares;
RMS _{Zw}	=	weighted Root Mean Squares in the global axis Z;
α	=	accelerometer local pitch angle (°); and
β	=	accelerometer local roll angle (°).

ANEXO 3: CONGRESOS

Casado C, Cárdenas C, Poncela A.

***Civil Structures Protection Strategies based on
Semi-active Tuned Mass Damper***

*Proceedings of Experimental Vibration Analysis
for Civil Engineering Structures. pp 689-696,
(24-26 Octubre 2007) Oporto (Portugal)*

Civil structures protection strategies based on semi-active tuned mass damper

C.Casado & C.Cardenas

CARTIF Foundation, Boecillo, Valladolid, Spain

A. Poncela

University of Valladolid, Valladolid, Spain

ABSTRACT: Since Frahm sketched a mass damper in 1909 and Den Hartog developed a Tuned Mass Damper (TMD) theory for undamped systems in the thirties-forties, many contributions in the development of more robust and adaptable devices based on passive TMD and real applications in civil structures have been realized. The passive devices have showed a good performance in the mitigation of civil structure vibrations subjected to environmental loads but they are unable to face to modal changes in the structure itself and to unexpected loadings. Because of this, active and semi-active mass dampers have been developed. In this paper a review of the different semi-active tuned mass dampers proposed in the literature and a comparison between them and respect to the passive scheme is done.

1 INTRODUCTION

In the last decades, passive supplemental damping strategies for civil structures protection have been well understood and accepted by the engineering community. Some of the most important strategies included base isolation system, viscoelastic damper, and tuned mass damper. However the performance of these passive systems is limited because of their fixed stiffness and damping parameters, so that they are unable to adapt to structural changes and to varying load conditions. As consequence of this, Scientifics and engineers have proposed and developed active, hybrid and semi-active control strategies to improve the limitations of passive ones.

Despite the active and hybrid strategies have better performance than passive systems; these are in general expensive, maintenance-dependant and very reliance on external power. It is for these reasons that the construction industry and civil engineers are conservative in using them. On the other hand, semi-active devices have demonstrated great promise in the last years, and different types of semi-active systems have been developed in order to obtain simple systems with robustness performance, low energy consumption and adaptability capacity similar to active strategies.

Basically, semi-active control systems are passive devices that can be controlled (Dyke 2005). These devices can produce a large control force as result of the motion of the structure itself by dynamically changing its damping and stiffness parameters. Just like passive control system, a semiactive device cannot inject mechanical energy into the controlled structural system, so these devices promote the global stability of the structure. Therefore, semiactive systems combine the best features of both passive (stability, robustness) and active (adaptability) control systems using a low quantity of energy to operate. In 1999, Symans classified the semi-active devices in

six types: 1. Stiffness control devices, 2. Electrorheological dampers, 3. Magnetorheological damper, 4. Friction control devices, 5. Fluid Viscous damper and 6. (Smart)Tuned mass dampers and tuned liquid dampers. Casciati (2006) has added three more types to this classification: Electro-inductive devices, Air-jet actuators and Shape Memory Alloys (SMA) actuators. Other semi-active classification was realized by Spencer (2003).

In the literature, both, Adaptive-passive and semi-active terms are used to refer to mechanisms that involve changing the system properties, such as damping and stiffness as a function of time. In order to clarify the difference between the two terms, we have considered in the paper that in an adaptive-passive system, the properties are changed relatively slowly, but in a semi-active system the properties are changed within a cycle of vibration (Liu et al. 2005).

In this paper we study the semi-active counterpart of one of the most widely applied means of suppressing the excessive structural oscillations: the passive-tuned mass damper (TMD). This system formerly known as dynamic vibration absorber (DVA) is a device consisting of a mass, a spring, and a damper that is attached to a structure in order to reduce the dynamic response of the structure. The inherent limitations of a passive tuned mass damper are the very narrow band of suppression frequency, the ineffective reduction of non-stationary vibration and the sensitivity problem due to detuning or changes in the modal parameters (mass, frequency) of the structures. To overcome these limitations, multi tuned mass dampers (MTMD), active mass damper (AMD), hybrid mass damper (HMD), and lastly the promising semi-active tuned mass damper have been developed.

Next, different proposals of Semiactive Tuned Mass Damper developed in the last decade are presented and analyzed. Most of the proposals have been based on variable damping devices and variable stiffness devices.

2 SEMI-ACTIVE TUNED MASS DAMPER BASED ON VARIABLE DAMPING DEVICES

In these systems the dashpot of a passive tuned mass damper scheme is replaced by a variable orifice damper or a magneto-rheological damper (MR damper).

A variable orifice damper is a hydraulic one in what the flux between the two chambers of the damper is adjusted on-line by means of a servo-valve orifice. Hrovat in 1983 proposed the use of this damper in a tuned mass damper in what has been considered the first semiactive control proposal of civil structures (Casciati et al. 2006). The servo-valve could be used in an on-off or a continuous way in what is noticed that a linear opening of the valve does not necessarily reflect in a linear changing behaviour through a minimum and a maximum damping value. Therefore for a continuous servo-valve is necessary a prior identification of device in order to comand it properly.

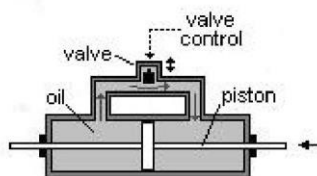


Figure 1. Variable orifice damper

On the other hand Magneto-rheological (MR) dampers are essentially hydraulic dampers in what the oil have been replaced by magnetorheological fluids. The main characteristic of these fluids discovered by J. Rabinow in 1951 is that can change from linear viscous fluid to a semi-solid states in times of the order of milliseconds when they are subjected to the effect of a magnetic field. There also exists the electrical counterpart of MR fluids called Electrorheological fluids

whose yield stress are 20 to 50 times lower than MR fluids, this is the main reason that the most practical vibration control applications use MR fluids.

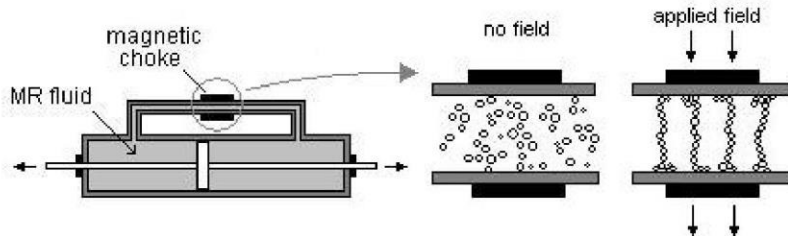


Figure 2. Magneto-rheological damper

The behaviour of the MR damper is similar to that of a linear viscous dashpot when is not subjected to the magnetic field, but to a combination of a Coloumb friction element in parallel with a linear viscous dashpot when the field is applied. This non-linear characteristic has led to develop mathematic models by researches in the last years. Some of these models are the Bingham viscoplastic model or an arrangement of linear spring, linear viscous dashpot and a Bounc-Wen hysteresis element. This latter model represents MR damper very well and is suitable to state-space analysis and control and numeric simulation.

As it was mentioned before, the semi-active tuned mass damper scheme with variable damping devices are very simple and lie in changing the dashpot of the TMD scheme by a semi-active damper. Some of these basic schemes can be seen in Vavreck (2000), Setareh (2002), Aldemir (2000) or Pinkaew (2001).

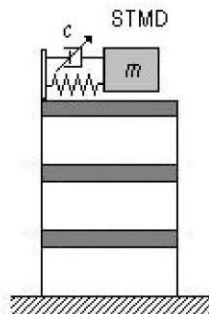


Figure 3. Structure with a STMD

Next, different control proposal for this kind of STMD based on variable damping devices are presented.

Abé and Igusa developed in 1996 an analytical theory for the optimal control algorithms for semiactive absorbers in order to control impact-induced transient vibrations. These algorithms are described by simple expressions which are explicitly in terms of current state of the system. The performances of the algorithms are limited by the maximum displacement of the absorber and the accuracy of the modal state measurement of the structure.

Vavreck (2000) explored two control techniques for a dynamic vibration absorber with a MR damper replacing the absorber dashpot. The two approaches included skyhook control with an on-off and a continuous implementation, and an approximation to a linear quadratic optimal control implemented by a clipping control. Both of them require the calculation of velocity of the absorber and main mass. Vavreck concluded that the latter technique improves the STMD per-

formance over a substantial range of excitation frequencies and force levels, while the “Skhook” approach is less successful.

Pinkaew & Fujino (2001) proposed an optimal control law governing the variation of damping of the damper in a STMD scheme. This variable damping device is suggested to be performed by a variable orifice damper or a MR damper. Previous to obtain the control law of the semi-active system, the optimal solution for the active system case (without constraints) is considered and then the semi-active control law is obtained by means of suboptimal control solution by minimizing the instantaneous error resulting from the difference of the semiactive control force law and the active one. The control law obtained is a variation of the so-called clipped optimal control and was used by the authors to enhance the performance improvement of a single degree of freedom structure subjected to harmonic excitation when is coupled to a STMD or a TMD.

Setareh (2001, 2002) and Koo et al. (2002) studied and developed ground-hook algorithms for TMDs with variable damping, called by them groundhook tuned mass damper (GHTMD). First, Setareh (2000) proposed these algorithms for general lightly damped systems in what the variable damping device of the STMD was not defined by a specific semi-active device, so it could be set up by a MR damper or a variable orifice damper. A year after both Setareh and Koo proposed GHTMD based on MR dampers and were focused to achieve reduction in floor acceleration. Anyway, the results of these studies could be used to other structure applications because the floor was represented like a single degree of freedom system.

The design methodology proposed by Setareh is based on a non-dimensional formulation in what a GHTMD can be designed in a graphical way. These GHTMDs can perform up to 14% better than their equivalent TMDs and they perform in a much more robust manner when subjected to off-tuning (changes in primary mass or natural frequencies). On the other hand Koo et al. developed an optimization routine based on close-form models of force-excited (on-off) groundhook equivalent model in order to obtain the optimally tuned parameters and on-off damping ratios of the STMD. The off-tuning studies showed that the STMD is more robust to changes in structure mass and stiffness than the passive counterpart.

Aldemir (2003) proposed an optimal control strategy to govern the MR damper of a STMD when is subjected to a broad class of seismic inputs including the harmonic, pulse, artificially generated and recorded earthquake excitations. The control law minimizes an integral norm of the main structure squared absolute accelerations subject to the constraint that the non-linear equations of motion are satisfied. Numerical results showed that an optimally controlled MR damper always outperforms an equivalent passive TMD for all the investigated excitations and the best performance for harmonic and pulse-type excitations is achieved at resonance which is very important for vibration control applications.

Due to the wide use of the ground-hook and skyhook controls in semi-active control strategies these control strategies are shown in the following.

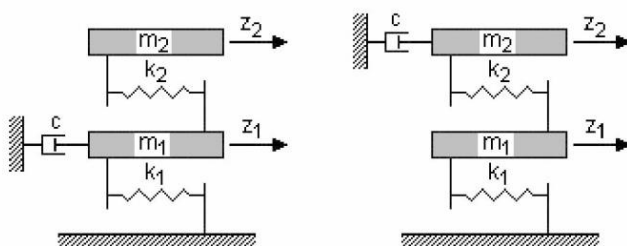


Figure 4. Groundhook and skyhook control

Basically, groundhook and skyhook control schemes emulate the ideal body displacement control configuration of a passive damper “hooked” between the body mass and the “ground” and

“sky” respectively as we can see in the figure 4. Both control strategies are implemented in a on-off or continuous policies. In on-off policy the damping of the damper changes between low and high states depending on the absolute and relative velocities of both primary mass and STMD mass. With respect to the continuous control policy, the high state damping of the damper is a value proportional to the velocity of the primary mass. Taking into account the figure 4, these policies are formulated as follows:

$$\begin{aligned}
 \text{Skyhook control:} \quad & \dot{z}_2 \times v_{rel} \geq 0 & c_{On-off} &= HS \\
 & & c_{cont.} &= \max\{LS, \min[(g \times \dot{z}_2), HS]\} \\
 & \dot{z}_2 \times v_{rel} < 0 & c_{On-off} &= LS \\
 & & c_{Cont.} &= LS
 \end{aligned} \tag{1}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Groundhook control:} \quad & \dot{z}_1 \times v_{rel} \leq 0 & c_{On-off} &= HS \\
 & & c_{cont.} &= \max\{LS, \min[(g \times \dot{z}_1), HS]\} \\
 & \dot{z}_1 \times v_{rel} > 0 & c_{On-off} &= LS \\
 & & c_{Cont.} &= LS
 \end{aligned} \tag{2}$$

(with $v_{rel} = \dot{z}_2 - \dot{z}_1$, HS = High State, LS = Low State and g = gain value)

3 SEMI-ACTIVE TUNED MASS DAMPER BASED ON VARIABLE STIFFNESS DEVICES

As have been mentioned before, one of the characteristics of a passive mass damper it is that is tuned to a constant frequency obtained by means of analytic or numerical methods in what the transmissibility function is minimized. Therefore, a TMD is very sensitive to tuning frequency ratio, even when optimally designed. As the frequency in a TMD is directly proportional to the spring stiffness, it looks logical to replace the constant stiffness spring by a variable stiffness device in order to avoid the detuning effects. Next, we analyze some of the new STMD proposals based on variable stiffness devices.

First, Francheck et al.(1995) proposed an “adaptive” TMD. In this device, the stiffness of a spring is adjusted by means of screwing a helical spring through a hole in a fixed plate. The spring stiffness is inversely dependent on the number of coils. (A softer spring is achieved by making the spring longer) The resulting variable stiffness enables the operation of the STMD over a range of frequencies. A scheme of this proposal is similar to figure 5.

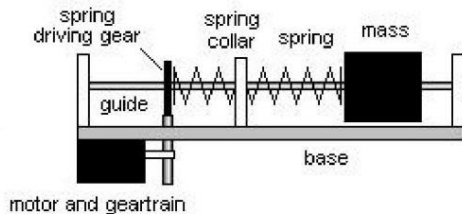


Figure 5. A semiactive TMD with variable stiffness device.

In 2000, Varadarajan and Nagarajaiah (2003, 2005) proposed and checked a novel STMD that they called semi-active variable stiffness tuned mass damper (SAIVS-TMD). This device depicted in the figure 6 has the advantage that continuously retuning its frequency due to real control; hence the STMD is robust to changes in main structure stiffness and damping.

The SAIVS device consist of four spring element arranged in a plane rhombus configuration with four pivots joints at the vertices. A linear electromechanical actuators configures the aspect ratio of the rhombus configuration under computer control. The aspect ratio changes between the fully closed and open configurations producing the maximum and minimum stiffness that can be described by $k(t)=k_e*\cos(\theta(t))^2$.

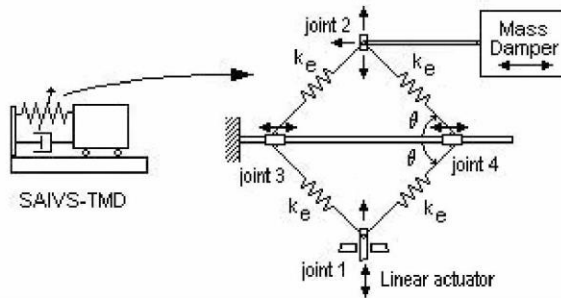


Figure 6. Semi-active variable stiffness tuned mass damper (SAIVS-TMD) scheme.

The frequency tuning control is based on Empirical Mode Decomposition and Hilbert transform (EMD/HT) instantaneous algorithm. With this algorithm the frequency of the main structure is instantaneously identified. Once the dominant instantaneous frequency at which the structure is responding, the stiffness of the SAIVS-TMD is adapted to tune and maximize the response reduction. The empirical mode decomposition technique was developed in 1998 by Huang and others, and adaptively decomposed a signal into intrinsic mode functions that admit well-behaved Hilbert transform. The authors showed that the STMD reduces response even when the main structure stiffness changes by $\pm 15\%$ and is robust, so this system can reduce the response similar to an ATMD, but with an order of magnitude less power consumption.

Gu et al.(2002) proposed the STMD of the figure 7 to control the wind-induced vibration of long-span bridges. This STMD called semi-active lever-type TMD (SA-LT-TMD) changes his frequency by means of the controlled movement of the mass in a rigid bar. With the motion of the mass block, the distance between the mass and the support point varies, thus the frequency of the STMD varies. However, the motion of the mass block will lead to and unbalanced moments state, so the base of the spring should be adjustable in order to keep the rigid bar horizontal all time.

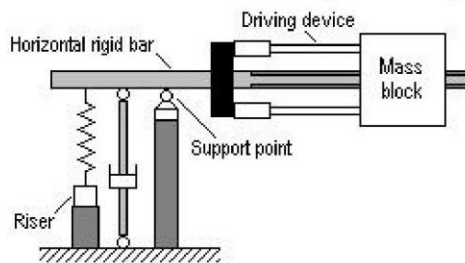


Figure 7. Semi-active lever-type tuned mass damper (SA-LT-TMD) scheme

Finally a strategy not specially proposed in order to alliviate vibrations in civil structures but with interesting properties to be used like other type of STMD in the future is presented.

In general is difficult to find a semi-active design that is both simple to control and easy to manufacture (Williams 2002). The most of the SATMD designs based on stiffness (elastic) variation devices suffer reliablitty limitations due to the complexity of their design and operation. To address these limitationsthe use of smart materials are proposed to realize simpler de-

vice designs. Sun et al. (1995) defined this smart material like “materials that respond to stimulus instantly with a stiffness change”. Smart materials have the benefit of incorporating both actuators and structural elements in a single unit. One class of these smart materials is the Shape-memory alloys (SMA).

A shape memory alloy is a class of alloy that undergoes reversible changes in crystalline structure. The crystalline structure of SMA is dependent of its temperature. The two crystal structures are martensite and austenite, which generally correspond to the “cold” and “hot” states of the material. In the martensite state, the metal has relatively low elastic modulus and yield strength such the material may be plastically deformed. By means of heating the material changes to an austenite state with a higher elastic modulus and yield strength. In this state the elastic modulus is as much as three times that of the former state. One the most used SMA of this alloy is the Nitinol, an alloy of nickel and titanium

Williams (2002) proposed to use the variable elastic modulus of the SMA to built an adaptive springs. In order to attenuate the vibration of a primary system across a range of frequencies, multiple SMA cantilever beams may be used and actuated independently to create a set of discrete tuning condition. This design was called “SMA Adaptive Tuned Vibration Absorber” An example of this system is the one of the figure 8. This STMD incorporates three independent SMA element, so would have four discrete natural frequencies corresponding to the cases of no actuation or actuation of one , two, or three SMA wires. In the system is neceary to incorporate steel (non-SMA) beams in order to increase the overall stiffness of the systems and por the limitation of the relative low yield strength of the SMA elements (Plastic yielding problems)

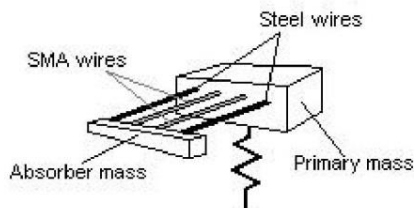


Figure 8. SMA Adaptive Tuned Vibration Absorber (SMA-ATVA) example.

4 CONCLUSIONS

In this paper a review of the semi-active tuned mass damper proposed in the last years have been done. The performance of these proposals have shown that a semi-active mass damper has the stability and robustness features of the passive systems, but with the adaptability capability of the control systems using a low quantity of energy to operate. Therefore, in front of active and hybrid strategies, a semi-active tuned mass damper is a very real alternative to the passive TMD in the building of future control systems for vibration mitigation in civil structures.

REFERENCES

- Abé M., Igusa T. 1996. Semi-active Vibration Absorber for controlling transient response. *Journal of Sound and Vibration* 198(5): 547-569.
- Aldemir U. 2003. Optimal control of structures with semiactive-tuned mass damper. *Journal of Sound and Vibration* 266(4): 847-874.
- Casciati F., Magonette G., Marazzi F. 2006. *Technology of semiactive devices and applications in vibration mitigations*. England.: John Wiley & Sons Ltd.
- Den Hartog J.P. (Dover edition) 1985. *Mechanical Vibrations*. Mineola, N.Y.: Dover Publications.
- Dyke S.J. 2005. Current directions in structural control in the US. *9th World Seminar on Seismic Isolation, Energy Dissipation and Active Vibration Control of Structures*. June 13-16, Kobe, Japan.

- Franchek M.A. 1995. Adaptive passive vibration control. *Journal of Sound and Vibration* 189(5): 565-585.
- Gu M., Chen S.R., Chang C.C., 2002. Control of wind-induced vibrations of long-span bridges by semi-active lever-type TMD. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* 90(2): 111-126.
- Koo J.H., Ahmadian M., Setareh M., Murray T.M. 2002. A robust semi-active tuned vibration absorbers for reducing vibrations in force-excited structures. *Proceedings of IMECE 2002*. Nov. 17-22, New Orleans, LA, USA.
- Li C. 2004. Evaluation of the lever-type active tuned mass damper for structures. *Structural Control and Health Monitoring*. 11(10):259-271.
- Liu Y., Waters T.P., Brennan M.J. 2005. A comparison of semi-active damping control strategies for vibration isolation of harmonic disturbances. *Journal of Sound and Vibration* 280(1-2): 21-39.
- Nagarajaiah S., Varadarajan N. 2005. Short time Fourier transform algorithm for wind response control of building with variable stiffness TMD. *Engineering Structures* 27(3): 431-441.
- Pinkaew T., Fujino Y. 2001. Effectiveness of semi-active tuned mass damper under harmonic excitation. *Engineering Structures* 23(7): 850-856.
- Setareh M. 2002. Floor vibration control using semi-active tuned mass dampers. *Canadian Journal of Civil Engineering* 29: 76-84.
- Setareh M. 2001. Application of semi-active tuned mass dampers to base-excited systems. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics* 30(3): 449-462.
- Spencer B.F., Nagarajaiah S. 2003. State of the Art of Structural Control. *Journal of Structural Engineering* 129(7) 845-856.
- Sun J.Q., Jolly M.R., Norris M.A. 1995. Passive, adaptive, and active vibration absorbers-a survey. *Journal of Mechanical Design* 117: 234-242.
- Symans M.D., Constantinou M.C. 1999. Semi-active control system for seismic protection of structures: a state-of-the-art review. *Engineering Structures* 21(6): 469-487.
- Varadajan N., Nagarajaiah S. 2003. Response control of building with variable stiffness tuned mass damper using empirical mode decomposition and Hilbert transform algorithm. *Proceedings of 16th ASCE Engineering Mechanics Conference*, July 16-18, Seattle.
- Vavreck A.N. 2000. Control of a Dynamic Vibration Absorber with Magnetorheological Damping. *Proceedings of 5th European Conference on Smart Structures & Materials SPIE Vol. 4073*.
- Williams K., Chiu G., Bernhard R. 2002. Adaptive-passive absorber using shape-memory alloys. *Journal of Sound and Vibration* 249(5): 835-848.

Casado CM, de Sebastian J, Poncela AV,
Lorenzana A.

***Design of a Semi-active Tuned Mass Damper
for the Science Museum Footbridge of
Valladolid***

*Proceedings of 4th European Conference on
Structural Control.* pp 125-132,
(6-13 Septiembre 2008) San Petersburgo (Rusia).
ISBN:978-5-904045-10-4

DESIGN OF A SEMI-ACTIVE TUNED MASS DAMPER FOR THE SCIENCE MUSEUM FOOTBRIDGE OF VALLADOLID

C. M. Casado, J. de Sebastián

*Fundación CARTIF. Parque Tecnológico de Boecillo, Parcela 205.
47151 Boecillo-Valladolid. SPAIN
carcas@cartif.es, jesseb@cartif.es*

A. V. Poncela, A. Lorenzana

*ETSII-University of Valladolid. C/ Paseo del cauce s/n. 47011
Valladolid, SPAIN
poncela@eis.uva.es, ali@eis.uva.es*

In this paper the authors show the steps done for the design of a semi-active tuned mass damper for a 51m steel span of the Science Museum Footbridge of Valladolid. These actions included the identification of the modal parameters of the footbridge by structural monitoring and FEM modelling, the mechanical design of a passive mass damper and a semi-active one based on magneto-rheological dampers. Finally, the prototype and some real test done in the footbridge are shown.

Keywords: Footbridge, semi-active TMD, vibration, FEM, MR damper.

Introduction

The actual trend of civil engineering structures such as tall buildings, towers, large span bridges or footbridges is to be lighter and more flexible. A consequence of this tendency is the vibrations that the structures undergo when are subjected to big or moderate loads like environmental loads or daily use loads. This is the case shown in this paper where a footbridge experience a noticeable vibration induced by the action of pedestrians. Up to now the passive tuned mass damper has been as a suitable vibration absorber for this kind of structures. In this paper a design of a semi-active tuned mass damper is proposed with the aim of improve the performance of the passive counterpart.

1 Footbridge Description

The footbridge of the Science museum in Valladolid is a 234m structure composed of three hexagonal steel tubular prism spans of 51.12m (span No.2), 111.31m (span No.3) and 20.83m (span No.4) and a white concrete span. The longest steel span has a singular external cabling system involved longitudinal and hexagonal prestressing, while the other two steel spans are only set up by the steel tubes.

The external cabling system has both aesthetical reasons; the original design by the architect José Rafael Moneo in collaboration with Enrique de Teresa was based on the form of a fish basket, as structural reasons; the two frames connect by means of tubular ribs which maintain the shape of the cables and increase their eccentricity.



Figure 1: Science museum footbridge of Valladolid

2 Vibration Measurement

Depending on the environmental conditions and especially in the number and the way in what people use the footbridge (walking, running, riding bike...) the three steel spans undergoes vertical vibrations that goes from noticeable to uncomfortable levels clearly exceeding the comfort threshold of the most codes as it can be seen in the SETRA guideline [1].

With the aim of quantify the level of these vibrations and to know the modes and damping of the three steel spans, the vibration of the footbridge were registered using accelerometers in the centre of the three steel spans. Both vertical and lateral vibration direction was recorded.

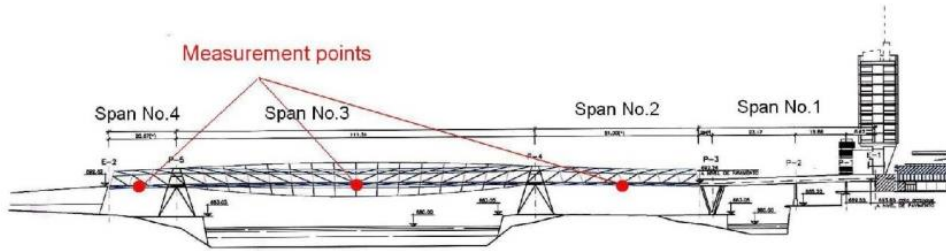


Figure 2: Accelerometer placement in the footbridge

The main modes of the three steel spans obtained from the spectral analysis of ambient vibration registers are summarized in the table 1.

Table 1: Main modes of the three steel spans

Span n ^o	Direction	Mode (Hz)
2	Vertical	3.45
2	Lateral	3.25
3	Vertical	4.68
3	Lateral	6.69
4	Vertical	8.40
4	Lateral	10.89

In a preliminary study is concluded that the steel span No.2 of 51.3m undergoes the biggest acceleration levels, has a well-defined fundamental mode around 3.45 Hz and is the more easily excitable span. Therefore, from now on, the studies and design of the vibration absorber will be focused in this span.

The damping of this span around 0.6% was calculated using the logarithmic decrement method of forced vertical acceleration. The forcing load used in this study was a person of about 100kg jumping at a frequency around 3.5 Hz which excites footbridge resonance.

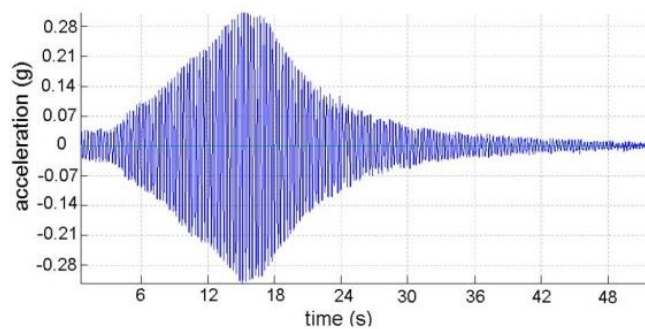


Figure 3: Steel span No.2 forced dynamic response

These registers are suitable to be used to calculate the fundamental modal mass of the span No.2 using the technique developed by Brownjohn and others [2] based in human dynamic excitation. Unfortunately is necessary to have a previous laboratory load test to be able to use this technique.

Nowadays is foreseen the installation of a semi-permanent monitoring system with accelerometers, strain-gauges, wind speed and direction sensor, temperature sensors and cameras to study in a more deeply way the dynamic response of the footbridge.

3 Finite Element Model

In this section, the finite element model of the steel span No.2 is showed. The Finite Element Model (FEM) was fitted in a non-systematic way according to the frequency and damping values obtained from the registers analysis. The aim of the FEM building was to get the fundamental modal mass and the stress study of the span. In the figure 4 the FEM of the span No.2 is shown.

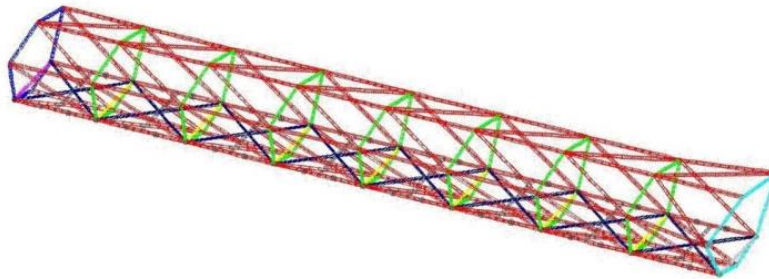


Figure 4: FEM of the footbridge span No.2

The parameters of the more predominant modes obtained with the fitted FEM is shown in the next table:

Table 2: FEM parameters of the footbridge span No.2

Mode number	Frequency (Hz)	Mx Modal Mass (Kg)	My Modal Mass (Kg)	Mz Modal Mass (Kg)	Main direction
1	3.35	≈ 0	≈ 0	19497	Lateral
2	3.45	190.30	23379	≈ 0	Vertical
3	5.47	≈ 0	≈ 0	353.19	Lateral
4	6.99	474.63	155.40	≈ 0	Longitud.
5	7.33	≈ 0	≈ 0	1332.3	Lateral
6	7.63	3065.6	6.4242	≈ 0	Longitud.

In the table, the mode number 2 is the fundamental mode in vertical direction.

At this point we had the enough modal parameters of frequency (3.45 Hz), modal mass (23379Kg) and damping (0.6%) to design the vibration absorber.

4 Tuned Mass Damper and Semi-active Tuned Mass Damper Design

In this section, firstly a passive tuned mass damper is calculated taking into account the modal parameters obtained in the before sections, and, secondly, a semi-active tuned mass damper is proposed.

In the design of a tuned mass damper for the span No.2 of the Science Museum footbridge the Tsai&Lin formulation shown in Connor [3] is used. With respect to the mass of the TMD, it was chosen in order to obtain a mass ratio around 1%. With this premise a three set of TMD parameters have been calculated for 150, 200 and 250kg respectively.

Table 3: Passive TMD parameters

TMD mass (Kg)	TMD frequency (Hz)	TMD stiffness (N/m)	TMD damping (Ns/m)	Equivalent Damping Ratio (%)
150	3.42	69204.97	321.42	3.4
200	3.41	91753.01	492.03	3.7
250	3.40	114050.20	684.23	4

The equivalent damping of 3.7% has been considered an enough improvement in the span n^o2 damping. Therefore the 200kg TMD was chosen to be physically implemented in a following phase and shown in the next section.

To improve the performance and robustness of this passive mass damper, different alternatives summarized in Casado and others [4] were studied and a semi-active TMD proposal based on the use of magneto-rheological damper was chosen to be implemented.

The idea was to use the passive TMD structure and to replace the hydraulic dampers by magneto-rheological ones with the damping parameters obtained from the chosen control strategy.

For the control strategy, the authors used the studies of Koo [5]. These algorithms are based on a groundhook control scheme and are divided in four cases: (1) Velocity-based, on-off groundhook control (On-off VBG), (2) Velocity-based, continuous groundhook control (Continuous VBG), (3) Displacement-based, on-off groundhook control (On-off DBG) and (4) Displacement-based, continuous groundhook control (Continuous DBG). The best performance was obtained using the third strategy (On-off DBG). This

strategy consists on the use of two damping values (c_{on} , c_{off}) to adjust the MR damper depending on the value obtained in the next expressions:

$$\begin{aligned} x_1 * v_{12} \geq 0 \quad c_{controllable} &= c_{on} \\ x_1 * v_{12} < 0 \quad c_{controllable} &= c_{off} \end{aligned} \tag{1}$$

(Where x_1 is the absolute vertical displacement of the span and v_{12} is the relative velocity of the semi-active TMD)

In the next figure a comparison between the transmissibility peaks obtained with the structure without damping devices, with a passive TMD and with the semi-active TMD based on an On-Off DBG control strategy is shown.

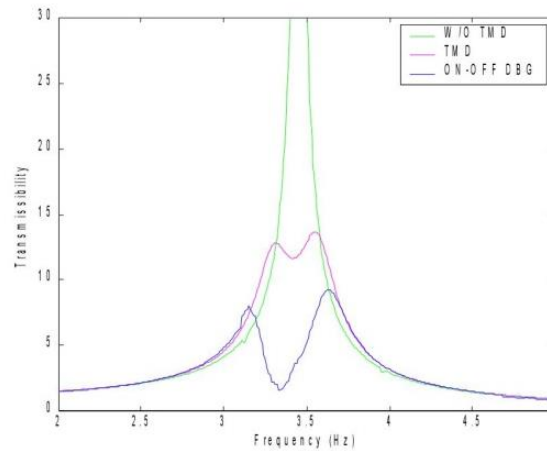


Figure 5: Transmissibility peak comparison.

The parameters obtained by the On-Off DBG strategy are summarized in the next table:

Table 4: Initial values and parameters range for On-Off DBG optimization routine

Parameters	Initial value	Parameters range	Final value
Mass (Kg)	200	-	200
On state damping (N/ms)	3500	[600, 10000]	3938
Off state damping (N/ms)	100	[50, 600]	50
Stiffness (N/m)	100000	[75000, 150000]	87709

5. Physical Implementation

At this time, only a passive TMD has been implemented. The design took into account the parameters obtained in a section before and the space limitation under the footbridge deck.

The passive TMD consists of a configurable mass system, four springs and two simple hydraulic dampers. In a first stage the passive system was designed in such way that the movement of the mass was guided by means of 4 axes (figure 6). After laboratory tests in what the malfunctioning of the system because of the friction or lack of parallelism in the axes cause an undesirable non controlled damping, it was decided to dispense with the axes and to replace the springs with an equal vertical stiffness value and bigger lateral stiffness values springs.

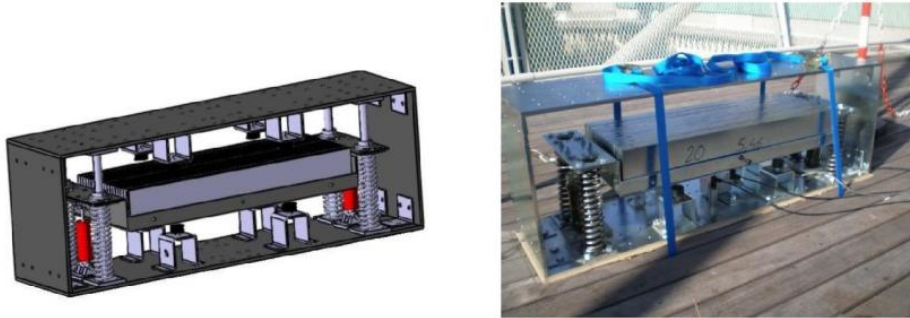


Figure 6: Passive TMD design and test in the span No.2

The prototype was tested in the laboratory and in the footbridge. The tests in the footbridge were done placing the passive TMD in the centre of the span No.2 above the footbridge deck. The TMD was attached to the footbridge by means of a ratchet straps (figure 6). Like in the identification modes tests, the footbridge was excited by a man jumping. In these tests the acceleration of the span and the acceleration and relative displacement of the TMD mass was recorded.

The first analysis of the records shows that the test outcomes fit with those obtained in the simulations. This can be seen in the figure 7, in what the span No. 2 damped response (red) after the action of the forcing load is very accurate to the damped response in the simulation (black).

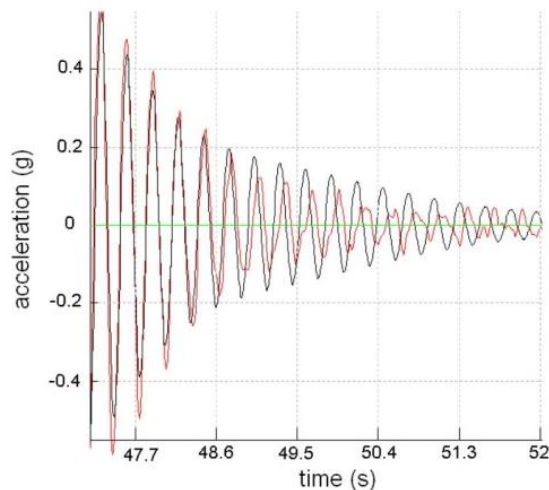


Figure 7: Experimental test and simulation comparison.

Nowadays the semi-active implementation is foreseen with the choice of the most suitable magneto-rheological dampers, the sensors and the controller to hold the different control strategies.

Conclusions

In the paper the consecutive steps done in the design of a semi-active tuned mass damper for the span No.2 of the science museum footbridge of Valladolid are shown. Experimental tests for the modal parameters identification, finite element model of the span No.2, calculation of passive tuned mass dampers, and the design of a semi-active tuned mass damper based on magneto-rheological devices and groundhook control strategies have been done. Finally, a physical implementation of a passive tuned mass damper is done showing accurate results with the theoretical studies. In spite of the lack of the semi-active physical implementation the authors concluded that the semi-active tuned mass damper could be considered as a real and a more robustness alternative to the passive ones.

Acknowledgements

This research was financially supported by a grant from Ministry of Education and Science of Spain (PCT-380000-2007-4) and a grant from Public Works Ministry of Spain (C16/2006). In addition the authors would like to express their appreciation to science museum personnel for their support.

References

- [1] SETRA. Technical Guide: Footbridges. Assessment of Vibrational Behaviour of Footbridges Under Pedestrian Loading, Service d'Etudes techniques des routes et autoroutes (reference 0611), 2006
- [2] Brownjohn J.M.W. and Pavic A., Experimental Methods for Estimating Modal Mass in Footbridges Using Human-Induced Dynamic Excitation, *Engineering Structures*, Vol. 29, p. 2833–2843, 2007
- [3] Connor, J.J., *Introduction to structural motion control*, MIT-Prentice Hall, 2003
- [4] Casado C. M., Cárdenas C. and Poncela A., Civil Structures Protection Strategies Based on Semi-active Tuned Mass Damper, *Proceedings of EVACES 07*, Oct. 24-26, Porto, Portugal, 2007
- [5] Koo J.H., Using Magneto-Rheological Dampers in Semi-active Tuned Vibration Absorber to Control Structural Vibrations, *PhD. Dissertation*, July 2003, Blacksburg, Virginia, USA, 2003

Casado CM, de Sebastian J, Díaz IM, Poncela A

***Vibration Serviceability Assessment and
Passive Vibration Control of a Lively
Footbridge***

*Proceedings of the 5th World Conference on Structural
Control and Monitoring. Paper 249. (12-14 Julio 2010).
Tokyo (Japón)*

VIBRATION SERVICEABILITY ASSESSMENT AND PASSIVE VIBRATION CONTROL OF A LIVELY FOOTBRIDGE

C.M. Casado

CARTIF Centro Tecnológico, Parque Tecnológico de Boecillo, Parcela 205, E- 47151, Boecillo, Valladolid, Spain
carcas@cartif.es

J. de Sebastián

CARTIF Centro Tecnológico, Parque Tecnológico de Boecillo, Parcela 205, E- 47151, Boecillo, Valladolid, Spain
jesseb@cartif.es

I. M. Díaz

Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Universidad de Castilla-La Mancha, Edificio Politécnico, Av. Camilo José Cela s/n, E-13071, Ciudad Real, Spain
ivan.munoz@uclm.es

A. Poncela

Escuela de Ingenierías Industriales, Universidad de Valladolid, Paseo del Cauce 59, E-47011 Valladolid, Spain
poncela@dali.eis.uva.es

Abstract

The current trend to lighter and slender footbridges is leading to structures more susceptible to human-induced loads. Notable vibrations under daily loads might be the result and the vibration serviceability requirements might not be fulfilled. The dynamic response of an in-service lively footbridge sited in Valladolid (Spain) together with the design and installation of a tuned mass damper (TMD) in the liveliest span is described in this paper. The fundamental modal parameters of the span were experimentally identified by operational modal analysis and least square adjustment techniques. The designed TMD with a mass-ratio around 1% of the 51 meters span modal mass was sited at the mid-span and optimally tuned using analytical and numerical methods. Finally, Loading scenarios involving a single pedestrian walking, running, bouncing and jumping at resonance frequencies with and without TMD were performed for the vibration serviceability assessment. The results with the TMD showed considerable reduction in the acceleration response and fulfilled the comfort criterions recommended in most codes and guidelines

Introduction

Urban footbridges are nowadays designed not only as a mean to cross rivers or roads in a more direct way reducing pedestrian travel time between two points, but also designed with aspects like pedestrian 'desire lines' and the aesthetic integration with the surroundings. All of this, together with fewer restrictions in the curvature layout and deck inclination compared to road bridges, and the possibility to use traditional and modern constructions materials lead to a wide variety of footbridge designs (fib, 2005) becoming then in tourist attractions and references to the cities. However, such structures, especially when modern structural design methods are used, presents low structural damping and natural frequencies, and hence more susceptible to excitation by human users. Such vibrations can cause a serviceability problem, but they rarely affect the structural limit state.

Solutions to overcome this vibration serviceability problem might be (1) designing in order to avoid natural frequencies into the habitual pacing rate of walking or running, (2) stiffening the structure in the appropriate direction resulting in significant design modifications, (3) increasing the weight of the structure to reduce the human influence being also necessary a proportional increase of stiffness and (4) increasing the damping of the structure with special devices or systems. Taking into account that

stiffening the structure and increasing the mass are usually complicated and involve significant structural and non-structural changes, the alternative option of including damping devices to the structure seems to be the easiest way of improving the vibration performance of footbridges. Typical passive damping systems (Soong and Constantinou, 2002) are metallic dampers, friction dampers, visco-elastic dampers, viscous dampers, tuned mass dampers (TMDs) and tuned liquid dampers (TLDs). Among the passive control devices available for implementation in footbridges, TMDs, TLDs and fluid-viscous dampers are the most effective and frequently are the adopted solution.

In this paper the authors studied the serviceability of a 51 meters footbridge span and improved its dynamic response adding a TMD in the centre of the span. The first part describes briefly the footbridge in study followed with the modal parameters identification of the span by means of frequency domain methods. Then, a TMD is calculated with analytical and numerical methods and the installation at mid-span is showed. After this, several loading scenarios involving a single pedestrian walking, running, bouncing and jumping at resonance frequencies with and without TMD were performed for the vibration serviceability assessment. Finally, some conclusions are given.

Description of the test structure

The test structure is a footbridge that creates a pedestrian link over Pisuerga River between the Science Museum and the city centre. This structure built in 2004 is a 234m truss bridge composed of three hexagonal steel tubular prism spans of 51 m, 111 m and 20 m respectively, and a white concrete span. The longest steel span has a singular external cabling system involved longitudinal and hexagonal prestressing, while the other two steel spans are only set up by the steel tubes. (Gómez, 2004)

The external cabling system of the main span has both aesthetical reasons; the original design by the architect José Rafael Moneo was based on the form of a fish basket, and structural reasons; the two frames connect by means of tubular ribs maintain the shape of the cables and stabilize the pedestrian area. (Martinez, 2004)

The 51 m span due to its slenderness, is considered by its users to be quite lively. Users of the structure feel uncomfortable especially when a runner or a group of runners cross the span. Therefore it was considered to study the dynamic properties of this span and assess its serviceability.



Figure 1. Science Museum Footbridge of Valladolid

The natural frequencies, damping ratios and modal shapes of this span were identified by means of operational modal analysis (OMA). Since the first vibration mode (first bending mode at 3.5 Hz) was the most likely to be excited by human motions, it was decided to obtain the high quality frequency response function (FRF) at mid-span and hence, identified its modal properties, particularly its modal mass which is needed for the tuning of the TMD.

The OMA was carried out with five roving and two reference accelerometers (MMF KS48C, 1000mV/g). Because of vertical vibration is considerably higher than horizontal one (Casado *et al.*, 2008), only vertical response measurements were performed. A measurement grid of 3 lines with 9 equidistant test points was considered resulting in 27 test points. Five setups with an acquisition time of 720 seconds and a sampling frequency of 100 Hz were recorded. Thus, it was expected to successfully identify the modes between 1.5 and 30 Hz following the recommendations of the commercial OMA program ARTEMIS (SVS) which was used for the identification process. Since the first vertical bending mode was identified around 3.5 Hz in a preliminary spectral analysis (Casado *et al.*, 2008), this frequency range [1.5, 30] Hz is suitable for the modal analysis of the span. The modal parameters of the first modes obtained using three modal identification techniques in frequency domain (Frequency domain decomposition-FDD, enhanced frequency domain decomposition-EFDD and curve-fit frequency domain decomposition-CFDD) and the modal shapes are showed in Table 1 and Figure 2.

Table 1. Natural frequencies and damping ratios identified by frequency domain methods

Mode	FDD		EFDD		CFDD	
	Frequency (Hz)	Damping ratio. (%)	Frequency (Hz)	Damping ratio. (%)	Frequency (Hz)	Damping ratio. (%)
1	3.516	-	3.506	0.7221	3.508	0.7984
2	6.250	-	6.278	0.4167	6.274	0.2599
3	7.373	-	7.386	0.6571	7.389	0.4319
4	9.351	-	9.365	0.5528	9.367	0.3869

These modes are the first three vertical bending modes (at 3.5, 7.4 and 9.4 Hz) and the first torsional mode (at 6.3 Hz) of the structure, being the first bending mode the one susceptible to be excited by loads induced by pedestrians.

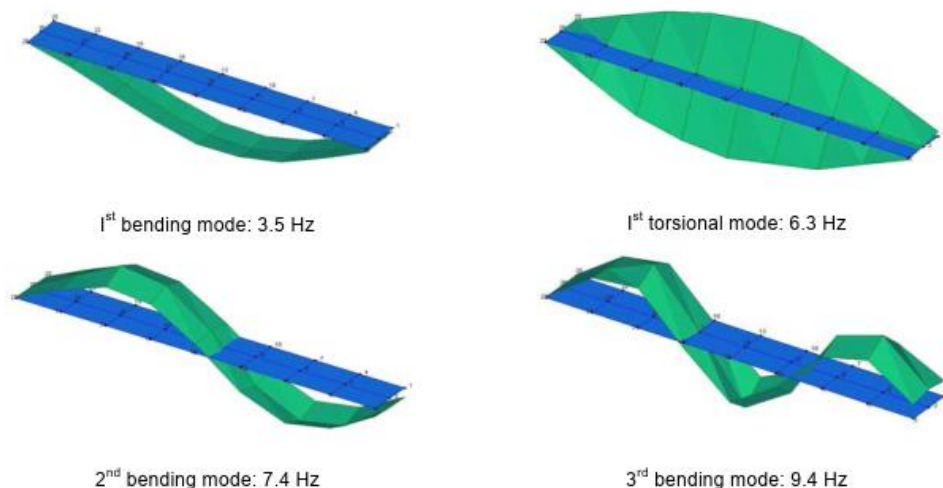


Figure 2. Modal Shapes

The first step in the design of a TMD is to identify the dynamic properties of the structure (Soong and Constantinou, 2002). In other words, it is necessary to obtain the frequency, damping and modal mass of the interest mode. The TMD was decided to be placed at mid-span where the first vibration mode has its maximum displacement. At this point, the high quality FRF between the structure acceleration and the input force was obtained using a chirp signal with frequency content between 1.5 and 4.5 Hz. In this way the first mode of the structure could be strongly excited. The force was generated by an APS Dynamic Model 400 electro-dynamic shaker operated in inertial force. To model the measured FRF, a range of modal mass [15000, 24000] kg (with 100 kg of resolution), a range of damping ratio [0.002, 0.01] (with a 0.0005 of resolution) and a range of frequency [3.2, 3.7] Hz (with 0.01 of resolution) were considered. The least square method was employed to identify the corresponding analytical FRF models. Several trials were done and the modal mass obtained always fell in the [16900, 18000] kg interval. Figure 3 shows one the FRF adjusted model and the measured one.

