



TESIS DOCTORAL

**Desarrollo de un dispositivo
de mitigación de vibraciones
para sistemas de catenaria rígida**

Victoria Calleja Duro



**universidad
de león**

Tesis Doctoral

Desarrollo de un dispositivo de mitigación de vibraciones para sistemas de catenaria rígida

D^a. Victoria Calleja Duro

Septiembre de 2018



Universidad de León

Escuela de Ingenierías Industrial, Informática y Aeroespacial

Programa de Doctorado en Ingeniería de Producción y Computación

Directores:

Dr. Ramón Ángel Fernández Díaz (Universidad de León)

Dr. Joaquín Barreiro García (Universidad de León)

Fecha:

Septiembre de 2018

*A mis padres, Amalia y Julio,
porque de sus enseñanzas y recuerdos
he sacado el ánimo y la constancia
para llegar al final de este trabajo.*

Índice general

Resumen-Abstract-Résumé	XI
1 Introducción	1
1.1 Antecedentes históricos	1
1.2 Motivación	5
1.3 Sistema de catenaria rígida	7
1.4 Definición del problema	8
1.5 Soluciones actuales	11
1.6 Propuesta	13
1.7 Objetivo	14
1.8 Resultados	15
1.9 Estructura y metodología del trabajo	15
1.9.1 Metodología	15
1.9.2 Estructura de la tesis doctoral	16
2 Sistemas de catenaria rígida	19
2.1 Antecedentes	19
2.2 Ventajas e inconvenientes	25
2.3 Composición de un sistema de catenaria rígida	26
2.4 Normativa	33
2.5 Calidad de captación de corriente	34
2.6 Evaluación de la calidad de captación de corriente	36
2.7 Problemática de los nuevos diseños de catenaria rígida	38
3 Sistemas de control de la respuesta dinámica	41
3.1 Introducción	41
3.2 Sistemas pasivos	46
3.3 Sistemas de control activo	52
3.4 Sistemas de control híbrido	54

3.5	Sistemas de control semiactivo	55
3.6	Solución adoptada	56
4	Desarrollo de un absorbedor para catenaria rígida	61
4.1	Sistemas dinámicos. Método de análisis	61
4.1.1	Modelización del un sistema dinámico	63
4.1.2	Ecuación del movimiento. Método de cálculo	65
4.2	Respuesta libre de un sistema	68
4.3	Respuesta dinámica de un sistema ante una excitación armónica	76
4.4	Desarrollo de un TMD para sistemas de catenaria rígida	85
5	Modelado y simulación del sistema de catenaria rígida	97
5.1	Selección del sistema de catenaria rígida	97
5.2	Descripción del modelo	100
5.3	Configuración del estudio de frecuencias	105
5.4	Simulación y resultados	111
6	Desarrollo del prototipo de amortiguador	115
6.1	Requisitos del amortiguador	115
6.2	Elección del amortiguador	117
6.3	Datos de partida	121
6.4	Desarrollo del prototipo	125
6.4.1	Cálculo de la masa	125
6.4.2	Cálculo de la rigidez	127