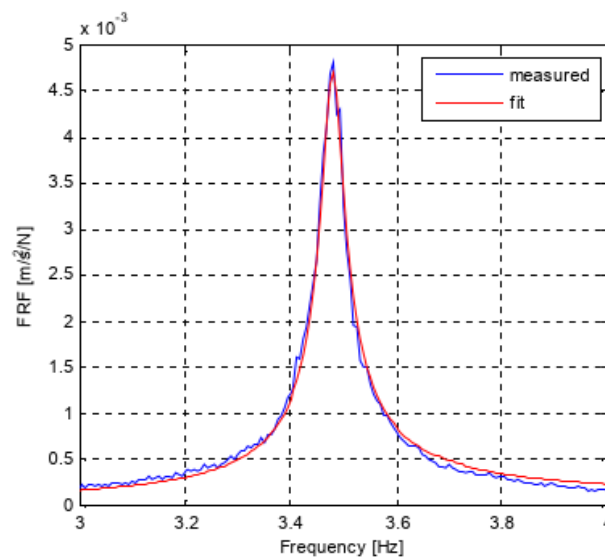


Figure 3. Measured and modeled magnitude of the FRF at mid-span

Eventually, a frequency value of 3.5 Hz, a damping coefficient value of 0.6% and a modal mass value of 18000 kg was assumed for the design of a TMD prototype to be installed in the 51 m span.

Tuned Mass Damper Design

TMDs are considered an efficient means to add damping into structures prone to vibrations, e.g. bridges and high-rise buildings. Basically, a passive TMD is a secondary mass attached to the structure (main mass) by means of springs and dampers. The TMD mass is fixed as a fraction of the structure mass (mass ratio), the stiffness of the springs is fixed to obtain the optimum TMD frequency and the viscous dampers ensure the operation of the TMD in a low range of frequencies around the tuning frequency. Energy is dissipated by the mass damper inertia force acting on the structure.

Since Frahm applied this concept in 1909 to reduce rolling motion of ships, numerous methods for optimal tuning and damping have been proposed. The initial analytical methods were applicable for

undamped systems, meanwhile the modern numerical methods take into account the damping of the structure.

Some of these methods have been considered here for the design of a TMD with a mass ratio close to 1%. Table 2 summarized the optimal parameters obtained for a 185kg TMD from Den Hartog (1956), Warburton (1983) and Connor (2003) analytical methods in which the structure damping is not considered, and Tsai and Lin (1993) and Poncela *et al.* (2007) numerical methods considering the damping ratio. These last two methods are based on curve fitting schemes and H-infinity controllers design respectively.

Table 2. Optimal TMD parameters for several tuning methods

TMD Formulation	TMD mass (kg)	TMD frequency (Hz)	TMD Stiffness (N/m)	TMD damping (Ns/m)
Den Hartog (1956)	185	3.464	87657	494.92
Warburton (1985)	185	3.482	88558	501.28
Connor (2003)	185	3.455	87206	491.48
Tsai & Lin (1993)	185	3.450	86955	504.05
Poncela (2007)	185	3.452	87015	537.23

If the span is represented by its first mode, the FRFs (displacement/force) of the structure with the calculated TMDs are those showed in Figure 4. An initial conclusion derived from Table 2 and Figure 4 is that the method used for the TMD tuning is not critical.

The TMD developed for the 51 m span was a prototype for temporal studies and it was designed in order to enable the TMD fine-tuning and re-tuning. The TMD frequency could be in-situ adjusted changing the TMD mass by means of steel plates of 10, 5, 2.5 and 1 kg, and a pair of sponge Magneto-rheological (MR) damper by Lord Corporation instead of viscous dampers were used. These dampers have the possibility to vary its damping characteristics controlling the magnetic field applied to the MR fluid. In Figures 5a and 5b the installation under the timber deck and a detailed view of the TMD springs, MR damper and steel plates is showed.

The final tuning parameters set in the TMD prototype were 184 kg , 3.45 Hz TMD frequency, and a TMD damping coefficient around 400-500 Ns/m

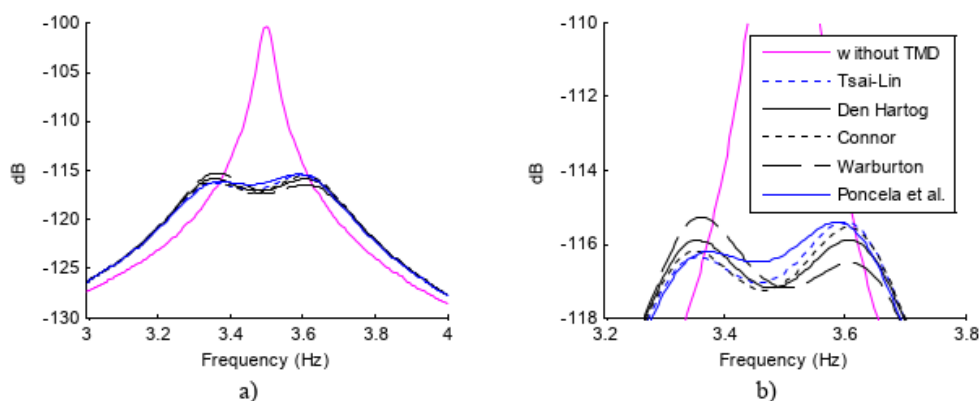


Figure 4. a) TMD-structure FRFs. b) zoom of a).

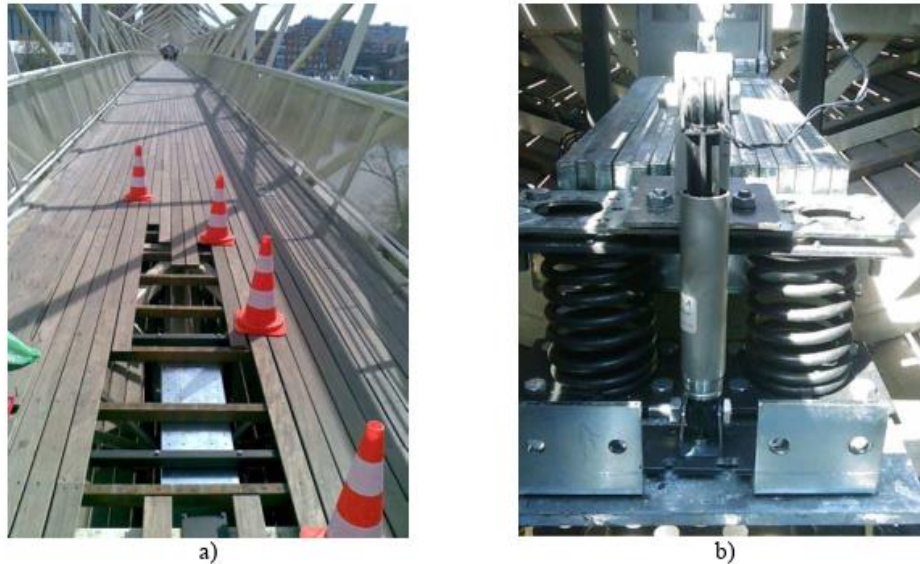


Figure 5. TMD prototype. a) TMD installation, b) Detailed view.

Vibration Serviceability Tests

Most of the studies on the human perception of vibrations carried out in the last decades have concluded that this perception is subjective and depends on individual characteristics and psychological influences. The perception is influenced by the physical factors vibration frequency, acceleration and the time period of exposure, also the discomfort depends on the environmental conditions, the status condition (standing, seating or walking) and the attitude towards the vibration cause. This highlights the difficult to establish global discomfort criterions. According to international codes and regulations the comfort requirements are either handled by providing natural frequency ranges to be avoided by the structure modes or by providing limit accelerations. (fib, 2005)

Keeping in mind the first comfort requirement in codes, the first bending mode of the 51 span in study (at 3.5 Hz) falls into the critical frequency ranges for vertical acceleration suggested by the international codes DIN-Fachbericht 102 (1.6 - 2.4 Hz, 3.5 - 4.5 Hz), ENV 1995-2 (<5 Hz), SIA 260 (1.6 - 4.5 Hz) and BS 5400 (< 5 Hz). Therefore, a study of the maximum acceleration response was done in order to check if the span fulfils the limit values of acceleration recommended in these International codes.

The maximum acceleration response caused by pedestrian induced loads could be calculated with analytical methods like those by Grundmann and Rainer (fib, 2005) or experimentally. These methods determine the maximum vertical acceleration resulting from the passage of one pedestrian walking / running with a pacing rate equal to the fundamental frequency of the structure.

The results obtained with the analytical methods for the span in study were 3.19 m/s^2 (Rainer) and 2.25 m/s^2 (Grundmann). In both methods a load of 1000N instead of the usual 700N was used in order to compare with the later experimental field tests carried out in the span. For the Rainer method, a static deflection of 0.275 mm for a force of 1000 N at mid-span was estimated from a finite element model of the span (Casado, 2008). Therefore, the value obtained with the Rainer method should be taken with reservation because of the uncertainties of the numerical model.

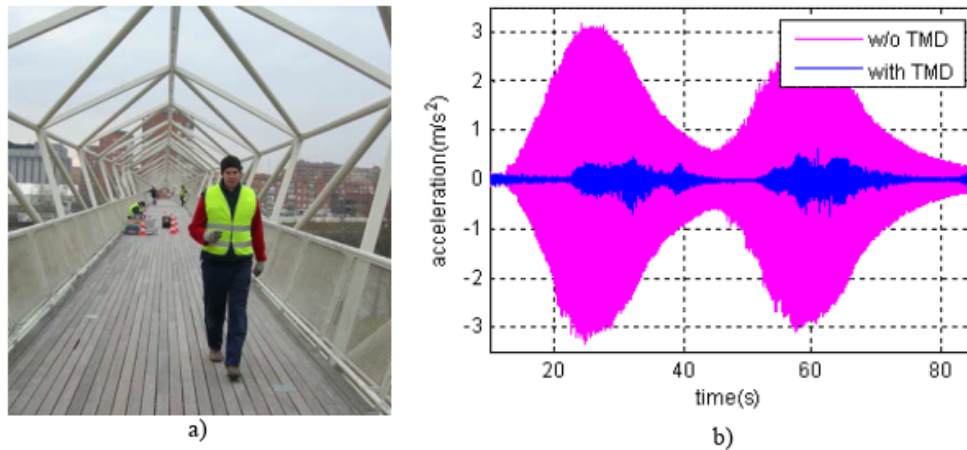


Figure 6. a) Vibration field test. b) Acceleration records in the running test (at 3.5 Hz)

For the experimental field test, loading scenarios involving one pedestrian walking, running, bouncing and jumping at resonance frequency (3.5 Hz) were performed. In the walking test, a 1.75 Hz instead of an unfeasible and artificial 3.5 Hz pacing rate was fixed thus the first bending mode could be excited by the second harmonic of walking. All tests were carried out by a 1000N dead load pedestrian in the span with and without the TMD.

Summarizing, the field tests carried out in the span were: (1) Walking back and forth across the span at a pacing rate of 1.75 Hz, (2) 30 seconds bouncing at 1.75 Hz at the mid-span, (3) 30 seconds jumping at 1.75 Hz at the mid-span, (4) Running back and forth across the span at a pacing rate of 3.5 Hz, (5) 30 seconds bouncing at 3.5 Hz at the mid-span and (6) 30 seconds jumping at 3.5 Hz at the mid-span.

The results of the tests were analyzed in terms of peak acceleration values and maximum transient vibration values (MTVV) calculated from the 1 s running RMS acceleration (ISO, 1997). Additionally, the BS 6841 W_b weighting function (BSI, 1987) was applied to the response time histories to account for the human sensitivity to vibration at different frequencies.

Table 3. Peaks acceleration and weighted MTVV values obtained in the field tests.

Test		w/o TMD	With TMD	Improvement (%)
Walking (at 1.75 Hz)	Peak Accel. (m/s^2)	0.3297	0.3074	6.76
	weighted MTVV (m/s^2)	0.1250	0.0799	36.08
Bouncing (at 1.75 Hz)	Peak Accel. (m/s^2)	1.0071	0.3229	67.94
	weighted MTVV (m/s^2)	0.5103	0.1396	72.64
Jumping (at 1.75 Hz)	Peak Accel. (m/s^2)	1.6254	0.4510	72.25
	weighted MTVV (m/s^2)	0.7853	0.1824	89.70
Running (at 3.5 Hz)	Peak Accel. (m/s^2)	3.3382	0.7275	78.21
	weighted MTVV (m/s^2)	1.6624	0.2307	86.12
Bouncing (at 3.5 Hz)	Peak Accel. (m/s^2)	2.4571	0.6781	72.40
	weighted MTVV (m/s^2)	1.2728	0.3033	76.17
Jumping (at 3.5 Hz)	Peak Accel. (m/s^2)	3.5303	1.2253	65.29
	weighted MTVV (m/s^2)	1.8168	0.5141	71.70

Table 3 shows a considerable improvement obtained with the TMD for most of the field tests performed in terms of both peak acceleration (65-80 %) and weighted MTVV (70-90 %) values. Only in the walking test where the vibration level is low compared to the others tests, the TMD seems to be less effective.

Additionally, It is interesting to observe how the values obtained with Rainer (3.19 m/s²) and Grundmann (2.25 m/s²) methods were an acceptable estimation of the acceleration peak response, specially in the first method, comparing with that obtained in the running test (3.34 m/s²). Anyway, experimental tests are advisable and necessary for vibration serviceability assessment.

Following footbridges design guidelines, such as Setra (2006) and fib (2005), the peak acceleration values of the field tests were compared with the main International Codes. Figure 7 shows how most of the values obtained for the field tests without TMD are considerably higher than the maximum acceleration values recommended by the codes. On the other hand, the notable improvement obtained with the TMD is highlighted in Figure 8. Only the jumping test achieved an acceleration value higher than those recommended ones. Anyway, this value could be considered good according to some authors who state a maximum limit of acceleration for footbridges of 7 to 8 m/s² under vandalism loading or repetitive jumping. (fib, 2005)

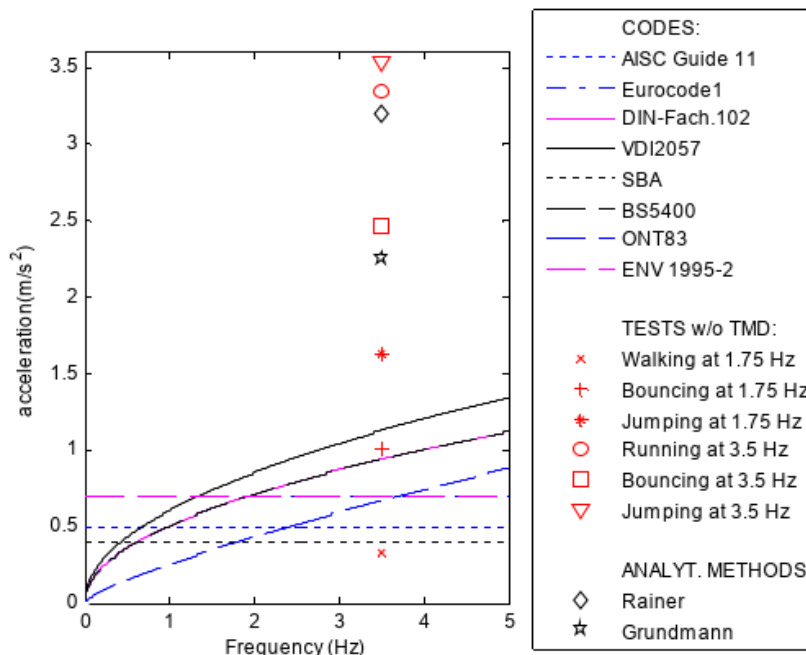


Figure 7. Peak acceleration values (Field tests without TMD) and comfort limits (International codes).

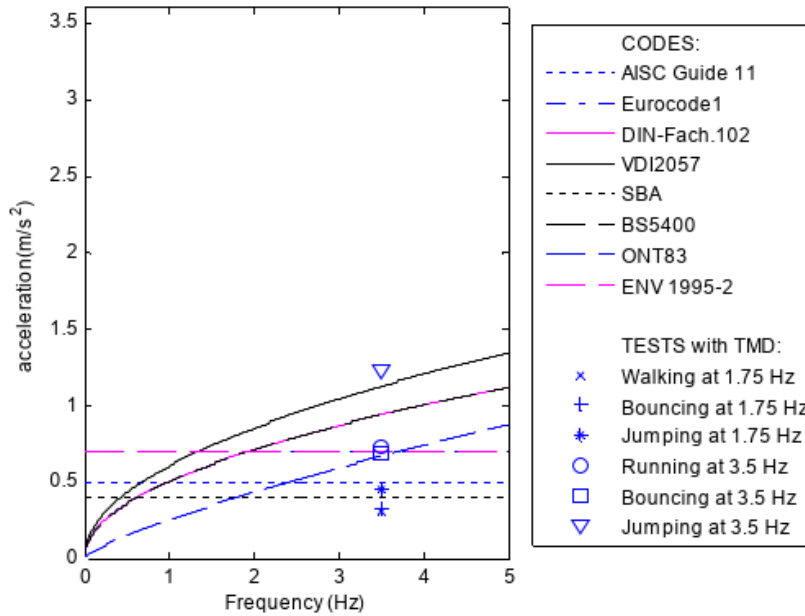


Figure 8. Peak acceleration values (Field tests with TMD) and comfort limits (International codes).

Conclusions

The serviceability of the liveliest 51 meters span of the Science Museum of Valladolid was studied. The modes and damping ratios of the span were successfully identified with an operational modal analysis; meanwhile a least square adjustment method was used for the modal mass estimation. The peak accelerations values obtained in the span, both analytically and experimentally were higher than critical comfort values recommended by most international codes. In order to improve the dynamic response of the span, a tuned mass damper (TMD) was suggested, designed and developed to place at mid-span. Because of in-situ fine tuning and low differences in the results, the method used for optimum TMD tuning is not considered critical in the TMD design. Finally, field tests showed how a TMD with a mass ratio around 1% was enough to improve the efficient damping of the span such most of international codes recommendations were fulfilled.

Acknowledgements

The authors would like to express their appreciation to the Science Museum personnel for their support and to Lord Corporation for provide us two non-commercial sponge Magneto-rheological dampers for research purposes.

References

- BSI-British Standards Institution (1987), "BS 6841: Measurement and Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Mechanical Vibration and Repeated shock," *British Standards Institution*.
- Casado, CM., J. de Sebastián, A. Poncela, A. Lorenzana. (2008), "Design of a semi-active tuned mass damper for the science museum footbridge of Valladolid," *Proceedings of 4th European Conference on Structural Control*, 125-132.
- Connor, J.J. (2003), "Introduction to structural motion control," New Jersey, MIT-Prentice Hall.
- Den Hartog, J.P. (1956), "Mechanical vibrations," New York. McGraw Hill 4th Edition.
- fib-International Federation for Structural Concrete (2005), "Guidelines for the design of footbridges", *federation international du béton (fib)*, Bulletin 32.

- Gómez, M. (2004), "A new and unusual cable-stayed footbridge at Valladolid (Spain)," *Steelbridge 2004: Symposium international sur les Ponts Métalliques*, Millau, 23-25 June 2004.
- ISO-International Organization for Standardization, (1997), "ISO 2631-1: Mechanical vibration and shock evaluation of human exposure to whole-body vibration part 1, general requirement," *Switzerland: International Organization for Standardization*.
- Martinez, J. and Gómez, M. (2004), "The versatility of Stay Bridges," *Soils and Structures*, 220, 4-5.
- Poncela A., CM. Casado, E. Baeyens and JR. Perán (2007), "Design of devices for protecting civil structures using fixed-order H_{∞} control," *Structural Control and Health Monitoring*, 14(2), 239-260.
- SETRA (2006), "Technical Guide: Footbridges. Assessment of Vibrational Behaviour of Footbridges Under Pedestrian Loading", *Service d'Etudes techniques des routes et autoroutes* (reference 0611)
- Soong, TT. and MC. Constantinou (2002), "Passive and active structural vibration control in civil engineering", Springer-Verlag. 1st edition.
- Tsai, KC. and GC. Lin (1993), "Optimum tuned mass damper for minimizing steady state response of support excited and damped systems," *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, 22(11), 957-973.

Díaz IM, Casado CM, de Sebastian J.

Active Vibration Control Study of an In-Service Footbridge using an Inertial Proof-Mass Actuator

Proceedings of the 5th World Conference on Structural Control and Monitoring. Paper 272. (12-14 Julio 2010). Tokyo (Japón)

ACTIVE VIBRATION CONTROL STUDY OF AN IN-SERVICE FOOTBRIDGE USING AN INERTIAL PROOF-MASS ACTUATOR

I. M. Díaz

Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Universidad de Castilla-La Mancha, Edificio Politécnico, Av. Camilo José Cela s/n, E-13071, Ciudad Real, Spain
ivan.munoz@uclm.es

C. M. Casado

CARTIF Centro Tecnológico, Parque Tecnológico de Boecillo, Parcela 205, E-47151, Boecillo, Valladolid, Spain
carcas@cartif.es

J. de Sebastián

CARTIF Centro Tecnológico, Parque Tecnológico de Boecillo, Parcela 205, E-47151, Boecillo, Valladolid, Spain
jesseb@cartif.es

Abstract

Active vibration control (AVC) via proof-mass actuator is considered to be a suitable technique for the mitigation of vibrations caused by human motions in light-weight pedestrian structures, such as floors or footbridges. This paper describes the experimental implementation of AVC on a footbridge in Valladolid (Spain). Firstly, the modal properties of the structure are described. These were then used to design the control law employed by the AVC system. The control strategy used was based on acceleration feedback with a phase-lag compensator designed to achieve high stability margins and increase the structural damping significantly. Finally, the experimental implementation of the AVC system is described, which achieved approximately 60 % reduction in acceleration response under walking and running excitations.

Introduction

Advances in structural technologies, including construction materials and design technologies, are leading to the design of lighter and slender structures with fewer non-structural elements that are usually cost-effective and appealing from an architectural point of view. However, these structures present much less inherent damping and lower natural frequencies than in the past, and hence are more susceptible to excitation by human users. Examples of notable vibrations under human-induced excitations have been reported in footbridges, office buildings and sport stadia, amongst other structures (Bachmann, 1992; Bachmann, 2002). Such vibrations can cause a serviceability problem in terms of disturbing the users, but they rarely affect the fatigue behavior or safety of structures.

Passive and semi-active devices have been proposed to reduce vibrations in floor structures (Setareh *et al.*, 2006; Setareh *et al.*, 2007) or footbridges (Occhiuzzi *et al.*, 2008). However, due to their passive nature, these systems are often ineffective for small vibration amplitudes (such as those produced by human loading) and several of these devices have to be used to achieve significant vibration reduction over multiple modes. Instead, an active control approach rather than passive devices might be more effective (Hanagan *et al.*, 2003).

With regards to active control of human-induced vibrations, direct velocity feedback control with saturation has been implemented experimentally in floor structures (Hanagan and Murray, 1997) and footbridges structures (Moutinho *et al.*, 2007). In this control law, the velocity output is multiplied by a gain and feeds back to a collocated actuator. This method is unconditionally stable and robust to spillover effects in the absence of actuator and sensor dynamics (Balas, 1979). Nonetheless, when such dynamics are considered, the stability for high gains is no longer guaranteed and the system can exhibit

limit cycle behavior, which is not desirable since it could result in dramatic effects on the system performance and its components (Diaz and Reynolds, 2010). Generally, the actuator and sensor dynamics influence the system dynamics and have to be considered in the design process of the AVC system. Diaz and Reynolds (2010b) proposed a control strategy based on a phase-lag compensator applied to the structure acceleration, which is usually the actual magnitude measured. This compensator accounts for the interaction between the structure and the actuator and sensor dynamics in such a way that the closed-loop system shows desirable properties. Such properties are high damping for the fundamental vibration mode of the structure and high stability margins. Both properties lead to a closed-loop system robust with respect to stability and performance (Preumont, 1997). This control strategy developed by the authors was decided to be implemented in order to improve the vibration performance of the Science Museum Footbridge of Valladolid (Spain), which is considered by its users to be quite lively. Thus, this work presents the design and practical implementation of an AVC system based on the control strategy presented in (Diaz and Reynolds, 2010b) on this footbridge.

The remainder of this paper is organized as follows. Firstly, the structure is described and its modal properties are presented. Additionally, the structure and actuator dynamics are briefly described. Secondly, the control law is designed. After that, the results obtained for walking and running excitations are shown and the reductions achieved in the vibration levels are quantified. Finally, some conclusions are given.

Structure Description and System Dynamics

The test structure, sited in Valladolid (Spain), is a footbridge that creates a pedestrian link over The River Pisuerga between the Science Museum and the city center. This structure, built in 2004, is composed of four spans: three made of tubular steel bars and one made of white concrete, all of them with a timber walkway. The three steel spans have hexagonal cross section as can be observed in Figure 1. The main span, stiffened by an external cabling system, is 111 m, the second span (Span 2 from this point onwards) is 51 m and the other two spans are approximately 20 m long. Because of its slenderness, this footbridge represents a typical lightweight structure sensitive to dynamic excitation produced by pedestrians.

Span 2 is considered by its users to be quite lively (see Figure 2). Annoying levels of vibration are sometime perceived. Special attention was paid to the mid-span since the vibration perception is acute at this point, particularly when one runner or a group of runners are crossing the bridge.

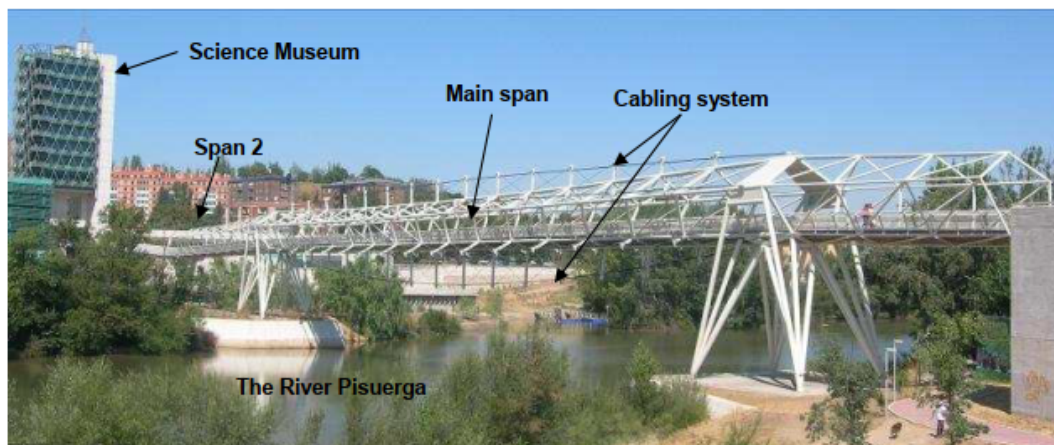


Figure 1. General view of the structure



Figure 2. View of Span 2

In order to characterize the dynamic behavior at mid-span, the high quality Frequency Response Function (FRF) between the structure acceleration and the input force was obtained using a chirp signal with frequency content between 1 and 15 Hz, so that the vibration modes of interest could be excited (Casado et al., 2008). The force was generated by an APS Dynamics Model 400 electrodynamic shaker operated in inertial mode (Figure 3). The structure acceleration was measured by a piezoelectric accelerometer of sensitivity 1000 mV/g. The force induced by the shaker was measured by measuring the acceleration of the inertial mass and multiplying this by the magnitude of the inertial mass (30.4 kg). A parameter identification of a model based on the modal expansion approach was carried out (Preumont, 1997). Three vibration modes were identified in the frequency range 1–15 Hz

$$G(s) = \sum_{i=1}^3 \frac{\alpha_i s^2}{s^2 + 2\zeta_i \omega_i s + \omega_i^2} = \frac{7.13 \cdot 10^{-5} s^2}{s^2 + 0.264s + 483.6} + \frac{4.54 \cdot 10^{-6} s^2}{s^2 + 0.279s + 2162} + \frac{5.85 \cdot 10^{-5} s^2}{s^2 + 0.591s + 3488}, \quad (1)$$

where s is the complex variable, $\alpha_i \geq 0$, ζ_i and ω_i are the inverse of the modal mass, damping ratio and natural frequency associated to the i -th mode, respectively. The first vibration mode (first bending mode at approximately 3.5 Hz) was prone to be excited by the second harmonic of walking and first harmonic of running (FIB, 2005).



Figure 3. APS Electro-Seis Dynamic Shaker 400 placed on the timber desk of the footbridge

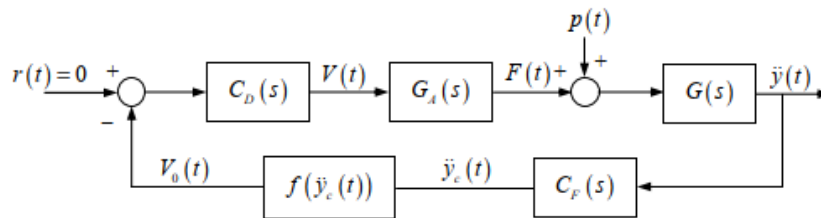
The same shaker as was used to obtain the FRF at mid-span was employed as inertial proof-mass actuator to mitigate structural vibrations. The FRF between the generated force and voltage input was obtained. This transfer function can be closely described as a third-order system as follows (Preumont, 1997)

$$G_A(s) = \left(\frac{K_A s^2}{s^2 + 2\zeta_A \omega_A s + \omega_A^2} \right) \left(\frac{1}{s + \varepsilon} \right) = \frac{2300s^2}{s^3 + 101.5s^2 + 798.6s + 1.07 \cdot 10^4}, \quad (2)$$

in which $K_A > 0$, and ζ_A and ω_A are, respectively, the damping ratio and natural frequency which take into account the suspension system and internal damping. The natural frequency of the actuator is estimated as $\omega_A = 10.68 \text{ rad s}^{-1}$ (1.7 Hz) and the damping ratio as $\zeta_A = 0.34$. The pole at $-\varepsilon$ provides the low-pass property characteristic of electrodynamic shakers. The peak harmonic given by the actuator is 440 N (at 10 Hz) and the maximum stroke is 0.079 m.

Active Control Design

The main components of the control strategy adopted in this work are shown in Figure 4 (Diaz and Reynolds, 2010b). This strategy, known as compensated acceleration feedback, consists in feeding back the acceleration which is compensated by a phase-lag network. In this figure, C_D is the transfer function of a direct compensator and C_F is of a feedback compensator. The direct one is merely a phase-lead compensator (high-pass property) designed to avoid actuator stroke saturation for low-frequency components. It is notable that its influence in the global stability will be small since only a local phase-lead is introduced. The feedback one is a phase-lag compensator designed to increase the closed-loop system stability and to make the system more amenable to the introduction of significant damping by a closed-loop control. The control law is completed by a nonlinear element $f(\ddot{y}_c(t))$ to account for actuator force overloading. In this work, the nonlinear element is considered as a saturation nonlinearity.



$r(t)$	Reference command	$\ddot{y}(t)$	Acceleration response
$V(t)$	Control voltage	$\ddot{y}_c(t)$	Compensated acceleration
$F(t)$	Actuator force	$V_0(t)$	Initial control voltage
$p(t)$	Plant disturbance	$f(\ddot{y}_c)$	Nonlinear element
$C_D(s)$	Transfer function of the direct compensator		
$G_A(s)$	Transfer function of the proof-mass actuator		
$G(s)$	Transfer function of the floor structure		
$C_F(s)$	Transfer function of the feedback compensator		

Figure 4. General control scheme

The direct compensator, which has high pass property, is as follows

$$C_D(s) = \frac{s+\lambda}{s+\eta} \quad \text{with } \eta > \lambda \geq 0. \quad (3)$$

The optimization procedure presented in (Diaz and Reynolds, 2010b) is used in the direct compensator design. A maximum stroke for harmonic excitation of 0.05 m was considered in the design. The controller parameters were found to be $\lambda = 3.55$ and $\eta = 6.07$. These parameters are selected in such a way that the likelihood of stroke saturation is reduced significantly. The stroke saturation leads to collisions of the inertial mass with its stops, imparting highly undesirable shocks to the structure and possibly causing damage to the actuator.

The feedback compensator, which has low pass properties, is designed considering the dynamics of the actuator, structure and the previously designed direct compensator. This is of the following form

$$C_F(s) = \frac{s+\gamma}{s} \quad \text{with } \gamma > 0. \quad (4)$$

Parameter γ has to be chosen according to the closed-loop poles corresponding to the first natural frequency of the footbridge in order to: 1) improve substantially their relative stability, 2) decrease their angles with respect to the negative real axis to allow increasing damping, and 3) increase the distance to the origin to allow increasing natural frequency. Following the procedure described in (Diaz and Reynolds, 2010b), it was obtained that $\gamma \geq 56.1$. A value of $\gamma = 70$ was finally chosen. The root locus technique was used here. The root locus of the total transfer function of the linear part $G_T(s) = C_D(s)G_A(s)G(s)C_F(s)$ is plotted in Figure 5. It can be observed that the linear system might be critically damped for the first footbridge vibration mode. Finally, a saturation nonlinearity was assumed for the nonlinear element (see Figure 1)

$$f(\ddot{y}_c(t)) = \begin{cases} K_c \ddot{y}_c(t) & |\ddot{y}_c(t)| \leq V_s/K_c \\ V_s \text{sign}(\ddot{y}_c(t)) & |\ddot{y}_c(t)| > V_s/K_c \end{cases} \quad (5)$$

where K_c is the control gain and V_s is the maximum allowable control voltage to the actuator (saturation level). The saturation level was set to $V_s = 1$ V, which is a convenient value to avoid actuator force overloading at any frequency of the excitation. Finally, the control gain was chosen to be $K_c = 60$ V/(m/s²) by using the root locus technique.

Results from the Experimental Implementation

Walking and running tests were carried out to assess the efficacy of the AVC system designed. Walking tests consisted of walking at 1.75 Hz such that the first vibration mode of the structure (3.5 Hz) might be excited by the second harmonic of walking. A frequency of 3.5 Hz was used for the running tests so that the structure was excited by the first harmonic of running. The tests consisted in walking/running from one side to the other and back again. The pacing frequency was controlled using a metronome set to 105 beats per minute (bpm) for walking tests and 210 bpm for running tests. Each test was repeated three times. The results are compared by means of the maximum peak acceleration and the maximum transient vibration value (MTVV) computed from the 1 s running RMS acceleration (ISO, 2008). Table 1 shows the results obtained. Each value of the table is composed of two terms: the first one is the mean value and the second one is the standard deviation. The percentage of reduction is computed from the mean values. Thus, the reduction for walking and running was of 63 % and 57 %, respectively, in terms of the MTVV. Figure 6 shows the response time histories (including de 1 s RMS) uncontrolled and

controlled of a walking test and Figure 7 shows the response time histories corresponding to a running test.

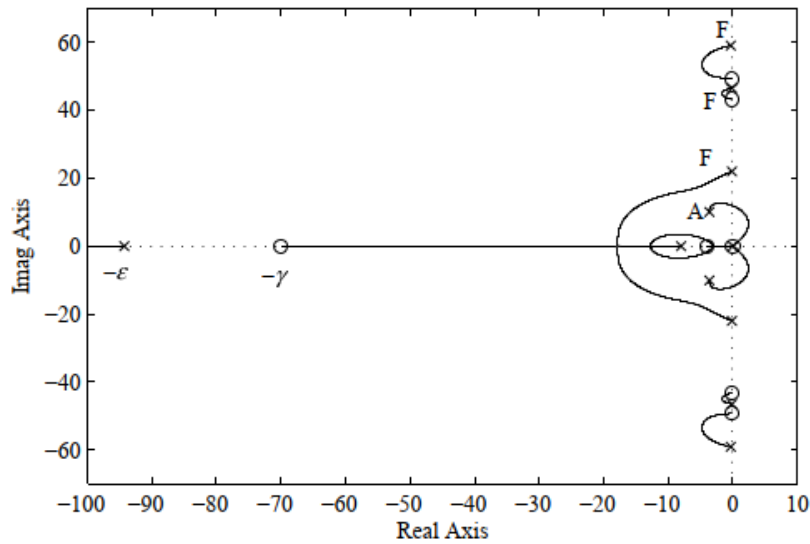


Figure 5. Root locus of the total transfer function G_T . (x) pole; (o) zero; (F) footbridge; (A) actuator

Table 1. Performance assessment for walking and running excitation

<i>Walking at 1.75 Hz</i>			
	Uncontrolled	Controlled	Reduction (%)
Peak acceleration (m/s^2)	0.30 ± 0.04	0.16 ± 0.01	47
MTVV ^a (m/s^2)	0.16 ± 0.03	0.06 ± 0.02	63
<i>Running at 3.5 Hz</i>			
Peak acceleration (m/s^2)	2.60 ± 0.27	1.18 ± 0.02	54
MTVV ^a (m/s^2)	1.71 ± 0.11	0.73 ± 0.05	57

^a Maximum Transient Vibration Value defined as the maximum value of 1 s running RMS acceleration.

Conclusions

The active cancellation of human-induced vibration on an in-service footbridge has been considered throughout this paper. The strategy used feeds back the acceleration (which is the actual measured output) and applies a first-order compensator conveniently design in order to achieve significant relative stability and damping. Vibration reductions of approximately 60 % were obtained experimentally using a proof-mass actuator with 30 kg moving mass. Therefore, it has been shown that active control via proof-mass actuator might be considered as an alternative to traditional passive devices used to improve the dynamic performance of lively lightweight structures.

Acknowledgements

The authors would like to express their appreciation to the Science Museum personnel for their support.

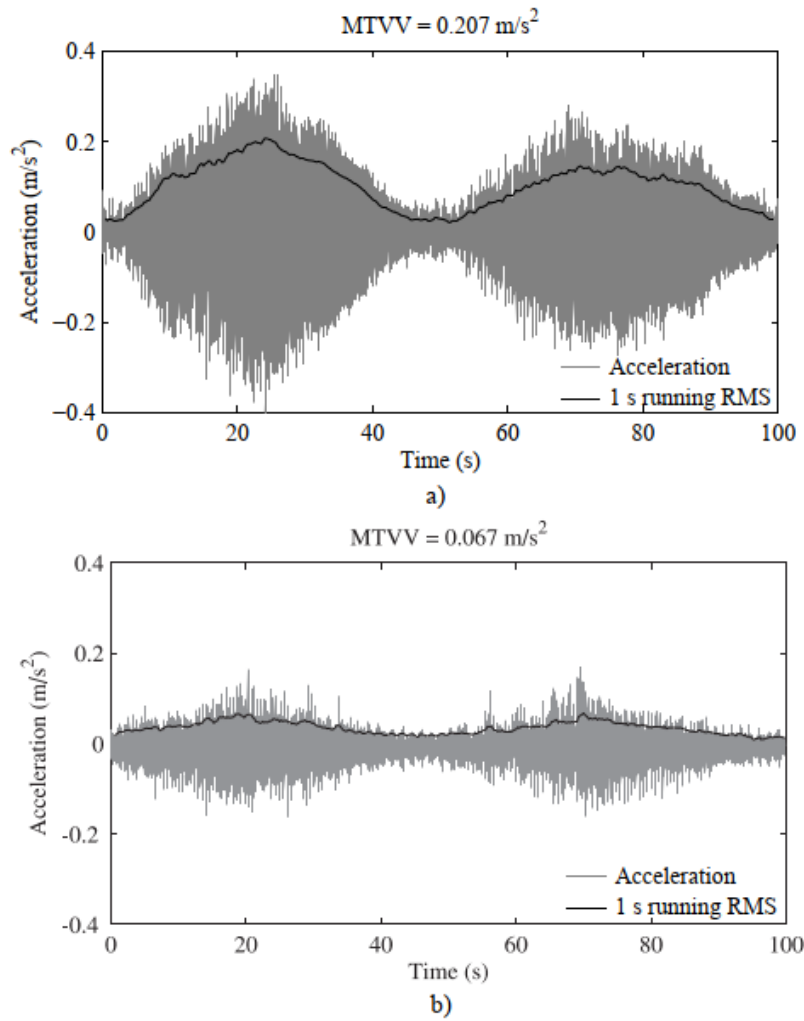


Figure 6. Walking test. a) Uncontrolled. b) Controlled

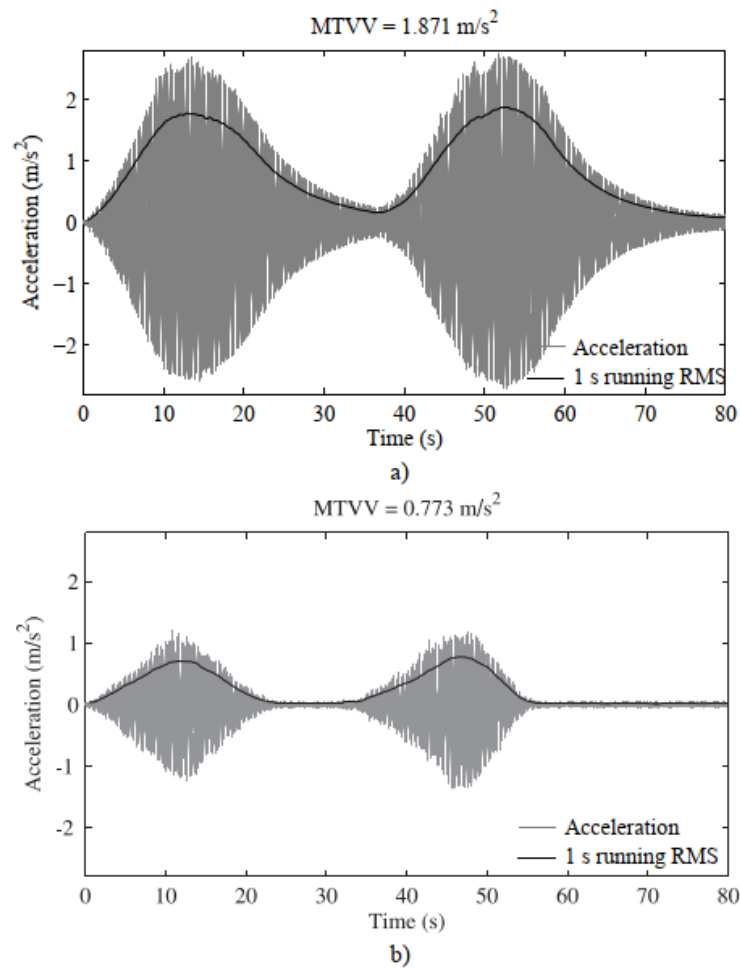


Figure 7. Running test. a) Uncontrolled. b) Controlled

References

- Bachmann, H. (1992), "Case Studies of Structures with Man-induced Vibrations," *ASCE Journal of Structural Engineering*, **118**(3), 631-647.
- Bachmann, H. (2002), "Lively Footbridges—a Real Challenge," *Proceedings of the International Conference on the Design and Dynamic Behavior of Footbridges*, OTUA, Paris.
- Balas, M. J. (1979), "Direct Velocity Feedback Control of Large Space Structures," *Journal of Guidance and Control*, **2**(3), 252-253.
- Casado, C. M., J. de Sebastián, A. V. Poncela, and A. Lorenzana (2008), "Design of a Semi-active Tuned Mass Damper for the Science Museum Footbridge of Valladolid," *Proceedings of the 4th European Conference on Structural Control*, St. Petersburg, 125-132.
- Diaz, I. M., and P. Reynolds (2010), "On-off Nonlinear Active Control of Floor Vibration," *Mechanical Systems and Signal Processing*, doi:10.1016/j.ymssp.2010.02.011, in press.

- Díaz, I. M. and P. Reynolds (2010b), "Acceleration Feedback Control of Human-induced Floor Vibrations," *Engineering Structures*, **32**(1), 163-173.
- FIB- Bulletin 32 (2005), "Guidelines for the Design of Footbridges," *International Federation for Structural Concrete (fib - fédération internationale du béton)*, Lausanne, Switzerland.
- Hanagan, L. M, T. M. Murray, K. Premaratne (2003), "Controlling Floor Vibration with Active and Passive Devices," *Shock and Vibration Digest*, **35**(5), 347-365.
- Hanagan, L.M, and T. M. Murray (1997), "Active Control for Reducing Floor Vibrations," *ASCE Journal of Structural Engineering*, **123**(11), 1497-1505.
- ISO 2631-1 (2008), "Mechanical Vibration and Shock—Evaluation of Human Exposure to Whole-body Vibration, Part 1, General Requirement," *International Organization for Standardization*, Switzerland.
- Moutinho, C, A. Cunha, and E. Caetano (2007), "Implementation of an Active Mass Damper to Control Vibrations in a Lively Footbridge," *Proceedings of III ECCOMAS Thematic Conference on Smart Structures and Materials*, Gdansk, Poland.
- Occhiuzzi, A, M. Spizzuoco, and F. Ricciardelli (2008), "Loading Models and Response Control of Footbridges Excited by Pedestrian," *Structural Control and Health Monitoring*, **15**(3), 349-368.
- Preumont, A. (1997), "Vibration Control of Active Structures: An Introduction," Kluwer Academic, Dordrecht, The Netherlands.
- Setareh, M, J. K. Ritchey, A. J. Baxter, and T. M. Murray (2006), "Pendulum Tuned Mass Dampers for Floors Vibration Control," *Journal of Performance of Constructed Facilities*, **20**(1), 64-73.
- Setareh, M, J. K. Ritchey, T. M. Murray, J. H. Koo, and M. Ahmadian (2007), "Semiactive Tuned Mass Dampers for Floors Vibration Control," *ASCE Journal of Structural Engineering*, **133**(2), 242-250.

Lavín CE, Vasallo A, Lorenzana A, Poncela AV,
Casado CM, de Sebastián J.

***Respuesta Experimental y Simulada de una
Chimenea Industrial sin y con TMD bajo la
Acción del Viento***

*Actas XVIII Congreso Nacional de Ingeniería
Mecánica. 3-5 Noviembre 2010. Ciudad Real
(España)*

Respuesta experimental y simulada de una chimenea industrial sin y con TMD bajo la acción del viento

C.E. Lavín¹, A. Vasallo^{1,2}, A. Lorenzana^{1,2}, A.V. Poncela^{1,2}, C.M. Casado¹, J. Sebastián¹

¹Centro Tecnológico CARTIF, Parque Tecnológico de Boecillo, Valladolid

²Escuela de Ingenierías Industriales, Universidad de Valladolid, Valladolid
carlav@cartif.es

I.M. Díaz

Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Universidad de Castilla-La Mancha, Ciudad Real

Resumen

En este trabajo se presenta un modelo numérico, basado en el método de los elementos finitos, con el que se simula el comportamiento mecánico (en términos de aceleraciones y desplazamientos) de una chimenea industrial bajo los efectos del viento. El modelo realizado corresponde a una chimenea real de la que se disponen registros tanto en la situación original como después de ser instalado un absorbedor pasivo de vibraciones (TMD o Tuned Mass Damper). En la simulación, los efectos del viento, tanto en la dirección longitudinal como transversal, se obtienen mediante técnicas CFD (Computational Fluid Dynamics) simplificadas, de forma que no es necesario resolver el dominio fluido en 3D sino sólo en un número reducido de planos 2D paralelos entre sí y alineados con el viento y transversales a la chimenea. Con los datos experimentales obtenidos por el grupo VES (Vibration Engineering Section) de la Universidad de Sheffield, Inglaterra, y tras el necesario proceso de actualizado o ajuste (model updating), se consigue comparar la respuesta real con la simulada para cada una de las tres situaciones consideradas (sin y con TMD y con el amortiguamiento equivalente). Una vez validado el modelo numérico para vientos mantenidos, se presenta una simulación de la estructura sometida a un golpe de viento, donde se aprecia la efectividad del TMD considerando un sintonizado óptimo.

ANTECEDENTES

Desde 2004, en el grupo de Control de Estructuras y Diseño Estructural del Centro Tecnológico Cartif se investiga [1-4] en distintas técnicas para la caracterización dinámica de estructuras civiles, tanto desde el punto de vista teórico como instrumental. Se dispone de varias aplicaciones informáticas y equipamiento para realizar análisis modales operacionales (OMAs) y experimentales (EMAs). Por otra parte, desde 2009 se dispone además de capacidad de simulación de fenómenos de interacción Fluido Estructura mediante técnicas basadas en el Método de los Elementos Finitos (FEM) y en Fluidodinámica Computacional (CFD). Con todo este potencial es posible abordar estudios como el que se presenta en este trabajo, donde se logra simular el comportamiento de una chimenea industrial equipada con TMD bajo la acción del viento.

INTRODUCCIÓN

En el año 2007 se instalaron acelerómetros en la chimenea de la central térmica de Rugeley, Inglaterra, para poder monitorizar en tiempo real su comportamiento vibratorio. Tras 40 años de funcionamiento, y por distintos motivos, se había tomado la decisión de sustituirla por una nueva situada a tan solo 100m y existía preocupación fundada (tras estudios previos [5-7]) sobre la seguridad de la vieja chimenea ante fenómenos de interferencia aeroelástica provocados por la nueva durante el breve periodo en el que ambas chimeneas iban a coexistir (aprox. 2 años, durante la construcción de una y demolición de la otra). Entre las distintas alternativas para disminuir riesgos se optó por instalar un TMD de tipo péndulo con el que poder aumentar el amortiguamiento estructural del conjunto desde el 0.7% inicial hasta al menos un 2.5% y así reducir los desplazamientos (y

tensiones) debidos al viento.



Fig. 1. Central térmica de Rugeley. Vieja chimenea a la izquierda y nueva chimenea en el centro.

DESCRIPCIÓN DE LA ESTRUCTURA

La chimenea bajo estudio es de hormigón armado de 183m de altura, troncocónica con 15.7m de diámetro en la base y 9.4m en la punta, con espesor variable desde 0.864m hasta 0.191m. Tras el estudio de los registros se determinaron las siguientes propiedades dinámicas: primera frecuencia propia = 0.338Hz, segunda frecuencia propia = 1.40Hz, flexibilidad de la cimentación = 8110MN/m² y amortiguamiento estructural = 0.7%. La flexibilidad de la cimentación supone que la primera frecuencia propia disminuye un 21.6%, desde los 0.430Hz teóricos hasta los 0.338Hz reales. Tras la actualización del modelo numérico se determinaron las siguientes características del material, con MACs (modal assurance criterion) [8,9] superiores al 92.7%: coeficiente de Poisson = 0.2, módulo de elasticidad = 24720MPa, densidad = 2436Kg/m³. En la Fig. (2) y la Fig. (3) se muestran los modos 1 y 2 y los porcentajes de masa modal.

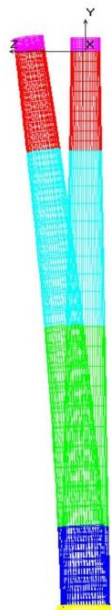


Fig.2. Modo 2: 0.338Hz. 52.7% de masa modal

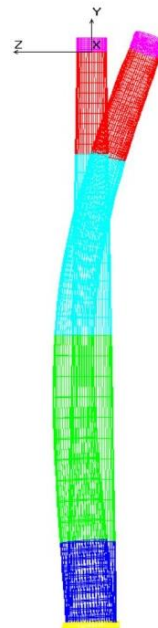


Fig. 3. Modo 2: 1.40Hz. 20.9% de masa modal

Para conseguir el amortiguamiento necesario se diseñó un TMD consistente en un anillo de hormigón de 42000Kg colgado de la parte superior por cables de 2.357m de longitud y equipado con 5 amortiguadores con $c=2016.6\text{Ns/m}$ cada uno con una carrera máxima de 0.450m. En la Fig. (4) y la Fig. (5) se muestran fotografías del mismo y detalles del correspondiente modelo en elementos finitos, Fig (6).



Fig. 4 y 5. Amortiguador de masa sintonizado.

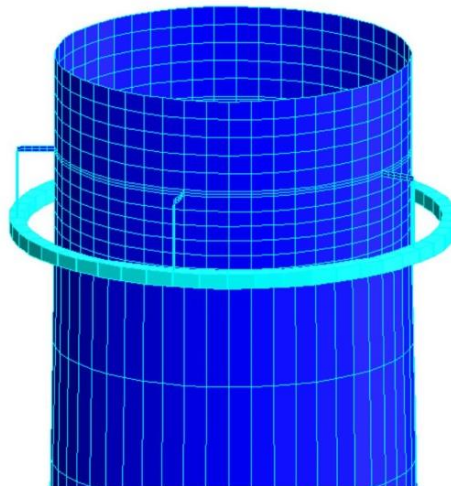


Fig. 6. Modelo.

Las características de longitud y amortiguamiento del TMD se obtuvieron usando la formulación de Tsai&Lin [10,11], resultando una frecuencia propia de 0.334Hz. Con dicha sintonización se consigue, en el sistema ensamblado chimenea + TMD, unas frecuencias de 0.323Hz y 0.349Hz. Hay que destacar que estos valores son los obtenidos con el modelo simplificado de 2 grados de libertad. Cuando se modela el conjunto mediante el FEM, simulando el conjunto como medio continuo, las frecuencias que se obtienen son 0.306Hz y 0.365Hz. En la Fig. (7) se muestra la respuesta en frecuencia de la chimenea original y del conjunto.

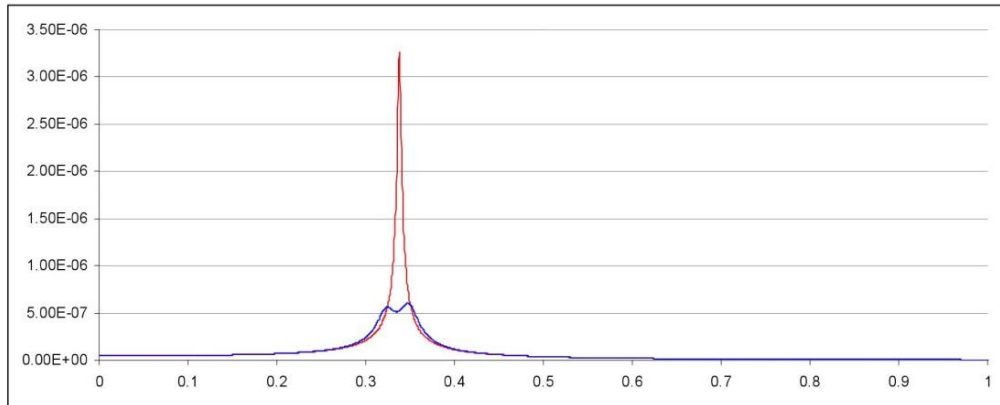


Fig. 7. Respuesta normalizada de la masa suspendida ante un cambio en la configuración de la suspensión

SIMULACIÓN Y RESULTADOS

Con la aplicación CFD desarrollada, implementada en Kratos, se puede determinar que el viento mantenido de 11m/s origina, en el extremo superior de la chimenea empujes tanto en la dirección del viento como en la dirección transversal, debido al desprendimiento de torbellinos en régimen turbulento [12,13]. El empuje en la dirección del viento (drag) oscila entorno a 258.2N/m a 0.74Hz y en la dirección transversal (lift) en torno a 0.0 a 0.37Hz. En la Fig. (8) se muestran dichos empujes durante 50s, tiempo en el que se realizan los cálculos por simulación mediante superposición modal aplicando el método de Newmark. Se han considerado en el estudio los 8 primeros modos, que suponen más del 82% de la masa modal en cada dirección. A pesar de realizarse el estudio durante 50s, se presentan solo los resultados para los 20 últimos segundos, donde el comportamiento se puede considerar estacionario.

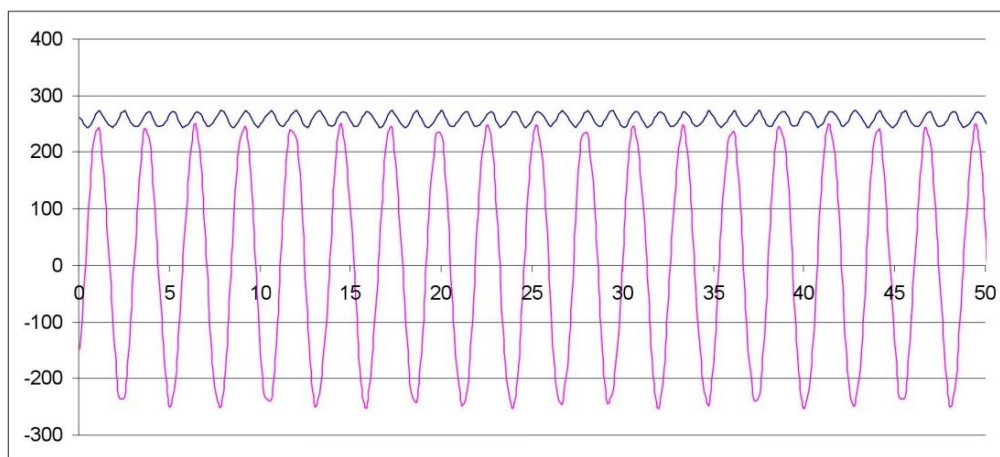


Fig. 8. Empujes, por unidad de altura, en la dirección del viento (azul) y en la dirección transversal (rosa).

Estos empujes han sido obtenidos por integración, en cada instante de tiempo, del campo de presiones sobre el contorno de la sección transversal de la chimenea. En la Fig. (9) se visualiza el campo de velocidades en un determinado instante.

En el monitorizado se instalaron 4 acelerómetros para realizar mediciones en 2 direcciones horizontales perpendiculares a 40m y 180m de altura. De entre los registros experimentales de aceleración disponibles se ha seleccionado, para la posición superior, el tramo de 20s mostrado en la Fig. (10), correspondiente a un viento aproximadamente constante de 11m/s. Estos registros corresponden a la chimenea con el TMD instalado.

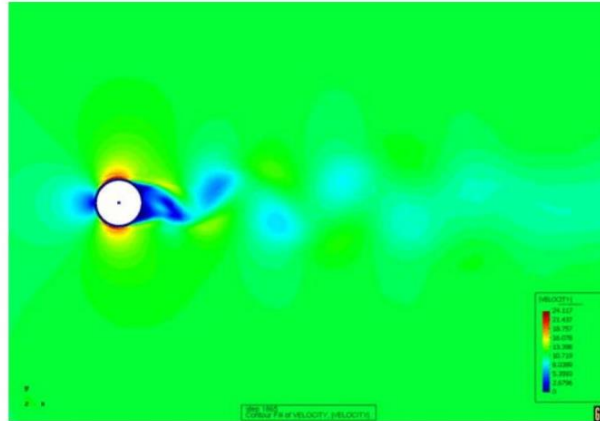


Fig. 9. Campo de velocidades en el plano fluido que pasa por el punto superior de la chimenea.

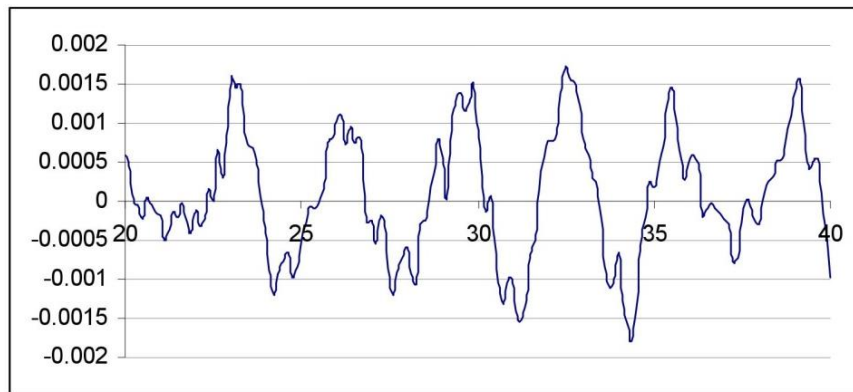


Fig. 10. Aceleración en la dirección del viento.

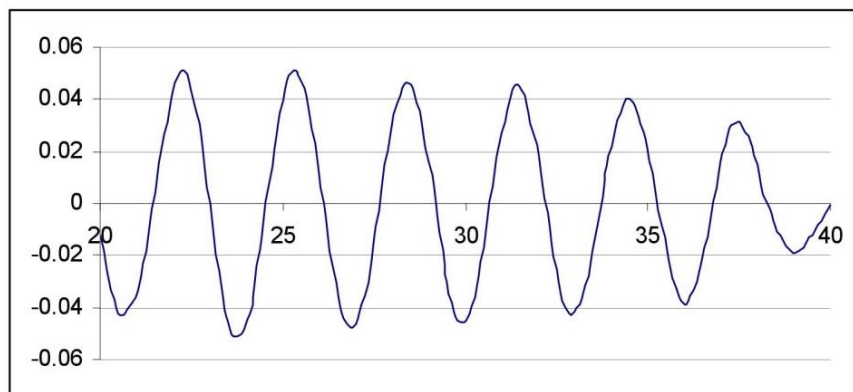


Fig. 11. Aceleración en la dirección transversal al viento

En el diagrama orbital siguiente, Fig. (12), correspondiente a los anteriores registros, se aprecia el comportamiento del extremo superior de la chimenea durante unos 6 ciclos. Estos son los únicos resultados experimentales disponibles, y con estos se realizarán las comprobaciones para la validación

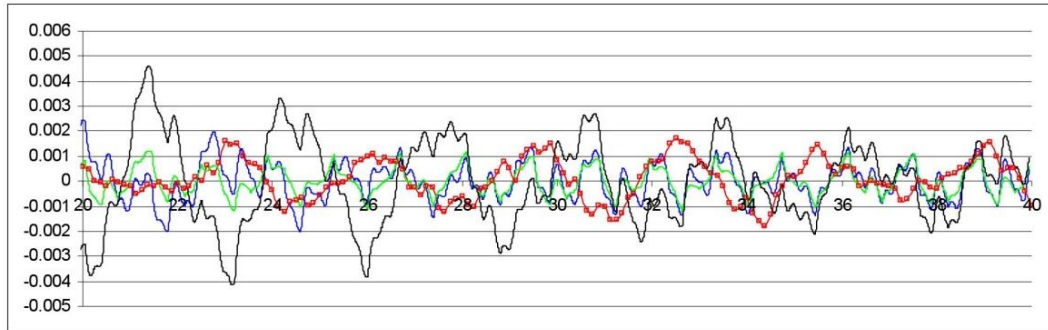


Fig. 15. Aceleración en la dirección del viento.

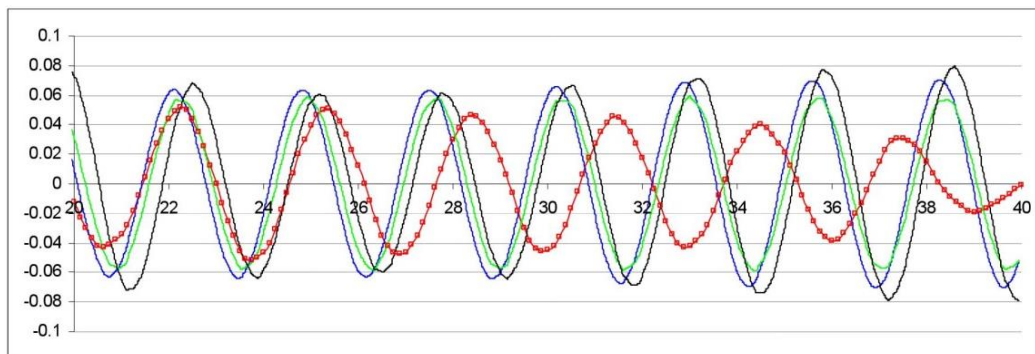


Fig. 16. Aceleración en la dirección transversal al viento.

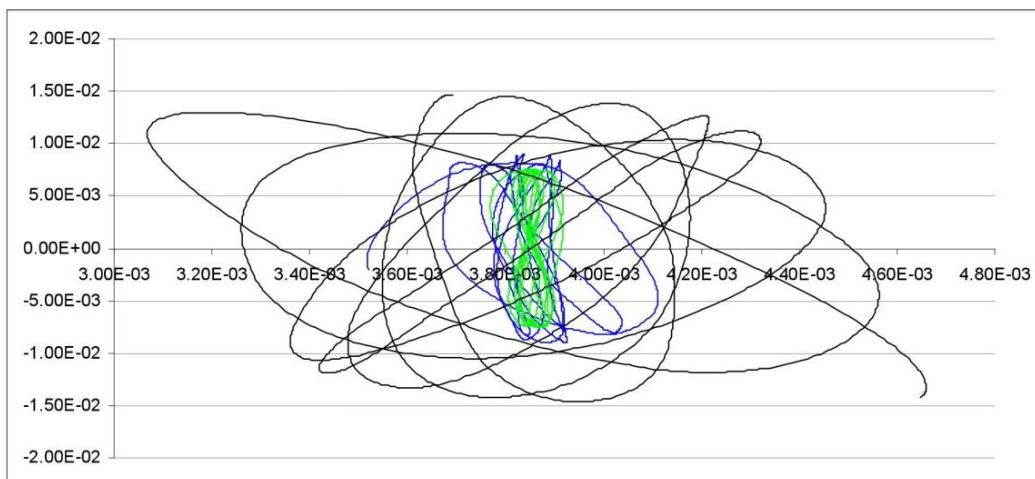


Fig. 17. Diagramas orbitales de desplazamientos.

Una vez validado, para vientos mantenidos, el modelo numérico empleado, se aplica al caso teórico denominado “golpe de viento” (función escalón). En este caso se aplica sobre la chimenea la fuerza (resultante estática) de forma repentina y se visualiza, para los tres casos considerados, la evolución en el tiempo. Nótese por tanto que para este tipo de carga no es necesario realizar el estudio CFD.

Para apreciar el modo de trabajo del TMD, se muestran en la siguiente gráfica, Fig. (21), los desplazamientos tanto del punto superior de la chimenea (en azul) como de cualquier punto del anillo (en rojo).

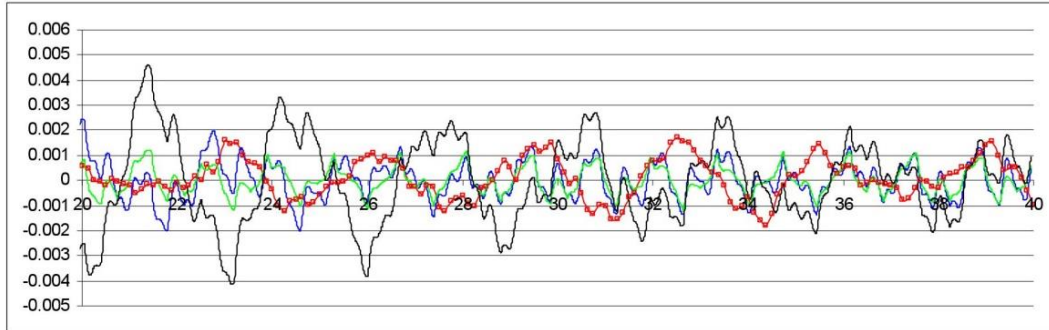


Fig. 15. Aceleración en la dirección del viento.

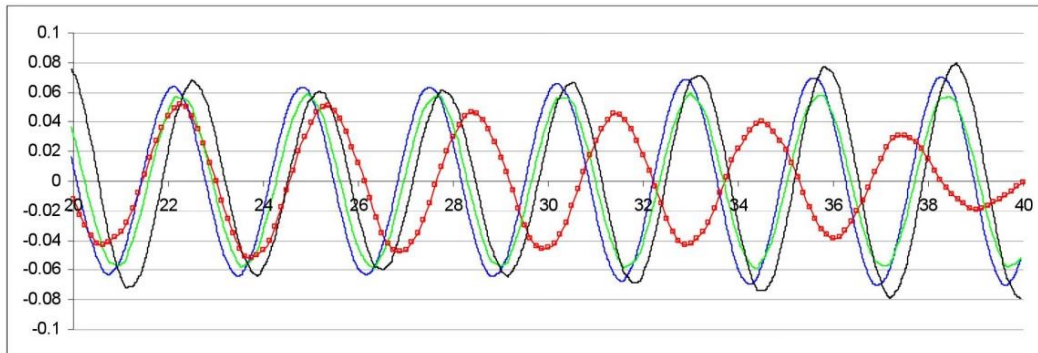


Fig. 16. Aceleración en la dirección transversal al viento.

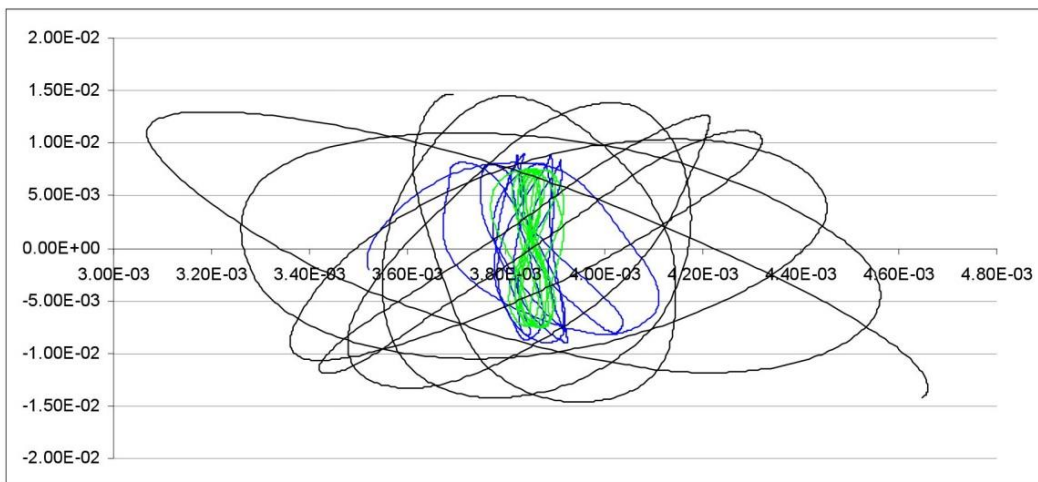


Fig. 17. Diagramas orbitales de desplazamientos.

Una vez validado, para vientos mantenidos, el modelo numérico empleado, se aplica al caso teórico denominado “golpe de viento” (función escalón). En este caso se aplica sobre la chimenea la fuerza (resultante estática) de forma repentina y se visualiza, para los tres casos considerados, la evolución en el tiempo. Nótese por tanto que para este tipo de carga no es necesario realizar el estudio CFD.

Para apreciar el modo de trabajo del TMD, se muestran en la siguiente gráfica, Fig. (21), los desplazamientos tanto del punto superior de la chimenea (en azul) como de cualquier punto del anillo (en rojo).

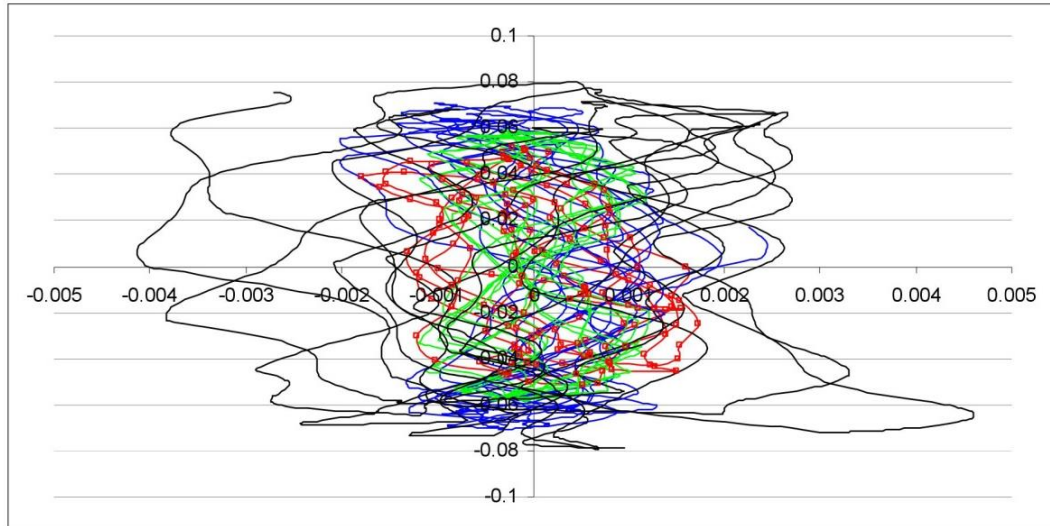


Fig. 18. Diagramas orbitales de aceleraciones.

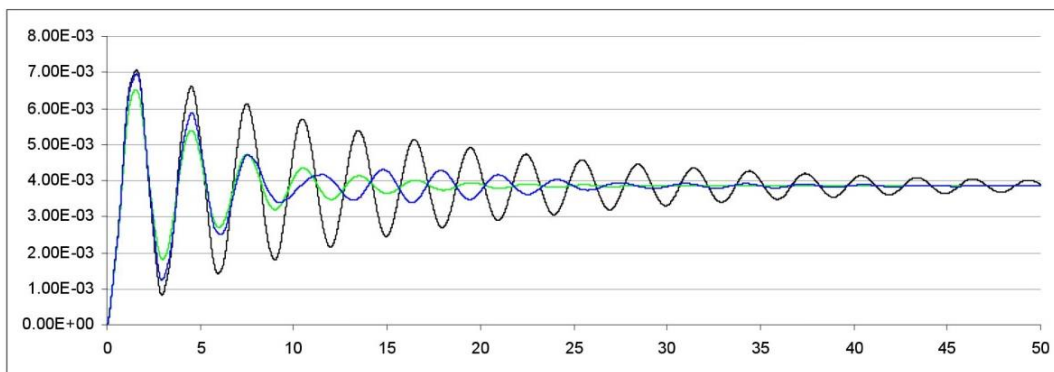


Fig. 19. Desplazamiento en la dirección del viento.

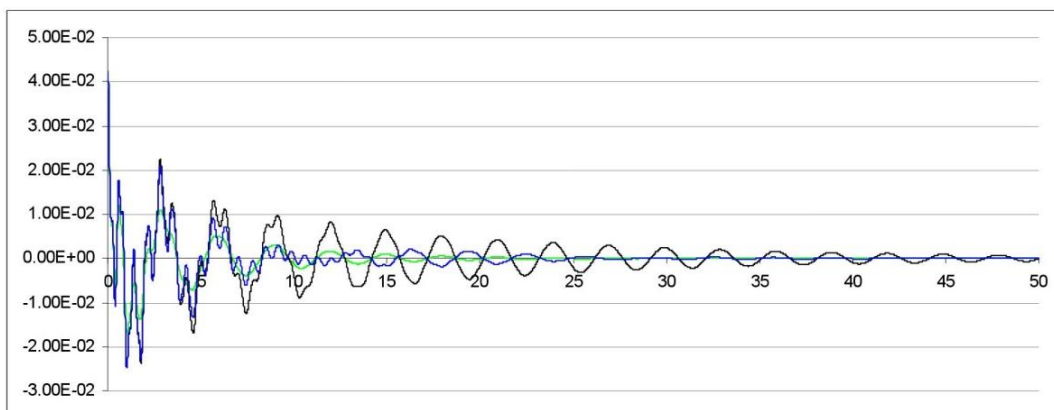


Fig. 20. Aceleración en la dirección del viento.

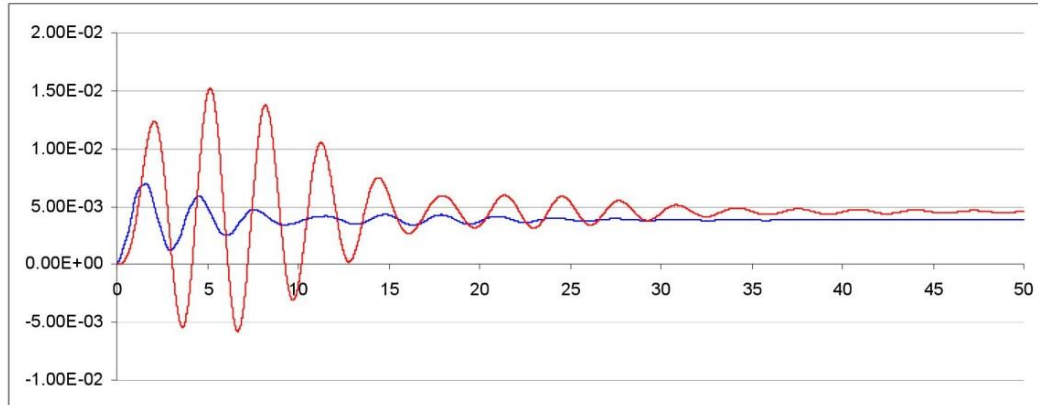


Fig. 21. Desplazamientos en la dirección del viento.

CONCLUSIONES

De la comparación de los resultados numéricos con los experimentales se puede concluir que con la herramienta de simulación desarrollada es posible realizar estudios para predecir la eficacia de sistemas de control pasivo a instalar en estructuras civiles sometidas a acciones indeterminadas. En este caso se ha aplicado con éxito a una chimenea industrial sometida a la acción variable del viento.

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen al profesor J.M.W. Brownjohn y al investigador K.Koo, ambos del grupo VES de la Universidad de Sheffield, Inglaterra, por el apoyo prestado, facilitando una aplicación en Matlab para la determinación de amortiguamientos modales mediante el método SSI y los datos experimentales incluidos en este trabajo. Asimismo se agradece el apoyo del grupo de desarrolladores del software Kratos Multiphysics del CIMNE y se agradece la colaboración de la Consejería de Educación de la Junta de Castilla y León y del Centro Internacional de Métodos Numéricos en Ingeniería como entidades colaboradoras.

REFERENCIAS

- [1] C.M. Casado, A. Poncela, A. Lorenzana, *Adaptive tuned mass damper for the construction of concrete pier*, Structural Engineering International SEI Journal (Ed. IABSE). ISSN: 1016-8664. Vol. 17(3) (2007), 252-255.
- [2] A. Vasallo, A. Lorenzana, A. Foces, C.E. Lavín, *Simplified Numerical Method for Understanding the Aeroelastic Response of Line Slender Structures under Vortex Shedding Action*, 5th International Conference on Fluid Structure Interaction 2009, Crete, Greece, (2009).
- [3] J. Sebastian, C.M. Casado, A. Lorenzana, A. Poncela, *Sistemas de control de vibraciones para grúas torre*, Dyna (ISSN: 0012-7361) Vol. 84, nº3 (2009), 237-244.
- [4] A. Vasallo, A. Lorenzana, A. Foces *Analysis of aero elastic vibrations in slender Structures subjected to Wind Action*, CICIND TECHNICAL MEETING. International Committee on Industrial Chimneys, Barcelona, España, (2010).
- [5] J.K. Galsworthy, B.J. Vickery, *Wind Loads and Interference Effects for New and Existing Chimneys at the Rugeley Power Station, UK*, Alan Davenport Wind Engineering Group, Boundary Layer Wind Tunnel Laboratory, London, Ontario, Canada N6A 5BP. (2006).
- [6] J.M.W. Brownjohn, E.P. Carden, R.C. Goddard, G. Oudin, *Real-time performance monitoring of tuned mass damper system for a 183m reinforced concrete chimney*, J. Wind Eng. Ind. Aerodyn. 98 (2010) 169-179.
- [7] J.M.W. Brownjohn, E.P. Carden, R.C. Goddard, G. Oudin, K. Koo, *Real-time performance tracking on a 183m concrete chimney and tuned mass damper system*, 3rd International Operational Modal Analysis Conference, (2009).
- [8] M.I. Friswell, J.E. Mottershead, *Finite Element Model Updating in Structural Dynamics*, Kluwer. Academic Publishers, Dordrecht, (1995).

- [9] M. Garcia-Dieguez, K.Y. Koo, C.M. Middleton, J.M.W. Brownjohn, C. Goddard, *Model Updating for a 183m of Reinforced Concrete Chimney*, IOMAC (2010).
- [10] C.M. Casado, J. Sebastián, A. Poncela, A. Lorenzana, *Design of a Semi-active Tuned Mass Damper for the Science Museum Footbridge of Valladolid*, 4th European Conference on Structural Control, San Petersburgo, Russia, (2008).
- [11] C.M. Casado, J. Sebastián, A. Poncela, A. Lorenzana, *Structural Parameters Identification for the Design of Vibration Absorber Systems*, 4th International Society for Structural Health Monitoring of Intelligent Infrastructures, Zurich, Suiza, (2009).
- [12] J. Armit, *Wind-excited vibration of chimneys*, Leatherhead, Surrey RD/L/N 89/69.
- [13] C.H.K. Williamson, R. Govardhan, *A brief review of recent results in vortex induced vibrations*, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 96(6-7) (2008), 713-735.

Díaz I.M., Pereira E., Reynolds P., **Casado C.M.**

***Human-induced vibration cancelation using
an active mass damper modified by an inner
loop***

Eighth International Conference on Structural
Dynamics (EURODYN 2011), 4 - 6 julio 2011.
Leuven (Bélgica)

Human-induced vibration cancelation using an active mass damper modified by an inner loop

Iván M. Díaz¹, Emiliano Pereira², Paul Reynolds³, Carlos M. Casado⁴

¹Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Universidad de Castilla-La Mancha, Edificio Politécnico, Av. Camilo José Cela, E-13071 Ciudad Real, Spain

²Department of Communication and Signal Theory, Escuela Politécnica Superior, Universidad de Alcalá, E-28805 Alcalá de Henares, Madrid, Spain

³Department of Civil and Structural Engineering, The University of Sheffield, Sir Frederick Mappin Building, Mappin Street S1 3JD Sheffield, United Kingdom

⁴CARTIF Centro Tecnológico, Parque Tecnológico de Boecillo, Parcela 205, E-27151 Boecillo, Valladolid, Spain
 Emails: ivan.munoz@uclm.es, emiliano.pereira@uah.es, p.reynolds@sheffield.ac.uk, carcas@cartif.es

ABSTRACT: Active vibration control (AVC) via inertial actuators is considered a viable technique for mitigation of human-induced vibrations in pedestrian structures. However, before its implementation to in-service structures, several drawbacks have to be dealt with. The main disadvantages come from the inherent actuator properties. Firstly, the actuator dynamics influence significantly the system dynamics. Secondly, any control technique to be implemented has to tackle both force and stroke saturation, thus avoiding damage to the actuator hardware and/or instabilities in the AVC system. Both aspects might lead to poor vibration cancelation performance. To alleviate such drawbacks, this work proposes an AVC strategy based on two control loops: (i) an inner loop designed to modify the actuator dynamics and (ii) an outer loop designed to impart damping to the structure. Thus, this work focuses on the modification of the actuator dynamics via an inner loop to get an AVC system to be more efficient for a given structure. The inner loop is a PD control of the inertial mass displacement, which is measured by a displacement transducer, and the outer loop is a velocity feedback controller (although any other control technique may be used). Simulations with and without the inclusion of the inner loop are conducted using two structure models representing the following real structures: (i) the Valladolid Science Museum Footbridge (Spain), and (ii) the Stress-Ribbon Footbridge of Faculty of Engineering of University of Porto (Portugal). It is shown that the proposed strategy is able to suppress undesirable actuator resonance without requiring hardware modifications.

KEY WORDS: Active vibration control; Active mass damper; Human-induced vibration; Inertial actuator.

1 INTRODUCTION

Advances in structural technologies, including construction materials and design technologies, are leading to the design of lighter and slender structures that are usually cost-effective and appealing from an architectural point of view. However, these structures have low inherent damping and low natural frequencies, and hence might be prone to excessive vibrations resulting from human-induced excitations. Examples of notable vibrations under human-induced excitations have been reported in footbridges and office buildings, amongst other structures [1, 2, 3]. Such vibrations can cause a serviceability problem in terms of disturbing the users, but they rarely affect the fatigue behaviour or safety of structures.

Passive and semi-active devices have been proposed to reduce vibrations in floors [4, 5] or footbridges [6]. However, due to their passive nature, these systems are often ineffective for small vibration amplitudes (such as those produced by human loading) and several of these devices have to be used to achieve significant vibration reduction over several modes. Instead, an active control approach rather than passive devices might be more effective.

Active vibration control (AVC) via inertial actuators is a technology that might be viable for mitigation of human-induced vibrations in pedestrian structures [7, 8, 9, 10]. However, before its implementation to in-service structures, several drawbacks have to be dealt with. One of the main

disadvantages of the AVC implementation using inertial actuators comes from the actuator dynamics. Such dynamics might influence importantly the system dynamics, possibly leading to poor vibration cancelation. If direct velocity feedback (DVF) with saturation in the control voltage is used [7, 11], the actuator resonant frequency has to be sufficiently below the structure fundamental frequency (less than half), otherwise, the vibration cancellation and the stability margins might not be enough. Thus, the phase distortion introduced by the actuator does not affect significantly the efficacy of the AVC system at the fundamental structure frequency [12]. Moreover, the actuator damping must be greater than 30% of critical [12], otherwise, the AVC system is sensitive to stroke saturation and a small saturation voltage and/or small control gains have to be chosen and hence, the actuator capacity is not well spent. Thus, it is desirable to have a suitable actuator for a given structure. This cannot always be achieved in practice, which motivates to modify the dynamics of available actuators via feedback control within them.

This work builds on the idea of modifying the actuator dynamics presented in [13] for active vibration isolation, and proposes a control strategy for the AVC of human-induced vibrations based on two control loops: (i) an inner loop designed to modify the actuator dynamics and (ii) an outer loop designed to impart damping to the system. The inner-loop will be a PD control of the inertial mass displacement,

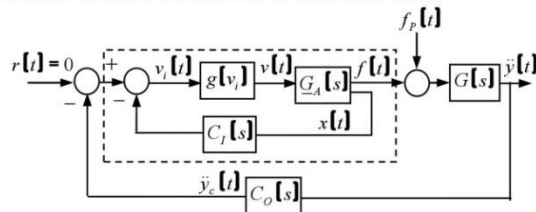
which is assumed to be measured by a displacement transducer. The outer loop will be assumed to be a velocity feedback control in such a way that the velocity feedback control with the inner loop will be referred to as modified velocity feedback (MVF) from this point onwards. This paper presents simulation results using two structure models: (i) the Valladolid Science Museum Footbridge (Spain) [9] and (ii) the Stress-Ribbon Footbridge sited at Faculty of Engineering of University of Porto (FEUP) (Portugal) [11].

This paper continues with a description of the control strategy and the system dynamics, including actuator and structure dynamics. The control design is presented in Section 3. Simulation results under pedestrian excitation walking tests are shown in Section 4. Finally, some conclusions and suggestions for future work are given in section 5.

2 CONTROL STRATEGY AND SYSTEM DYNAMICS

2.1 General control scheme

The main components of the control strategy adopted in this work are shown in Figure 1. The actuator, represented by the transfer functions (TFs) $G_A[s]$, is assumed as a SIMO system (single-input multiple-outputs). The input is the control voltage $v[t]$ and the outputs are the force applied to the structure $f[t]$ and the inertial mass displacement $x[t]$, which is assumed to be measured by a displacement transducer. The inner-loop controller is formed by $C_i[s]$, which is a PD control, and a nonlinear element $g[v_i]$. $C_i[s]$ is designed to modify the resonant frequency and damping ratio of the actual actuator. That is, the modified resonant frequency has to be sufficiently smaller than the resonant frequency of the structure to be controlled (typically, less than a half) and the modified damping ratio has to be high (typically, more than 30 % of critical). $C_o[s]$, the outer-loop controller, is a velocity feedback controller and is designed to increase as much as possible the damping ratio associated with the structure vibration mode to be controlled.



- $r[t]$: Reference command
- $v[t]$: Control voltage
- $f[t]$: Actuator force
- $f_p[t]$: Plant disturbance
- $v_i[t]$: Initial control voltage
- $C_i[s]$: TF of the inner controller
- $G[s]$: TF of the structure
- $y[t]$: Acceleration response
- $y_c[t]$: Compensated acceleration
- $g[v_i]$: Nonlinear element
- $x[t]$: Mass displacement
- $G_A[s]$: TFs of the inertial actuator
- $C_o[s]$: TF of the outer controller

Figure 1. General control scheme.

2.2 System dynamics

The TF of a continuous structure considering the collocated case between the acceleration (output) and the force (input) can be obtained in the Laplace domain using the modal expansion approach. The result is a TF composed of an infinite sum of second-order systems as follows [14]

$$G[s] = \sum_{i=1}^{\infty} \frac{a_i s^2}{s^2 + 2\zeta_i \omega_i s + \omega_i^2}, \quad (1)$$

in which $s = j\omega$, ω is the frequency, $a_i \geq 0$, ζ_i and ω_i are the inverse of the modal mass, damping ratio and natural frequency associated with the i -th mode, respectively. It is common practice to limit the expansion to a finite set of modes within the frequency bandwidth of interest in such a way that the out-of-bandwidth modes are neglected. Hence, if the first n vibration modes are considered, $G[s]$ is approximated by

$$G[s] \approx \sum_{i=1}^n \frac{a_i s^2}{s^2 + 2\zeta_i \omega_i s + \omega_i^2}. \quad (2)$$

The actuator used is an inertial actuator (also known as proof-mass actuator) that generates forces through acceleration of an inertial mass to the structure on which it is placed. The actuator consists of a reaction (inertial or moving) mass attached to a current-carrying coil moving in a magnetic field created by an array of permanent magnets. The inertial mass is connected to the frame by a suspension system. An APS Dynamics Model 400 electrodynamic shaker with an inertial mass of 30.4 kg is considered here. The maximum allowable stroke is of 158 mm (peak-to-peak value) and the maximum voltage to the amplifier (that drives the shaker) is limited to 2 V. The TF between the force applied to the structure $f[t]$ and the input voltage $v[t]$ can be closely described as a linear third-order model when the actuator is driven in voltage mode [14]. This model can be considered as a second-order model (damped second-order oscillator) plus a low-pass element [8]. The following TF obtained from system identification is used

$$G_{A,1}[s] = \frac{F[s]}{V[s]} = \frac{9000s^2}{s^3 + 56.1s^2 + 596.9s + 8204}, \quad (3)$$

where $F[s]$ and $V[s]$ are the Laplace transforms of $f[t]$ and $v[t]$, respectively. The resonant frequency and damping ratio of the actuator are 2.1 Hz and 0.30, respectively. The TF between the inertial mass displacement and the input voltage can be obtained as follows

$$G_{A,2} = \frac{X[s]}{V[s]} = \frac{1}{m_A s^2} \frac{F[s]}{V[s]}, \quad (4)$$

with m_A being the value of the inertial mass and $X[s]$ the Laplace transform of $x[t]$.

2.3 Valladolid Science Museum Footbridge

The first structure considered in this paper is the Science Museum Footbridge of Valladolid (Spain) (see Figure 2). This footbridge creates a pedestrian link over the River Pisuerga between the Science Museum and the city centre (Figure 2). This structure, built in 2004, is composed of four spans: three made of tubular steel bars and one made of white concrete. The three steel spans have hexagonal cross section. The main span, stiffened by an external prestressed cabling system, is 111 m, the second span is 51 m and the other two spans are approximately 20 m long. Because of its slenderness, this footbridge represents a typical lightweight structure sensitive to dynamic excitation produced by pedestrians.

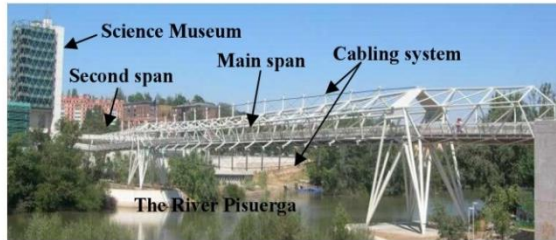


Figure 2. General view of the Science Museum Footbridge.

The second span is considered by its users to be quite lively in such a way that annoying levels of vibration are sometime perceived. Thus, the TF at mid-span is considered here (see Equation (2)) [9, 10],

$$G[s] = \frac{7.40 \cdot 10^{-5} s^2}{s^2 + 0.192s + 478.1} + \frac{4.74 \cdot 10^{-5} s^2}{s^2 + 0.525s + 3399.8} \quad (5)$$

The first vibration mode (first bending mode), which is at approximately 3.5 Hz, is prone to be excited by the second harmonic of walking and first harmonic of running [16]. The second vibration mode considered in model (5) is at 9.3 Hz, which it is unlikely to be excited by pedestrian loading.

2.4 FEUP Stress-Ribbon Footbridge

The second structure considered is the Stress-Ribbon Footbridge sited at FEUP (Portugal). This structure is a pedestrian link between the main buildings of FEUP and the canteen and parking areas (Figure 3). This footbridge is formed by two spans of 28 and 30 m. The deck comprises four prestressing cables embedded in reinforced concrete. From the experimental testing presented in [17], the following model for a point sited at one-third of the largest span can be obtained as follows

$$G[s] = \frac{1.25 \cdot 10^{-5} s^2}{s^2 + 0.211s + 38.7} + \frac{4.34 \cdot 10^{-5} s^2}{s^2 + 0.653s + 157.9} + \frac{3.33 \cdot 10^{-5} s^2}{s^2 + 0.713s + 187.6} \quad (6)$$

The model includes three vibration modes: a global mode (involving the two spans) at 1 Hz and the first and second bending modes of the largest span at 2 and 2.18 Hz, respectively. The first mode at 1 Hz is unlikely to be excited by human excitations (this frequency is out of the range of normal walking), whereas the other two modes at

approximately 2 Hz might be excited by the first harmonic of walking and even by the first harmonic of jogging [16].



Figure 3. General view of the Stress-Ribbon Footbridge (obtained from [11]).

3 CONTROL DESIGN

The objective of this section is to design DVF and MVF for both structure models. In the case of DVF, in which only the outer loop of Figure 1 is used, a lossy integrator to the structure acceleration is considered to obtain the structure velocity. That is,

$$C_I[s] = 0, C_O[s] = \frac{Y_D}{s + \beta} \quad (7)$$

in which $\beta \geq 0$ has to be sufficiently smaller than the natural frequency of the mode to be controlled (fundamental mode), which will be denoted as ω_f , and Y_D is the control gain when DVF is used. It is assumed $\beta = \omega_f/10$ in this work.

In the case of MVF, the outer-loop controller is considered as $C_O[s]$ in Equation (7),

$$C_O[s] = \frac{Y_M}{s + \beta}, \quad (8)$$

in which Y_M is the control gain when MVF is used. The inner-loop controller $C_I[s]$ is designed to get a closed-loop TF of the inner loop with a frequency of $\omega_f/3$ and a damping ratio of 0.6.

The control gain of the outer-loop controller is calculated in order to achieve significant damping for the vibration modes which are prone to be excited. The closed-loop damping ratios of these modes are designed by the root locus of the total open-loop TF. Such TF for DVF is as follows

$$G_T[s] = G_{A,1}[s]G[s]C_O[s], \quad (9)$$

and for MVF is

$$G_T[s] = \hat{G}_A[s]G[s]C_O[s], \quad (10)$$

in which $\hat{G}_A[s]$ is the modified actuator dynamics, being of the following form

$$\hat{G}_A[s] = \frac{G_{A,1}[s]}{1 + G_{A,2}[s]C_I[s]}. \quad (11)$$

The inner-loop controller (PD of the inertial mass displacement) is assumed to be as

$$C_f [s] = K_p + \frac{K_D s}{[(s/5\omega_f) + 1]^2}, \quad (12)$$

where K_p and K_D are the proportional and derivative gain of the PD, respectively. Note that a low-pass filter is considered in the derivative action to avoid high sensitivity of the control system to high frequency excitations. The cut-off frequency of this filter is taken as 5 times ω_f .

3.1 Design for the Science Museum Footbridge

Both strategies (DVF and MVF) are designed to cancel the first vibration mode at 3.5 Hz, whilst ensuring sufficient gain margin for the AVC system. Firstly, DVF is designed. The control gain is tuned by using the root locus of TF (9), which is obtained from TFs (3), (5) and $C_o [s]$ of Equation (7). The limit gain is $\mathbf{Y}_{D,limit} = 2010$ (gain for which the AVC system is unstable) and a gain of $\mathbf{Y}_D = 982$ is chosen so that the damping of the first vibration mode is 0.3 and the gain margin is 6.22 dB. Such value can be considered to be enough for a practical implementation.

Secondly, MVF is designed for $\omega_f = \omega_1 = 3.48 \text{ rad/s}$. The PD gains are obtained: $K_p = -19.26$ and $K_D = -0.04$. Then, the root locus of TF (10) can be obtained. The gain limit is $\mathbf{Y}_{M,limit} = 7520$ and $\mathbf{Y}_M = 1130$ is the gain to achieve a damping of 0.3 for the first vibration mode. The gain margin is now increased up to 16.56 dB in such a way that the inclusion of the inner-loop controller improves the relative stability of the AVC system. The closed-loop TF between the output acceleration $\ddot{y}[t]$ and disturbance force $f_p [t]$ is shown in Figure 4 for the uncontrolled case and the controlled case with DVF and MVF. The closed-loop TF between the inertial mass displacement $x[t]$ and $f_p [t]$ is shown in Figure 5 for DVF and MVF. It can be observed that the vibration reduction is similar for control strategies; however, the sensitivity to stroke saturation is reduced for MVF as indicated Figure 5.

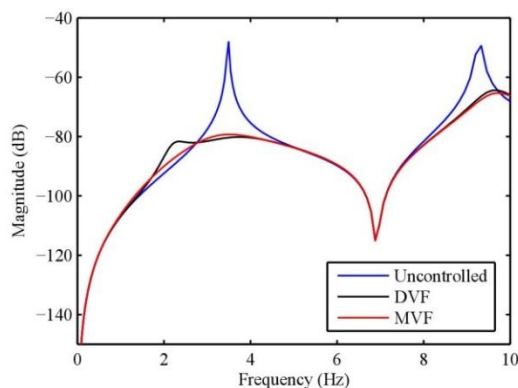


Figure 4. Closed-loop TF between $\ddot{y}[t]$ and $f_p [t]$. Magnitude in dB referenced to $1 \text{ m s}^{-2} \text{ N}^{-1}$.

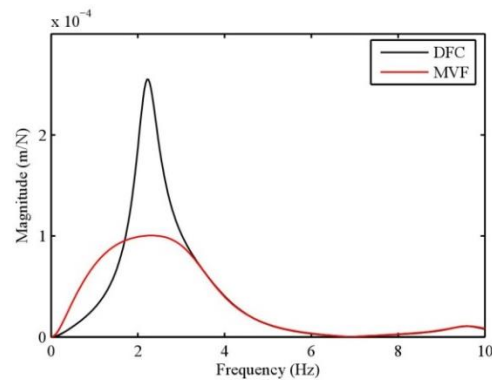


Figure 5. Closed-loop TF between $x[t]$ and $f_p [t]$. Magnitude (in absolute value).

3.2 Design for the Stress-Ribbon Footbridge

Both strategies are designed to cancel the second and third vibration modes (2 and 2.18 Hz). Firstly, DVF is designed. The root locus of TF (9) using TFs (3), (6) and $C_o [s]$ of Equation (7) is carried out. The limit gain is $\mathbf{Y}_{D,limit} = 190$ and several branches of the root locus go straight away to the right-half plane so that increasing gains decrease the damping of the vibration modes up to instability. Under these conditions, DVF should not be used.

Secondly, MVF is designed using $\omega_f = \omega_2 = 2 \text{ rad/s}$. The PD gains are $K_p = -24.92$ and $K_D = -0.63$. Then, the root locus of TF (10) can be obtained. Thus, the gain limit is $\mathbf{Y}_{M,limit} = 1920$ and $\mathbf{Y}_M = 600$ provides a maximum damping of 0.2 for the second vibration mode. Thus, an interesting value of 10.41 dB for the gain margin is accomplished. Therefore, the inner-loop controller allows imparting damping to this structure using the considered actuator.

4 SIMULATION RESULTS

DVF and MVF are assessed by carrying out several simulations using different values of the control gain (\mathbf{Y}_D and \mathbf{Y}_M). MATLAB/Simulink is used for this purpose. The control scheme (Figure 1) is perturbed by a real walking excitation obtained by an instrumented treadmill [18]. The reduction levels are obtained through the reduction achieved in terms of the maximum transient vibration value (MTVV) calculated from the 1 s running RMS acceleration [19]. Within these simulations, the saturation nonlinearity $g[v_i]$ (see Figure 1) is set to 2 V, which is the maximum allowable voltage to the amplifier of the shaker. This ensures that force saturation cannot take place.

4.1 Simulations on the Science Museum Footbridge

Table 1 shows the simulation results obtained with DVF and Table 2 with MVF for the Science Museum Footbridge and using different control gains. The reduction is shown in percentage of the uncontrolled test and using the MTVV. The row identified as stroke shows the maximum inertial mass displacement for the test considered and each gain. A pacing

frequency of 1.75 Hz is used in such a way that the first structure vibration mode might be excited by the second harmonic of walking. It can be observed that the reduction levels are similar for both techniques. However, the stroke using MVF is smaller than the one using DVF. For instance, if a control gain of 300 is used for both strategies, similar vibration reduction is achieved and the inertial mass displacement for MVF is reduced approximately 30 % with respect to the one obtained for DVF. Hence, it can be stated that the risk of stroke saturation is reduced.

Table 1. DVF of Science Museum Footbridge. Walking at 1.75 Hz.

Control gain	100	300	700	900	1100	1300
Reduction (%) ⁽¹⁾	71	82	85	86	86	□
Stroke (mm)	5.0	12.5	29.6	38.4	46.9	Sat. ⁽²⁾

⁽¹⁾ Reduction computed from the MTVV

⁽²⁾ Stroke saturation

Table 2. MVF of Science Museum Footbridge. Walking at 1.75 Hz.

Control gain	100	300	700	1100	1500	1900
Reduction (%)	70	81	85	86	86	□
Stroke (mm)	3.8	9.1	22.5	40.0	62.7	Sat.

In order to illustrate the simulations carried out, the uncontrolled acceleration response, the controlled acceleration response and the vertical mass displacement are shown in Figure 6. A control gain of 300 is used in the time histories shown.

4.2 Simulations on the Stress-Ribbon Footbridge

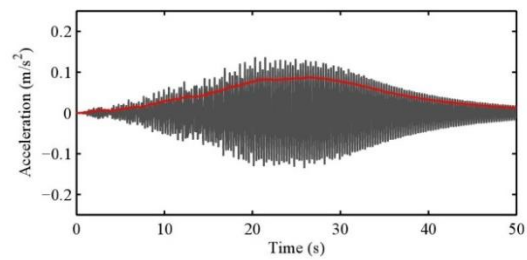
Table 3 shows the simulation results obtained with DVF and Table 4 with MVF for the Stress-Ribbon Footbridge. A pacing frequency of 2 Hz is used in such a way that the second structure vibration mode might be excited by the first harmonic of walking. For this structure, the mode to be controlled and the resonant frequency of the shaker are very close. Under this condition, DVF does not work since the AVC system is unstable for very low control gains. However, MVF can be used with excellent predictions on the vibration reduction of approximately 60 %.

Table 3. DVF of Stress-Ribbon Footbridge. Walking at 2 Hz.

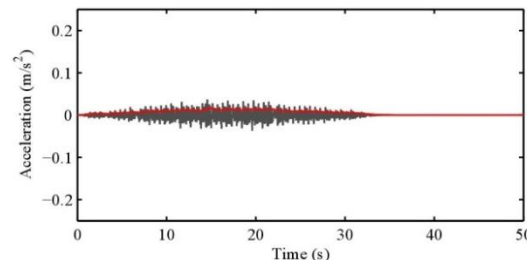
Control gain	50	100	150
Reduction (%)	0.03	0.33	□
Stroke (mm)	47.3	63.7	Sat.

Table 4. MVF of Stress-Ribbon Footbridge. Walking at 2 Hz.

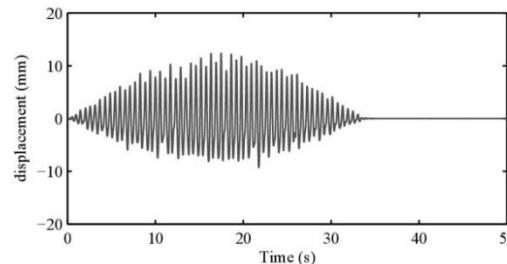
Control gain	50	100	150	300	600	800
Reduction (%)	27	45	55	72	84	□
Stroke (mm)	21.7	34.1	41.9	53.8	69.0	Sat.



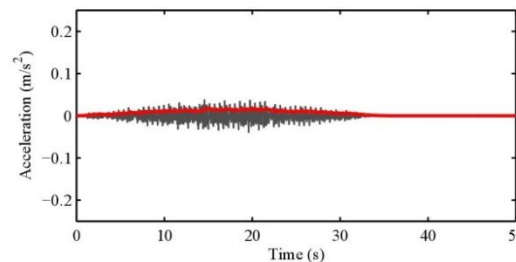
a) Uncontrolled case



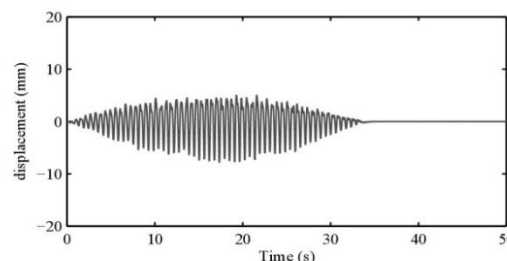
b) Acceleration response with DVF



c) Inertial mass displacement with DVF



d) Acceleration response with MVF



e) Inertial mass displacement with MVF

Figure 6. Time history example for Science Museum Footbridge.

5 CONCLUSIONS

The active control of human-induced vibrations on pedestrian structures has been addressed in this work. Previous researchers have used velocity feedback. However, it has been shown that the use of velocity feedback might not be a good option since the actuator dynamics influence importantly the structure dynamics. It is known that the actuator resonant frequency has to be sufficiently below the structure frequency to be controlled and the damping ratio associated has to be sufficiently high, usually greater than 30 % of critical. Thus, this paper proposes the inclusion of an inner-loop controller to obtain desirable properties for the actuator, adapting it to a given structure without requiring hardware modifications. It has been demonstrated that the inner-loop control can increase the relative stability of the AVC system, reduce the risk of stroke saturation and improve the vibration cancellation. Simulations on two different structures with and without the inclusion of the inner loop have highlighted the improvements obtained by the proposed strategy. The next steps are to develop a step-by-step design procedure and to assess the performance of the proposed control strategy experimentally.

ACKNOWLEDGMENTS

The authors acknowledge the financial support of Universidad de Castilla-La Mancha and UK Engineering and Physical Sciences Research Council (Refs: EP/G061130/1 and EP/H009825/1).

REFERENCES

- [1] H. Bachmann, Case Studies of Structures with man-induced vibrations, *ASCE Journal of Structural Engineering*, Vol. 118, No. 3, pp. 631-647, 1992.
- [2] H. Bachmann, Lively footbridges – A real challenge, *Proceedings of the International Conference on the Design and Dynamic Behavior of Footbridges*, OTUA, Paris, 1992.
- [3] L. M. Hanagan, C. H. Raebel, M.W. Trethway, Dynamic measurements of in-place steel floors to assess vibration performance, *Journal of Performance of Constructed Facilities*, Vol. 17, pp. 126-135, 2003.
- [4] M. Setareh, J. K. Ritchey, A. J. Baxter, T. M. Murray, Pendulum tuned mass dampers for floors vibration control, *Journal of Performance of Constructed Facilities*, Vol. 20, No. 1, pp. 64-73, 2006.
- [5] M. Setareh, J. K. Ritchey, T. M. Murray, J. H. Koo, M. Ahmadian, Semiaactive tuned mass dampers for floors vibration control, *ASCE Journal of Structural Engineering*, Vol. 133, No. 2, pp. 242-250, 2007.
- [6] A. Occhiuzzi, M. Spizzuoco, F. Ricciardelli, Loading models and response control of Footbridges excited by pedestrian, *Structural Control and Health Monitoring*, Vol. 15, No. 3, pp. 349-368, 2008.
- [7] L. M. Hanagan, T. M. Murray, Active control for reducing floor vibrations, *Journal of Structural Engineering*, Vol. 123, pp. 1497-1505, 1997.
- [8] I. M. Diaz, P. Reynolds, Acceleration feedback control of human-induced floor vibrations, *Engineering Structures*, Vol. 32, No. 1, pp. 163-173, 2010.
- [9] I. M. Diaz, C. M. Casado and J. de Sebastián, Active vibration control study of an in-service footbridge using an inertial proof-mass actuator, *Proceedings of 5th World Conference on Structural Control and Monitoring*, Tokyo, Japan, 2010.
- [10] M. Hudson, P. Reynolds, Analytical and experimental evaluation of active vibration control of an office floor structure, *Proceedings of 5th World Conference on Structural Control and Monitoring*, Tokyo, Japan, 2010.
- [11] C. Moutinho, A. Cunha, E. Caetano, Analysis and control of vibrations in a stress-ribbon footbridge, *Structural Control and Health Monitoring*, DOI: 10.1002/stc.390, 2010.
- [12] L. M. Hanagan, Active floor vibration system, *US Patent Specification* 6874748, 2005.
- [13] L. Benassi, S. J. Elliot, Active vibration isolation using an inertial actuator with local displacement feedback control, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 278, pp. 705-724, 2004.
- [14] A. Preumont, *A vibration control of active structures: an introduction*, Dordrecht: Kluwer-Academic, The Netherlands, 1997.
- [15] C. M. Casado, J. de Sebastián, I. M. Diaz, A. V. Poncela, Vibration serviceability assessment and passive vibration control of a lively footbridge, *Proceedings of 5th World Conference on Structural Control and Monitoring*, Tokyo, Japan, 2010.
- [16] FIB- Bulletin 32, *Guidelines for the design of footbridges*, International Federation for Structural Concrete (fib - fédération internationale du béton), Lausanne, Switzerland, 2005.
- [17] E. Caetano, A. Cunha, Experimental and numerical assessment of the dynamic behaviour of a stress-ribbon footbridge, *Journal of FIB*, Vol. 5, No. 1, pp. 29-38, 2004.
- [18] J. M. W. Brownjohn, A. Pavic, A. Omenzetter, A spectral density approach for modeling continuous vertical forces on pedestrian structures due to walking, *Canadian Journal of Civil Engineering*, Vol. 31, No. 1, pp. 65-77, 2004.
- [19] ISO 2631-1, *Mechanical vibrations and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration Part 1, General requirement*, International Organization for Standardization, Switzerland, 2008.
- [20] I. M. Diaz, P. Reynolds, On-off nonlinear active control of floor vibrations, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 24, pp. 1711-1726, 2010.

de Sebastian J., Díaz I.M., **Casado C.M.**, Vasallo A.,
Poncela A.V., Lorenzana

***Environmental and crowd influence on the
dynamic behaviour of an in-service footbridge.***

Footbridge 2011, 4th International Conference
(IABSE), (6 - 8 julio 2011). Wroclaw (Poland)

ENVIRONMENTAL AND CROWD INFLUENCE ON THE DYNAMIC BEHAVIOUR OF AN IN-SERVICE FOOTBRIDGE

Jesús de SEBASTIÁN
 MSc Engineer
 CARTIF Centro Tecnológico
 Valladolid, Spain
jesseb@cartif.es

Iván M. DÍAZ
 Lecturer
 Universidad Castilla-La Mancha.
 Ciudad Real, Spain
ivan.munoz@uclm.es

Carlos M. CASADO
 MSc Engineer
 CARTIF Centro Tecnológico
 Valladolid, Spain
carcas@cartif.es

Ali VASALLO
 PhD Engineer
 CARTIF Centro Tecnológico
 Valladolid, Spain
alivas@cartif.es

Alfonso V. PONCELA
 Senior Lecturer
 ITAP, Universidad de Valladolid
 Valladolid, Spain
poncela@eis.uva.es

Antolín LORENZANA
 Senior Lecturer
 ITAP, Universidad de Valladolid
 Valladolid, Spain
ali@eis.uva.es

Summary

The noticeable vibrations under human-induced loads present on the Science Museum Footbridge, Valladolid, have motivated to carry out the dynamic assessment of this structure with the purposes of: (i) identifying experimentally its dynamic properties and (ii) designing optimally vibration control systems.

Operational modal analyses (OMAs) have been performed under different environmental and loading conditions to estimate the modal parameters of the footbridge. It is well known that temperature variations affect not only to the structural stiffness, but also the boundary conditions, possibly leading to significant changes on the dynamic properties. OMAs were carried out in day and night hours with a temperature change of approximately 20 °C. It is also well known that lower natural frequencies of slender bridges are significantly affected by wind speed. Additionally, the structural damping is very sensitive to wind speed changes. Thus, OMAs were undertaken under different wind speeds: no wind (0-1 m/s) and light wind (5-10 m/s). Finally, the influence of crowds on the modal properties has been studied using different groups of people walking freely on the footbridge.

The dynamic property variations under temperature, wind and crowds have been reported in this work. This study is a valuable previous stage for the design of a vibration control strategies and also for the prediction of structural damages in the future.

Keywords: modal analysis; modal variability; human-induced vibration; wind-induced vibration; temperature effect.

1. Introduction

Experimental and operational modal analysis techniques have been widely used in the last years to assess the dynamic response of footbridges [1]. These techniques are used to estimate the modal parameters (natural frequencies, modal shapes, modal damping) of structures with the aim of performing serviceability and damage detection studies, checking the design modal parameters or designing vibration absorber devices.

In general, the estimated values of the modal parameters are not only fixed by structural and material characteristics of the structures, but also by other effects like the environmental and operating condition ones that should be accounted for. This is the case of damage detection studies ([2], [3]) where discriminating the changes of modal parameters due to environmental effects like temperature and humidity from those caused by structural damage are indispensable. Furthermore, the variation ranges of the structure modal parameters like frequencies and modal damping should be identified in order to design more robust vibration absorber devices [4].

In footbridges, temperature, wind and crowd loads are the environmental and operating condition effects to be considered. The effects of temperature variability on the measured dynamic response of structures have been

Operation, Maintenance and Revitalization of Footbridges

addressed in several studies [5]. Wood [6] reported that the changes on bridge responses were closely related to the structural temperature based on the vibration testing of five bridges in the UK. Temperature variation changes the structural stiffness and might alter the boundary conditions of the system [7]. Also, the wind-induced vibration plays an important role for bridges and footbridges. Fujino et al. [8] observed that the dynamic behaviour of cable-stayed or suspension bridges is amplitude-dependent. For instance, the fundamental frequency of a suspension bridge was reduced as the wind speed increased. On the other hand, the modal damping was increased when the wind velocity exceeded a certain level. This was also reported in the Humber bridge studies by Brownjohn et al. [9], in which damping in vertical and torsional modes was affected by aero-elastic effects. Finally, the human presence on the structure increases the dampening potential of the vibrating system and mitigates the vibration response of structures. Recent studies indicate that the damping of the structure-pedestrian system might be higher than the one of the empty structure [10].

The environmental and crowd influence on the dynamic behaviour of the Science Museum Footbridge of Valladolid is addressed in this paper. The noticeable vibrations under human-induced loads present on this lively footbridge have motivated to carry out the dynamic assessment of this structure with the purposes of identifying experimentally its dynamic properties and designing optimally vibration control systems.

In previous works ([11], [12]), operational modal analysis (OMA) of the footbridge were carried out to identify the modal parameters values of the structure and to design passive and active vibration control devices. In these works, variations on the identified values were noticed. With the aim of understanding the source of changes on these parameters, new OMAs were carried out under different environmental and loading conditions. Thus, modal analyses were undertaken in day and night hours with a temperature change of approximately 20 °C, and for different wind speeds: no wind (0-1 m/s) and light wind (5-10 m/s). Finally, OMAs are performed with different number of people walking freely on the bridge.

This paper continues with the description of the structure and the identification of its modal parameter. In Section 3, the environmental and crowd influence on the dynamic behaviour of the Science Museum Footbridge is presented. Finally, some conclusions are given in Section 4.

2. Structure Description

This section describes the structure and the identification of its modal parameters. This identification is based on the operational modal analysis (OMA) of the liveliest span. Also, the linearity of the footbridge is checked.

2.1 Description of the test structure

The structure under study, sited in Valladolid (Spain), is a footbridge that creates a pedestrian link over The Pisuerga River between the Science Museum and the city centre. This bridge, built in 2004, is a 234 m truss structure composed of four spans: three made of tubular steel bars and one made of white concrete, all of them with a timber walkway.



Fig. 1 General view of the test structure

The three steel spans have hexagonal cross section. The main span (Span 3 in Figure 1), prestressed by an external post-tensioning tendons system, is 111 m, the second span (Span 2 from this point onwards) is 51 m and the other two spans are shorter and stiffer [13]. The external tendons system of Span 3 has both aesthetical (the original design by the architect José Rafael Moneo was based on the form of a fish basket) and structural reasons (the tendons connected by means of tubular ribs maintain the shape of the cables and make stiffer the pedestrian area [14]). Because of its slenderness, this footbridge, especially Span 2, represents a typical lightweight structure sensitive to dynamic excitations produced by pedestrians. Annoying levels of vibration are sometime perceived in Span 2 (Figure 2), particularly when runners cross the bridge. Therefore, it was decided to study the dynamic properties of this span.

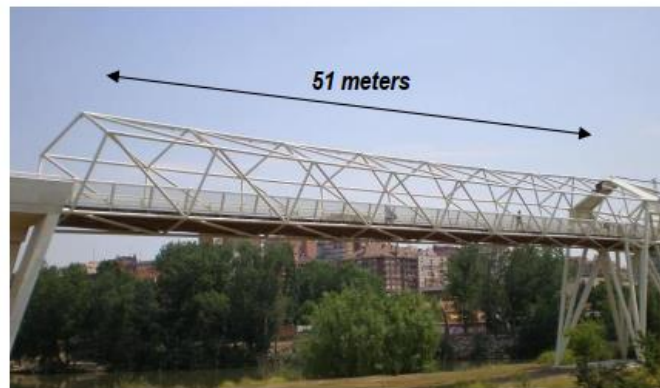


Fig. 2 View of Span 2

2.2 Operational Modal Analysis

The OMA of Span 2 was carried out in order to obtain the natural frequencies, damping ratios and modal shapes of the lower vibration modes.

The OMA was carried out with five roving and two reference accelerometers (MMF-KS48C-1000mV/g). Preliminary spectral analyses and time history recordings indicated that the vertical vibration was considerably higher than the horizontal one, thus, only vertical response measurements were performed. A measurement grid of 3 longitudinal lines with 9 equidistant test points was considered, resulting in 27 test points. Five setups with an acquisition time of 720 seconds and a sampling frequency of 100 Hz were recorded. Thus, it was expected to identify successfully vibration modes up to 30 Hz. The modal parameter estimation was carried out using the ARTeMIS suite of software [15]. In particular, frequency domain methods (Frequency domain decomposition-FDD, enhanced frequency domain decomposition-EFDD and curve-fit frequency domain decomposition-CFDD) were used. Table 1 shows the modal parameters estimated through the OMA for the three first vibration modes. Figure 3 shows the corresponding estimated modal shapes.

Table 1 Natural frequencies and damping ratios identified by the OMA.

		Mode 1	Mode 2	Mode 3
FDD	Frequency (Hz)	3.516	7.397	9.473
	Damping ratio (%)	-	-	-
EFDD	Frequency (Hz)	3.516	7.407	9.458
	Damping ratio (%)	0.409	0.348	0.360
CFDD	Frequency (Hz)	3.513	7.398	9.459
	Damping ratio (%)	0.432	0.368	0.300

Operation, Maintenance and Revitalization of Footbridges

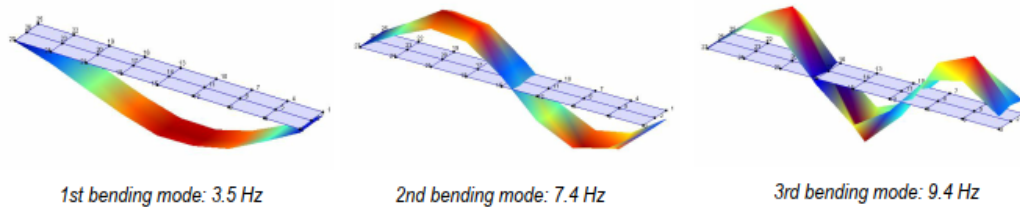


Fig. 3 Estimated modal shapes

2.3 Linear Behaviour of the Footbridge

Before studying the environmental and crowd influence on the dynamic behaviour of the structure, it is useful to study its behaviour under different levels of the acceleration response (linearity check). These properties (modal natural frequency and damping ratio) were estimated using Frequency Response Functions (FRFs) between the structure acceleration and the input force with different amplitudes. The force was generated by an APS Dynamics Model 400 electrodynamic shaker operated in inertial mode and the structure acceleration was measured by a piezoelectric accelerometer (as those used for the OMA) mounted by a magnet on the transversal steel beam sited at mid span under the timber desk. The force induced by the shaker was estimated by measuring the acceleration of the inertial mass and multiplying this by the magnitude of the inertial mass (30.4 kg). The tests were performed to identify the first mode of the structure, around 3.5 Hz, since it is the only one prone to be excited by human activities. A chirp signal with frequency content between 2.5 and 4.5 Hz and a burst of 95% was used to excite strongly the first vibration mode. A sampling frequency of 64 Hz with a FFT resolution of 0.0156 Hz and 4 averages were used. The data acquisition time was 64 s, with a total time of 256 s. The obtained results are shown in Figure 4.

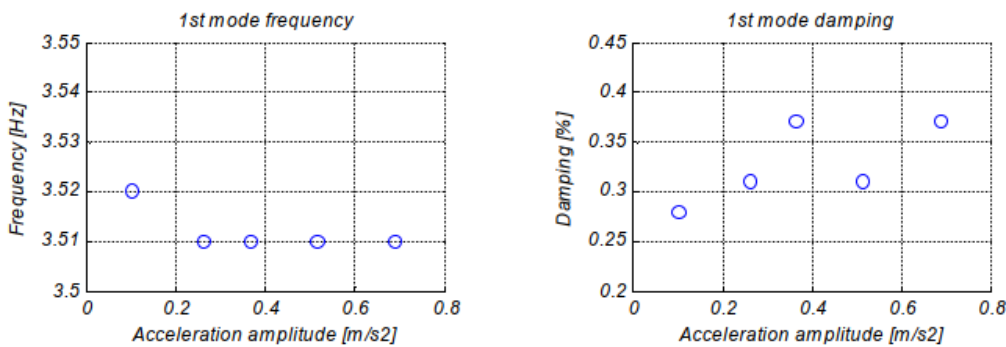


Fig. 4 1st mode frequency and damping ratio as a function of response amplitude

Figure 4 shows that the structure, within an acceleration amplitude range of 0-0.7 m/s², can be assumed as a linear structure since the frequency and damping do not change significantly. The maximum acceleration amplitude during the environmental and crowd tests was approximately 0.6 m/s² (15 pedestrians walking), so the dynamic behaviour of the structure was always into the linear range.

3. Environmental and Crowd Influence on the Dynamic Behaviour of Science Museum Footbridge

This section describes and shows the results of the tests done to determine the environmental (temperature and wind)

and crowd influence on the dynamic behaviour of Valladolid Science Museum Footbridge. The tests consisted in several OMAs with different ambient conditions. The OMAs were carried out using five fixed accelerometers. A measurement grid of a longitudinal line with 7 equidistant test points was considered. A setup with an acquisition time of 900 seconds and a sampling frequency of 100 Hz were recorded. Thus, it was expected to identify successfully the first three vibration modes. The modal parameter estimation was carried out using frequency domain methods implemented in ARTEMIS suite of software [15].

3.1 Temperature Influence on the Modal Parameters

OMAs were carried out with temperatures from 7°C to 27°C. There was nobody walking on the footbridge and the wind speed was always less than 1m/s during the tests, so changes on the modal parameters should be induced by temperature variations. The modal parameters (frequency and damping) of the first three modes of the footbridge with respect to temperature are shown in Figures 4, 5 and 6. The graphs show that natural frequency decreases lightly (0.2-0.7%) when temperature increases, so frequency can be considered non dependent on temperature (5-30°C). More tests in a wide range must be done in order to determine if any dependence appears. Nevertheless, the damping ratio does not have a clear behaviour with the temperature.

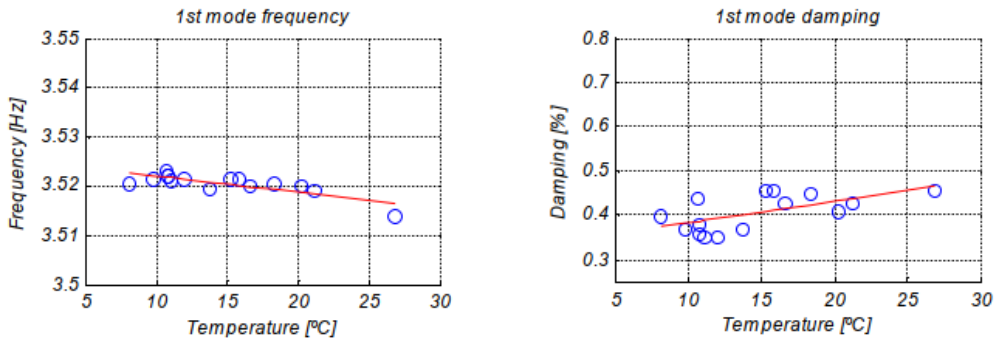


Fig. 4 Temperature influence on 1st mode frequency and damping

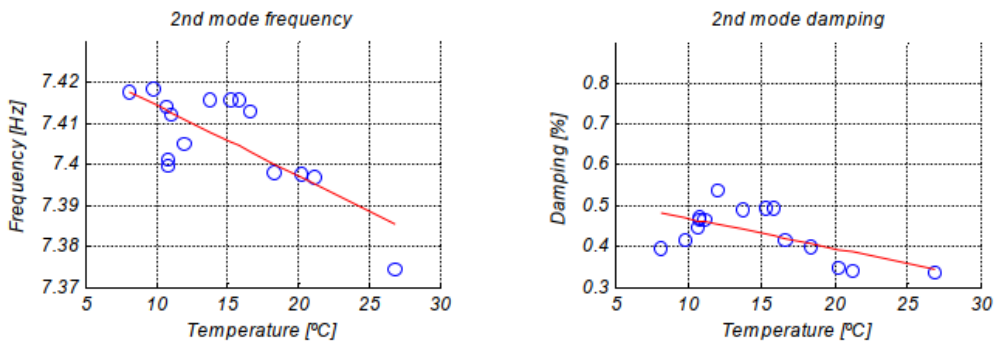


Fig. 5 Temperature influence on 2nd mode frequency and damping

Operation, Maintenance and Revitalization of Footbridges

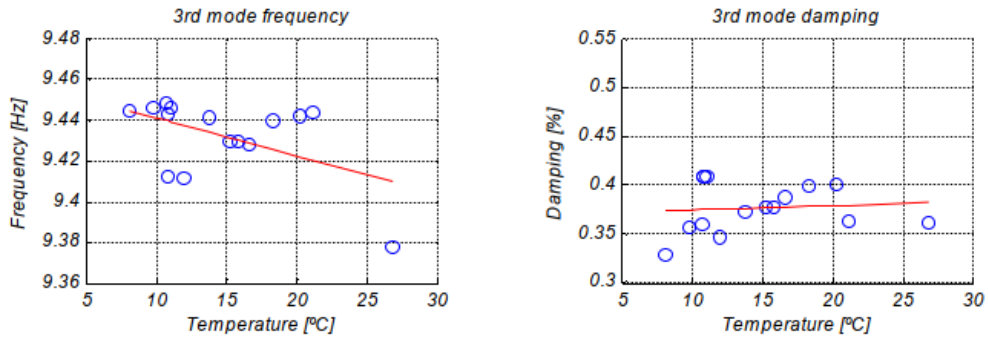


Fig. 6 Temperature influence on 3rd mode frequency and damping

3.2 Wind Influence on the Modal Parameters

Several OMA were done with different wind speeds (0-6m/s). The wind direction was perpendicular to the longitudinal axis of the footbridge in all tests. The footbridge was empty and the temperature was always between 4 and 7 °C, so changes on the modal parameters should be only due to wind speed variations. The modal parameters (frequency and damping) of the first three modes of the footbridge under different temperature values are shown in Figures 7, 8 and 9. The figures show a marginally decrements on the frequencies (0.3-0.8%) when velocity wind increases, so frequency can be considered non-dependent on wind velocity (up to 6 m/s). More tests with higher wind velocity values must be done to check if high wind velocity values affect the natural frequencies. The damping ratio increases appreciably with the velocity wind, obtaining an increase of 100%, so the wind velocity is a very important magnitude to consider on damping estimation when wind blows on a transverse direction.

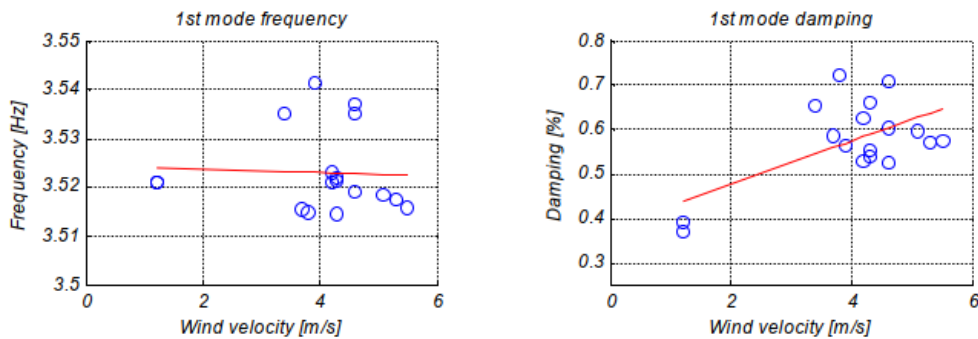


Fig. 7 Wind influence on 1st mode frequency and damping

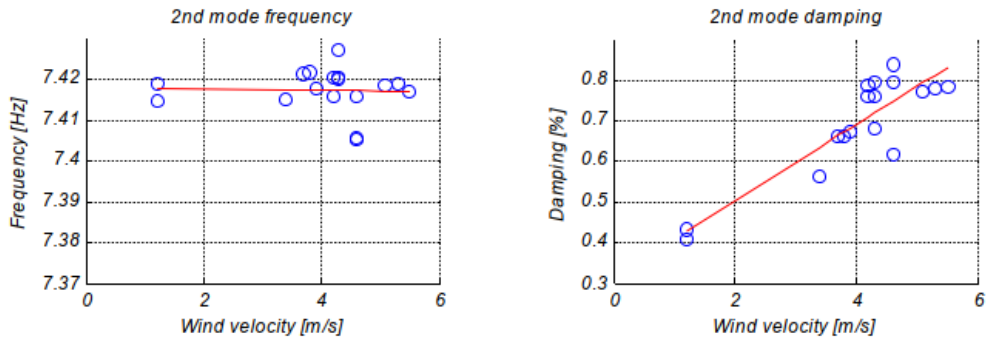


Fig. 8 Wind influence on 2nd mode frequency and damping

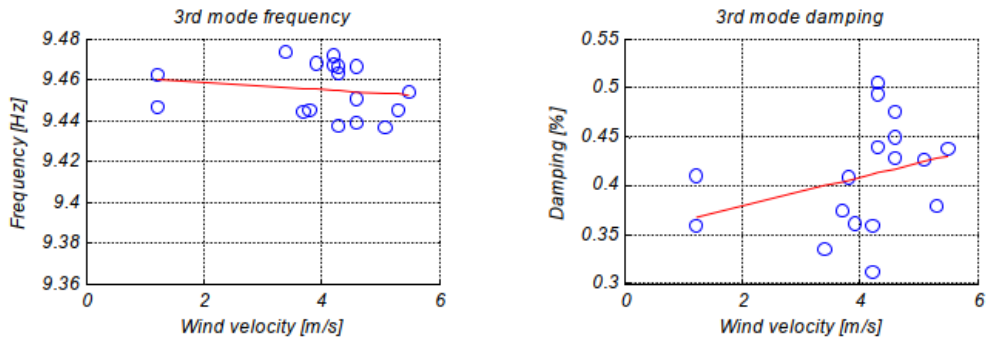


Fig. 9 Wind influence on 3rd mode frequency and damping

3.3 Crowd Influence on the Modal Parameters

OMAs were accomplished with different number of pedestrian walking on the footbridge (0-15). The environmental conditions were always: temperature between 4 and 7 °C and wind speed less than 1m/s, so changes on the modal parameters should be only due to crowd influence. The modal parameters (frequency and damping) of the first three modes of the footbridge under different temperature values are shown in Figures 10, 11 and 12. From these figures, it can be observed that frequency values decrease slightly (about 1%) when the pedestrian number increases, so frequency can be considered non-dependent on the number of pedestrians walking on the bridge when this number is less than 15. Further tests will be done with higher number of pedestrians to check the influence of big crowds on the frequency. Nevertheless, the damping ratio increases significantly as the number of pedestrians walking on the footbridge increases. Thus, the damping ratio changes from 0.4 to 2.2%, an increase of 500%. So, the number of pedestrians has been seemed to be a critical parameter to consider on modal parameters identification.

Operation, Maintenance and Revitalization of Footbridges

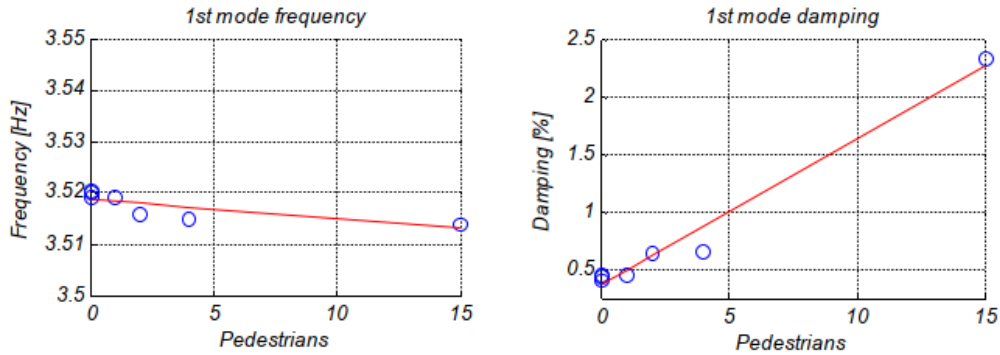


Fig. 10 Crowd influence on 1st mode frequency and damping

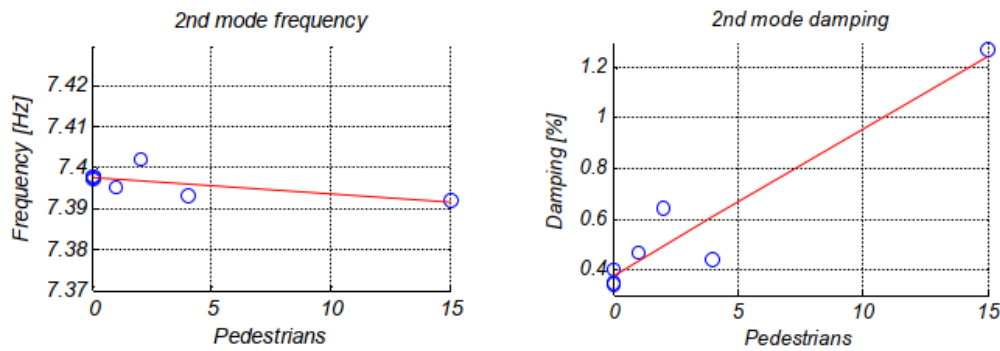


Fig. 11 Crowd influence on 2nd mode frequency and damping

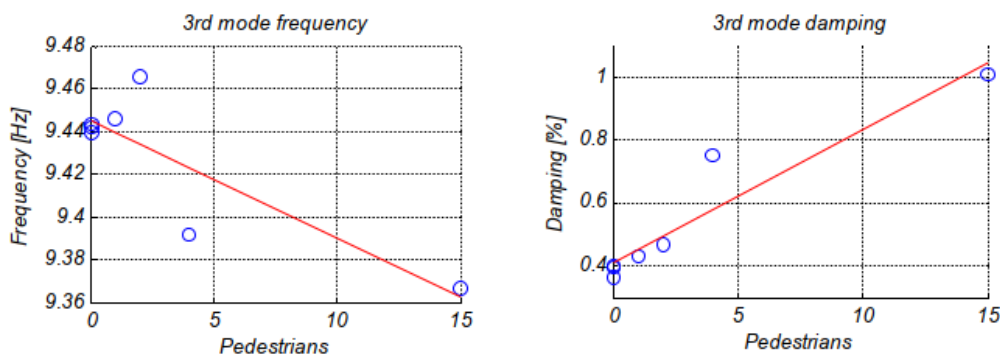


Fig. 12 Crowd influence on 3rd mode frequency and damping

4. Conclusions

This paper investigates the environmental and pedestrian influence on the dynamic behaviour of the Science Museum Footbridge of Valladolid (Spain). This work is presented as a previous stage of the design of vibration control strategies and structural health monitoring systems. Structures are subjected to environmental and operational conditions that might provoke mistuning of vibration control devices or might hide subtle modal parameters changes due to structural

damages. Thus, the effect of temperature, wind and pedestrians changes on the natural frequency and damping ratio of the first three structure vibration modes has been studied thoroughly. Temperature variability of 20 °C, wind variability from almost 0 km/h to 20 Km/h and a low pedestrian density of 0.1 Pedestrian/m² (15 pedestrian walking on the structure) have been considered. All of these loading conditions can be considered as serviceability conditions since there is a high likelihood of happening for all of them.

Under the aforementioned conditions, it has been reported that the natural frequencies are low-sensitive to changes and remain approximate constant, whereas damping ratios are very sensitive to wind and pedestrians changes. That is, the damping has increased up to four times. However, temperature variability has almost no influence on the dynamic behaviour of the bridge. It should be noted that linearity check has been carried out before studying ambient and operational influences. It can be thus stated that the dynamic changes obtained are not due to structural nonlinearities for the ranges of acceleration measured.

5. Acknowledgements

The authors would like to express their appreciation to Ayuntamiento de Valladolid and Science Museum personnel for their support.

6. References

- [1] ZIVANOVIC S., PAVIC A., REYNOLDS P., "Vibration serviceability of footbridges under human-induced excitation: a literature review", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 279, 2005, pp. 1-74.
- [2] ALAMPALLI S., "Effects of testing, analysis, damage and environment on modal parameters", *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 14, 2000, pp. 63-74.
- [3] PEETERS B., MAECK J., DE ROECK G., "Vibration-based damage detection in civil engineering: excitation sources and temperature effects", *Smart Materials and Structures*, Vol. 10, 2001, pp. 518-527.
- [4] WEBER F., FELTRIN G., HUTH O. "Guidelines for Structural Control", SAMCO final report, Dübendorf, 2006.
- [5] SOHN, H., "Effects of Environmental and Operational Variability on Structural Health Monitoring", *Philosophical Transactions of The Royal Society A*, Vol. 365, 2007, pp. 539-560.
- [6] WOOD, M. G., Damage analysis of bridge structures using Vibrational techniques, Ph.D. thesis, 1992, University of Aston, Birmingham, UK.
- [7] MOORTY, S., ROEDER, C. W., "Temperature-dependent bridge movements", *ASME Journal of Structural Engineering*, Vol.118, 1992, pp. 1090-1105.
- [8] FUJINO, Y., ABE, M., SHIBUYA, H., YANAGIHARA, M., SATO, M., "Monitoring of Hakucho suspension bridge using ambient vibration", *Proceedings of Workshop on Research and Monitoring of Long Span Bridges*. Hong Kong, pp. 142-149.
- [9] BROWNJOHN J., MAGALHANES F., CAETANO E., CUNHA A. AU I., LAM P., "Ambient vibration re-testing of the Humber bridge", 4th International Conference on Structural Health Monitoring on Intelligent Infrastructures, Zurich, Switzerland, 22-24 July, 2009.
- [10] ZIVANOVIC, S., DIAZ I. M., PAVIC A., "Influence of Walking and Standing Crowds on Structural Dynamic Properties", *Proceedings of the IMAC-XXVII. USA*, 2009.
- [11] CASADO CM., DE SEBASTIAN J., DIAZ IM., PONCELA A., "Vibration serviceability assessment and passive vibration control of a lively footbridge", 5th World Conference on Structural Control and Monitoring, Tokyo, Japan, July, 2010.
- [12] DIAZ IM., CASADO CM., DE SEBASTIAN J., "Active vibration control study of an in-service footbridge using an inertial proof-mass actuator", 5th World Conference on Structural Control and Monitoring, Tokyo, Japan, July, 2010.
- [13] GÓMEZ M., "A new and unusual cable-stayed footbridge at Valladolid (Spain)", *Steelbridge 2004: Symposium International sur les Ponts Métalliques*, Milau, France, 23-25 June, 2004.
- [14] MARTÍNEZ J., GÓMEZ M., "The versatility of Stay Bridges" *Solids and Structures*, Vol. 220, 2004, pp. 4-5.

Operation, Maintenance and Revitalization of Footbridges

[15] ARTEMIS. Structural Vibration Solutions. [www.svibs.com].

G. N. Marichal, A. Hernández, A. V. Poncela, J. de
Sebastián, **C. M Casado.**

***Control Inteligente de un amortiguador
magnetoreológico en la pasarela peatonal del
Museo de la Ciencia de Valladolid.***

Actas VIII Simposio CEA de Control Inteligente
(SCI 2012), 27 al 29 de junio de 2012, pp. 115-
120, Baiona (España)



VIII Simposio CEA de Control Inteligente, 27 al 29 de junio de 2012, Baiona (Pontevedra)



Control Inteligente de un amortiguador magnetoreológico en la pasarela peatonal del Museo de la Ciencia de Valladolid

G. N. Marichal^a, A. Hernández^a, A. V. Poncela^b, J. de Sebastián^c y C. M. Casado^c

^a Departamento de Ingeniería de Sistemas y Automática, Arquitectura y Tecnología de Computadoras, Universidad de La Laguna (email: nicomar@ull.es, angela@isaatc.ull.es)

^b Instituto de las Tecnologías Avanzadas de la Producción, ITAP, Universidad de Valladolid, Paseo del Cauce 59, 47011 Valladolid (email: poncela@eii.uva.es)

^c Fundación CARTIF, Parque Tecnológico de Boecillo, Parcela 205.47151 Boecillo-Valladolid (jesseb@cartif.es, carcas@cartif.es)

Resumen

En este artículo se muestra el proceso para la realización de un control inteligente basado en técnicas neuro-fuzzy sobre un amortiguador tipo magnetoreológico para la reducción de las vibraciones sufridas sobre la pasarela peatonal del Museo de la Ciencia de Valladolid. Este trabajo se ha llevado a cabo mediante herramientas de simulación que han permitido reproducir el comportamiento que sufren, tanto la pasarela como el amortiguador, cuando una persona cruza el puente. Una vez validado el modelo con datos experimentales obtenidos en la pasarela, se ha introducido en el modelo un sistema de control inteligente que actúa sobre el amortiguador proporcionándole los comandos adecuados para cada señal particular de vibración.

Palabras Clave:

Vibración, amortiguador magnetoreológico, control inteligente, pasarela peatonal, *neuro-fuzzy*.

1. Introducción

En la actualidad los materiales de construcción y los métodos de fabricación permiten que las estructuras de ingeniería civil, como son los edificios, torres o puentes, sean más delgadas y ligeras. Esta tendencia hace que estas estructuras sean más susceptibles de sufrir vibraciones indeseadas ante estímulos externos. Particularmente, las pasarelas peatonales se ven sometidas a excitaciones diariamente por lo que se pueden presentar cambios en sus condiciones dinámicas con frecuencia. Según (Zivanovic et al., 2005) las fuentes de vibraciones más problemáticas que actúan sobre una pasarela son las fuerzas generadas por los peatones que la cruzan, que pueden generar respuestas próximas a las frecuencias de resonancia.

Este comportamiento hace necesario el diseño de sistemas que puedan ser instalados en estructuras civiles con el fin de protegerlas de las fuentes externas perjudiciales, concretamente en este trabajo se tratará de reducir las vibraciones generadas por la acción de un peatón sobre la pasarela.

Este problema de reducción de vibraciones puede ser afrontado mediante diferentes técnicas según los estudios de (Jansen et al., 1999) y (Miller et al., 1988) El método más clásico es el uso de dispositivos de aislamiento pasivo, tradicionalmente formados por resortes y amortiguadores. Estos sistemas no necesitan fuentes de energía externas ni ordenadores para procesar las señales, sin embargo, una vez el sistema de reducción de vibraciones pasivo se instala, sus propiedades no pueden modificarse. Esto presenta una importante limitación, puesto que no permite realizar una adaptación de sus parámetros ante los

cambios de vibración. Las técnicas de control activo superan la mayoría de los inconvenientes de los métodos pasivos, y son muy valiosos principalmente por la capacidad de adaptación frente a las variaciones. Aunque por otro lado, tienen una fuerte limitación en la necesidad de una fuente de energía externa.

En la actualidad y desde los años 70 (Alanoly et al., 1987 y Wu et al., 1997) los métodos semi-activos se están empleando por su buena relación entre precio y funcionalidad. Estos sistemas incluyen un dispositivo de amortiguación variable, de manera que sus propiedades de amortiguamiento pueden ser modificadas en tiempo real para proporcionar una mayor reducción de las vibraciones sufridas por el puente.

En este trabajo se emplea concretamente un amortiguador magnetoreológico (MR) como sistema de aislamiento de las vibraciones que actúan sobre el puente. Estos dispositivos semi-activos consisten en un cilindro hidráulico que contiene fluido magnetoreológico, de manera que sus partículas se polarizan bajo la presencia de un campo magnético, ofreciendo una alta resistencia. De esta manera las características mecánicas de estos amortiguadores se pueden modificar controlando el campo magnético.

El presente trabajo se encuentra dividido en secciones. En la sección 2 se presenta el amortiguador MR y su modelado matemático mediante el modelo Bouc-Wen. La sección 3 muestra brevemente la pasarela peatonal en estudio. A continuación, en la sección 4 se desarrolla el modelo mecánico tanto de la pasarela peatonal como del amortiguador mediante la herramienta Simmechanics de Matlab. El control inteligente empleado se

introduce en la sección 5 para finalmente mostrar los resultados en la sección 6 y exponer las conclusiones en la sección 7.

2. Modelado No Lineal del Amortiguador Magnetoreológico

Existen varios modelos matemáticos para describir el comportamiento de los amortiguadores MR (Spencer et al., 1997). En este caso se puede reproducir mediante una combinación del modelo Bouc-Wen con un elemento amortiguador en paralelo (Yoshioka et al., 2002), tal y como muestra la Figura 1.

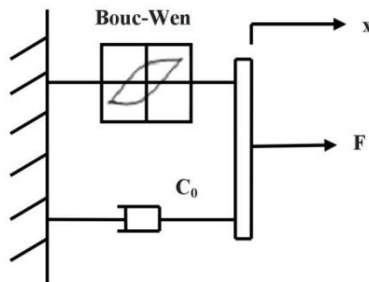


Figura 1: Modelo del amortiguador magnetoreológico.

La fuerza generada por el amortiguador MR se puede modelar mediante la siguiente ecuación:

$$F = C_0 \dot{x} + \alpha z \tag{1}$$

Donde la variable de histéresis z viene determinada por

$$\begin{aligned} \dot{z} &= -\gamma |\dot{x}| z |z|^{n-1} - \beta \dot{x} |z|^n + A \dot{x} \text{ o} \\ \dot{z} &= \{A - |z|^n [\gamma \operatorname{sgn}(\dot{x}z) + \beta]\} \dot{x} \end{aligned} \tag{2}$$

La variable α es un filtro pasa-baja de primer orden empleado para representar el desfase existente entre el control del voltaje v y la fuerza del amortiguador.

$$\alpha(\dot{t}) = -[\alpha(\dot{t}) - p_1 v(\dot{t}) - p_2] \eta \tag{3}$$

Los parámetros del modelo de este amortiguador MR (Ramallo et al., 2004) son $A=1$, $n=1$, $\beta=\gamma=58.662 \cdot 10^4 \text{ m}^{-2}$, $C_0=33.27 \text{ Ns/m}$, $\eta=2\pi 11 \text{ rad/s}$, $p_1=3111.7 \cdot 10^2 \text{ N/m/V}$ y $p_2=161.47 \cdot 10^2 \text{ N/m}$.

3. Descripción de la Pasarela Peatonal

La estructura estudiada, situada en Valladolid (España), es una pasarela peatonal sobre el río Pisuerga que une el Museo de la Ciencia con el centro de la ciudad. Este puente, construido en el año 2004, es una estructura de 234 metros compuesta de cuatro vanos: tres formados por barras metálicas tubulares y uno de hormigón, con tablero de madera.

Los tres vanos metálicos tienen sección hexagonal. El vano principal (Vano 3 en la figura 2) tiene 111 metros y está arriostrado por un sistema de tendones externos postensados, el segundo vano (Vano 2) tiene 51 metros y los otros dos vanos son más cortos y rígidos (Gómez, 2004). El sistema de tendones externo del vano 3 tiene una función tanto estética (el diseño original de los arquitectos Enrique de Teresa y José Rafael Moneo quería representar una cesta de peces) como estructural (los

tendones mantienen la forma de los cables y hacen más rígido el área peatonal (Martínez et al., 2004)).



Figura 2: Vista general de la estructura en estudio.

Esta pasarela, debido a su esbeltez, y el vano 2 especialmente, representa la típica estructura ligera sensible a excitaciones dinámicas producidas por humanos. Niveles de vibración molestos son percibidos en el vano 2 (Figura 3), particularmente cuando se cruza el puente corriendo. Por ello se decidió el estudio y modelado de este vano.



Figura 3: Vista del vano 2.

4. Modelado Mecánico

El modelado mecánico del conjunto formado por el vano 2 de la pasarela peatonal y el amortiguador MR se realiza en la plataforma proporcionada por Matlab de Simulink/Simmechanics. El patrón seguido a la hora de desarrollar el modelo se muestra en la Figura 4. Se trata de un controlador tipo amortiguador de masa sintonizada (TMD tuned mass damper) semi-activo. Estos sistemas tratan de reducir la respuesta dinámica de una estructura, representada por la masa M_1 y un resorte (K_1), cuando se le aplica una fuerza externa (F_p) mediante un cuerpo (M_2), un resorte K_2 y un amortiguador C , en este caso magnetoreológico.

Las ecuaciones que representan el comportamiento de un amortiguador MR presentadas en la sección 2 se modelan en Simulink, tal y como se muestra en la Figura 5, donde las entradas del sistema \dot{x} y v corresponden a la velocidad de desplazamiento que sufre la estructura y a la tensión que se suministra al MR, respectivamente.

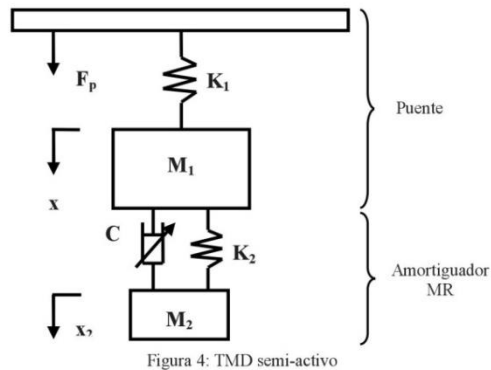


Figura 4: TMD semi-activo

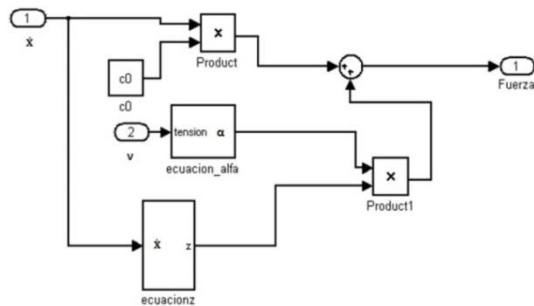


Figura 5: Modelado en Simulink del amortiguador magnetoreológico.

El bloque de Simulink que reproduce el comportamiento del amortiguador MR se une al resto de componentes que modelan el puente en Simmechanics para formar el dispositivo TMD semiactivo.

4.1. Validación del modelo

Llegados a este punto es necesario comprobar la respuesta del modelo construido con los valores experimentales obtenidos en la propia pasarela. Para esto se introduce en el sistema la fuerza generada por un peatón al transitar sobre el puente y se comparan los efectos que sufren tanto la pasarela como el amortiguador, en la simulación y la realidad.

Se ha realizado una prueba experimental en la que una persona cercana a los 100 Kg salta sobre el puente con una frecuencia de 3.5 Hz. Esto genera una fuerza de 670 N de desviación estándar, alcanzando picos de 2000 N. Esta fuerza a su vez genera sobre el puente una vibración aproximada de 1.6 mm y el MR oscila unos 16 mm entorno a su posición de equilibrio dejando la tensión de voltaje que actúa sobre él a 1.1V.

Conocidos estos datos, se introduce la señal real de la fuerza generada por el peatón en el entorno de simulación para comparar los resultados con los obtenidos en el experimento. Esto dio lugar a una vibración de 1.5 mm de desviación estándar sobre el puente y de 18.5 mm de desviación estándar sobre el amortiguador, dejando igualmente el voltaje a 1.1V. Estos resultados se asemejan mucho al comportamiento de la pasarela real, por lo que podemos concluir que el modelo TMD semi-activo desarrollado en la simulación se aproxima satisfactoriamente al modelo real.

5. Control Inteligente

El funcionamiento del dispositivo diseñado se basa en la adaptación del amortiguador MR ante las fuerzas perturbadoras que actúan sobre la estructura. Esto quiere decir que en función de cómo sea la señal que actúa sobre la pasarela, habrá que aplicar un voltaje diferente al MR para que se comporte de tal manera que aminore lo más posible el movimiento indeseado de la estructura. Este principio hace pensar en la idea de diseñar un sistema de control inteligente que relacione ambos conceptos. Puesto que el voltaje a introducir dependerá de la vibración que sufra la pasarela, parece razonable considerar la frecuencia y amplitud de esta señal como variables de entrada.

Antes de diseñar el algoritmo de control es necesario crear una tabla de referencia con los valores de de tensión para cada vibración de entrada, es decir, para cada combinación de frecuencia y amplitud. Puesto que se conoce el rango de fuerzas que podrían actuar sobre la pasarela, se pueden limitar los valores de frecuencia y amplitud que se van a utilizar. Teniendo en cuenta estas dependencias se lleva a cabo un proceso iterativo sobre el modelo TMD semi-activo, de manera que ante cada valor de frecuencia y amplitud de la señal de vibración que actúa sobre la pasarela, se modifica la tensión aplicada sobre el MR. Con el objetivo de decidir el valor más conveniente de tensión, se ha definido una función de criterio de manera que escoge el que hace mínimo el desplazamiento del puente en torno a su posición de equilibrio. Hay que puntualizar, que los posibles valores de voltaje a aplicar, están limitados a 2V por el modelo concreto del amortiguador.

Una vez construida la tabla de referencia con los mejores valores de tensión para cada tipo de fuerza que actúa sobre la pasarela, se procede a diseñar un sistema inteligente capaz de relacionar estos valores. En este trabajo se propone el uso de un sistema neuro-fuzzy tipo ANFIS (Adaptive Neuro-Fuzzy Inference Systems). Se trata de una técnica de Inteligencia Artificial basada en el entrenamiento. En este tipo de métodos, conocido un conjunto de datos de entrada y sus correspondientes salidas, se interpretan los nuevos valores del vector de entrada, y basándose en un conjunto de reglas, se asigna un valor al vector de salida. En este caso, el vector de entrada está formado por la frecuencia y la amplitud de la señal perturbadora [f A], y la salida es el valor de tensión adecuado [v], a aplicar sobre el amortiguador. La estructura del sistema ANFIS empleado se muestra en la Figura 6. Se trata de un sistema de cinco capas, estando la 1 y la 4 formadas por nodos adaptativos, esto quiere decir que, los parámetros asociados a estas capas pueden cambiar durante la fase de entrenamiento.

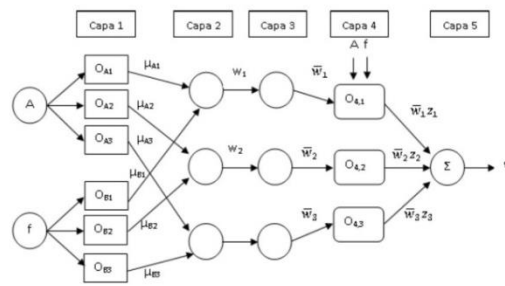


Figura 6: Arquitectura del sistema ANFIS utilizado.

La primera capa determina el grado de pertenencia del conjunto difuso a través de la función de pertenencia, en este caso las dos entradas emplean la función de pertenencia de tipo campana generalizada, determinada por tres parámetros conocidos como premisas. Así el sistema está asociado a tres reglas difusas si-entonces, expresadas en las ecuaciones (4), (5) y (6) siendo p_i , q_i y r_i parámetros consecuentes.

$$\text{Si } A \text{ es } \mu_{A1} \text{ y } f \text{ es } \mu_{B1} \text{ entonces } z_1 = p_1A + q_1f + r_1 \quad (4)$$

$$\text{Si } A \text{ es } \mu_{A2} \text{ y } f \text{ es } \mu_{B2} \text{ entonces } z_2 = p_2A + q_2f + r_2 \quad (5)$$

$$\text{Si } A \text{ es } \mu_{A3} \text{ y } f \text{ es } \mu_{B3} \text{ entonces } z_3 = p_3A + q_3f + r_3 \quad (6)$$

Esta capa convierte el número de entrada en un valor de pertenencia del intervalo [0 1]. De modo que la salida de cada nodo de esta capa se define mediante:

$$O_{A,i} = \mu_{A_i}(A) \quad (7)$$

$$O_{B,i} = \mu_{B_i}(f) \quad i=1,\dots,3 \quad (8)$$

En la segunda capa se aplica el operador difuso para obtener un valor representativo del antecedente de cada regla. El resultado de la ecuación (9) representa el peso de cada regla.

$$w_i = \mu_{A_i}(A)\mu_{B_i}(f) \quad i = 1, \dots, 3 \quad (9)$$

En la tercera capa, al número dado por el antecedente, se le aplica el método de implicación, obteniendo un conjunto difuso representado por una función de pertenencia cuyo peso está acotado entre [0 1].

$$\bar{w}_i = \frac{w_i}{\sum_{i=1}^n w_i} \quad i = 1, \dots, 3 \quad (10)$$

La cuarta capa combina los conjuntos difusos representativos de cada regla obteniendo un único conjunto.

$$O_{4,i} = \bar{w}_i z_i = \bar{w}_i(p_iA + q_i f + r_i) \quad i = 1, \dots, 3 \quad (11)$$

Finalmente en la quinta capa se obtiene la salida del sistema, en este caso el valor de tensión, mediante la siguiente fórmula:

$$v = \frac{\sum_{i=1}^N \bar{w}_i z_i}{\sum_{i=1}^N \bar{w}_i} \quad i=1,\dots,3 \quad (12)$$

Tras la elección del método, el sistema se entrena empleando el 85% de los datos de la tabla de referencia. El 15% restante se reserva para evaluar la capacidad de generalización del sistema ANFIS. Los datos de entrada del entrenamiento se agrupan mediante un vector formado por el valor de frecuencia y amplitud de la fuerza que actúa sobre la pasarela con el correspondiente valor de salida deseada, que en este caso es el valor de tensión a aplicar sobre el MR que hace mínima la vibración sobre el puente.

Una vez que el sistema se ha entrenado y se ha comprobado su generalización, se incorpora al entorno de simulación mediante un bloque. Este bloque necesita la amplitud y la frecuencia de la fuerza aplicada como entradas. Para obtener estos valores se introducen dos bloques entre la señal de entrada y el bloque

ANFIS, uno para cada entrada requerida. El bloque que obtiene la amplitud se encarga de proporcionar el máximo de la señal cada 0.5 segundos. En el caso de la frecuencia, se calcula mediante la transformada rápida de Fourier (FFT Fast Fourier Transform). En la Figura 7 se muestra el modelo en Simmechanics del conjunto formado por el puente y amortiguador MR, al que se le ha incorporado el sistema ANFIS entrenado junto con el bloque que obtiene la amplitud y el bloque FFT para el cálculo de la frecuencia. Tal y como se indicó anteriormente el modelo de MR empleado únicamente admite voltajes de hasta 2 V, por lo que se ha puesto un limitador entre el bloque ANFIS y el amortiguador de manera que no proporcione valores superiores.

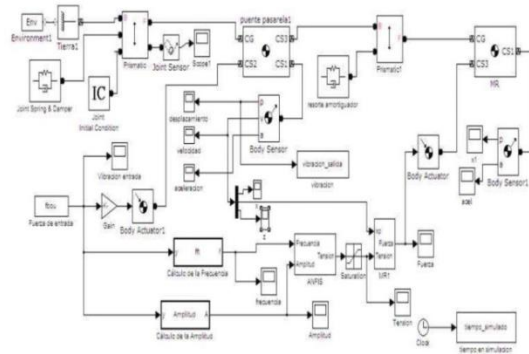


Figura 7: Esquema del modelo TMD semi-activo simulado con el sistema de control inteligente.

6. Resultados

Una vez que se han integrado en el entorno de simulación los elementos del control inteligente con el modelo del puente y el amortiguador, se introduce la fuerza perturbadora que actúa sobre el puente. Este bloque puede verse a la izquierda de la Figura 7 denominado “Fuerza de entrada”. Se realizaron varias pruebas con fuerzas mono-frecuenciales con el fin de comprobar que tanto el bloque de FFT, el de obtención de la amplitud y el bloque ANFIS responden correctamente.

Una vez que se ha comprobado que la simulación con el control inteligente funciona adecuadamente, se procede a analizar el comportamiento del sistema ante señales con cierta composición espectral.

El siguiente paso es ejecutar la simulación con la fuerza real generada por un peatón al saltar sobre el puente. La figura 8 muestra esta entrada al sistema que tiene una amplitud de 848N de desviación estándar con picos de 1800N.

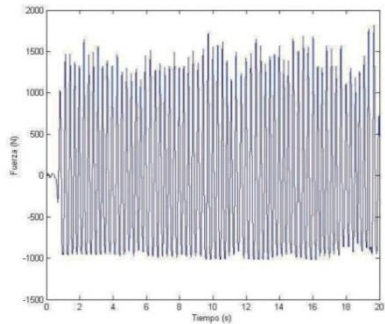


Figura 8: Fuerza que genera un peatón saltando.

Esta fuerza genera una perturbación sobre el puente que será reducida por el amortiguador magnetoreológico. A su vez el amortiguador se adaptará ante los cambios en la señal de entrada cada 0.5s mediante la variación de su tensión gracias al sistema adaptativo ANFIS que analiza la frecuencia y amplitud de la señal. Las Figuras 9 y 10 muestran los cambios detectados en frecuencia y amplitud, respectivamente, que actúan sobre el ANFIS proporcionando la tensión necesaria en cada situación, tal y como se observa en la Figura 11.

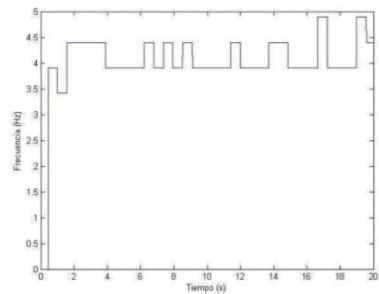


Figura 9: Variación en frecuencia de la señal perturbadora de entrada.

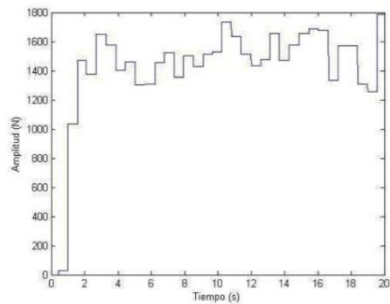


Figura 10: Variación de la amplitud de la fuerza de entrada.

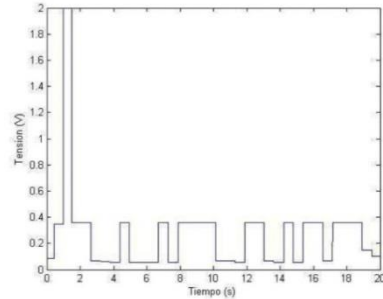


Figura 11: Variación de la tensión calculada por el ANFIS.

Para comprobar la eficacia del método se muestra el movimiento que sufre el puente empleando el sistema ANFIS como controlador inteligente que proporciona la tensión adecuada cada 0.5s, comparado con el que sufre si se emplea un amortiguador magnetoreológico tradicional con un voltaje fijo.

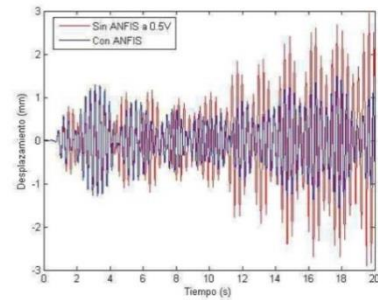


Figura 12: Comparación de la respuesta del puente usando el ANFIS propuesto y el método tradicional de tensión constante.

Esta comparación se muestra en la Figura 12. Se puede comprobar que el método de control inteligente propuesto, representado en azul, hace que el puente vibre menos que si se emplea un MR con voltaje fijo. Aunque entre los 2 y 4 segundos muestra un comportamiento similar, se observa una mejora sustancial del método a medida que el tiempo avanza, alcanzando a partir de los 12 segundos una reducción de la vibración muy importante pasando de cerca de 3mm a 1mm. En cuanto al voltaje fijado, se ha utilizado el valor de 0.5V para poder hacer una comparación honesta entre ambos métodos puesto que la mayoría de los valores escogidos por el ANFIS son cercanos a ese valor, tal y como se observa en la Figura 11.

Con el fin de poner a prueba el sistema de control inteligente se somete el conjunto a otra fuerza externa real generada por un peatón. En este caso la señal tiene una amplitud de 891N de desviación estándar con picos de 1980N como aparece en la Figura 13.

G. N. Marichal et al. / VIII Simposio CEA de Control Inteligente, 27 al 29 de junio de 2012, Baiona (Pontevedra)

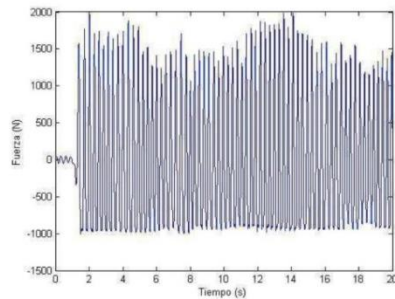


Figura 13: Nueva señal real de entrada.

Nuevamente se muestra la vibración que sufre el puente ante esta señal tanto bajo el método propuesto como con el MR a voltaje fijo.

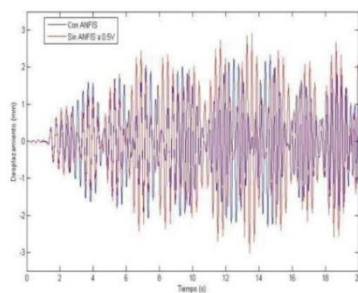


Figura 14: Respuesta de la pasarela ante la nueva perturbación usando el método propuesto y el tradicional a tensión constante.

Ante esta nueva señal, el método tiene un comportamiento ligeramente peor antes de los 6s, pero a medida que transcurre el tiempo el puente vibra varias décimas de milímetros menos que bajo el método tradicional.

7. Conclusión

El modelo construido en Simulink/Simmechanics de la pasarela y del amortiguador magnetorreológico, basado en un TMD semi-activo tiene un comportamiento similar al real. Esto permite estudiar las respuestas de la pasarela ante nuevas fuerzas perturbadoras que actúan sobre él, sin necesidad de hacer pruebas reales. Además es posible modificar las condiciones del MR mediante la aplicación de distintos valores de tensión para detectar los más idóneos, es decir los que hacen que la vibración de la pasarela se reduzca.

Realizado este estudio, el sistema de control inteligente entrenado es capaz de proporcionar estos valores de manera automática durante el proceso. Los resultados presentados muestran que el control adaptativo basado en ANFIS que se

propone, hace que la estructura vibre menos que si se emplea un MR con tensión constante, aunque se emplee aquel valor que se considera el más cercano al adecuado.

Este trabajo tiene varias líneas de investigación que pueden seguir desarrollándose. Por un lado se podría mejorar el sistema de control mediante la ampliación de sus datos de entrenamiento, es decir, sometiendo a la pasarela a fuerzas de distintas magnitudes y frecuencias a las ya empleadas. Además se podrían analizar las señales que generarían varios peatones a la vez sobre la estructura. Otra línea de estudio sería la implementación de este sistema inteligente con el fin de instalarlo en la pasarela. Finalmente se podría extender este trabajo a otras estructuras, cambiando parámetros físicos y adaptando el amortiguador magnetorreológico para adecuarlo a nuevas pasarelas.

Agradecimientos

Este trabajo ha sido realizado gracias al proyecto DPI2010-20751-C02-02 del Ministerio de Educación, Cultura y Deporte del Gobierno de España y por la beca de la Agencia Canaria de Investigación, Innovación y Sociedad de la Información del Gobierno de Canarias, cofinanciado por el fondo Social Europeo.

Referencias

- Alanoly J., Sankar S., A new concept in semi-active vibration isolation, American Society of Mechanical Engineers, Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design 109 (1987) 242–247.
- Gómez M., A new and unusual cable-stayed footbridge at Valladolid (Spain), Steelbridge 2004: Symposium International sur les Ponts Métalliques, Milau, France, 23-25 June, 2004.
- Jansen L.M., Dyke S.J., Semi-active control strategies for MR dampers: a comparative study, American Society of Civil Engineers, Journal of Engineering Mechanics 126 (8) (1999) 795–803.
- Martínez J., Gómez M., The versatility of Stay Bridges” Solids and Structures, Vol. 220, 2004, pp. 4–5.
- Miller L.R., Tuning passive, semi-active, and fully active suspension systems, in: Proceeding of the 27th Conference on Decision and Control, Austin, TX, 1988.
- Ramallo J. C., Yoshioka y H., Spencer B. F. 2004. A two-step identification technique for semiactive control systems. Structural Control and Health Monitoring. 2004; 11:273–289 (DOI: 10.1002/stc.43)
- Spencer BF, Dyke SJ, Sain MK, Carlson JD. Phenomenological model of a magnetorheological damper. Journal ofEngineering Mechanics 1997; 123(3):230–238.
- Wu X., Griffin M.J., A semi-active control policy to reduce the occurrence and severity of end-stop impacts in a suspension seat with an electrorheological fluid damper, Journal of Sound and Vibration 203 (5) (1997) 781–793.
- Yoshioka H., Ramallo J. C., and Spencer B.F., 2002. “Smart” base isolation strategies employing magnetorheological dampers. Journal of Engineering Mechanics 10.1061/ (ASCE) 0733-9399(2002)128:5(540)
- Zivanovic S., Pavic A., Reynolds P. Vibration serviceability of footbridges under human-induced excitation: A literature review. Journal of sound and Vibration 2005; 279(1):1–74.

A. Lorenzana, A.V. Poncela, J. de Sebastián, N. Ibán, M.V. Istrate, A.Vasallo, J. Pereda, I. M. Díaz, **C.M. Casado**, J. Castaño.

One year of the structural health monitoring of Pedro Gómez Bosque footbridge.

Proceedings of the 6th World Conference on Structural Control and Monitoring.
pp. 344-353 (15-17 Julio 2014).
Barcelona (España)

One year of the structural health monitoring of *Pedro Gómez Bosque* footbridge

Antolín Lorenzana, Alfonso V. Poncela, Jesús Sebastián, Norberto Ibán, Melania V. Istrate, Ali Vasallo, José Pereda, Iván M. Díaz, Carlos M. Casado, Javier Castaño.

Abstract— *Pedro Gómez Bosque* footbridge is a slender and lightweight structure that creates a pedestrian link over the Pisuerga River, Valladolid city, Spain. This footbridge, built in 2011, is a singular stress ribbon structure with only one span of 85m consisting on a steel plate (3.6m width and 0.03m thick) and precast concrete slabs laying on it. Rubber pavement and a railing made of stainless steel and glass complete the footbridge. Because of the singularity of this footbridge, prone to oscillate, and the increasing interest in structural integrity and user's comfort and safety, a simple and affordable structural health monitoring system (18 triaxial accelerometers embedded in the handrail, and also wind and temperature sensor in a nearby tower) was installed in 2012 in order to continuously evaluate some serviceability parameters and to estimate the modal values of the structure. Also the system allows, using postprocessing techniques, find correlations between the mechanical response and environmental data and, in the long term, evaluate changes in the modal properties due to fatigue or abutment resettlements. After some verifications, the monitoring system is operative since December'12 and representative data is presented in the paper. The data includes some acceleration magnitudes (peak and weighted RMS and MTVV values, among other parameters established in ISO 2631) and also modal parameters (natural frequencies, modes and modal damping) and some dependencies with temperature and estimated pedestrian use. The variation of these parameters can be analysed over one year time.

I. INTRODUCTION

This work describes the development and installation of a remotely controlled continuous vibration monitoring system on a footbridge. Also some results after the first year of operation are presented. The singularity of the structure, its slenderness and the prescription of not affecting to its aesthetic in any way, together with economic restriction, leads to the decision of designing low-cost MEMS-based accelerometers embedded inside the handrail. The monitoring system was validated by comparing the data measured by the MEMS accelerometers with conventional piezoelectric accelerometers. These tests demonstrated that these sensors are a competitive alternative to traditional ones and that the system is ready to be used for the dynamic characterization of the structure and to integrate a continuous structural health assessment.

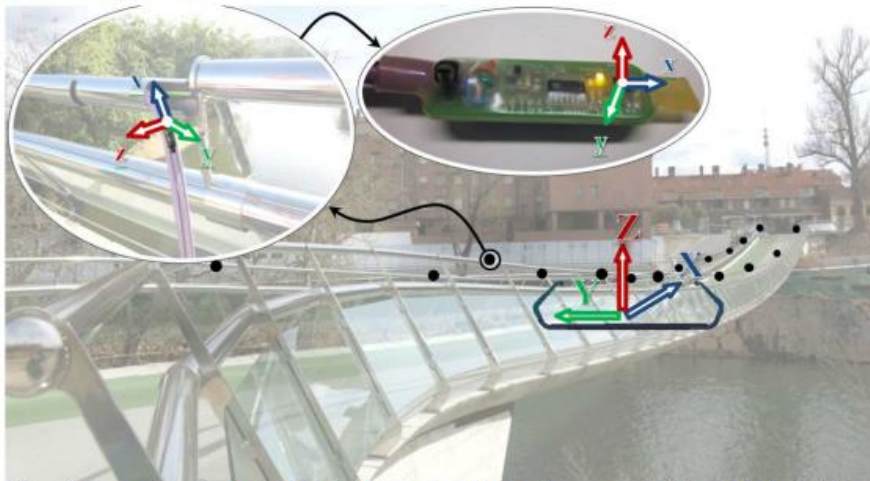


Figure 1: Cross-section with the global axis, local axis for the MEMS accelerometers and their location in the footbridge.

Antolín Lorenzana is with the ITAP, Universidad de Valladolid, Spain (corresponding author to provide phone: +34 983423529; e-mail: ali@eii.uva.es).

Alfonso V. Poncela is with the ITAP, Universidad de Valladolid, Spain (e-mails: poncela@eii.uva.es).

Jesús Sebastián is with Cartif Research Centre, Boecillo (Valladolid), Spain (e-mail: jesseb@cartif.es).

Norberto Ibán is with Cartif Research Centre, Boecillo (Valladolid), Spain (e-mail: noriba@cartif.es).

Ali Vasallo is with Cartif Research Centre, Boecillo (Valladolid), Spain (e-mail: alivas@cartif.es).

Melania V. Istrate is with Cartif Research Centre, Boecillo (Valladolid), Spain (e-mail: melist@cartif.es).

José Pereda is with Escuela de Ingenierías Industriales, Universidad de Valladolid, Spain (e-mail: pereda@eii.uva.es).

Iván M. Díaz is with the Department of Continuum Mechanics and Structures, ETSCCP, UPM, (Madrid) Spain (ivan.munoz@upm.es)

Carlos M. Casado is with Cartif Research Centre, Boecillo (Valladolid), Spain (e-mail: carcas@cartif.es).

Javier Castaño is with Cartif Research Centre, Boecillo (Valladolid), Spain (e-mail: javcas@cartif.es).

II. STRUCTURE DESCRIPTION

Pedro Gómez Bosque footbridge (see figure 1) mainly consists of a Corten steel sheet of 94 m long, 3.6 m width and only 30 mm thickness which is pre-tensioned and anchored to the two abutments, which are 85 apart and 2 meters not on a level. The complete steel sheet is manufactured welding together 8-meter long sheets. Precast concrete slabs of 5.2 m long, 0.75 m width and around 120 mm thickness lay on the steel sheet. These slabs do not have bearing mission, that is, the only structural element is the steel sheet. The structure is completed by rubber pavement and a stainless steel and glass railing. All these structural and functional parts suppose 23.6 KN/m. Initial pre-tension on the steel sheet was adjusted so that, at reference temperature 20°C displacement in the middle (sag) were limited to $L/50$ with means 1.7 m. Using indirect computations, an axial tension of 12.5 MN has been estimated so in normal conditions stresses in the steel are around 120MPa. Considering a service overload of 15.7KN/m and cold weather conditions, stresses could reach up to 192MPa.

A previous operational modal analysis was carried out using a portable system (consisting on piezoelectric accelerometer: MMF-KS48C, with 1000 mV/g sensitivity and low frequency ranges connected to a MGCplus HBM data logger through ICI modules). Natural frequencies and mode shapes were estimated using the FDD and SSI methods. Twenty vibration modes including vertical, lateral, torsional and coupled modes, between 0.8 and 10 Hz were estimated. These parameters were important to design the system monitoring and to choose the most appropriate sensor technical specifications and their location in the structure.

III. MONITORING SYSTEM

The monitoring system comprises 18 triaxial accelerometers, 9 at each side of the deck, a temperature sensor and an anemometer and vane. The accelerometers, embedded in the 60mm diameter CHS tube used as handrail, were positioned equidistant 10.625 m along the span (plotted with black points in figure 1).

A. Sensors

The vibration sensor chosen was the ADXL327 MEMS accelerometer developed by ANALOG DEVICES [13]. The ADXL327 is a very small, low power, 3-axis accelerometer with signal conditioned voltage outputs. It can measure the static acceleration of gravity in tilt-sensing applications as well as dynamic acceleration at high sampling speeds. This accelerometer has good characteristics (measurement range up to $\pm 2.5g$, sensitivity up to 500 mV/g, bandwidth up to 550Hz) but it not initially designed for long wire distances. To overcome this problem, MEMS device has been integrated in a circuit with other consumer electronic durables. First, a capacitor was placed in each axis in order to fix the measurement bandwidth to 100Hz. Then, as the accelerometer has to be supplied by 3.6 V to get its nominal sensitivity of 500 mV/g, the power supply used is in 12 V and a voltage regulator to 3.6 V were integrated in each board in order to avoid power losses by the long wires. As the impedance at each axis of the accelerometer output is high enough (32 k Ω) to cause noise problems by the long wires, an operational amplifier was added to reduce the impedance to 10 m Ω and reduce the noise to 25 $\mu g/\sqrt{Hz}$.

The circuit board (see central detail in figure 1) with all the components is small enough (17 x 50 mm) for installing requirements. One of the axis of the triaxial accelerometer (X) was placed along the longitudinal direction of the board and its long side was aligned with the set of wires. In this way, after introducing the set of wires along the handrail (see left detail in figure 1), it can be assumed that the x-axis for all the sensor remains in the vertical plane, although no guess can be made about the other two axis (y and z)

The temperature sensors used for the monitoring system was model T0110 transmitter (Comet) with range -30 to +80°C and accuracy $\pm 0.4^\circ C$. The wind sentry used was model 03002L (R. M. Young Company) with range 0 to 50 m/s and accuracy ± 0.5 m/s for the speed and range 360° and accuracy $\pm 5^\circ$ for the direction.

B. Lab validation

Two types of test were performed to validate the MEMS device. The first one consisted in amplitude calibration and in signal to-noise ratio evaluation. For that, the portable system (piezoelectric accelerometer used as a blank, under ideal conditions) was place together with the MEMS one connected to the longest wire (around 100m). Both of them were located in a vibrating beam (first mode at 2.27Hz, free damped response after an impulsive load, 0.18% damping). Results are show in figure 2. Note that regardless technical specifications and the electronic conditioning, for amplitudes below 0.02m/s² the noise is very evident and induce increments in the RMS values in more than 10%, so the use of the signal is limited.

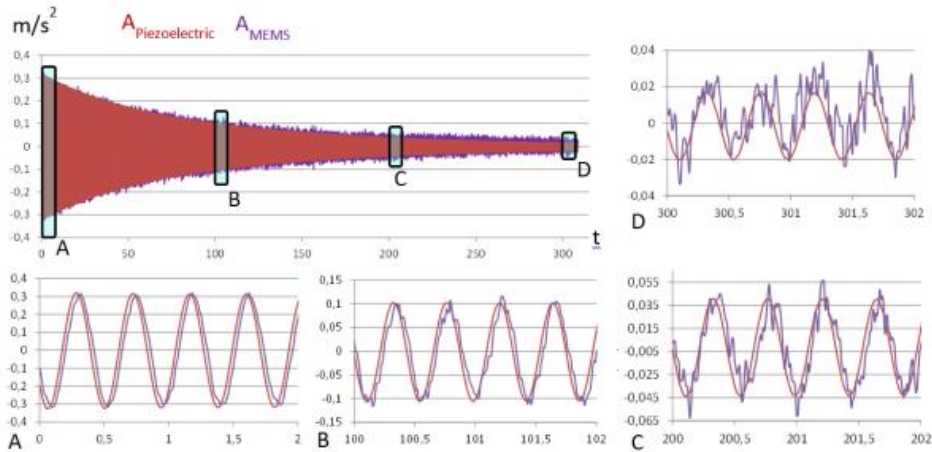


Figure 2. Piezoelectric vs. MEMS devices

The other validation consisted on check the angular matrix algorithm needed to change local x, y and z axis to the global reference X,Y,Z. For that, using the ability of MEMS accelerometers to measure from 0 Hz (static acceleration) and providing x_{local} axis was in the XZ global plane, the recorded acceleration vector (once averaged during 60 s, as footbridge is always in motion) and the gravity acceleration vector (0,0,-9.81) m/s^2 was used to find the Euler angles. As, for the installation procedure, no rotation is permitted in Z axis ($\gamma=0$), there is enough data to find the other two angles (α and β). Once all the angles are known, every recorded data is change from the local coordinates to the global ones and the gravity constant g is removed from the transformed Z records, so all the acceleration data moves around zero as usual. In this way, the transformed signal matches, in the 3 axis, with the one registered by 3 piezoelectric accelerometers mounted in trihedron disposition using the portable system. Figure 3 shows one example in which $\alpha = 258.3^\circ$ and $\beta = 10.7^\circ$. These angular values can change slightly with the temperature (note that the set of wires is free to move inside the handrail) and because of that it is recalculated from time to time.

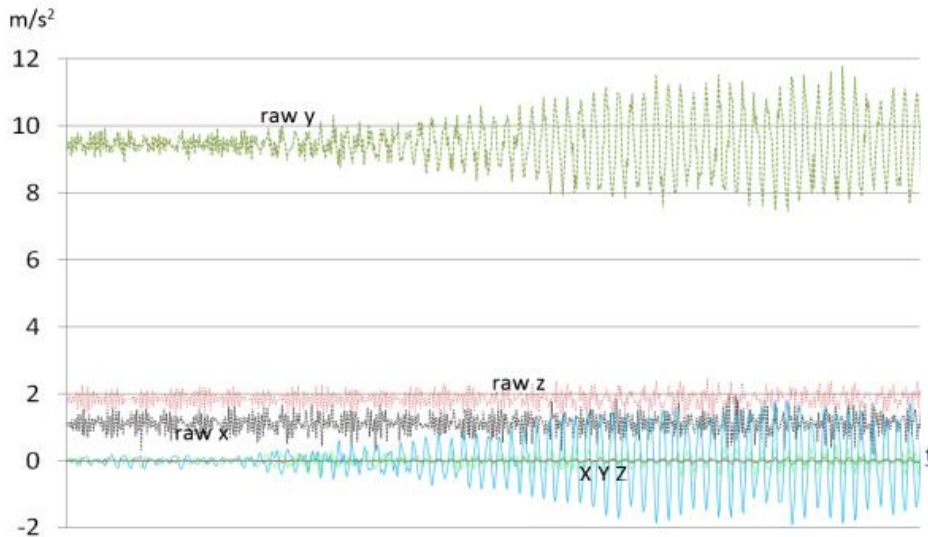


Figure 3. Local x, y and z accelerations and transformed ones (X, Y, Z).

C. Data logger

As said before, the monitoring system comprises 18 triaxial accelerometers, a temperature sensor and an anemometer and vane in such a way that 57 voltage channels for the measurement system were needed. The data logger chosen was a state-of-the-art CompactRIO 9076 (National Instruments) with two 32 channels analogic input modules NI 9205. This data logger with a rugged hardware chassis has a stand-alone embedded control useful for real-time acquisition. The real-time processor is of

400 MHz and Ethernet, USB and RS232 connections are available in this model. The modules have 32 single-ended analogic inputs with 16-bit resolution, 250 kS/s aggregate sampling rate and voltage range from ± 200 mV to ± 10 V.

The frequency sampling for each channel is set to 200 Hz, enough to identify the modal parameters of the structure and to avoid aliasing problems (significant vibration modes have natural frequencies smaller than 10 Hz). A file with the recorded data is created each hour in order to prevent measurement failures.

The two set of wires (one for each side) were long enough to reach the electrical cabinet sited near the footbridge where the data logger is installed. Figure 4 shows the data logger and the two set of wires, among other devices.



Figure 4. Data logger, router and other devices.

D. In situ validation

Once the monitoring system was installed and ready to record data, two additional checkings were addressed. First, it was checked that the accelerometers were positioned in the right place by lightly tapping on specific locations on the handrail, analysing the response of the nearby accelerometers and identifying the ones with more response, revealing their position. Then, experimental tests were carried out to check the performance of these new sensors. With groups of pedestrians walking over the deck, the structural response was registered with the portable system and also with the designed MEMS devices (Figure 5).



Figure 5. In situ validation comparing piezoelectric versus MEMS records.

The piezoelectric accelerometers were levelled to measure the structural acceleration in absolute axes. These values were compared with the acceleration in absolute axes registered with the MEMS accelerometers (once transformed to the global reference). Figure 6 shows the acceleration measured with both of them in the Z axis. The two recorded data are very similar in time and frequency domains. The only difference is that new frequencies appear (around 4.8, 9.5 Hz) in the MEMS recordings. Those frequencies were identified as local natural frequencies for the handrail where MEMS are embedded.

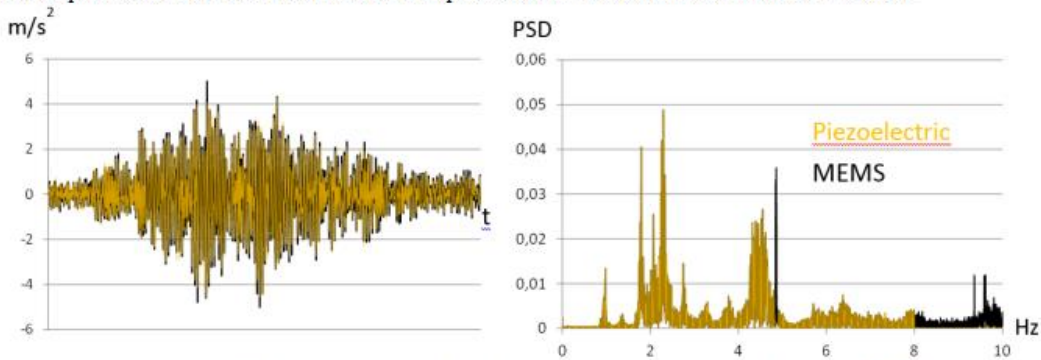


Figure 6. Footbridge response in real loading conditions (according to figure 5) registered with piezoelectric (yellow) and MEMS (black) accelerometers. Left: time domain. Right: frequency domain.

IV. MONITORING RESULTS

The operation of continuous dynamic monitoring systems leads to the accumulation of a huge amount of data that needs to be processed, analysed and interpreted precisely. Time vertical accelerations a_z , its weighted values a_{zw} (according to frequency weighting functions established in ISO 2631 for comfort criteria for standing pedestrian) and the weighted RMS trend (1 s) for three scenarios are presented in figure 7 during 75 s (averaged time that takes to cross the footbridge). Scenario a) is for no people crossing, b) is for a group of 10 pedestrians and c) is for vandalism bouncing. Mean weighted RMS values are 0.0265, 0.145 and 0.643 respectively.

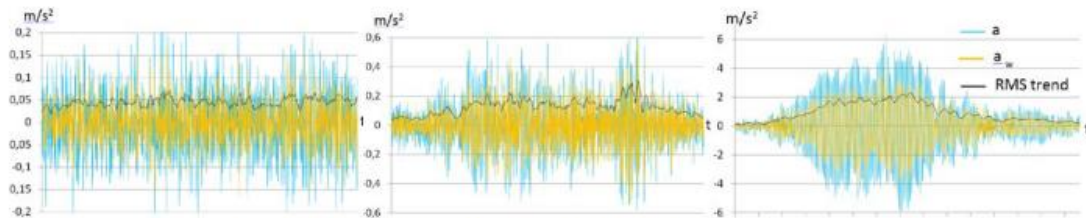


Figure 7. Vertical accelerations and the corresponding weighted accelerations a RMS trend.

Figure 8 shows, for former scenario b), the three components X, Y and Z for the acceleration. Mean RMS values are 0.0191, 0.0527 and 0.173 m/s^2 respectively.

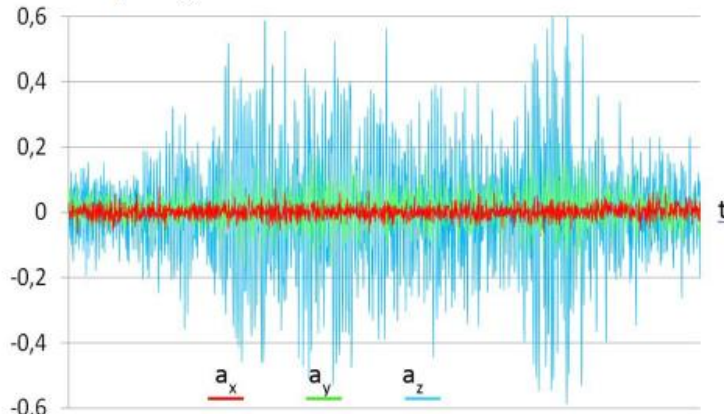


Figure 8. X, Y and Z components for scenario b) (10 grouped people walking)

V. POSTPROCESED DATA

In order to investigate the effect of pedestrians on the response of the lively stress-ribbon footbridge under normal operational conditions, hourly data is processed to get a representative parameter (peak, mean weighted RMS, MTVV, ...) for the whole hour. Figure 9 shows the contribution (in magnitude) of the vertical direction (Z) to the whole acceleration vector (X, Y and Z). These values depend on the position of the accelerometers (from A1 to A9, in the upstream railing), but for all of them is around 60%, both during daylight and at night hours. During daylight, considered from 8am to 5pm, average use of the footbridge is more than one pedestrian at a time, being $RMS_{zw}=0.125$. During the night (from 11pm to 6 am) the RMS_{zw} is only 0.063 m/s².

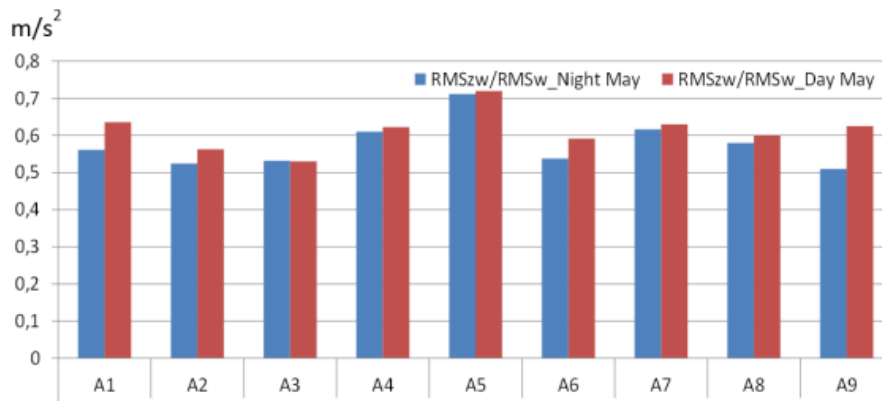
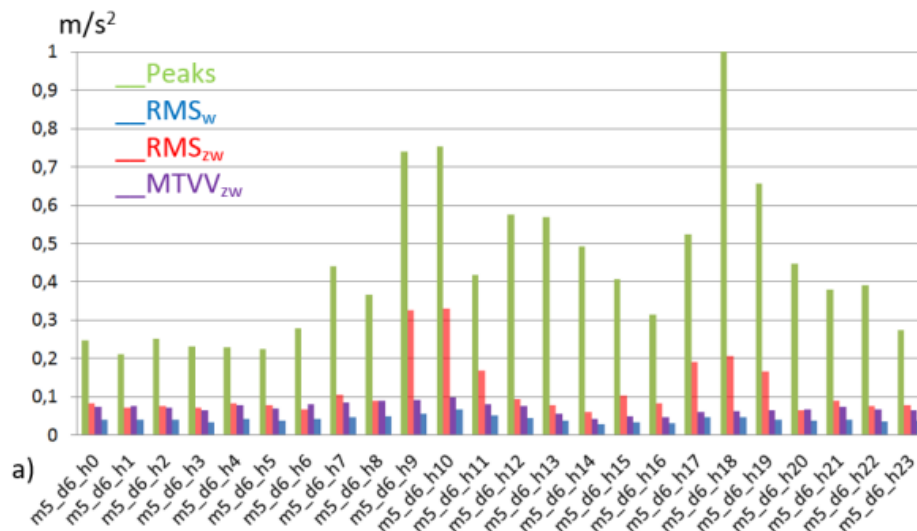


Figure 9. Contribution of az to the acceleration magnitude.

Figure 10 shows hourly parameters (peak, RMS_w for the 3 axis, RMS_{zw} and MTVV) for one selected day (6th May, fig.10a), month (May, fig.10b) and for the whole year (fig.10c). Some patterns can be observed (mainly day/night use, with maximum values around 9am and 6pm and minimum around 3am). Presented values are obtained averaging the parameters for the upstream accelerometers (from A1 to A9). Mean values through the year are 0.418 m/s² for peak acceleration, 0.0934 m/s² for RMS_w , 0.0532 m/s² for RMS_{zw} and 0.122 m/s² for MTVV.



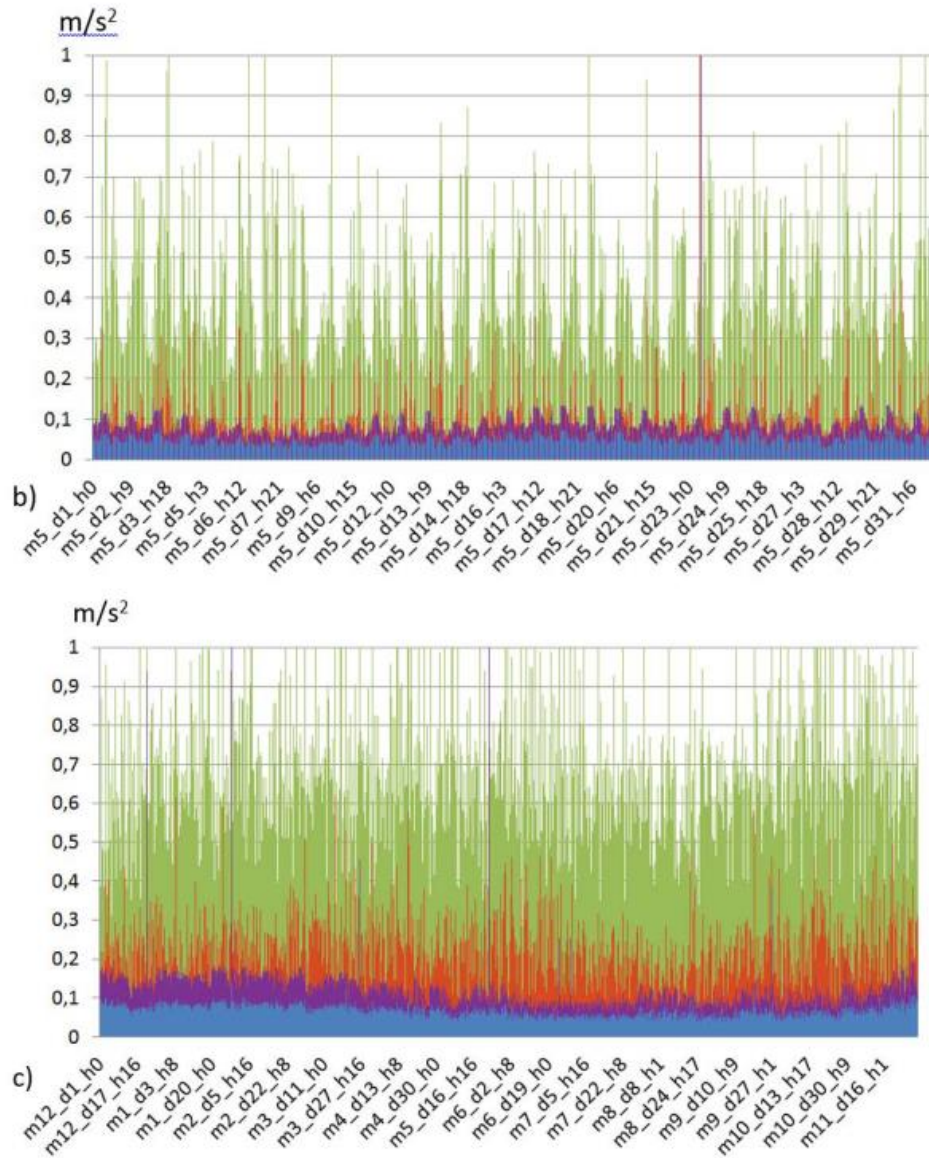


Figure 10- Hourly parameters for a day (a), a month (b) and for the whole year (c)

Counting how many RMS_w hourly data are inside certain ranges, is easy to determine the percentages shown in figure 11. ISO 2631, annex C.2.3 establishes comfort reactions to vibration environments for public transport according to the following ranges in terms of RMS_w : *Non uncomfortable* for less than $0.315m/s^2$, a *little uncomfortable* between 0.315 and $0.63m/s^2$, *fairly uncomfortable* between 0.5 and $1m/s^2$, *uncomfortable* between 0.8 and $1.6m/s^2$, *very uncomfortable* between 1.25 and $2.5m/s^2$ and *extremely uncomfortable* if greater than $2m/s^2$. As no hourly RMS_w were registered over $1m/s^2$, the three last ranges do not appear in case under study. Additionally, the first range was subdivided in two at $0.15m/s^2$, in order to get more detail information about comfortability. The resultant sub-ranges were classified as *almost imperceptible* up to $0.15m/s^2$ and *noticeable* between 0.15 and $0.315m/s^2$. Note that the footbridge over the months has good serviceability conditions, with most of the time in the *non uncomfortable* range.

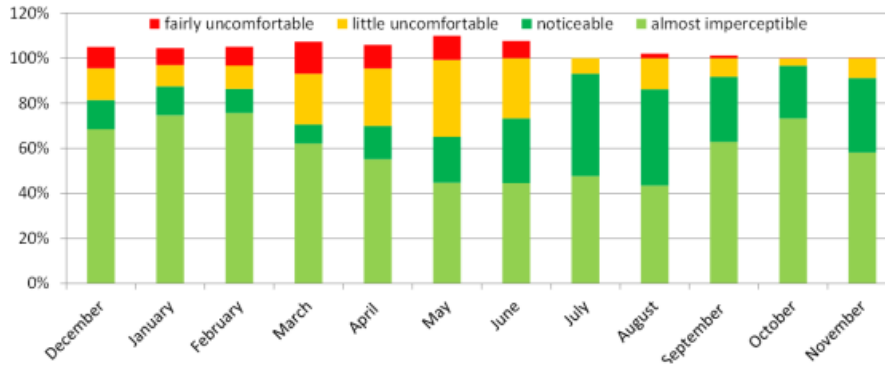


Figure 11. Comfortability according ISO 2631

ISO 2631 recommends the use of the RMS_w as serviceability parameter only if crest factors are below 6 (annex C.1.1.3) or 9 (part 6.2.2). Crest factor is the ratio between peak value and corresponding RMS_w during the same time of exposition (one hour has been taken). Figure 12 shows that only around 20% of the time the crest factor exceeds the threshold of 9. For these cases, ISO 2631 recommends the use of additional parameters like MTVV or VDV to check serviceability criteria, although no ranges are depicted. Note that hourly MTVV have been already presented in figure 10.

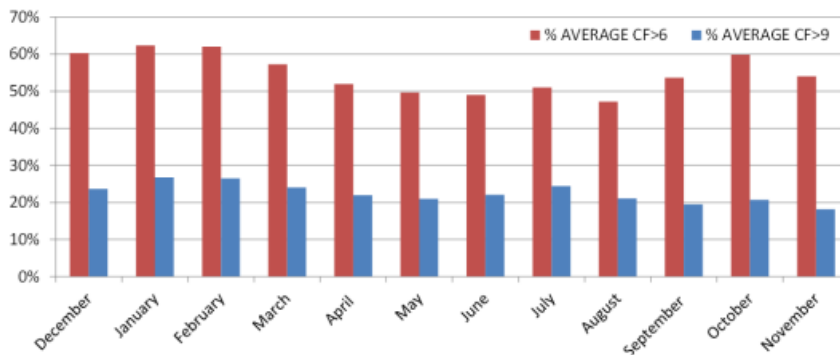


Figure 12. Crest Factor exceeding 6 or 9.

With the same objective of serviceability assessment, response factor is defined as RMS_w to base curve ratio defined in ISO 10137. The value of 0.005 m/s^2 is the reference (base curve) for vertical movements. Figure 13 shows the percentages for R factor exceeding 30 and 50, computed in hourly RMS_w basis. The values of 30 and 50 are usually considered as reference limits for comfortability. Again the low percentages obtained reveal the footbridge is adequate to the pedestrian use regardless its slenderness.

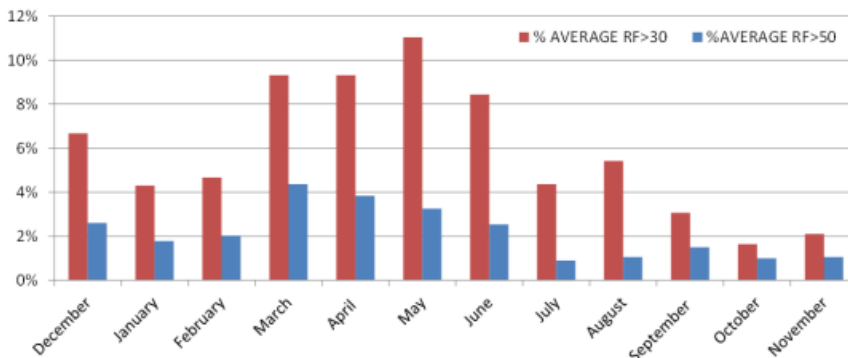


Figure 13. Response Factor exceeding 30 or 50

VI. MODAL CHARACTERIZATION

Besides the evaluation of the response as presented in the previous sections, one of the main interest in the monitoring system is the modal characterization at different conditions (temperature, pedestrian use, etc.). For that, several operational modal analysis were performed using different identification techniques. Figure 14 shows modal identification diagram for order 50 and figure 15 presents the first 7 modes obtained for very low occupancy and no wind loading but for different temperatures. Presented values were obtained from more than 50 estimations based on hourly records. Linear regression for all cases was used, with $R^2 > 0.96$. Handrails are around 4 m apart, although for graphic reasons in figure 15 the distance taken has been 10 m.

For the modes, the notation used is BZ_i for bending modes in the vertical XZ plane, BY_i for bending modes in the horizontal XY plane and TX_i for torsional modes around X axis. i the number of antinodes of the corresponding mode. It is interesting to note that the frequency for the BZ₁ mode is higher than the one for BZ₂.

Generally, for these types of non linear structures, the frequency decreases when the temperature increases, but not a similar trend is evidenced for all the modes as seen in table 2. Surprisingly, frequency for BZ₁ mode increases with the temperature.

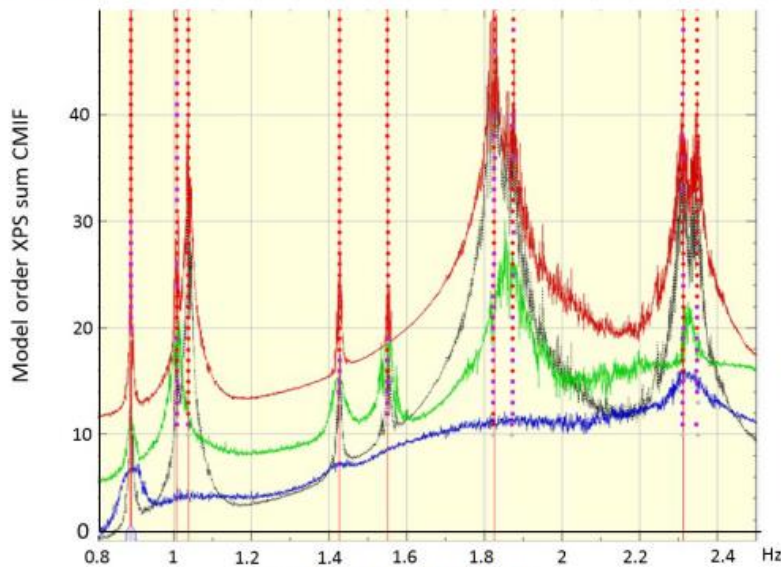


Figure 14. Modal identification diagram

TABLE 2. EXPERIMENTAL VALUES OF DAMPING AND FREQUENCY FOR THE SEVEN FIRST MODES AND THEIR CHANGE WITH THE TEMPERATURE

	Damping%	Frequency (Hz)			average	Frequency change (%)	
		5°C	20°C	35°C		%(5°C)	%(35°C)
BZ ₂	0,18	0,895	0,868	0,840	0,868	3,1%	-3,2%
BZ ₁	0,18	0,980	1,020	1,050	1,017	-3,9%	2,9%
BY ₁ +TX ₁	0,2	1,005	1,050	1,096	1,050	-4,3%	4,4%
BZ ₃	0,23	1,436	1,410	1,390	1,412	1,8%	-1,4%
BY ₂ +TX ₂	0,33	1,540	1,530	1,520	1,530	0,7%	-0,7%
BZ ₄	0,14	1,840	1,780	1,730	1,783	3,4%	-2,8%
BY ₃ +TX ₃	0,13	2,310	2,230	2,150	2,230	3,6%	-3,6%

VII. CONCLUSIONS

This paper has presented the development and installation of a remotely control continuous vibration monitoring system on a stress-ribbon footbridge. The monitoring system is based on the use of new low-cost MEMS acceleration sensors. The monitoring system was validated by comparing the response measured by the MEMS devices with conventional piezoelectric accelerometers mounted in a portable system. These tests demonstrated that these sensors are a competitive alternative to traditional ones (and much cheaper).

Preliminary postprocessing and serviceability analysis has been presented together with modal identification for the first seven modes and their dependence on the temperature. The next objective is to implement an automated operational modal analysis in order to analyse the changes on the modal properties along the time. The influence of environmental factors (including wind) and pedestrian traffic density will be analysed in order to remove these effects from the modal properties. Thus, such modal properties may be used for structural damage detection.

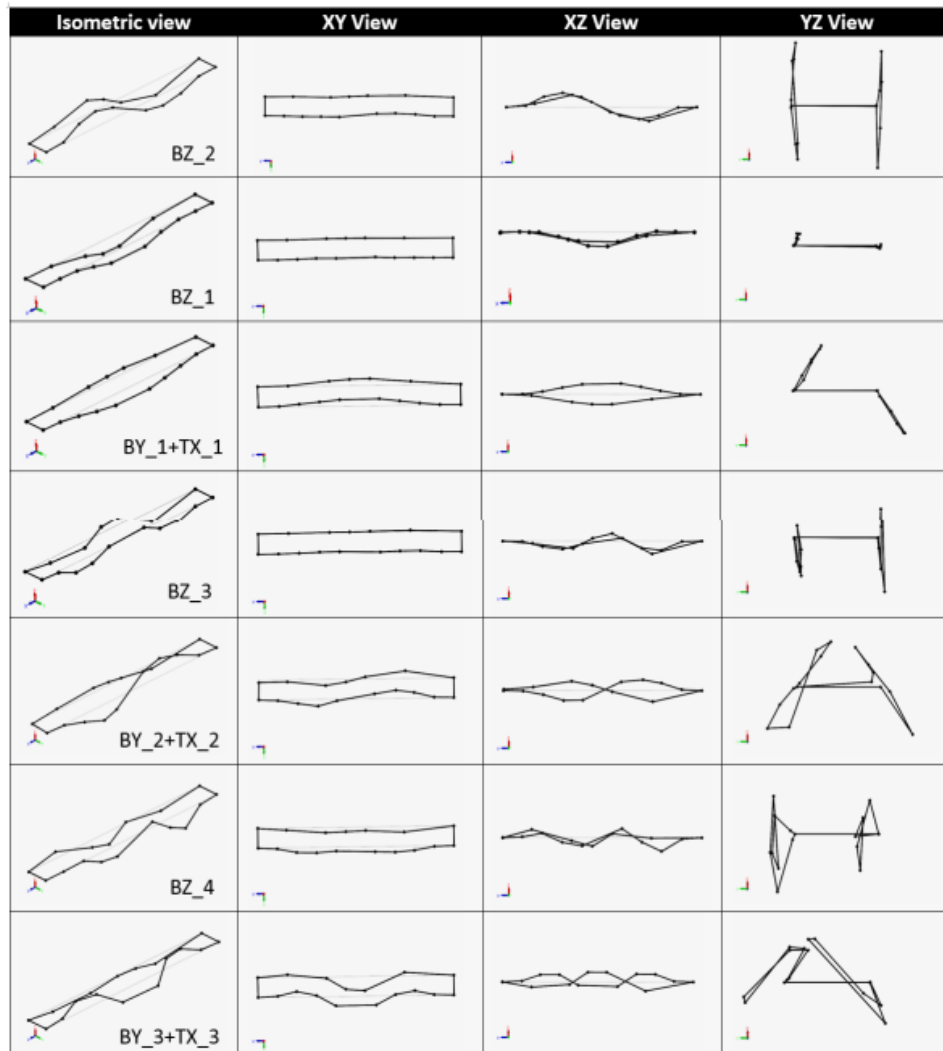


Figure 15. First seven vertical, transversal and torsional modes

ACKNOWLEDGMENT

This work has been partially funded by the Spanish Government Research Program with the Grant BIA2011-28493.

REFERENCES

- [1] H. C. Gomez, P. J. Fanning, M. Q. Feng, S. Lee. Testing and long-term monitoring of a curved concrete box girder bridge. *Engineering Structures*, 33, 2861-2869, 2011.
- [2] W.H. Hu, E. Caetano, and A. Cunha, "Structural health monitoring of a stress-ribbon footbridge," *Eng. Struct.*, vol. 47, pp. 578-593, 2012.
- [3] P. Moser, B. Moaveni. Design and Deployment of a Continuous Monitoring System for the Dowling Hall Footbridge. *Experimental Techniques*, 37, 15-26, 2013.
- [4] J.P. Ou, H. Li, Y. Yu. Development and performance of wireless sensor network for structural health monitoring. *Proceedings of SPIE 11th Annual International Symposium on Smart Structures and Materials*, 5391, 765-773, 2004.
- [5] J. de Sebastián, A. Escudero, R. Arnaz, I.M. Diaz, A. Poncela, and A. Lorenzana, "A low-cost vibration monitoring system for a stress-ribbon footbridge," in 6th ECCOMAS Conference on Smart Structures and Materials, 2013.
- [6] M. Shinozuka, M. Q. Feng, P. Chou, Y. Chen, C. Park. MEMS-based wireless real-time health monitoring of bridges. 3rd International Conference on Earthquake Engineering, 2004.
- [7] B. F. Jr. Spencer, M. E. Ruiz-Sandoval, N. Kurata, Smart sensing technology: opportunities and challenges, *Structural Control and Health Monitoring*, 11, 349-368, 2004.

Magdaleno A., Cara J., Pérez E., **Casado CM**,
Lorenzana A.

***Different criteria for tuning TMDs:
Performance considering frequency and time
simulation***

Proceedings of 4th International Conference on
Mechanical Model in Structural Engineering
(CMMOST 2017), 29 noviembre al 1 de diciembre
de 2017, pp. 493-506, Madrid (España)

Different criteria for tuning TMDs: performance considering frequency and time simulations

Magdaleno, Álvaro¹; Cara, Javier²; Pérez, Elena³; Casado, Carlos⁴; Lorenzana, Antolín³

ABSTRACT

Structures subjected to non-deterministic excitations can undergo relevant stresses and accelerations that can compromise some limit state criteria. This can happen, for example, in lightweight footbridges under pedestrian crossing or in skyscrapers withstanding typhoon winds or earthquake tremors. Passive, semi-active and active vibration control devices have been proposed as solutions to reduce the level of vibration. This study is focused on two Tuned Mass Dampers (TMD) installed on a two degree of freedom building model subjected to a deterministic seismic load (El Centro earthquake). Their tuning parameters are obtained through the minimization of some scalar values (called "indicators") calculated from the time domain response of the ensemble as well as from its frequency response functions. The genetic algorithm of Matlab is used for solving the optimization problems and both frequency and time domain approaches are compared in order to draw some conclusions about the performance of each indicator.

Keywords: Tuned Mass Damper, seismic excitation, shear building model, optimization

1. INTRODUCTION

During the last years, the structural and construction industries have undergone a huge improvement of their techniques, which has led to build lighter and more slender structures. Therefore, their response in terms of displacements and accelerations became significant when dynamic loads (wind, earthquake or human-induced forces) are applied to them. Many solutions have already been sought to deal with this problem including active and semi-active control and passive devices. In this work, only the passive approach with the Tuned Mass Damper (TMD) is taken into consideration for reducing the level of vibration induced by a seismic excitation applied on the basement of a two-storey building model.

TMDs were born during the 1920s in the naval engineering domain and where presented by Hermann Frahm as a solution to reduce the lateral movements of big ships [5]. Since then, their interaction with the structures to which they are attached has been under study with the aim of improving their efficiency and design. One of the most important and known works about it is the one written by J.P. Den Hartog in 1928 which established the basics of the theory of TMDs [3]. He performed a deep research about the Frequency Response Function (FRF) of a single degree of freedom (SDOF)

¹ ITAP. Universidad de Valladolid (SPAIN). alvaro.magdaleno@uva.es (Corresponding author)

² ETSII. Universidad Politécnica de Madrid (SPAIN). fjcara@etsii.upm.es

³ ITAP. Universidad de Valladolid (SPAIN). elena@eii.uva.es; ali@eii.uva.es

⁴ Centro Tecnológico CARTIF. Boecillo, Valladolid (SPAIN). carcas@cartif.es

Different criteria for tuning TMDs: performance considering frequency and time simulations
 Fourth International Conference on Mechanical Models in Structural Engineering
 Madrid (Spain). 29 nov-01 dec 2017.

undamped model subjected to variety of loads in order to show the influence of the addition of a passive mitigation device on them. With his approach, G.B. Warburton [6] obtained, during the 1980s, a set of closed-form formulae to estimate the properties of a single TMD attached to a SDOF system which minimize some representative value of a FRF.

Since then, and following the research line opened by Den Hartog and Warburton, more complex structural models have been studied to optimize the properties of one or multiple TMDs, but almost always considering only the frequency response of the system [7][8][9]. The time domain responses have had a negligible impact on the further works. The aim of this paper is to show two simple time domain indicators used to obtain the optimal parameters of a set of TMDs and compare their performance with the traditional frequency approach. Those indicators are the maximum of the acceleration responses $\ddot{x}(t)$ and the area under their curve. Both are obtained by calculating the response of the model subjected to the El Centro (1940) earthquake accelerogram (Figure 1).

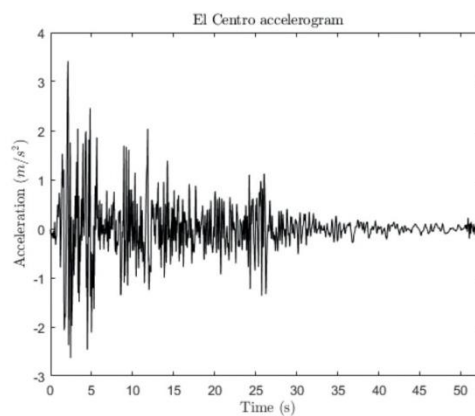


Figure 1: El Centro accelerogram.

Yet another two time-based indicators will be calculated with the purpose of comparing the solutions: the total amount of energy dissipated by the TMDs and the Maximum Transient Vibration Value (MTVV) of the acceleration response of the model. Both will be defined in following sections together with the criteria to decide whether a solution is better than another.

2. MODELLING AND IDENTIFICATION

2.1. Building identification and mathematical modelling

To perform some tests, a model representing a scaled two-story building prototype has been manufactured (Figure 2, right). It is fully modular, being possible to join any number of units to form a N degrees of freedom model. In this case, only two modules are joint together: one of 0.5 m and the other 0.75 m height, making a 1.25 m height model. For the sake of obtaining its physical and modal properties it is placed on a seismic table. The motion mechanism of the table is declutch so the test is performed by applying an impact in the base (measured input acceleration) and recording the

response of every floor (output accelerations). By correlating both output signals to the input one the FRFs of the system can be directly computed to update a mathematical model.

The physical properties of the model are obtained by performing a curve fitting between the experimental FRFs and the analytical ones. The latter ones are obtained through a state-space description of the system, which is schematically represented in Figure 2, left. It can be easily described by a matrix approach, with the mass (M), stiffness (K) and damping matrix (C) shown in Equations 1 and 2. Here, m_1 and m_2 are the floor masses and k_1 and k_2 are the stiffness constants of the columns under each floor. Using the mass and stiffness matrix, the eigen problem $(-\omega_i^2 M + K)\phi_i = 0$ can be computed to calculate the natural frequencies (ω_i) and mode shapes (ϕ_i), the latter ones put together columnwise in the V matrix. Finally, in this work, and without loss of generality, damping is defined through the modal damping ratios (ξ_i). \tilde{C} is the modal damping matrix, a diagonal matrix whose elements are equal to $2\xi_i\omega_i$. Equation 2 provides the way to obtain the damping matrix C from the modal one making use of the modal matrix V .

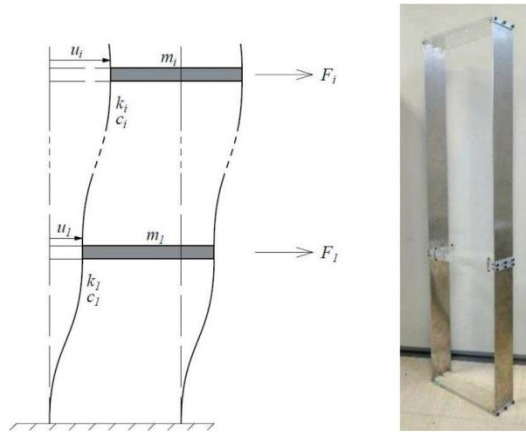


Figure 2: Scale structure: left, the 2-floor schematic model; right, actual 2-floor building.

$$M = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \quad K = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$C = V^{-T} \tilde{C} V^{-1} \quad (2)$$

The equations of motion of the system can be easily written with the matrices described above as shown in Equation 3, where q is the degrees of freedom column vector: $q = [u_1, u_2]^T$. Here, the seismic excitation is already considered through the mass matrix (M), the vector r which distributes the excitation through every degree of freedom of the model (a ones column vector in this case) and the ground acceleration a_b .

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq = -Mr a_b \quad (3)$$

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu \\ y = Cx + Du \end{cases} \quad (4)$$

$$A = \begin{bmatrix} \emptyset_{2 \times 2} & I_2 \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix} \quad B = \begin{bmatrix} \emptyset_{2 \times 1} \\ r \end{bmatrix} \quad C = [-M^{-1}K \quad -M^{-1}C] \quad D = \emptyset_{2 \times 1}$$

Different criteria for tuning TMDs: performance considering frequency and time simulations
 Fourth International Conference on Mechanical Models in Structural Engineering
 Madrid (Spain). 29 nov-01 dec 2017.

As stated before, a state-space description is sought to calculate the FRFs of the system and to perform the time simulations. The state-space model is shown in Equation 4, where A is the state matrix, B is the input matrix, C is the output matrix and D is the feedforward matrix, all calculated from the physical matrices M, C and K . For doing so, the state vector x is designed containing both the displacements and velocities of the system: $x = [q, \dot{q}]^T$. The input vector u is the ground acceleration ($u = a_b$) and the output vector is the acceleration of each floor ($y = \ddot{q}$), so the correlations between output and input of this model are the correlations between the measured accelerations. Finally, $\emptyset_{m \times p}$ is a $m \times p$ zeros matrix and I_m is the m -dimensional identity matrix.

This approach has been programmed in the Matlab programming environment making use of its native modelling functions: $ss()$ for creating the model, $tf()$ to calculate its transfer functions (FRFs) and $lsim()$ to perform the time simulations. To obtain the physical properties of the real model, a curve fitting must be carried out. In this way, the squared errors between analytical and experimental FRFs are minimized to get its six unknown properties: $m_1, m_2, k_1, k_2, \xi_1$ and ξ_2 . To help to obtain a good solution as fast as possible, all parameters are constrained so as the masses are only positive and less or equal to 5 kg, stiffness constants are comprised between 100 and 6000 N/m and damping ratios can take values between 0.01 and 5 %. The properties of the identified model are shown in Table 1 and the curve fitting is shown in Figure 3.

Table 1: Properties of the identified model

$M_1 = 2.17 \text{ kg}$	$K_1 = 1210 \text{ N/m}$	$\xi_1 = 0.41 \%$
$M_2 = 1.76 \text{ kg}$	$K_2 = 341.4 \text{ N/m}$	$\xi_2 = 0.11 \%$

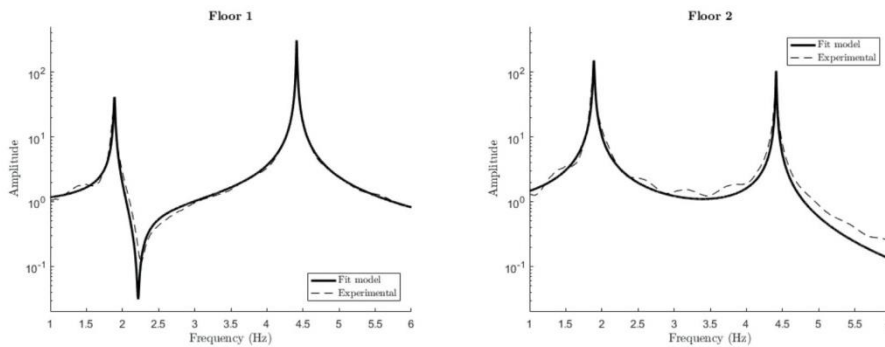


Figure 3: Result of the curve fitting of the experimental FRF

Finally, solving the eigen problem presented above, these physical properties lead to the natural frequencies $f_1 = 1.89 \text{ Hz}$ and $f_2 = 4.41 \text{ Hz}$ ($\omega_1 = 11.88 \text{ rad/s}$ and $\omega_2 = 27.71 \text{ rad/s}$) and the mass normalized natural mode shapes shown in Figure 4, where the maximum of the first mode corresponds to the second floor (as expected) and the maximum of the second mode corresponds to the first floor.

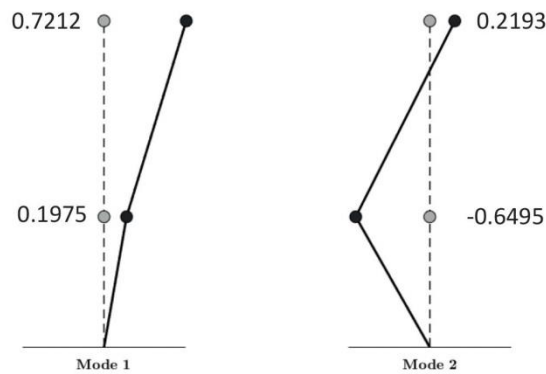


Figure 4: Natural mode shapes of the model

2.2. TMD modelling

For this work, the conceptual model of a TMD is shown in Figure 5 and easily included in the mathematical model presented previously. The addition of a TMD involves the addition of a degree of freedom to the system and thus the three physical matrices M , C and K increase by a row and a column. The mass m_j of the TMD is directly added in the new diagonal position of M . Its stiffness k_j is put in the new diagonal position of the stiffness matrix, summed up to the corresponding diagonal position of the floor to which the TMD is attached (floor j) and two more negative terms ($-k_j$) are placed in the intersections of the rows and columns affected by the previous operations. The damping constant c_j is added exactly in a similar way. In other words, adding a TMD to the physical matrices involves the assembly of the original matrices and the TMD matrices shown in Equation 5. In order to add a second TMD, the same procedure must be followed.

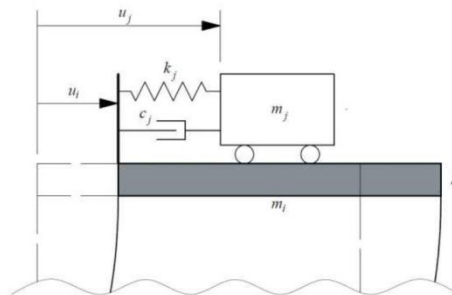


Figure 5: TMD number j attached to the floor number i

$$M_t = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & m_t \end{bmatrix} \quad K_t = \begin{bmatrix} k_t & -k_t \\ -k_t & k_t \end{bmatrix} \quad C_t = \begin{bmatrix} c_t & -c_t \\ -c_t & c_t \end{bmatrix} \quad (5)$$

The state-space model of the assembled system is calculated in the same way as before, including the TMDs accelerations in the output vector. This model is used through the entire work to perform the necessary optimizations and it is programmed inside the cost functions which provide the value of the indicators for each set of TMDs properties.

Different criteria for tuning TMDs: performance considering frequency and time simulations
 Fourth International Conference on Mechanical Models in Structural Engineering
 Madrid (Spain). 29 nov-01 dec 2017.

3. FREQUENCY DOMAIN APPROACH

In this section, only the most common indicator in the frequency domain is considered. It is the peak of a FRF, also known as the H-infinity norm of the function. Regarding only the accelerances of the system (FRFs in accelerations), four major combinations can be thought of: the maximum of a single FRF in a limited range of frequencies around a natural frequency, maximum of every FRF in a limited range around a natural frequency, maximum of a single FRF in a broader range of frequencies including several natural frequencies and maximum of all the FRFs in the same broader range. In addition, when more than one FRF is taken into consideration the sum of all maxima may be also computed and minimized. All this leads to a great number of scenarios as the optimizations can be carried out also for one or two TMDs. To simplify the task of managing the results, the cases to discuss will be named after the number of FRFs considered ('Sj' for a single, i^{th} floor, and 'A' for both floors) and the range of frequency considered ('Lj' for limited range around the j^{th} natural frequency and 'W' for the whole range), preceded by an 'F' (from Frequency domain).

As commented before, when the ranges of frequencies are limited they are established around a natural frequency of the original structure. The range must include also all the double peaks caused by the addition of the TMD. Because only a two degrees-of-freedom model is considered, only two limited ranges will be taken into consideration: L1 with frequencies between 0.5 and 3 Hz and L2 between 3 and 6 Hz. When no limits are established for the range, maxima are searched all over the range from 0.5 to 6 Hz.

The case in which only one TMD is tuned to reduce the maximum of a FRF in a limited range of frequencies is the problem solved by Den Hartog and Warburton [3][6], leading them to propose a set of formulae for a one DOF undamped system. For the case of seismic excitation, formulas in Equation 6 may be applied, where f_{opt} is the ratio between the tuning frequency and the natural frequency of the system, ξ_{opt} is the damping ratio and μ is the mass ratio, the ratio between the TMD mass and the structural modal mass*. Just for the sake of comparison, those formulas will be applied and, for results management reasons, the next terminology will be used: 'DHij', where i means where the TMD is placed and j which mode is to be reduced.

$$f_{opt} = \frac{1}{1 + \mu} \left(\sqrt{\frac{2 - \mu}{2}} \right) \quad \xi_{opt} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1 + \mu)}} \sqrt{\frac{2}{2 - \mu}} \quad (6)$$

4. PROPOSAL OF TIME DOMAIN APPROACH

The aim of this work is to present a set of indicators based on the time response of the structure with TMDs. Two different types are proposed, each having different possibilities for calculating: the

* Here, the modal mass of a structure at a certain degree of freedom for a certain mode is the mass of the equivalent one degree of freedom model whose response is the same than the one of the DOF of the structure when both are subject to the same harmonic excitation at the natural frequency of the considered mode.

maximum of the response acceleration (TM) and the area under its curve (TA). In brackets the acronym for each case, starting both by T (for Time) and following the identifier: M for maximum or A for area.

4.1. Peak acceleration value

The philosophy of this indicator is the same than the frequency case: to minimize the peak response but in the time domain after computing the corresponding responses through the state-space formulation presented in Chapter 2. A notable reduction of the response is expected, especially around the regions with a higher response, but, globally, it may not be minimal. Once again, the number of different cases is high: it can be computed for a single response ('S1', 'S2') or for all of them ('A'); in the latter situation, the indicator may contain the maximum of all the maximum values of each floor ('AM') or, alternatively, the sum of them all ('AS'). And again, one or two TMDs can be sought to perform the optimization. Equation 7 show the mathematical definition for each case.

$$TMSj = \max(\ddot{x}_j) \quad ; \quad TMAM = \max\left(\max_j(\ddot{x}_j)\right) \quad ; \quad TMAS = \max\left(\sum_j \max(\ddot{x}_j)\right) \quad (7)$$

4.2. Area under the acceleration response curve

To perform a global minimization of the response, the area under the curve of the time history of the response can be computed and minimized. Unlike in the previous situation, the maximum value of the time response may not be minimal this time but rather the total amount of movement during the whole simulation time. The indicator is named TA and, once again, it can be computed for a single floor ('S1', 'S2') or the sum of them all ('AS').

$$TASj = \int_0^T \ddot{x}_j(t) dt \quad ; \quad TAAS = \sum_j \int_0^T \ddot{x}_j(t) dt \quad (8)$$

Once these four criteria (F, DH, TM, TA) are used to tune the TMDs, a bunch of solutions will be obtained and to make some decisions their performance must be evaluated. For doing so, two standard quality indicators are to be computed: the dissipated energy by the TMDs and the Maximum Transient Vibration Value.

4.3. Dissipated energy

One of the main objectives of a TMD is to dissipate part of the energy which enters the structure. For doing so, it must be properly tuned to make the energy enter the TMD and, during the exchange, a part of it is evacuated. Its elastic parts (k_t) help to redistribute the energy around the system, its mass (m_t) collect a part of this energy and, finally, the damping system (c_t) dissipates the other part. One way to evaluate the performance of a TMD can be to compute the amount of energy dissipated by its damping parts using the Equation 9, where \dot{x}_j is the velocity of the TMD relative to the ground, \dot{x}_i is

Different criteria for tuning TMDs: performance considering frequency and time simulations
 Fourth International Conference on Mechanical Models in Structural Engineering
 Madrid (Spain). 29 nov-01 dec 2017.

the velocity of the floor where the TMD is attached to (also relative to the ground) and T is the total simulation time.

$$W_{c_j} = \int_0^T c_j (\dot{x}_j(t) - \dot{x}_i(t))^2 dt \tag{9}$$

This equation shows that the indicator increases with the damping constant but it also depends on the relative velocity between both TMD and its floor. So, if c_t is too high the relative velocities may experience a notable reduction and, thus, a reduction of the indicator (of the dissipated energy). It is for this reason that it exists an optimum value for the damping constant.

This indicator is named WC and followed by a number indicating the number of the TMD to which it refers in the considered scenario.

4.4. Maximum Transient Vibration Value

Finally, the Maximum Transient Vibration Value (MTVV) is also very interesting to compare the performance of each solution. It is a standard indicator defined in the ISO 2631 in relation to the human perception of vibration. It is calculated as the maximum of the RMS trend curve of a signal (here, the response of the structure). The RMS trend curve is obtained, point by point, as the root mean square (RMS) of a one second window of the acceleration response (Equation 10) and, for assuring a good likeness with the original data, each window will be overlapped 50% (0,5 s). This result in a smooth enough curve whose points are separated 0.5 s and whose maximum is the indicator sought. As an example, Figure 6 shows an acceleration signal (grey) and its RMS trend curve (black) calculated as explained above, together with its maximum: the MTVV.

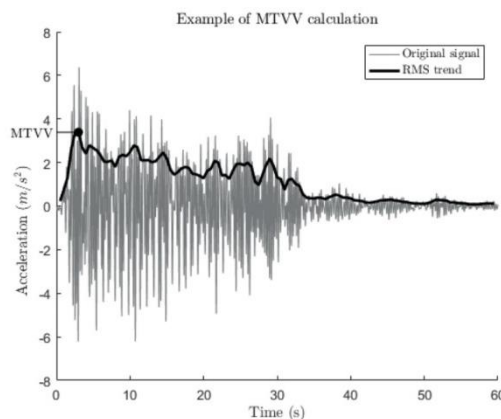


Figure 6: Example of RMS trend and MTVV calculation

$$MTVV = \max_j \sqrt{\frac{1}{N} \sum_i \dot{x}(\Delta t_j)^2} \quad \text{with } \Delta t_j = [t_1 \quad \dots \quad t_i \quad \dots \quad t_N] \tag{10}$$

A. Magdaleno¹, J. Cara², E. Pérez³, C. Casado⁴ and A. Lorenzana³

This indicator is, of course, very close to the TM indicator and a great correlation between both is expected to be found. However, the RMS calculation reduces enormously the peaks, making the signal smoother, and if the original signal contains a narrow enough peak, it may disappear when calculating the RMS trend. Nevertheless, and in general terms, low values of MTVV are expected when the TM criteria will be used.

5. RESULTS

All the optimizations are computed using the general genetic algorithm included in Matlab (*ga()* function) with each cost function of every case presented here programmed separately. For almost every problem solved two situations have been thought of: the installation of one TMD (solutions ended by '_1T') or two TMDs (ended by '_2T'), except for Den Hartog ones, which only accepts the addition of one TMD. In all cases, the variables to optimize are the same: masses, tuning frequencies, tuning damping ratios and position of every TMD. It results in 4 variables per TMD. To have a better quality and faster convergence some constraints are applied to the optimization problems: the sum of the masses is limited to the 3% of the total mass of the structure; they must be, of course, strictly positive; frequencies are bounded to 0.5 and 6 Hz; damping ratios must be comprised between 0 and 1; and finally, the position values must be the integers 1 or 2.

The following tables of solutions do not contain the whole set of solutions, but rather a representative selection for discussion. In the case of frequency domain (Table 2), first one TMD is first optimized to minimize the FRF of the 2nd floor (S2) around first mode (L1) (FS2L1_1T) and another TMD for the second mode (L2) on the 1st floor (S1) (FS1L2_1T). Both solutions are compared with those computed using Den Hartog formula (DH12 and DH21). Then, two TMDs are put on the structure to minimize simultaneously the first mode on the 2nd floor and the second mode on the 1st floor (FS2L1_S1L2_2T). After that, two TMDs are obtained for minimizing the whole 2nd floor FRF (FS2W_2T) and another two TMDs for reduce the first mode in all FRFs as much as possible (FAL1_2T). Finally, two TMDs are obtained to minimize the maximum of all the FRFs in the whole range (FAWM_2T) and another two to minimize the sum of all those maxima (FAWS_2T). For every case, both comparing indicators are computed as well: the energy indicator for every TMD and the MTVV for both floors of the structure.

In the time domain, also a reduced set of solutions is shown. Firstly, one and two TMDs have been sought to minimize the maximum of the 2nd floor's response (TMS2_1T and TMS2_2T). In the case of two TMDs, also the stroke[†] of the TMDs has been minimized because the optimization led to zero damping and, consequently, very high strokes. After that, one and two TMDs are designed to reduce the maximum of both responses (1st and 2nd floors simultaneously, TMAM_1T and TMAM_2T). The sum of all of them is also minimized but only with two TMDs (TMAS_2T). Then, one and two TMDs are considered to reduce the area under the curve response of the top floor (TAS2_1T and TAS2_2T) and finally one and two TMDs have been put on the structure to reduce the total area of all responses (TAAS_1T and TAAS_2T).

[†] The stroke is defined here as the relative displacement between a TMD and the floor to which it is attached. For doing so, the corresponding data from the state vector are extracted during the optimization.

Different criteria for tuning TMDs: performance considering frequency and time simulations
 Fourth International Conference on Mechanical Models in Structural Engineering
 Madrid (Spain). 29 nov-01 dec 2017.

Table 2: Solutions from optimizations in the frequency domain

Case	m_j (kg)	f_j (Hz)	ξ_j (%)	p_j	W_{Cj} (J)	$MTVV_j$ (m/s ²)
FS2L1_1T	0.119	1.79	14.63	2	2.51	8.08 ; 6.07
FS1L2_1T	0.119	4.21	13.04	1	0.31	3.97 ; 12.64
DH12	0.119	4.15	13.55	1	0.87	5.39 ; 13.44
DH21	0.119	1.75	15.01	2	2.50	8.10 ; 6.10
FS2L1_	0.064	1.83	10.79	2	2.50	3.66 ; 6.80
S1L2_2T	0.055	4.31	9.26	1	0.22	
FS2W_2T	0.115	1.79	14.7	2	2.45	4.10 ; 6.13
	0.004	4.40	2.66	1	0.22	
FAL1_2T	0.038	1.98	9.83	2	0.82	8.25 ; 5.94
	0.081	1.71	10.93	2	1.70	
FAWM_2T	0.087	1.81	12.66	2	2.46	3.72 ; 6.47
	0.032	4.36	7.18	1	0.21	
FAWS_2T	0.069	1.83	11.66	2	2.50	3.68 ; 6.73
	0.050	4.32	8.67	1	0.22	

Table 3: Solutions from optimizations in the time domain

Case	m_j (kg)	f_j (Hz)	ξ_j (%)	p_j	W_{Cj} (J)	$MTVV_j$ (m/s ²)
TMS2_1T	0.119	1.85	2.87	2	1.94	8.59 ; 5.42
TMS2_2T	0.011	4.39	0.0	1	0.0	7.04 ; 5.91
	0.108	1.81	11.99	2	1.53	
TMAM_1T	0.119	1.86	29.45	2	2.75	7.54 ; 6.53
TMAM_2T	0.107	1.81	1.34	2	1.51	5.92 ; 5.97
	0.012	4.40	0.07	1	0.07	
TMAS_2T	0.105	1.80	2.02	2	0.19	3.46 ; 5.54
	0.014	4.24	4.82	1	1.65	
TAS2_1T	0.119	1.81	23.87	2	2.69	7.75 ; 6.38
TAS2_2T	0.112	1.83	12.22	2	2.41	3.77 ; 6.05
	0.007	4.36	2.56	1	0.20	
TAAS_1T	0.119	2.08	47.42	2	2.78	7.01 ; 8.61
TAAS_2T	0.091	1.83	11.04	2	2.42	3.71 ; 6.33
	0.028	4.36	5.37	1	0.21	

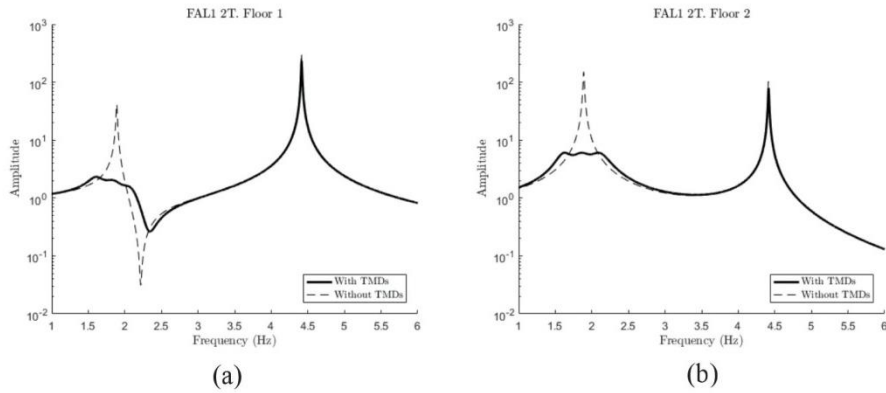


Figure 7: FRFs of the FAL1_2T case. (a) floor 1; (b) floor 2

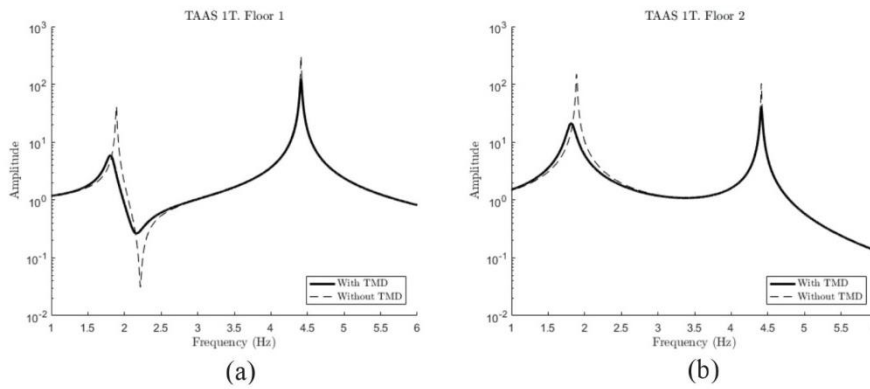


Figure 8: FRFs of the TAAS_1T case. (a) floor 1; (b) floor 2

By observing the whole set of solutions, it can be stated that all tuning frequencies are focused always to one of the two natural frequencies of the structure, no matter what the objective to minimize was. In fact, TMDs placed on the top floor have their natural frequency a little below 1.89 Hz and the others, placed on the 1st floor have their frequency close to 4.41 Hz. The traditional approach of the problem considered already this fact, but the time domain optimizations (in which the frequencies do not take part explicitly) confirms the theory. There are only two exceptions. The first one is FAL1_2T case, which has two TMDs placed on the 2nd floor and both tuned to the first mode, one of them over 1.89 Hz. This is because of the Multi TMD effect: instead of resulting in a couple of peaks, this optimization leads to three perfectly levelled maxima in the proximity of the first natural frequency (Figure 7). The other exception is TAAS_1T, with the only TMD tuned at 2.08 Hz. (Figure 8) and with a very high damping ratio (0.4742) that does not affect meaningfully.

For showing an example of time responses, TAAS_2T case is shown in Figure 9. Figure 9a and 9b show (black line) the accelerations in the 1st and 2nd floor (respectively), compared with the response of the building without TMDs (dotted line). Figure 9c shows the energy dissipated by both TMDs, a function which grows monotonically and reaches an asymptote at the end of the simulation. This maximum, the sum of them all for each cases, is approximately the amount of energy that arrives to

Different criteria for tuning TMDs: performance considering frequency and time simulations
 Fourth International Conference on Mechanical Models in Structural Engineering
 Madrid (Spain). 29 nov-01 dec 2017.

the structure by its ground. Of course, the TMDs cannot dissipate more energy than that. Only a very small (almost negligible) amount of energy is gone through the damping of the structure itself.

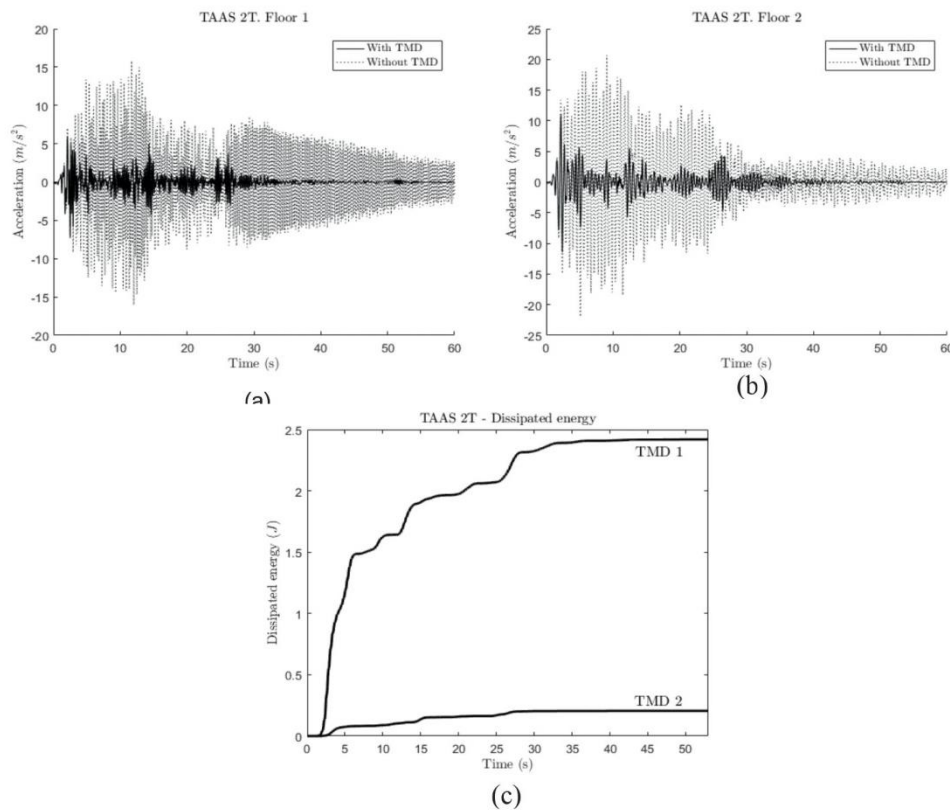


Figure 9: Example for time responses in terms of acceleration (m/s^2) and dissipation of energy (J)

6. CONCLUSIONS

According to frequency domain indicators, the solution for the FS2L1_S1L2_2T case is the one that dissipates more ($2.72 J$), together with FAWS_2T case, having both very similar tuning parameters (mass, frequency and damping ratio). FS2W_2T case is the solution with less MTVV ($6.13 m/s^2$). Note that, in this case, although two TMDs are considered, a notable amount of mass is assigned to the one whose tuning frequency is close to the structure's first natural one.

FS1L2_1T and DH12 cases (TMD tuned to mode 2) are the worst, according not only to their low dissipation of energy (less than $0.88 J$) but also to the high values for the MTVV (more than $12.6 m/s^2$). From this point of view, both indicators seem to be correlated. Also, almost the rest of the "F" cases dissipate the same amount of energy (around $2.6 J$) and the highest MTVV is around $6 m/s^2$.

A. Magdaleno¹, J. Cara², E. Pérez³, C. Casado⁴ and A. Lorenzana³

Regarding time domain indicators, TMAS_2T case is the one with less MTVV (5.54 m/s^2) and, unexpectedly, the case which dissipates the biggest amount of energy is TAAS_1T (2.78 J). However, TMAS_2T evacuates only 1.89 J and the highest MTVV is the corresponding to TAAS_1T solution (8.61 m/s^2), which is contradictory and shows that both indicators are not correlated.

For both families of indicators, Tables 2 and 3 show that many different optimizations lead to a similar amount of dissipated energy (around 2.7 J). According to Figure 9c, where W_{Cj} curves become asymptotic when given enough time, this quantity seems to be the quantity of energy injected from the ground to the structure during the earthquake. This result reveals that W_{Cj} indicator do not provide information about performance since this quantity of energy is reached for a lot of cases and it should be replaced by another value accounting not for the total dissipation during the whole simulation time (60 s) but rather for the velocity of dissipation, changing the criteria to one where the more quickly energy dissipates the better.

Finally, TMAS_2T case is the one with less maximum MTVV (5.54 m/s^2) so, for the El Centro loading, it is the best solution, but it remains to be checked if it is also the best solution for other types of seismic excitations. There are 9 cases (FS2L1_S1L2_2T, FS2W_2T, FAWM_2T, FAWS_2T, TMS2_2T, TMAM_2T, TMAS_2T, TAS2_2T and TAAS_2T) where the maximum MTVV values are under 7.1 m/s^2 and all of them require 2 TMDs, being the most massive one tuned to mode 1 and placed in the 2nd floor and the other tuned at mode 2 and placed in the 1st floor. This is a reasonable strategy, having in mind that the 2nd floor has the maximum modal coordinate for mode 1, 0.7212 and the 1st floor the maximum for mode 2, 0.6495.

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors wish to acknowledge to the partial support through Research Projects BIA2014-59321 and BIA2015-71942-REDT (Ministerio de Economía y Competitividad, Spanish Government).

REFERENCES

- [1] G. W. Housner, L. A. Bergman, T. K. Caughey, A. G. Chassiakos, R. O. Claus, S. F. Masri, R. E. Skelton, T. T. Soong, B. F. Spencer, and J. T. P. Yao, "Structural control: past, present and future.," J. Eng. Mech., vol. 127, pp. 887–971, 1997.
- [2] M. D. Symans and M. C. Constantinou, "Semi-active control systems for seismic protection of structures: a state-of-the-art review," Eng. Struct., vol. 21, pp. 469–487, 1999.
- [3] J. P. Den Hartog, Mechanical vibrations. New York: McGraw-Hill Book Company, 1934.
- [4] M. Abé and T. Igussa, "Tuned Mass Dampers for structures with closely spaced natural frequencies.," Earthq. Eng. Struct. Dyn., vol. 24, pp. 247–261, 1995.
- [5] H. Frahm, "Device for damping vibrations of bodies." Google Patents, 1911.
- [6] G. B. Warburton, "Optimum absorber parameters for various combinations of response and excitation parameters," Earthq. Eng. Struct. Dyn., vol. 10, no. 3, pp. 381–401, 1982.

Different criteria for tuning TMDs: performance considering frequency and time simulations
Fourth International Conference on Mechanical Models in Structural Engineering
Madrid (Spain). 29 nov-01 dec 2017.

- [7] H. Yamaguchi and N. Harnpornchai, "Fundamental characteristics of Multiple Tuned Mass Dampers for suppressing harmonically forced oscillations," *Earthq. Eng. Struct. Dyn.*, vol. 22, no. 1, pp. 51–62, 1993.
- [8] F. Sadek, B. Mohraz, A. W. Taylor, and R. M. Chung, "A method of estimating the parameters of tuned mass dampers for seismic applications," *Earthq. Eng. Struct. Dyn.*, vol. 26, no. 6, pp. 617–635, 1997.
- [9] J. C. Miranda, "On tuned mass dampers for reducing the seismic response of structures," *Earthq. Eng. Struct. Dyn.*, vol. 34, no. 7, pp. 847–865, 2005.

**Casado CM, Fernández J., Pereda J., Soria J.M. and
Castaño J-G. N.**

***Design of vibration damping systems using
simplified models for lightweight footbridges.***

Proceedings of 4th International Conference on
Mechanical Model in Structural Engineering (CMMOST
2017), 29 noviembre al 1 de diciembre de 2017, pp. 31-46,
Madrid (España)

DESIGN OF VIBRATION DAMPING SYSTEMS USING SIMPLIFIED MODELS FOR LIGHTWEIGHT FOOTBRIDGES

Carlos M. Casado¹, Javier Fernández², José Pereda³, José M. Soria⁴ and Javier Castaño³

ABSTRACT

This paper shows the use of a simplified structural model for lightweight and lively footbridges for the design of vibration damping systems. The lumped-mass model of the footbridge under study was obtained experimentally by in-situ testing using the mid-span acceleration response to a single person load and a method consisting on fitting that response to the initial part of the resonant build-up of a lumped-mass model subjected to the same force. Passive and semi-active mass dampers were designed based on different control strategies such as H_∞ optimization techniques or on-off displacement based Ground-Hook control. The response of the footbridge model with and without vibration damping systems was simulated using some of the pedestrian loading models proposed in codes and footbridges design guidelines.

In all the cases, the use of these control systems improved noticeably the response of the footbridge model subjected to pedestrian loading models. This study showed both, the usefulness of the build-up technique as an affordable and fast method to obtain simple footbridges models, and the suitability of vibration damping systems based on mass dampers to improve the dynamic behaviour of footbridges subjected to pedestrian-induced vibrations.

Keywords: Footbridges, model identification, vibration, control, mass dampers.

1. INTRODUCTION AND OBJECTIVES

To assess human-induced response of footbridges and to design vibration damping systems such as mass dampers, a reliable estimation of the structure modal parameters (frequency, damping, and mass) is vital. Contrary to modal frequencies and damping, an accurate modal mass estimation requires expensive and sometimes heavy equipment which makes to be often overlooked [1].

This paper shows the use of a simplified structural model for lightweight and lively footbridges for the design of vibration damping systems. The SDOF lumped-mass model is obtained experimentally by in-situ testing using the mid-span acceleration response to a single person dynamic load and a method consisting on fitting that response to the initial part of the resonant build-up of a lumped-mass model to that experimented by the footbridge.

¹ Centro Tecnológico CARTIF, Boecillo, Valladolid (SPAIN). carcas@cartif.es (Corresponding autor)

² ETSII, Universidad Politécnica de Madrid, Madrid (SPAIN). jfernandezm@etsii.upm.es

³ ITAP, EII, University of Valladolid, Valladolid (SPAIN). pereda@eii.uva.es, javier.castano@alumnos.uva.es

⁴ ETSICCP, Universidad Politécnica de Madrid, Madrid (SPAIN). jmsoria@upm.es

Design of vibration damping systems using simplified models for lightweight footbridges
Fourth International Conference on Mechanical Models in Structural Engineering
Madrid (Spain). 29 nov-01 dec 2017.

The method makes use of a data-base of laboratory-recorded time series of various people bouncing and jumping on a force plate to different frequencies. A reasonable assumption that the fundamental characteristics of human induced forces change little between laboratory and field testing is assumed taking into account that the early resonant build-up is relatively insensitive to the imperfect timing of human jumping or bouncing [1]. To overcome this uncertainty an improved method based on the use of wireless inertial measurement units for force and response measurements was recently presented [2] with good results.

The recorded forces are used as excitation inputs of the SDOF lumped-mass model. The frequency, damping and mass values of the model are changed so that the initial part of the resonant build-up of the model fits to that experimented by the footbridge when the same force is applied.

Indisputably this is not the most accurate mass estimation method compared with traditional ones like Modal Testing where in-situ measurement of excitation forces applied via an instrument hammer, drop-weight or a shaker is required. However these devices have practical limitations as careful adjustment of signal to noise ratio (Hammer), portability (drop-weight and shakers) or great investment (shakers) [2].

Using this Build-up method in collaboration with the damping estimation by logarithm decrement method or fitting to an exponential decay curve, a good estimation of the modal parameters (frequency, damping and mass) of the studied mode is obtained. These values are enough to assess and quantify the serviceability of a structure with or without vibration damping system.

Once the SDOF model was estimated, passive and semi-active mass dampers were designed based on different control strategies such as H_{∞} optimization techniques or on-off displacement based Ground-Hook control. The response of the footbridge model with and without vibration damping systems was simulated using some of the pedestrian loading models proposed in codes and footbridges design guidelines.



Figure 1. "Isla dos aguas" Footbridge in Palencia (Spain).

Carlos M. Casado¹, Javier Fernández², José Pereda³, José M. Soria⁴ and Javier Castaño³

The identification model method was employed in a real structure. The footbridge under study is sited in Palencia (Spain) and is known both as “Isla dos aguas” Footbridge, as well as “San Miguel” Footbridge, named after its vicinity to the San Miguel Church. This underslung truss footbridge is composed of only one 52 meter steel span with a wooden deck and two steel handrails (Figure 1). The structure develops noticeable vibrations when a single or a group of runners are crossing the footbridge.

2. FOOTBRIDGE MODEL IDENTIFICATION

Preliminary time domain and spectral analysis showed a linear behaviour of the studied footbridge with well separated modes. The first vertical bending modes of the structure were identified around 2.6 Hz, 6.9 Hz and 11.8 Hz respectively. In the Figure 2, the FFTs of the footbridge for 156 and 207 strides per minute running tests at mid span and quarter span respectively are shown. The spectres showed how the two first vertical modes were in resonance when running at those frequencies or its multiples.

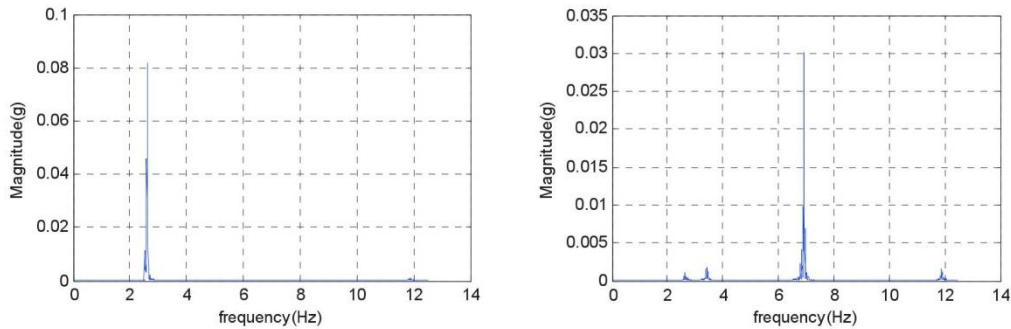


Figure 2. FFTs of the footbridge mid span and quarter span acceleration records when running at 156 and 207 strides per minute respectively.

Commonly, the adopted mean value for running and jumping is 2.5 Hz, being the normal running frequencies in the [2.2 – 2.7] Hz interval [3]. Therefore, the 1st vertical bending mode (2.6 Hz) is without doubt the easiest mode to be excited and the identified SDOF lumped-mass model of the footbridge was reduced to this one.

Previously to the field tests, the input forces were recorded at the laboratory by means of a force plate and a metronome. Two groups of force recordings performed by an 85 Kg person and a 100 Kg person were done at different rates including 2.6 Hz. From now on these people are named Tester A and Tester B respectively.

In the field tests, a 4 channel data logger, a laptop, a metronome and a 1V/g piezoelectric accelerometer were used to register the mid-span acceleration response of the structure subjected to bouncing and jumping human loads.

Design of vibration damping systems using simplified models for lightweight footbridges
 Fourth International Conference on Mechanical Models in Structural Engineering
 Madrid (Spain). 29 nov-01 dec 2017.

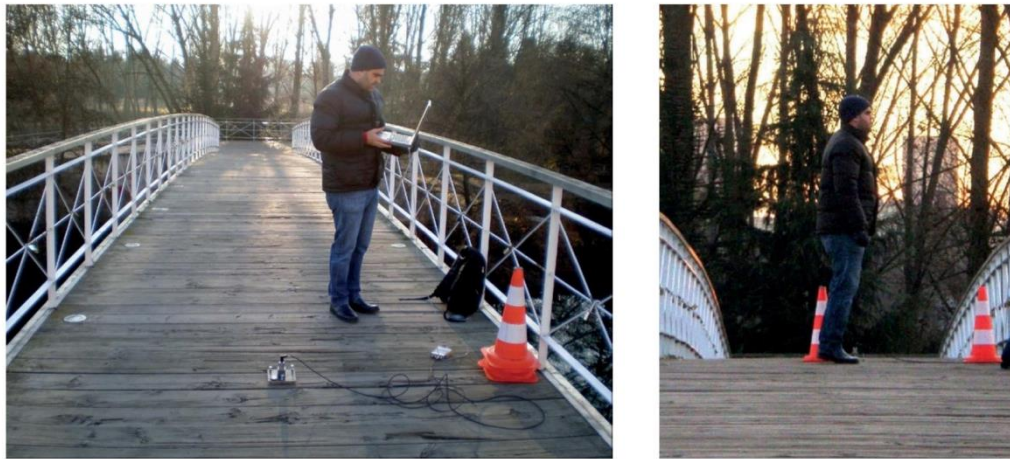


Figure 3. Field tests: Experiment set-up and footbridge excitation by human bouncing (Tester B).

In Figure 4, the acceleration records at mid-span when both testers performed bouncing tests at 2.6 Hz are shown. The signal parts in magenta corresponding to the free decaying oscillations of the acceleration signal were used to identify the damping values of the excited mode.

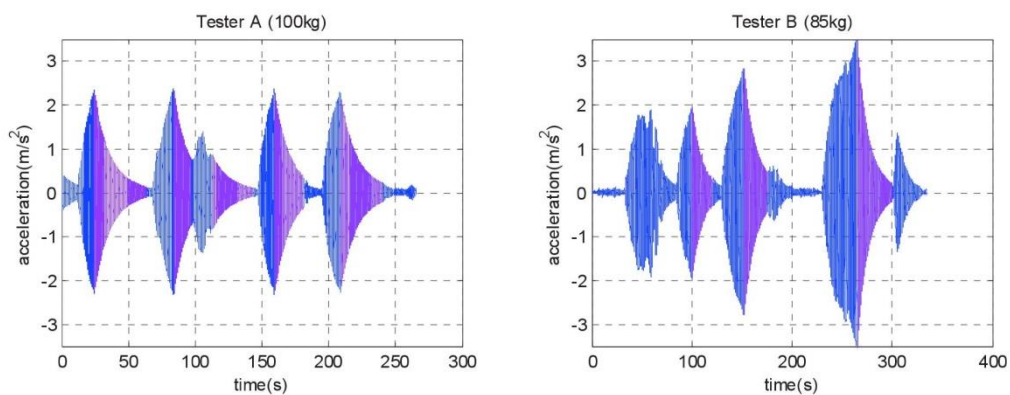


Figure 4. Portions of the acceleration signals used for damping estimation.

Damping values were identified by curve fitting. The general equation for an exponentially damped sinusoid with damper ratio lower than one may be represented by:

$$y = A * e^{-\lambda * t} (\sin(\omega_d * t + \phi)) \quad (1)$$

Where A is the initial amplitude of the envelope, λ is the decay constant, ω_d the angular frequency and ϕ the phase angle at $t=0$.

The decay rate λ and damping ratio ξ are related with the next expression:

$$\xi = \lambda/\omega \quad (2)$$

In order to identify the damping ratios, exponential decay curves were adjusted to the acceleration positive peaks. In Figure 5, one of the portions of acceleration signals depicted in the Figure 4 beside the fitted exponential curve are shown.

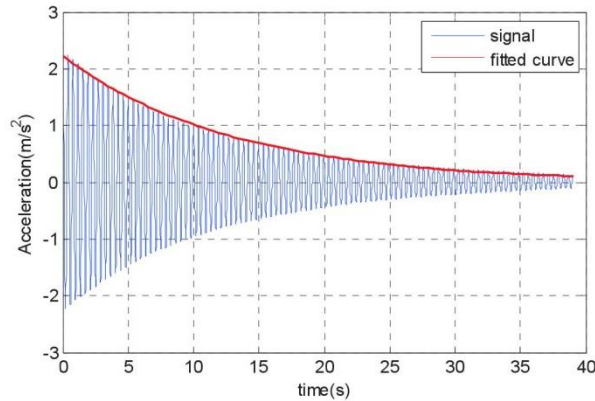


Figure 5. Damping identification by fitting to an exponential decay curve.

Aiming to see how the damping and frequency values depend on the magnitude of the acceleration, moving signal portions of 15 consecutive positive peaks were used to characterize the trend of damping and frequency values. In Figure 6 the results obtained with the signal depicted in the previous figure are shown.

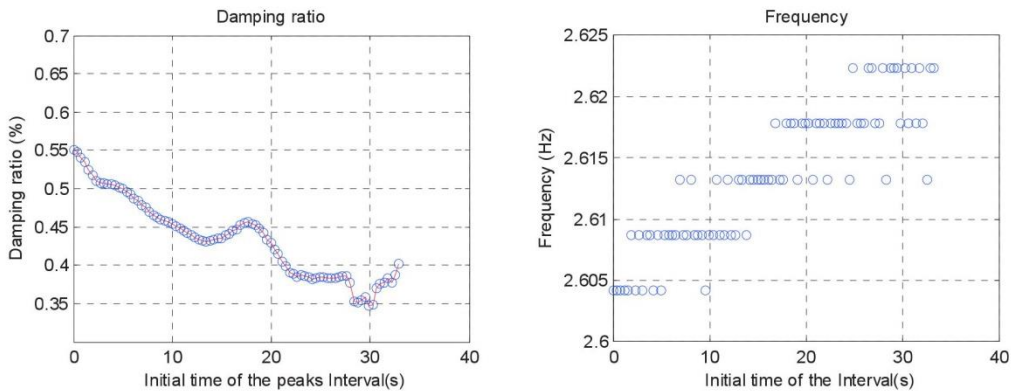


Figure 6. Identified damping and frequency values using a moving calculation with data sets of 15 positive peaks of the acceleration records.

The pictures shows a decreasing trend of the damping value as the magnitude of the acceleration decreases, being the opposite trend for the frequency where the values increase slightly as acceleration decreases. This behavior has been presented in all tests and agrees with results obtained in the bibliography [4].

The numerical values obtained after processing the 8 highlighted decreasing parts of the signals in the Figure 4 (5 performed by the Tester A and 3 by the Tester B) are shown in the Table 1. In the table the values of the frequency and damping obtained after processing the whole signal, beside the interval of values after processing 15 consecutive positive peaks and the level of acceleration in these intervals are shown.

Table 1. Damping and frequency values

Magnitude	Tester A (100kg)					Tester B (85kg)		
	Test 1	Test 2	Test 3	Test 4	Test 5	Test 1	Test 2	Test 3
Damping (%)	0.476	0.521	0.410	0.491	0.444	0.459	0.482	0.504
Damping Interval (%)	[0.347, 0.551]	[0.480, 0.556]	[0.341, 0.460]	[0.435, 0.564]	[0.346, 0.495]	[0.343, 0.495]	[0.417, 0.521]	[0.412, 0.589]
Frequency (Hz)	2.613	2.607	2.618	2.665	2.656	2.618	2.615	2.623
Frequency Interval (Hz)	[2.604, 2.622]	[2.604, 2.613]	[2.609, 2.622]	[2.604, 2.622]	[2.613, 2.627]	[2.607, 2.622]	[2.609, 2.622]	[2.595, 2.646]
Acceleration (m/s ²)	[0.127, 2.313]	[0.755, 2.317]	[0.118, 0.823]	[0.372, 2.274]	[0.245, 2.136]	[0.111, 1.942]	[0.486, 2.845]	[0.161, 3.547]

Taking into account the table values, the damping value of the footbridge when oscillating at around 2.6 Hz is in the [0.4 - 0.5]% interval.

In Figure 7, the portions of the acceleration signal used for the build-up identification method are highlighted in magenta. Three of these portions were performed by the Tester A and three more by the Tester B. How the Tester A performs more homogeneous loads is observed in the figures. This emphasizes the necessity of perform several tests by experienced testers so that reliable results are obtained.

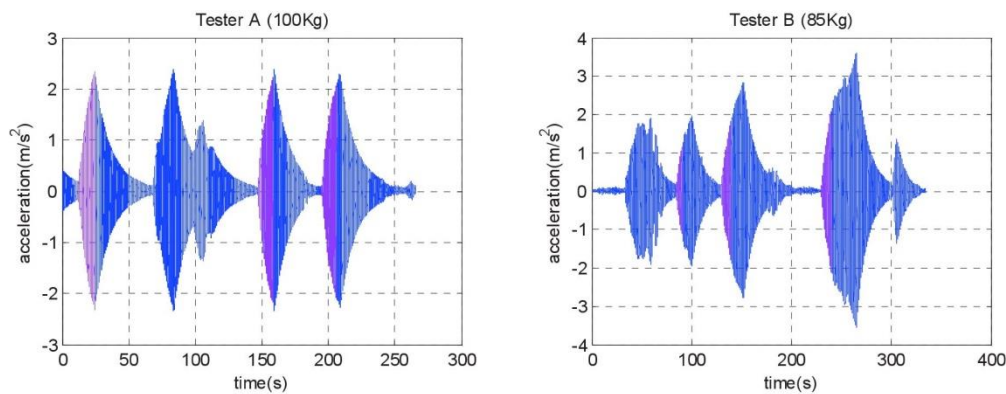


Figure 7. Portions of the acceleration signals used in the build up method.

Figure 8 shows the results obtained with the curve fitting process for one of the acceleration signal portions. The upper-left graph shows in red the portion of the recorded force signal used in the identification process. The footbridge acceleration record and the selected peaks used in the fitting process are depicted in the upper-right graph. Finally, the lower graph shows, both, real acceleration

Carlos M. Casado¹, Javier Fernández², José Pereda³, José M. Soria⁴ and Javier Castaño³

and simulated one once the SDOD lumped-mass model is fitted. Mathematics related to this method was presented by Brownjohn[1].

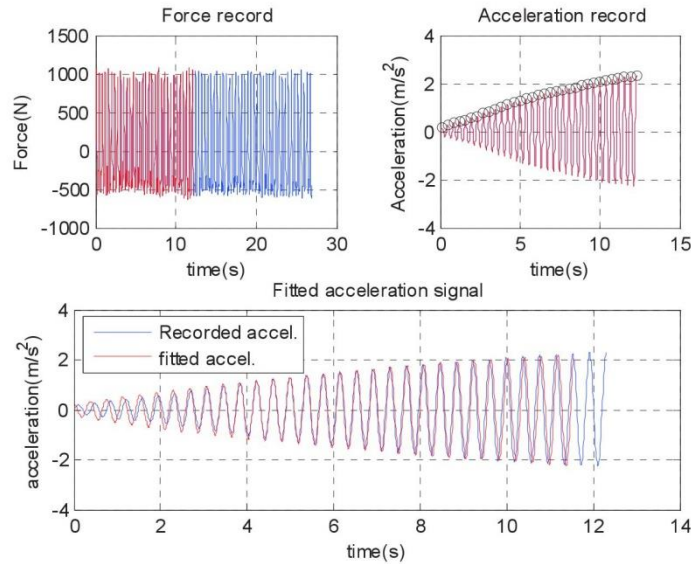


Figure 8. Example of fitting process using the build-up method.

The identification results after processing the six signals are collected in Table 2 .

Table 2. Fitted modal parameters using the Build-up method.

Magnitude	Tester A (100 Kg)			Tester B (85kg)		
	Test 1	Test 2	Test 3	Test 1	Test 2	Test 3
Mass (Kg)	18200	15700	16900	13700	16600	14700
Damping (%)	0.45	0.50	0.50	0.40	0.4	0.4
Frequency (Hz)	2.6	2.605	2.605	2.645	2.6	2.6

The table show how the estimated parameters are around 17000±1000 Kg, 0.45% and 2.605 Hz attending to the tests performed by the Tester A, and 15000±1000 Kg, 0.4% and 2.6 Hz by the Tester B.

There is an important grade of uncertainty of the footbridge modal mass value (13700 to 18200Kg), nevertheless an average value is enough to evaluate how heavy the mass dampers should be in order to fulfil the maximum acceleration levels proposed in the standards.

From now on, the parameters of the SDOF lumped mass model of the footbridge for the main mode are set to 16000 kg, 0.45% and 2.61 Hz. These values were used to design passive and semi-active mass dampers.

Before showing the process to optimize the mass dampers and the simulation results obtained with these ones, a review of some regulations and footbridge design guides is shown.

3. REGULATIONS AND FOOTBRIDGE DESIGN GUIDES

In order to evaluate the comfortability of the footbridge after attaching both passive and semi-active mass dampers, the simulated acceleration response is assessed according to different standards and footbridge design guidelines. In general, the standards (1) recommend that the structures avoid ranges of natural frequencies matching normal walking paces and (2) set acceleration comfort limits which depend on the vibration frequency.

A summary of both, frequencies ranges to be avoided and acceleration limits proposed in the codes are summarized in footbridge design guidelines like Fib [3] or Setra [5], and vibration serviceability studies of footbridges like [6].

In the case of the “Isla dos aguas” footbridge, the vertical bending mode of 2.6 Hz is considered to be under study for resonance risk by the Eurocode 5 (ENV 1995-2) [7].

Once a footbridge is considered to be under study, next step consists on assessing if the response of the footbridge under human loads is under the serviceability acceleration limits. Most codes do not propose any type of load models, suggesting that is up to the designer and structure owner the definition of these loads. Fortunately, there are load models proposed in footbridge design guidelines like Setra and Fib and standards like ISO 10137 [8].

Setra guideline [5] proposes that the vertical component of the load can be approached by a simple sequence of semi-sinusoids, represented using the following expression:

$$F(t) = \begin{cases} G_0 + \sum_{i=1}^n G_i \sin 2\pi i f_m t & \text{if } (j-1)T_m \leq t \leq (j-1/2)T_m \\ 0 & \text{if } (j-1/2)T_m < t \leq jT_m \end{cases} \quad (3)$$

Where G_0 is the pedestrian weight, $G_1 = 1.6G_0$, $G_2 = 0.7G_0$, $G_3 \approx 0.2G_0$, f_m the stride rate, T_m the period ($T_m = 1/f_m$) and j the step number ($j = 1, 2, \text{etc.}$).

In the case of the ISO 10137 [8], the vertical load model proposed for one pedestrian is defined by:

$$F_1(t) = W \left(1 + \sum_{n=1}^k \alpha_n \sin(2\pi n f_p t + \varphi_n) \right) \quad (4)$$

where W is the pedestrian weight, α_n is a numerical coefficient corresponding to the n th harmonic, φ_n is the phase angle of the n th harmonic, f_p is the frequency component of repetitive loading and k is the number of harmonics that characterize the forcing function in the frequency range of interest. For a running pedestrian the α_n coefficients are $\alpha_1 = 1.4$, $\alpha_2 = 0.4$ y $\alpha_3 = 0.1$.

Carlos M. Casado¹, Javier Fernández², José Pereda³, José M. Soria⁴ and Javier Castaño³

The load models for a 100 kg person using ISO 10137 and Setra guideline are shown in blue in Figure 9. In both load models, the force oscillates between two maximum values while the pedestrian is walking/running across the footbridge. Taking into account the results in [4] where the overestimation of the acceleration responses obtained with these load models compared to the real ones was proved, the load models applied in the simulations of the next sections were weighted taking into account the current position of the pedestrian along the footbridge and the excited mode. Therefore the force loads were weighted by the modal shape of the excited mode (2.6Hz). Because no modal analysis of the “Isla dos aguas” footbridge was done and the modal shapes were not identified, a parabola was used as the modal shape keeping in mind that is very similar to the modal shape of the first vertical bending mode of a hinged-hinged beam. The figure shows in red the weighted force models. The excitation time around 15 seconds, corresponds to the time taken for a person running at 2.6 strides per second to cross over the 52 meter footbridge.

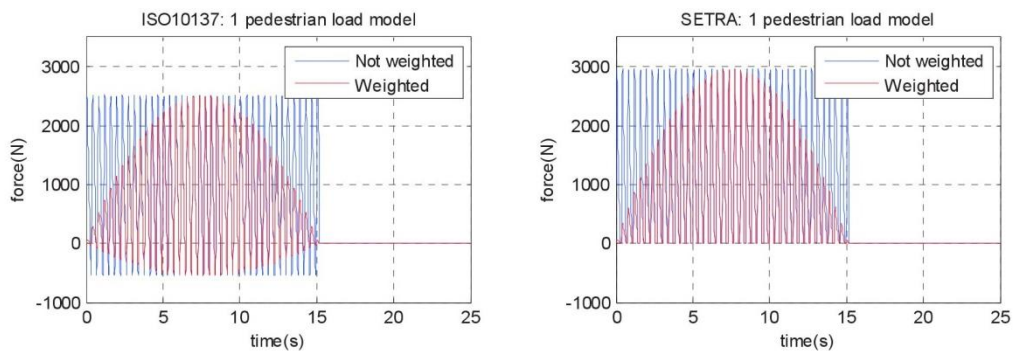


Figure 9. 100kg pedestrian load models using ISO137 and SETRA.

In Figure 10 the relation between the velocity of the runner and its stride frequency is shown attending the fib guideline [3] and the study performed by Nummela [9] after analysing the data of 25 endurance athletes with eight different speeds. The figure shows noticeable differences in the range from 3.5 to 5 Hz between the two curves, but not in the range between 2 to 3 Hz which is the range in what we are interested.

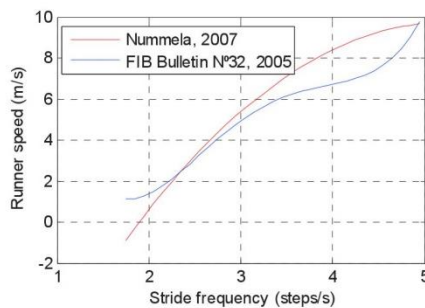


Figure 10. Runner speed and stride frequency relation.

The relations obtained from fib and Nummela data by curve fitting were respectively:

$$s = 0.582 * f^4 - 7.578 * f^3 + 35.3 * f^2 - 66.82 * f + 45.12 \quad (5)$$

Design of vibration damping systems using simplified models for lightweight footbridges
 Fourth International Conference on Mechanical Models in Structural Engineering
 Madrid (Spain). 29 nov-01 dec 2017.

$$s = -0.875 * f^2 + 9.16 * f - 14.23 \tag{6}$$

Where s is the runner stride frequency in steps/s and s the runner speed in m/s second. The velocities obtained for a frequency of 2.6 strides per seconds were 3.43 m/s (Fib) and 3.67 m/s (Nummela).

4. MASS DAMPERS CALCULATION

In this section both passive and semi-active mass damper calculation and the simulation results using the ISO 10137 weighted load model depicted in Figure 9 are shown.

4.1. Passive Mass Dampers

A passive mass damper, commonly known as tuned mass damper (TMD) is a well proven mechanism to increase the damping of structures prone to vibrations. A TMD is basically a secondary mass attached to the structure by means of springs and oil dampers. Once the TMD is optimal tuned to a specific mode of the structure, usually the main one, the damping in that mode is noticeably increased. These devices have been widely studied in the last century since Frahm proposed this concept in 1909 to reduce rolling motions of ships. The first analytical tuned methods, unlike the most numerical methods, do not take into account the damping of the structure.

Some of these analytical methods like Den Hartog [10], Warburton[11] and Connor[12], numerical methods like Tsai and Lin [13] and Poncela et al. [14] based on curve fitting and H-infinity controllers respectively and others shown in SAMCO Guideline [15] have been used to calculate the TMD parameters for the “Isla dos aguas” footbridge.

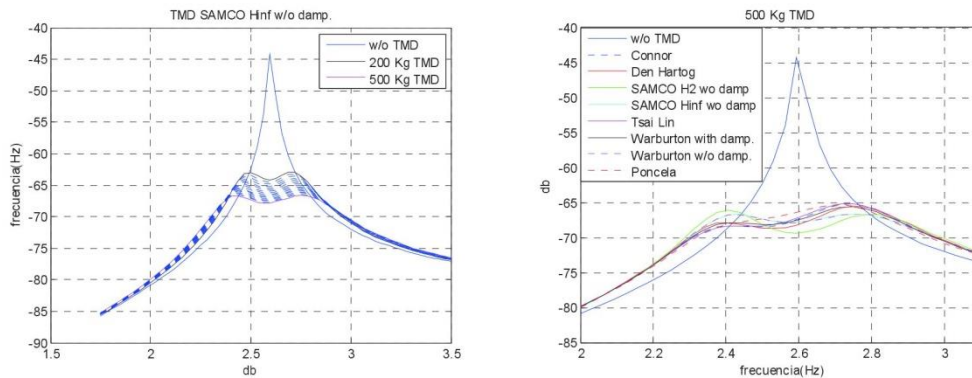


Figure 11. Examples of the FRFs of the footbridge with and without TMD.

The use of H-infinity methods in the TMD tuning should be more robust to disturbances and uncertainties in the model, anyway the TMD parameters obtained with all these tuning methods are very similar as it can be concluded from the right hand of Figure 11, where the frequency response functions (FRF) of the SDOF lumped-mass model of the “Isla dos aguas” footbridge without and with a 500 kg TMD tuned by the mentioned methods are shown. In the left hand of the figure, the improvement of the damping obtained in the mode as the TMD mass is increased from 200 kg to 500 kg is depicted.

Carlos M. Casado¹, Javier Fernández², José Pereda³, José M. Soria⁴ and Javier Castaño³

In Table 3, the parameters of TMDs from 200 to 300 kg using Den Hartog and Poncela tuning methods are shown.

Table 3. TMD parameters using Den Hartog and Poncela tuning methods.

Magnitude	TMD Mass (Kg)					
	200	220	240	260	280	300
Stiffness (N/m) Den Hartog	52065	57130	62171	67186	72176	77142
Stiffness (N/m) Poncela	51632	56629	61592	66510	71384	76232
Damping (N*s/m) Den Hartog	425.7	488.7	554.1	621.7	691.4	763.0
Damping (N*s/m) Poncela	458.5	537.2	628.2	702.2	752.8	832.2

The acceleration peaks beside some of the defined acceleration comfort limits for a 2.6Hz frequency are depicted in Figure 12. Checking the graph and taking into account the maximum acceleration peak, a TMD of at least 440 kg is necessary to fulfil the Eurocodes.

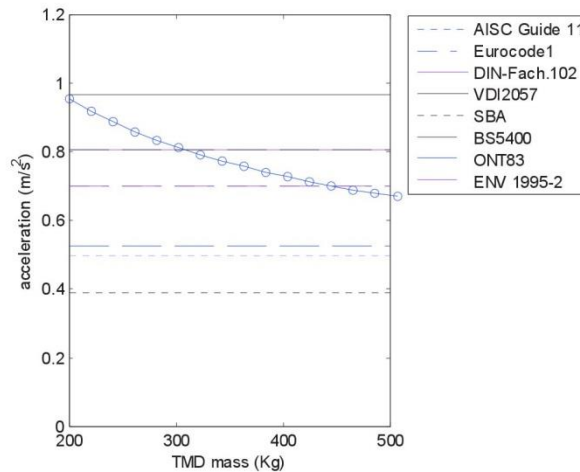


Figure 12. Maximum acceleration peaks obtained with a 200 to 500 kg TMD optimized using Den Hartog method.

4.2. Semi-active Mass Dampers

The semi-active TMD (SATMD) proposed in this study is based on the use of magneto-rheological dampers. The idea is to replace the hydraulic dampers of a passive TMD by magneto-rheological ones. In this case, the damping of the dampers, unlike the hydraulic ones, is variable in an interval.

For the control strategy, the solution proposed by Koo [16] is used. Koo suggests a groundhook control scheme and four strategies: (1) Velocity-based, on-off groundhook control (On-off VBG), (2) Velocity-based, continuous groundhook control (Continuous VBG), (3) Displacement-based, on-off groundhook control (On-off DBG) and (4) Displacement-based, continuous groundhook control (Continuous DBG).

The On-off DBG strategy gave good results in previous studies [17], so this one was used in this study. This strategy consists on the use of two damping values (c_{on} , c_{off}) to adjust the MR damper depending on the value obtained in the next expressions:

$$\begin{aligned} x_1 * v_{12} \geq 0 \quad c_{controllable} &= c_{on} \\ x_1 * v_{12} < 0 \quad c_{controllable} &= c_{off} \end{aligned} \tag{7}$$

Where x_1 is the absolute vertical displacement of the span and v_{12} is the relative velocity of the semi-active TMD

In the Figure 13, the FRFs obtained with the structure without damping devices, with a passive TMD and with the semiactive TMD based on an On-Off DBG control strategy is shown.

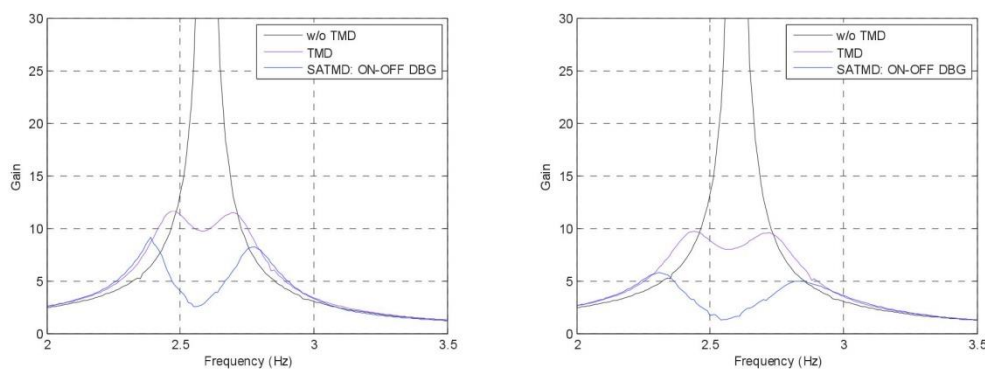


Figure 13. FRFs of the footbridge without mass dampers and with a 200 and 300 Kg TMD and SATMD

In Table 4, the parameters of SATMDs from 200 to 300 kg using the On-off DBG strategy proposed by Koo are shown.

Table 4. SATMD parameters using On-off DBG strategy.

Magnitude	SATMD Mass (Kg)					
	200	220	240	260	280	300
Stiffness (N/m)	51704	56928	62171	67182	72177	77276
Damping On (N*s/m)	1872.8	1657.5	2558	2763.5	3015.4	6433
Damping Off (N*s/m)	101.8	243.4	99.8	90.3	98.9	108.6

In Figure 14, the temporary responses of the footbridge without and with a 300 kg TMD and a 300 Kg SATMD are shown. The graph shows the suitability of vibration damping systems based on mass dampers to improve the dynamic behaviour of footbridges subjected to pedestrian-induced vibrations.

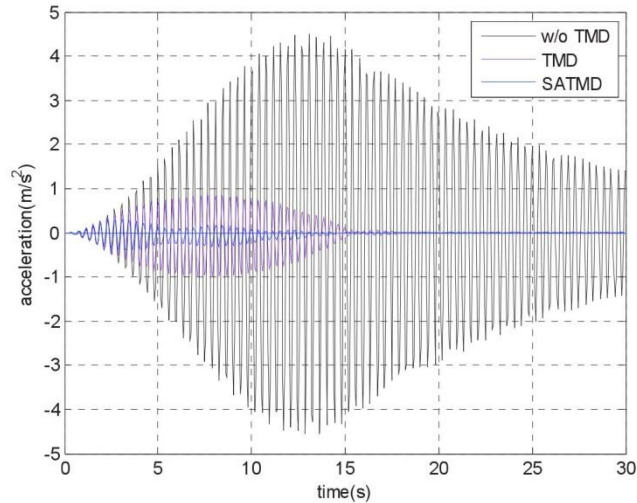


Figure 14. Simulation of the footbridge without mass damper and with a 300 kg TMD and SATMD.

In Figure 15, the acceleration peaks obtained with passive mass dampers and showed in Figure 12 are compared with the ones obtained with semi-active mass dampers of same weight. The picture shows how a SATMD lower than 200 kg is necessary to fulfil the Eurocode 5 (ENV 1995-2).

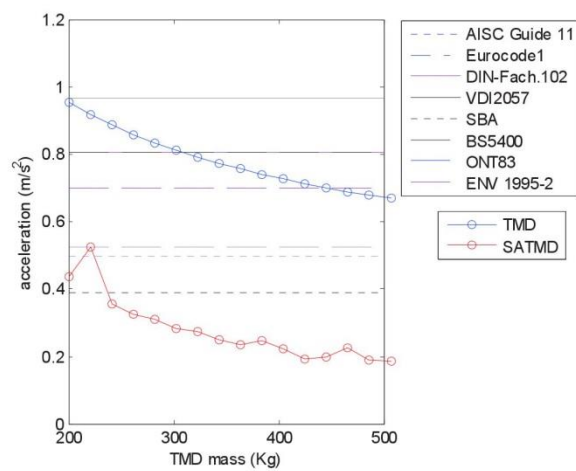


Figure 15. Maximum acceleration peaks obtained for a 200 to 500 kg TMD and SATMD.

Design of vibration damping systems using simplified models for lightweight footbridges
Fourth International Conference on Mechanical Models in Structural Engineering
Madrid (Spain). 29 nov-01 dec 2017.

5. CONCLUSIONS

The paper shows the use of an affordable method (Build-up method) to obtain a SDOF lumped-mass model of lightweight and lively footbridges. The method was used to identify a simple model of the “Isla dos aguas” footbridge and consists on fitting the initial part of the resonant build-up of a SDOF lumped-mass model to the one experienced by the real footbridge when both are subjected to the same force load. Although the results showed a noticeable uncertainty in the mass parameter identification, the use of the average value could be enough to do initial vibration serviceability studies or evaluate how heavy the mass dampers should be in order to fulfil the maximum acceleration levels proposed in the standards.

Both, passive and semi-active mass dampers were calculated using methods proposed in the bibliography. After simulating the footbridge model with the calculated mass dampers and the weighted load model proposed in ISO 10137, a semi-active mass damper lower than 200 kg or a passive mass damper of at least 440 Kg are necessary to attach in the mid-span of the “Isla dos aguas” footbridge in order to fulfil the Eurocode 5 (ENV 1995-2) when a 100 kg person is running at the resonance frequency across the footbridge.

The simulations show the usefulness of the build-up method as an affordable and fast technique to obtain simple footbridges models and the suitability of vibration damping systems based on mass dampers to improve the dynamic behaviour of footbridges subjected to pedestrian-induced vibrations.

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors wish to acknowledge to the financial support through Research Projects BIA2014-59321 and BIA2015-71942-REDT (Ministerio de Economía y Competitividad, Spanish Government).

REFERENCES

- [1] Brownjohn J.M.W. & Pavic A. (2007). Experimental methods for estimating modal mass in footbridges using human-induced dynamic excitation. *Engineering Structures*, 29, 2833–2843.
- [2] Brownjohn J.M.W., Bocian M., Hester D., Quattrone A., Hudson W., Moore D., Goh S. & Lim M.S. (2016). Footbridge system identification using wireless inertial measurement units for force and response measurements. *Journal of Sound and Vibration*, 384, 339-355.
- [3] FIB (2005). Guidelines for the design of footbridges. International Federation for Structural Concrete (Bulletin 32), Lausanne, Switzerland.
- [4] de Sebastián J, Muñoz IM, Casado CM, Poncela AV & Lorenzana A (2013) Evaluación de la predicción de aceleraciones debidas al tránsito peatonal en una pasarela en servicio. *Informes de la Construcción*, 65(531), 335-348.

Carlos M. Casado¹, Javier Fernández², José Pereda³, José M. Soria⁴ and Javier Castaño³

- [5] SETRA (2006). Technical Guide: Footbridges. Assessment of Vibrational Behaviour of Footbridges Under Pedestrian Loading. Service d'Etudes techniques des routes et autoroutes (reference 0611).
- [6] Salgado R., Branco J.M., Cruz P.J.S. & Ayala G. (2014) Serviceability assessment of the Góis footbridge using vibration monitoring. *Case Studies in Nondestructive Testing and Evaluation*. 2, 71-76.
- [7] UNE-EN 1995-2:2010 (2010). Eurocódigo 5: Proyecto de estructuras de madera. Parte 2: Puentes. AENOR.
- [8] INTERNATIONAL STANDARD ISO 10137 (2007), Bases of for design of structures – Serviceability of buildings and walkways against vibrations. ISO 10137:2007, International Organization for Standardization, 2007.
- [9] Nummela A., Keränen T. & Mikkelsen T.O. (2007), Factors related to top running speed and Economy. *International Journal of Sports Medicine* 28, 655–661
- [10] Den Hartog J.P. (1956), Mechanical vibrations, New York. McGraw Hill 4th Edition.
- [11] Warburton G.B. (1982) Optimum absorber parameters for various combinations of response and excitation parameters, *Earthquake Engineering and Structural Dynamics* 10, 381–401.
- [12] Connor, J.J. (2003) Introduction to structural motion control, New Jersey, MIT-Prentice Hall.
- [13] Tsai, K.C. and G.C. Lin (1993) Optimum tuned mass damper for minimizing steady state response of support excited and damped systems, *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, 22(11), 957–973.
- [14] Poncela A., Casado C.M., Baeyens E. & Peran J.R. (2007). Design of Devices for Protecting Civil Structures using Fixed-Order H^∞ Control. *Journal of Structural Control & Health Monitoring*, 14(2), 239-260.
- [15] SAMCO – Guidelines for Structural Control, 2006. www.samco.org
- [16] Koo J.H. (2003). Using Magneto-Rheological Dampers in Semi-active Tuned Vibration Absorber to Control Structural Vibrations, PhD. Dissertation, July 2003, Blacksburg, Virginia, USA.
- [17] Casado C.M., de Sebastian J., Poncela A.V. & Lorenzana A. (2008) Design of a Semi-active Tuned Mass Damper for the Science Museum Footbridge of Valladolid. In 4th European Conference on Structural Control. (pp. 125-132), San Petersburgo (Rusia).

Magdaleno A., **Casado C.M.**, Soria J.M., Pereira
E., Díaz I.M., Lorenzana A.

***Comparison of Passive and Active Mitigation
Devices for Vibration Control in Slender
Structures.***

IX ECCOMAS Thematic Conference on Smart
Structures and Materials (SMART 2019), 8-12
Julio 2019, pp, Paris (Francia)

**COMPARISON OF PASSIVE AND ACTIVE MITIGATION DEVICES
FOR VIBRATION CONTROL IN SLENDER STRUCTURES**

A. MAGDALENO^{*}, C. CASADO^{}, JOSE M. SORIA[†], E. PEREIRA[‡], I. M. DIAZ[†]
AND A. LORENZANA^{*}**

^{*} ITAP. Escuela de Ingenierías Industriales
Universidad de Valladolid
Paseo del Cauce 59, 47011 Valladolid, Spain
e-mail: alvaro.magdaleno@uva.es; ali@eii.uva.es

^{**} Fundación CARTIF
Parque Tecnológico de Boecillo, 47151 Valladolid, Spain
e-mail: carcas@cartif.es

[†] ETSI de Caminos, Canales y Puertos
Universidad Politécnica de Madrid
Calle del Profesor Aranguren 3, 28040 Madrid, Spain
e-mail: jm.soria@upm.es; ivan.munoz@upm.es

[‡] Escuela Politécnica Superior
Universidad de Alcalá de Henares
Campus Universitario, 28805 Alcalá de Henares, Spain
e-mail: emiliano.pereira@uah.es

Key words: Structural dynamics, Vibration control, Tuned Mass Damper, Active Mass Damper

Abstract.

This paper presents a comparative study including the theoretical modelling and the practical implementation of two types of well-known devices for structural vibration control. Firstly, a lab scale model for a two-storey building is dynamically identified. Then, a tuned mass damper (TMD) and an active mass damper (AMD) are described, modelled and assembled in the upper floor, both of them with similar effective mass. After coupling the dynamic equations, the experimental results are compared with the numerical ones and their performance is discussed.

For modelling purposes, an experimental comparison and the corresponding computational simulation is carried out. Resulting assembled systems will undergo the same loading, consisting on an initial condition away from the equilibrium position and then released. The performance of each device is evaluated in terms of the time free oscillations take to return to rest (with accelerations within a 10% and a 5% band with regard to their maximum value). This is a relevant loading case from which interesting engineering conclusions can be drawn about not only the practical implementation of each proposed mitigation device but also about the computing and simulation capabilities.

1 INTRODUCTION

Several engineering structures can exhibit vibration problems that need to be mitigated. For vibrations under, let's say, 10 Hz (typical in slender buildings and civil structures) the problem can be addressed using passive or active approaches [1]. Assuming that the structure cannot be stiffened (nor additional supports neither bracings) the only solution is to inertially act on it. Among the possible inertial systems, TMDs (tuned mass dampers) or AMDs (active mass dampers) are standard mitigation devices. The TMDs are passive systems consisting of a moving mass linked to a mounting frame by guides, springs and dampers. The AMDs are actuators capable of accelerating a heavy block according to the corresponding signals from a microcontroller, which depend on some input records (usually via accelerometers).

Although it is much more common (and affordable) to equip large structures with TMDs, it is not uncommon to find AMD in high-rising buildings, communication towers or large-scale bridge towers for reducing wind-induced vibration or earthquake-induced vibration [1,2]. Usually AMD control exhibit superior performance but, depending on the type of loading and considering engineering issues such as manufacturing cost, power consumption, operating threshold or maintenance cost, passive systems [3,4,5] are often the chosen option.

2 MODEL DESCRIPTION

In order to illustrate and compare the effects of both mitigation devices, a specific benchmark structure (distributed by Quanser® [6] and presented in several papers [2, 7, 8, 9, 10]) is going to be studied. As it can be seen in Figure 1a, it is a building model consisting of two thick plates (or floors, letters A, B) and several slender plates joining them (or columns, C, D). The TMD and AMD mounting frames are attached on the top floor (E, F respectively). The AMD moving mass (G) is removed when the TMD device is under study and, complementary, the TMD moving mass (H) is removed when only the AMD effect is the one to be considered. The shaking table (I) is not used in this work.

Although more information will be presented later, it is convenient to anticipate some data: the first mode is at 1.57 Hz, having a modal mass of 3 kg and 0.5% of modal damping ratio. Both TMD and AMD devices will be installed on the upper floor with a moving mass of 22% of the modal mass. TMD will be tuned to mitigate this first mode of vibration. As it is known, the performance of both systems depends on the moving mass involved. Nevertheless, TMD and AMD also require some fixed mass (mounting frame, supports, etc.) affecting the modal parameters of the structure. To eliminate the influence of these fixed masses, some additional mass will be added to the model so the structure will have the same dynamic properties when the moving mass of the mitigation devices is removed. Also, friction on both devices can be neglected as mechanical parts (rotational bearings, linear ball guides, etc.) are high quality ones.

The physical model can be represented by the conceptual discrete model shown in Figure 1b, where all the building mass is concentrated on the first and second floors. Both floors are joint together and to the ground through two plates which restrain the movement to one vertical plane and provide stiffness and structural damping. The corresponding equations of motion,

considering the two degrees of freedom shown in Figure 1b, are shown in Eq. 1. There, m_1 and m_2 are the masses of each floor, k_1 and k_2 are the equivalent stiffness values of both plates and c_1 and c_2 their corresponding equivalent viscous damping coefficients. F_2 represents a force applied on the second floor. Forces applied on the first floor do not appear in this study.

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 - c_2 \dot{x}_2 + (k_1 + k_2)x_1 - k_2 x_2 &= 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 - c_2 \dot{x}_1 + c_2 \dot{x}_2 - k_1 x_1 + k_2 x_2 &= F_2 \end{aligned} \quad (1)$$

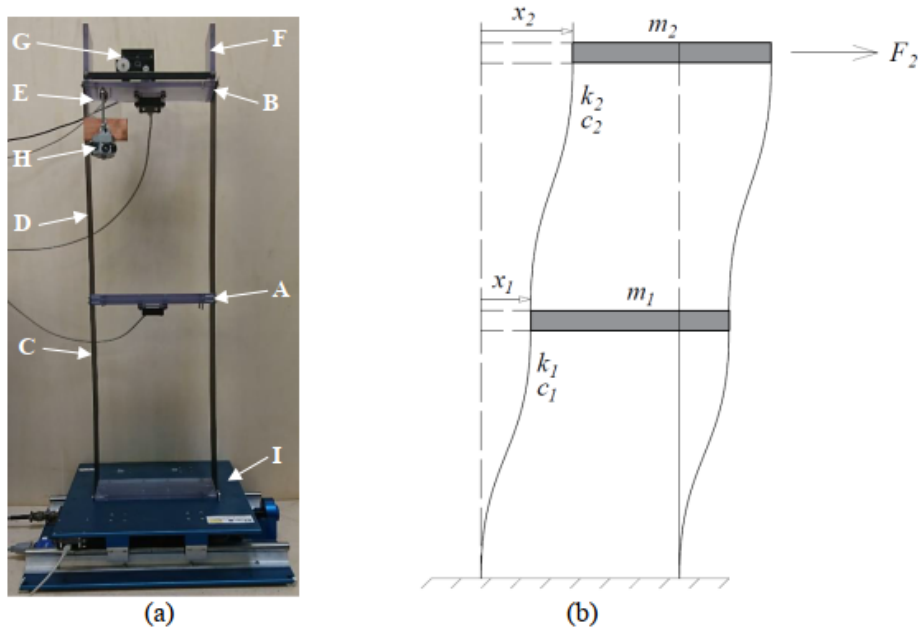


Figure 1: Real (a) and conceptual (b) building model

Bearing in mind control strategies, these equations are transformed into the equivalent state space model (Eq. 2). Considering as input $u = F_2$, the state vector containing both displacements and velocities ($x_0 = [x_1 \ x_2 \ \dot{x}_1 \ \dot{x}_2]^t$) and establishing as outputs the accelerations of both floors ($y_0 = [\ddot{x}_1 \ \ddot{x}_2]^t$), the state space matrices A_0 , B_0 , C_0 and D_0 in Eq. 3 are obtained.

$$\begin{cases} \dot{x}_0 = A_0 x_0 + B_0 u_0 \\ y_0 = C_0 x_0 + D_0 u_0 \end{cases} \quad (2)$$

A modal test has been performed in order to estimate the physical and modal properties of the model. Using an impact hammer, a measured force is applied on the second floor. The accelerations \ddot{x}_1 and \ddot{x}_2 are registered and correlated with the input force. In this way, two Frequency Response Functions (FRFs) are calculated using the H_v estimator and the two degree of freedom mathematical model is fit to them. For doing so, a routine has been scripted in

Matlab to minimize the squared error between both real and imaginary parts of the two FRFs. The built-in *fmincon()* function has been chosen as the solver. Results can be shown in Figure 2, comparing both the fitted FRFs and the time response of the building and the model subjected to the same initial conditions.

$$\begin{aligned}
 A_0 &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_1 + k_2}{m_1} & \frac{k_2}{m_1} & -\frac{c_1 + c_2}{m_1} & \frac{c_2}{m_1} \\ \frac{k_2}{m_2} & -\frac{k_2}{m_2} & \frac{c_2}{m_2} & -\frac{c_2}{m_2} \end{bmatrix} & B_0 &= \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1/m_2 \end{bmatrix} \\
 C_0 &= \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & k_2 & c_1 + c_2 & c_2 \\ m_1 & m_1 & m_1 & m_1 \\ k_2 & -k_2 & c_2 & -c_2 \\ m_2 & -m_2 & m_2 & -m_2 \end{bmatrix} & D_0 &= \begin{bmatrix} 0 \\ 1/m_2 \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{3}$$

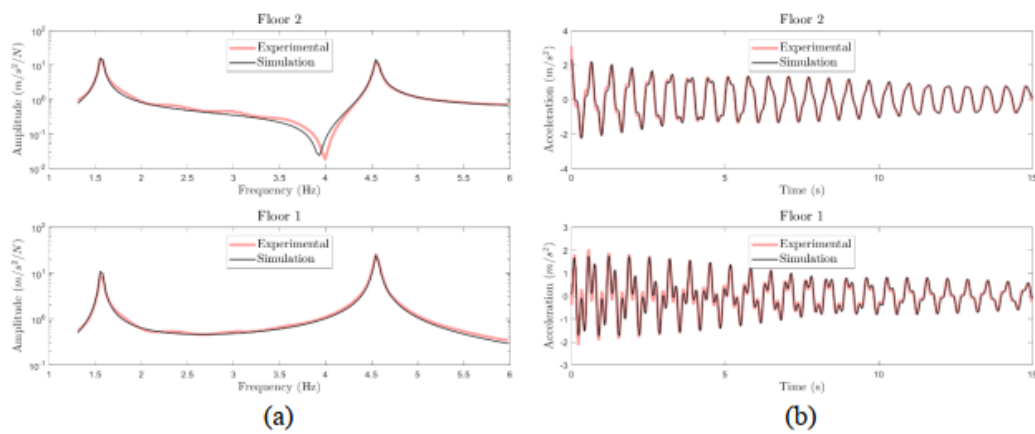


Figure 2: Frequency (a) and time (b) simulations of the bare building model

Table 1: Physical and modal properties of the model

		Floor 1 / Mode 1	Floor 2 / Mode 2
Physical properties	Mass (m_j)	1.89 kg	2.37 kg
	Stiffness (k_j)	491 N/m	662 N/m
	Damping (c_j)	0.651 Ns/m	≈ 0.00 Ns/m
Modal properties	Frequency (f_j)	1.57 Hz	4.56 Hz
	Damping ratio (ζ_j)	0.5 %	0.4 %
	Modal mass (\tilde{m}_j)	3.04 kg	2.67 kg

Finally, Table 1 summarizes the estimated physical and modal properties of the model. It must be noted that, with comparative aims, the mounting rigid frames of both mitigation devices and the different wires are considered as part of the structure and were present during all the tests carried out for this work.

3 VIBRATION MITIGATION DEVICES: TMD AND AMD

In this section both mitigation devices are described physically and mathematically. In both cases, the conceptual model, together with its mathematical model, is presented. Also, the FRFs and the response of the structure and the model subjected to the same initial conditions are depicted with and without the control device for comparison purposes.

3.1 TMD

The Tuned Mass Damper is composed by a moving mass joint to a point of the structure and contains an element sought to dissipate part of the energy the TMD receives. In this case, the device has been conceived as a pendulum (see Figure 1a, letter H), with no elastic members, so the restitution force is its own weight. For small amplitude displacements, the system can be linearized and an equivalent stiffness as well as a natural frequency and a modal damping ratio can be calculated. The damping is induced through a permanent magnet moving in front of a copper plate. The relative velocity between them induces magnetic forces and energy dissipation that oppose the movement, resulting in a simple system that can be modelled just like a viscous damping device [11]. The equation of motion of the resulting Single Degree of Freedom is shown in Eq. 4, where ω_t is the natural frequency of the pendulum (in rad/s) and ζ_t is its modal damping ratio. x_t represents its horizontal displacement (relative to the attachment point) and \ddot{x}_2 is the acceleration of the second floor, where it is installed.

$$\ddot{x}_t + 2\zeta_t\omega_t\dot{x}_t + \omega_t^2x_t = -\ddot{x}_2 \quad (4)$$

The linking force F_t between the TMD and the second floor can be calculated as stated in Eq. 5 (where m_t accounts for the device moving mass), and this, together with Eq. 4, can be combined in a state space model whose state vector is $x = [x_t \ \dot{x}_t]^t$, the input is $u = \ddot{x}_2$ and the output is the force, $y = F_t$ resulting in the state space matrices shown in Eq. 6.

$$F_t = m_t(\ddot{x}_2 + \ddot{x}_t) = -m_t(2\zeta_t\omega_t\dot{x}_t + \omega_t^2x_t) \quad (5)$$

$$A_t = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\omega_t^2 & -2\zeta_t\omega_t \end{bmatrix} \quad B_t = \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \end{bmatrix} \quad C_t = [-m_t\omega_t^2 \quad -2m_t\zeta_t\omega_t] \quad D_t = 0 \quad (6)$$

The properties of the TMD have been measured separately, resulting in a total moving mass of 0.66 kg with a natural frequency of 1.41 Hz and an equivalent modal damping ratio of 16%. Using these values and closing the loop as shown in Figure 3, a coupled model is built. This task is easily performed with Matlab thanks to its built-in *feedback()* function. In Figure 4a, the measured FRFs of the closed loop model are compared with the simulated ones and with the

original model (without any control device). This comparison is also done in the time domain (Figure 4b), comparing the responses of the three models subjected to the same initial conditions (0.011 m for the first floor and 0.019 m for the second one).

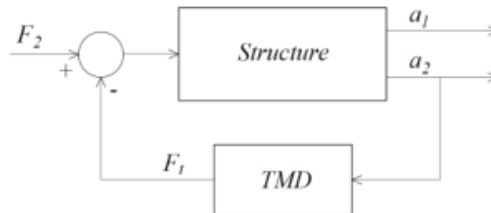


Figure 3: Feedback model of the structure with the TMD

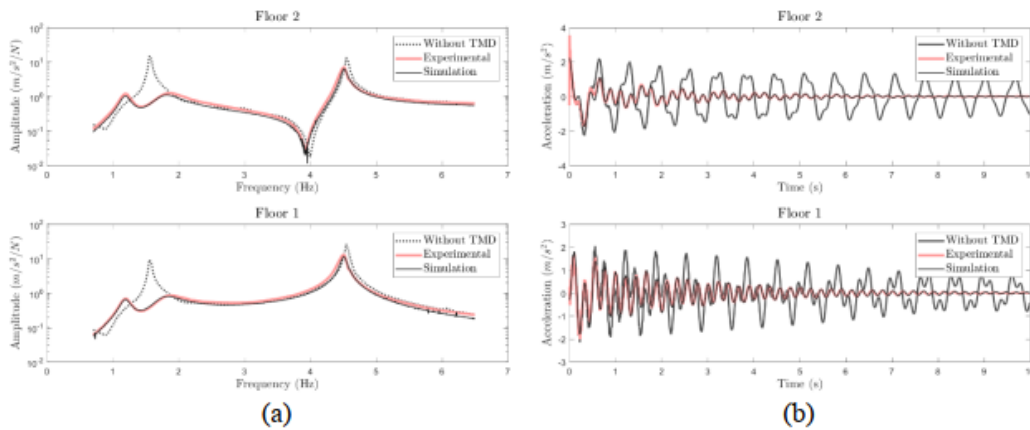


Figure 4: Frequency (a) and time (b) simulations of building model with the TMD

3.2 AMD

The Active Mass Damper system, from Quanser® [6], is composed by a linear actuator moving a 0.66 kg cart connected to a board which, in real-time conditions, measures two accelerometers, gives a voltage command to the actuator amplifier and measures its encoder to retrieve its relative position. The board is connected to a computer and the whole system is driven by Windows Real Time and a proprietary software named WinCon [6]. As the core of this technology, the selection of the best control algorithm is challenging. Although there are other alternatives [6] the traditional pole location control algorithm originally implemented by Quanser® is used.

The goal now is to command the linear actuator so the cart induces movements capable to mitigate the building vibrations. For this, the acceleration of both floors is measured in real-time and, by means of an observer, the state of the system is estimated. Finally, this state is fed back into the structure (which now contains the linear actuator) multiplied by a certain gain matrix. The closed loop system (Figure 5) should now have improved damping characteristics.

The actuator is composed by a guided moving mass, whose driving force is applied through

a DC motor, a planetary gearbox and a rack pinion mechanism to transform the rotary movement into linear displacement. The behavior of the whole system is expressed in terms of the properties of all these elements and the resulting driving force is shown in Eq. 7, where α and β are calculated from the electrical and mechanical parts of the cart, giving the values of 7.72 Ns/m and 1.72 N/V respectively. The driving force of the actuator has the same value than the force it produces on the second floor of the building, but in the opposite sense. In this way, the equation of motion associated to the second floor is modified as stated in Eq. 8 and a new equation of motion, Eq. 9, is added to the whole system to take into account the dynamics of the cart.

$$F_c = \beta V_m - \alpha (\dot{x}_c - \dot{x}_2) \quad (7)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + (c_2 + \alpha) \dot{x}_2 - c_2 \dot{x}_1 - \alpha \dot{x}_c + k_2 x_2 - k_2 x_1 = F_2 - \beta V_m \quad (8)$$

$$m_c \ddot{x}_c + (c_{eq} + \alpha)(\dot{x}_c - \dot{x}_2) = \beta V_m \quad (9)$$

To include the cart dynamics on the structure description, a new state space model must be built. The new inputs are the motor voltage and the external force applied to the second floor ($u = [V_m \ F_2]^t$). The state vector is $x = [x_c \ x_1 \ x_2 \ \dot{x}_c \ \dot{x}_1 \ \dot{x}_2]^t$ and the output signals are the three monitored magnitudes: $y = [x_c \ \ddot{x}_1 \ \ddot{x}_2]^t$, since the position of the cart can be registered thanks to its encoder. Such a model produces the state space matrices shown in Eq. 10.

$$A_c = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{c_{eq} + \alpha}{m_c} & 0 & \frac{c_{eq} + \alpha}{m_c} \\ 0 & -\frac{k_1 + k_2}{m_1} & \frac{k_2}{m_1} & 0 & -\frac{c_1 + c_2}{m_1} & \frac{c_2}{m_1} \\ 0 & \frac{k_2}{m_2} & -\frac{k_2}{m_2} & \frac{\alpha}{m_2} & \frac{c_2}{m_2} & -\frac{c_2 + \alpha}{m_2} \end{bmatrix} \quad B_c = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{\beta}{m_c} & 0 \\ 0 & 0 \\ -\frac{\beta}{m_2} & \frac{1}{m_2} \end{bmatrix} \quad (10)$$

$$C_c = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{k_1 + k_2}{m_1} & \frac{k_2}{m_1} & 0 & -\frac{c_1 + c_2}{m_1} & \frac{c_2}{m_1} \\ 0 & \frac{k_2}{m_2} & -\frac{k_2}{m_2} & \frac{\alpha}{m_2} & \frac{c_2}{m_2} & -\frac{c_2 + \alpha}{m_2} \end{bmatrix} \quad D_c = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -\frac{\beta}{m_2} & \frac{1}{m_2} \end{bmatrix}$$

Note that matrices B_c and D_c contain two columns, the first being associated with V_m and the second to F_2 . The next goal is to estimate a feedback gain matrix K so as the closed loop system satisfies some requirements. The input voltage is calculated just like $V_m = -Kx_c$, so the state equations are modified as shown in Eq. 11. The modal properties of the closed-loop system are the eigenvalues and eigenvectors of the state matrix $[A_c - B_{cV}K]$, where B_{cV} is the column from B_c associated to the input V_m .

$$\ddot{x}_c = A_c x_c + [B_{cv} \ B_{cF}]u = (A_c - B_{cv}K)x_c + B_{cF}F_2 \quad (11)$$

One way to calculate the matrix K is by placing the eigenvalues of the closed-loop state matrix $(A_c - B_{cv}K)$ in some appropriate values in order to satisfy the following conditions. In this case, the desired closed-loop eigenvalues are shown in Eq. 12. They limit the settling time of the free decay response to 1.5 s when initial conditions of 10 mm are applied to each floor [6]. In this sense, and using the *place()* function of Matlab, the matrix K is calculated and shown in Eq. 13.

$$CP = [-5.3 + 5.9j \quad -5.3 - 5.9j \quad -4.2 + 21.9j \quad -4.2 - 21.9j \quad -13.7 + 8.4j \quad -13.7 - 8.4j] \quad (12)$$

$$K = [51.74 \quad 159.3 \quad -500.1 \quad 4.930 \quad 30.60 \quad -25.42] \quad (13)$$

This closed loop system cannot be implemented yet, since the state of the system is not directly measurable. For overcoming this issue, an observer must be used. This observer will estimate the state of the system from the measurable magnitudes: V_m , x_c , \dot{x}_1 and \dot{x}_2 , which are one of the inputs and the output vector. The output of the observer is an estimation of the system state vector, x_o . The strategy followed in this work consists in using the same state space model that describe the dynamics of the structure but modified adding the measured output. According to Eq. 14, this output (y) and the observer output vector (y_o) form an error vector which is multiplied by a gain matrix G and modifies the dynamics of the observer.

$$\begin{aligned} \dot{x}_o &= A_c x_o + B_{cv}V_m + G(y_o - y) \\ y_o &= C_c x_o + D_{cv}V_m \\ y_{xo} &= I_n x_o \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_o &= (A_c - GC_c)x_o + (B_{cv} - GD_{cv})V_m + Gy_o \\ y_{xo} &= I_n x_o \end{aligned} \quad (15)$$

After some manipulation, Eq. 15 is obtained, where it can be seen that the dynamics of the observer depend on the matrix $[A_c - GC_c]$. The matrix G should be designed in such a way that the resulting observer dynamics are fast and damped enough. The chosen eigenvalues for this work are shown in Eq. 16. Real eigenvalues in this case mean that the dynamics are critically damped ($\zeta_j = 100\%$ for all modes). Once again, using the *place()* function of Matlab the matrix G can be computed.

$$OP = [-40 \quad -45 \quad -50 \quad -55 \quad -60 \quad -65] \quad (16)$$

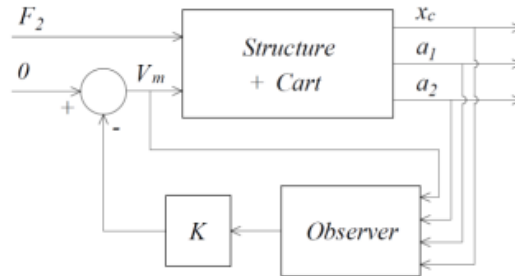


Figure 5: Feedback model of the structure with the AMD

After scripting the corresponding state space models, the loop can be easily closed as depicted in Figure 5 leaving one free input, F_2 , and three outputs (x_c , \ddot{x}_1 and \ddot{x}_2). Once again, FRFs have been experimentally estimated using the same procedure (impact hammer). A comparison between the experimental and simulated one is shown in Figure 6a. It is interesting to note a main difference between them around the first natural frequency. A peak at 1.37 Hz appears, which is probably due to the threshold value of the accelerometers used as input for control: for practical reasons, when accelerations are under 0.15 m/s^2 (estimated value) no output signal is generated. Due to this issue, the AMD does not interact for low accelerations so a residual movement, which is governed by the first mode of the structure, can only dissipate by the original structural damping, giving an appreciable peak around that frequency. The natural frequency (1.37 Hz) is lower than before (1.57 Hz, original model) because within the threshold the cart moves along with the second floor of the structure, increasing its equivalent mass.

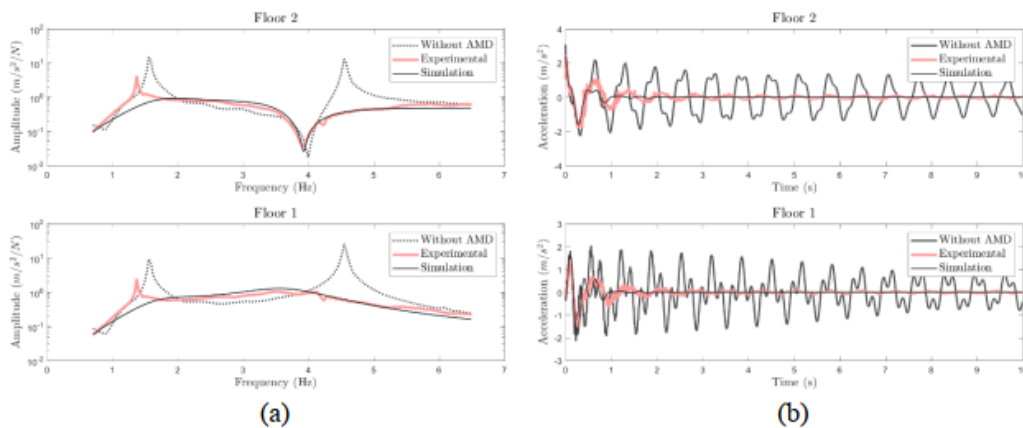


Figure 6: Frequency (a) and time (b) simulations of building model with the AMD

Also, a time comparison of the response of the system subjected to the same initial conditions is shown in Figure 6b. Here, more differences as before can be appreciated, mainly due to the aforementioned practical limitation together with the fact that an AMD system contains much more uncertainty in its design and implementation.

4 DISCUSSION

To compare each system, two sets of results have been prepared. First, the plot in Figure 7 shows the poles and zeroes of the three treated models: the open loop uncontrolled system and the closed loop systems corresponding to the TMD and to the AMD. The horizontal axis represents the product $\omega_j \zeta_j$ of the corresponding eigenvalue whilst the vertical axis represents the product $\omega_j \sqrt{1 - \zeta^2}$.

As it can be easily seen, the uncontrolled structure (blue) has two natural modes (two pairs of poles) close to the vertical axis, which implies low damped modes (see Table 1). When adding the TMD (green), the first mode (the closest pair to the horizontal axis) is split into two new modes, one above and one below, which correspond to the two close peaks shown in Figure 4a. Both new pairs of poles are more damped than the original one, which translates into the damper effect of the device. When the AMD is considered, the original poles are notably moved to the left, which means an important increase of its modal damping. These results, theoretically, in an enormous increase of the damper effect and the efficiency of the system. However, as it has been mentioned and will be seen in Table 2, this is only true when the practical issues about the accelerometers measuring threshold are not considered.

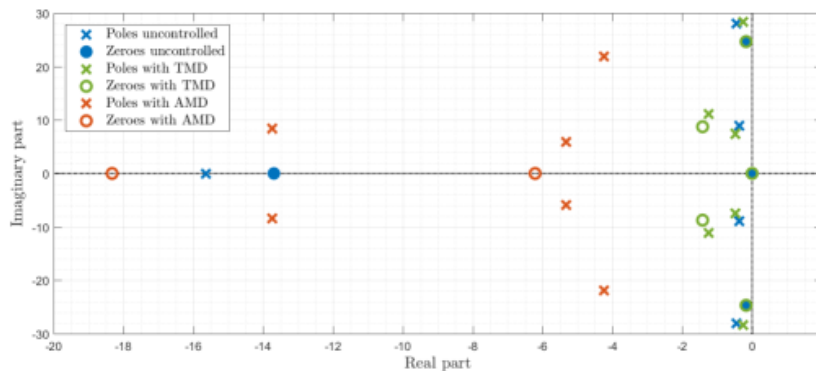


Figure 7: Poles and zeroes of the structure without control, with TMD and with AMD

Finally, a chart summarizing the value of some indicators is presented in Table 2. The maximum of the FRFs of Figures 2a, 4a and 6a are shown in the first two rows. Note that only the greatest maximum values between the first and the second floors has been considered. Also, the settling time (S.T.) of the free decay response (Figures 2b, 4b and 6b) has been estimated, first assuming a band of $\pm 10\%$ of the first maximum of the response (third row) and then assuming a band of $\pm 5\%$ (last row). These values are taken, once again, from the floor which produces the worst values. Every indicator is expressed in terms of its absolute value and also in percentage improvement.

As it can be seen, both damping devices have great and similar performance, being the AMD better to reach the $\pm 10\%$ band, as expected. However, in a more demanding case, to get the $\pm 5\%$ band, the AMD takes a little longer than the TMD. This is due to the fact that the accelerometers belonging to the control loop output a null value when the structure

accelerations are below a certain threshold (around 0.15 m/s^2). This causes the AMD to stop working which forces the residual movement to dissipate by itself, taking at the end longer time than the TMD to get the $\pm 5\%$ band.

Table 2: Indicators summary

	Uncontrolled	With TMD		With AMD	
Max. FRF1 [m/s ² /N]	14.7	1.2	91.8%	4.0	72.8%
Max. FRF2 [m/s ² /N]	24.4	12.9	47.1%	1.0	95.9%
S.T. 10% [s]	37.9 (p2)	5.7 (p1)	85.0%	4.0 (p2)	89.4%
S.T. 5% [s]	52.3 (p2)	7.2 (p1)	86.2%	11.7 (p2)	77.6%

5 CONCLUSIONS

As it can be seen from the results presented in this work, when compared with the same amount of moving mass both mitigation devices have great performance in mitigating oscillations on slender structures. It is also notable that both systems can be numerically simulated accurately. For the demanding loading scenarios presented in sections 3.1 and 3.2, the correspondence between experiments and simulation is very good. Also, as it is known [5], for the impulsive load under consideration, both affect very little to the first peak of the response (Figures 4b and 7b). After that, they both decrease the response levels to acceptable ranges. However, they present some important differences:

- The TMD is intended to deal with the contribution of one single mode of the structure. If the structure has more than one mode contributing significantly to its response, then more than one TMD should be installed. In this sense, the AMD is able to deal with a wider frequency band, mitigating the contribution of more than one mode at the same time. This conclusion is also applicable to the case of evolutionary structures whose frequencies can significantly change due to the occupation, thermal changes, etc.
- The TMD is a purely mechanical system. Its dynamics are coupled to the structural ones and, once tuned, if the mechanical moving parts have a good enough quality (to avoid friction and wearing effects), its good performance is ensured. The AMD, however, is an electro-mechanical system whose efficiency, apart from the aforementioned mechanical issues, depends on the power supply, programming and electronic performance (quality of sensors, real-time processing, etc.)
- For practical reasons (power consumption, maintenance, stability, mechanical gaps, sensor issues, etc.) the AMD exhibit a dead zone for low response levels while the TMDs, assuming that friction is negligible, work throughout the whole range.
- For the particular scenarios presented in sections 3.1 and 3.2, the settling time for a band of $\pm 10\%$ is 1.7 s shorter with the AMD but when a more demanding band ($\pm 5\%$)

is required, the TMD is 4.5 s quicker. Although these differences may not seem relevant, for loading cases (as vortex shedding, for example) where comfortability or serviceability conditions are compromised, it may be a factor to bear in mind.

Although other loading scenarios have to be considered, the results of this study show that the selection of the proper vibration control device is a hard task that depends on multiple factors. Being the performance a vital engineering factor, the durability, reliability and cost (including initial budget and operation and maintenance expenses) are also relevant issues.

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors wish to acknowledge the *Ministerio de Ciencia, Innovación y Universidades*, Spanish Government, for the partial support through the RTI2018-098425 Research Project and the *Ministerio de Educación, Cultura y Deporte*, Spanish Government, for the FPU16/01339 predoctoral grant.

REFERENCES

- [1] Spencer Jr, B.F. and Nagarajaiah, S. State of the art of structural control. *ASCE Journal of Structural Engineering* (2003) **129**(7):845-56.
- [2] Zhang, C. and Ou, J. Modeling and dynamical performance of the electromagnetic mass driver system for structural vibration control. *Engineering Structures* (2015) **82**:93-103.
- [3] Elias, S. and Matsagar, V. Research developments in vibration control of structures using passive tuned mass dampers. *Annual Reviews in Control* (2017) **44**:129-156.
- [4] Ghassempour, M., Failla, G. and Arena, F. Vibration mitigation offshore wind turbines via tuned mass dampers. *Engineering Structures* (2019) **183**:610-636.
- [5] Casado, C., Muñoz, I.M., Sebastian, J., Poncela, A. and Lorenzana, A. Implementation of passive and active vibration control on an in-service footbridge. *Structural Control and Health Monitoring* (2011) **20**:70-87.
- [6] Quanser Consulting Inc. Active mass damper. Two-floor (AMD-2), User Manual. (2002).
- [7] Ashashi-Sorkhabi, A., Malekghasemi, H. and Mercan, O. Implementation and verification of real-time hybrid simulation (RTHS) using a shake table for research and education. *Journal of Vibration and Control* (2013) **21**(8):1459-1472.
- [8] Tu, J., Lin, X., Tu, B., Xu, J. and Tan, D. Simulation and experimental tests on active mass damper control system based on Model References Adaptive Control algorithm. *Journal of Sound and Vibration* (2014) **333**(20):4826-4842.
- [9] Baratta, A., Corbi, I., Corbi, O., Carneiro Barros, R. and Bairrao, R. Shaking Table Experimental Researches Aimed at the Protection of Structures Subject to Dynamic Loading. *The Open Construction and Building Technology Journal* (2012) **6**:355-360.
- [10] Dyke, S.J., Truman, K.Z. and Gould, P.L. Current Directions in Earthquake Engineering Education: The University Consortium on Instructional Shake Tables. *Proceedings of the ASEE Annual Meeting, St. Louis, MO, June 2000*.
- [11] Irazu, L. and Elejabarrieta, M.J. Analysis and numerical modelling of eddy current damper for vibration problems. *Journal of Sound and Vibration* (2018) **426**: 75-89.

ANEXO 4: PATENTES

***Amortiguador de Masa Magnético de Rigidez
Variable***

ES2390899 (A1) — 2012-11-19

Inventor(es):

***LORENZANA IBAN ANTOLIN
DE SEBASTIAN SANZ JESUS
PONCELA MENDEZ ALFONSO VALENTIN
CASADO SANCHEZ CARLOS MARIANO***

Solicitante(s):

FUNDACION CARTIF [ES]

Clasificación:

***Internacional: F16F15/03; F16F7/104
Cooperativa: F16F7/1011 (ES); F16F7/1022 (ES)***



1) Número de publicación: **2 390 899**

2) Número de solicitud: 201032004

5) Int. Cl.:

F16F 7/104 (2006.01)
F16F 15/03 (2006.01)

12)

PATENTE DE INVENCION

B1

22) Fecha de presentación:
30.12.2010

43) Fecha de publicación de la solicitud:
19.11.2012

Fecha de la concesión:
17.09.2013

45) Fecha de publicación de la concesión:
27.09.2013

73) Titular/es:

**FUNDACIÓN CARTIF (100.0%)
 PARQUE TECNOLÓGICO DE BOECILLO
 PARCELA 205
 47151 BOECILLO (Valladolid) ES**

72) Inventor/es:

**LORENZANA IBÁN, Antolin;
 DE SEBASTIÁN SANZ, Jesús;
 PONCELA MÉNDEZ, Alfonso Valentín y
 CASADO SANCHEZ, Carlos Mariano**

74) Agente/Representante:

CAPITAN GARCÍA, Nuria

54) Título: **AMORTIGUADOR DE MASA MAGNÉTICO DE RIGIDEZ VARIABLE**

57) Resumen:

Amortiguador de masa magnético de rigidez variable basado en un dispositivo magnético formado por imanes permanentes y bobinas electromagnéticas, adaptable a diferentes parámetros de manera instantánea.

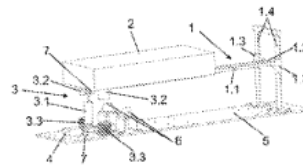


Fig.1

ES 2 390 899 B1

Aviso: Se puede realizar consulta prevista por el art. 37.3.8 LP.

ES 2 390 899 B1

AMORTIGUADOR DE MASA MAGNÉTICO DE RIGIDEZ VARIABLE

DESCRIPCIÓN

5 **OBJETO DE LA INVENCIÓN**

La presente invención se engloba en el campo de los absorbedores de vibraciones dinámicos.

10 Dicha invención se refiere a un amortiguador de masa magnético de rigidez variable basado en un dispositivo magnético formado por imanes permanentes y bobinas electromagnéticas.

15 **ANTECEDENTES DE LA INVENCIÓN**

Actualmente uno de los dispositivos más empleados para la amortiguación de las vibraciones en estructuras civiles (edificios, puentes, torres...) es el amortiguador de masa sintonizado o TMD, según las siglas en inglés de "Tuned Mass Damper", el cual básicamente consiste en una masa acoplada a la estructura por medio de muelles y amortiguadores. El TMD se sintoniza a una de las frecuencias naturales de la estructura, y mediante transferencia de energía inercial reduce la vibración de la estructura cuando ésta oscila a dicha frecuencia natural.

30 Una limitación de los TMDs de naturaleza pasiva es que reducen drásticamente su eficacia cuando se produce cualquier variación en los parámetros dinámicos de la estructura, ya que al variar la frecuencia natural de la estructura el amortiguador de masa deja de estar óptimamente sintonizado. Esto ocurre bien por modifica-

ES 2 390 899 B1

ciones en la estructura, bien por envejecimiento o por la propia variación de condiciones ambientales: temperatura, viento, etc.

5 Para hacer frente a estos cambios dinámicos y mejorar el comportamiento de un TMD pasivo, se han propuestos soluciones como son los amortiguadores de masa activos o AMD, según las siglas en inglés de "Active Mass Damper", los amortiguadores de masa híbridos o
10 HMD, según las siglas en inglés de "Hybrid Mass Damper", o los amortiguadores de masa semi-activos o SAMD, según las siglas en inglés de "Semi Active Mass Damper".

15 Estos últimos se han basado en amortiguadores magnetoreológicos, amortiguadores de orificio variable o en sistemas de muelles mecánicos variables.

20 A pesar de las ventajas en cuanto a adaptación al cambio en los parámetros dinámicos de la estructura que presentan las propuestas activas, híbridas y semi-activas, éstas tienen una serie de desventajas: Los amortiguadores activos (AMD) e híbridos (HMD) necesitan de un aporte energético elevado así como de un estricto plan de mantenimiento para su correcto funcionamiento.

25 Las propuestas semi-activas basadas en amortiguadores magnetoreológicos presentan limitaciones en cuanto al rango disponible de adaptación a los nuevos parámetros dinámicos de la estructura. Además, el comportamiento de estos amortiguadores es no lineal y se
30 degrada a lo largo del tiempo.

35 Con el fin de solventar las desventajas citadas del estado de la técnica se expone la siguiente invención de amortiguador de masa magnético de rigidez varia-

ES 2 390 899 B1

ble adaptable a diferentes parámetros de manera instantánea.

DESCRIPCIÓN DE LA INVENCION

5

La presente invención queda establecida y caracterizada en las reivindicaciones independientes, mientras que las reivindicaciones dependientes describen otras características de la misma.

10

A la vista de lo anteriormente enunciado, la presente invención se refiere a un amortiguador de masa magnético de rigidez variable que comprende medios de fijación y guiado de una masa y medios de ajuste de movimiento de la misma en el que los medios de fijación y guiado de la masa comprenden a su vez un soporte, con la masa en uno de los extremos y un eje de rotación en el otro, casquillos a ambos lados del eje de rotación, los cuales reciben los extremos del eje de rotación y deslizan sobre unos pilares, los medios de ajuste de movimiento comprenden a su vez un amortiguador, dos imanes permanentes y una bobina electromagnética, de manera que el amortiguador se dispone entre el bastidor y la masa, un imán se dispone sobre la masa y el otro imán se dispone sobre el bastidor enfrentado al anterior y rodeado coaxialmente por la bobina electromagnética para variar el campo magnético.

Una ventaja de este amortiguador de masa es que evita los problemas de rozamiento de las soluciones con guiado vertical, y debido a esto se consigue que la transferencia de energía inercial sea más eficiente.

Otra ventaja consiste en que es posible adaptar los parámetros del amortiguador de masa y hacerlo de

ES 2 390 899 B1

manera instantánea mediante la variación de la corriente que circula por las bobinas electromagnéticas, modificando así la rigidez del amortiguador de masa.

5 **DESCRIPCIÓN DE LAS FIGURAS**

Se complementa la presente memoria descriptiva, con un juego de figuras, ilustrativas del ejemplo preferente y nunca limitativas de la invención.

10

La figura 1 representa una vista en perspectiva del amortiguador de masa con un bastidor en forma de placa para situarlo sobre una estructura.

15

La figura 2 representa una vista en perspectiva del amortiguador de masa con un bastidor en forma de paralelepípedo para poder colgarlo en una estructura.

20

La figura 3 representa un esquema de las conexiones del dispositivo de control con los sensores.

EXPOSICIÓN DETALLADA DE LA INVENCIÓN

25 A la vista de lo anteriormente enunciado, la presente invención se refiere a un amortiguador de masa magnético de rigidez variable que comprende medios de fijación y guiado (1) de una masa (2) y medios de ajuste de movimiento (3) de la misma.

30

Los medios de fijación y guiado (1) de la masa comprenden a su vez un soporte (1.1), con un eje de rotación (1.2) en uno de sus extremos, casquillos (1.3) a ambos lados del eje de rotación (1.2), los cuales reciben los extremos del eje de rotación (1.2) y pueden regularse en altura sobre unos pilares (1.4) para ajus-

35

ES 2 390 899 B1

tar la masa a una posición inicial totalmente horizontal.

5 De esta manera la masa (2) es móvil y ya que el movimiento de la misma debe hacerse de la manera más eficiente, se comprueba que es ventajoso incluir rodamientos en los casquillos (1.3) para disminuir el rozamiento en la rotación del eje de rotación (1.2).

10 Los medios de ajuste de movimiento (3) comprenden a su vez un amortiguador (3.1), normalmente hidráulico aunque pudiera ser de otro tipo, dos imanes permanentes (3.2) y una bobina electromagnética (3.3), de manera que el amortiguador (3.1) se dispone entre el
15 bastidor (5) y la masa (2), un imán (3.2) se dispone sobre la masa (2) y el otro imán (3.2) se dispone sobre el bastidor (5) enfrentado al anterior y rodeado coaxialmente por la bobina electromagnética (3.3).

20 Esta bobina electromagnética es la que controla el campo magnético entre los imanes permanentes (3.2) variando la frecuencia de vibración del amortiguador de masa en tiempo real y haciéndolo así de rigidez variable.

25 Este tipo de amortiguador de masa se puede englobar dentro de los denominados semi-activos ya que modifica los parámetros de un elemento pasivo que es el dispositivo magnético formado por dos imanes permanentes
30 (3.2) y una bobina electromagnética (3.3).

En las pruebas llevadas a cabo se comprueba que el número preferente de los imanes permanentes (3.2) dispuestos sobre la masa (2) son dos, el de los imanes
35 permanentes (3.3) enfrentados a éstos son dos y las

ES 2 390 899 B1

bobinas electromagnéticas (3.3) correspondientes son dos, dispuestos equidistantes respecto del amortiguador para asegurar una mayor estabilidad.

5 Una realización del soporte (1.1) consiste en dos listones sobre los que se coloca la masa (2).

Con el fin de limitar el recorrido de la masa por seguridad y evitar el aplastamiento de los diversos
10 componentes del amortiguador de masa, se disponen unos topes de recorrido de la masa (2), bien por debajo de la misma, bien por encima o bien por ambos lados.

Para la gestión de las señales se puede disponer
15 un dispositivo de control (4), el cual capta la señal de los sensores (7) que pueden ser de desplazamiento, velocidad o aceleración y se colocan uno sobre la masa (2) y otro sobre la estructura o bastidor (5).

20 El amortiguador de masa, es decir, los medios de fijación (1), la masa móvil (2) y los medios de ajuste de movimiento (3) se pueden bien disponer directamente sobre la estructura a amortiguar o bien sobre un bastidor (5) del mismo amortiguador de masa.

25 Una realización del bastidor (5) consiste en una base rectangular (5.1), en forma de placa, para situaciones donde el amortiguador de masa se coloca sobre la estructura. Otra realización es un paralelepípedo
30 rectangular con los lados mayores (5.1) formando la base y el techo y los lados menores (5.2) los laterales, para situaciones en las que el amortiguador de masa tenga que colocarse colgado de la estructura a amortiguar.

ES 2 390 899 B1

REIVINDICACIONES

1.-Amortiguador de masa magnético de rigidez variable que comprende medios de fijación y guiado (1) de una
5 masa (2) y medios de ajuste de movimiento (3) de la misma caracterizado porque los medios de fijación y guiado (1) de la masa comprenden a su vez un soporte (1.1), con la masa en uno de los extremos y un eje de rotación (1.2) en el otro, casquillos (1.3) a ambos
10 lados del eje de rotación (1.2), los cuales reciben los extremos del eje de rotación (1.2) y deslizan sobre unos pilares (1.4), los medios de ajuste de movimiento (3) comprenden a su vez un amortiguador (3.1), dos imanes permanentes (3.2) y una bobina electromagnética (3.3),
15 de manera que el amortiguador (3.1) se dispone entre el bastidor (5) y la masa (2), un imán (3.2) se dispone sobre la masa (2) y el otro imán (3.2) se dispone sobre el bastidor (5) enfrenteado al anterior y rodeado coaxialmente por la bobina electromagnética (3.3).

20
2.- Amortiguador de masa magnético de rigidez variable según la reivindicación 1 caracterizado porque los imanes permanentes (3.2) dispuestos sobre la masa (2) son dos, los imanes permanentes (3.2) enfrenteados a éstos son dos y las bobinas electromagnéticas (3.3) correspondientes son dos, dispuestos equidistantes respecto del amortiguador para asegurar la estabilidad.

30
3.- Amortiguador de masa magnético de rigidez variable según la reivindicación 1 caracterizado porque el soporte (1.1) son dos listones sobre los que se coloca la masa (2).

35
4.- Amortiguador de masa magnético de rigidez variable según la reivindicación 1 caracterizado porque se

ES 2 390 899 B1

disponen unos topes (6) de recorrido de la masa (2).

5 5.- Amortiguador de masa magnético de rigidez variable según la reivindicación 1 caracterizado porque los medios de fijación (1) y los medios de amortiguación (3) se disponen sobre la estructura a amortiguar.

10 6.- Amortiguador de masa magnético de rigidez variable según la reivindicación 1 caracterizado porque los medios de fijación (1) y los medios de amortiguación (3) se disponen sobre un bastidor (5).

15 7.-Amortiguador de masa magnético de rigidez variable según la reivindicación 6 caracterizado porque el bastidor (5) es en forma de placa.

20 8.- Amortiguador de masa magnético de rigidez variable según la reivindicación 6 caracterizado porque el bastidor (5) es un paralelepípedo rectangular con los lados mayores (5.1) formando la base y el techo y los lados menores (5.2) los laterales.

25 9.- Amortiguador de masas magnético de rigidez variable según las reivindicaciones anteriores caracterizado porque incluye un dispositivo de control (4).

30 10.- Amortiguador de masa magnético de rigidez variable según la reivindicación 9 caracterizado porque el dispositivo de control (4) capta la señal de unos sensores (7) colocados sobre la masa (2) y sobre la estructura o bastidor (5).

ES 2 390 899 B1

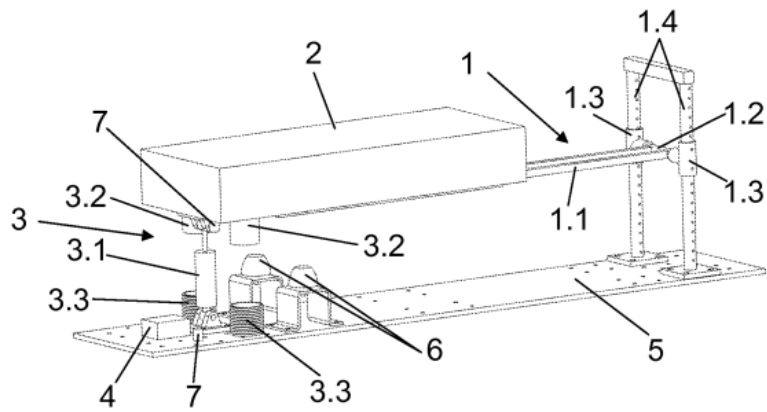


Fig.1

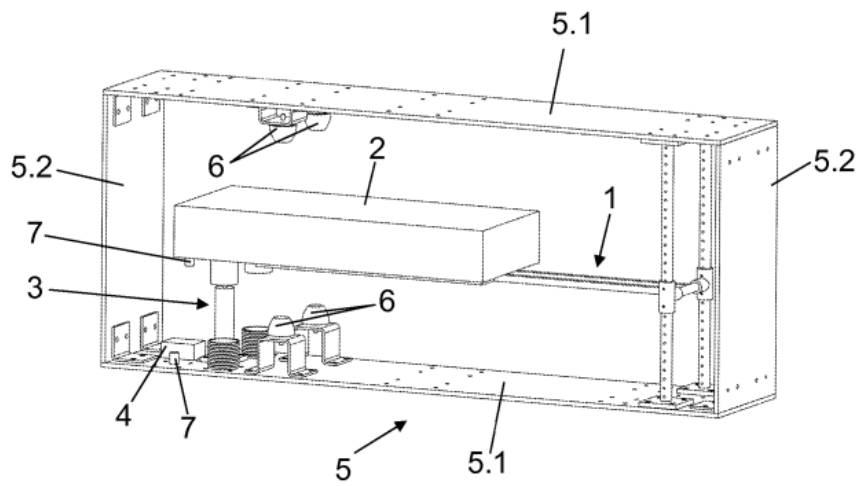


Fig.2

ES 2 390 899 B1

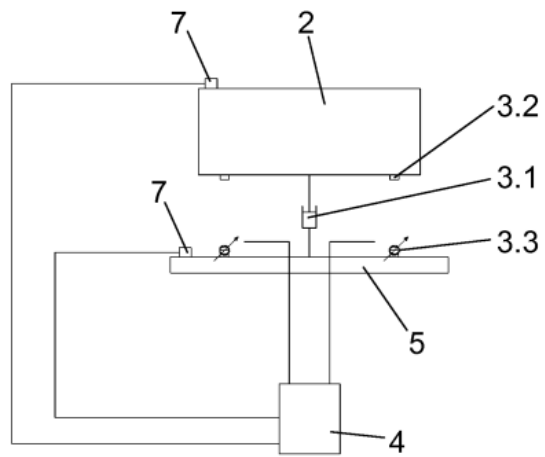


Fig.3

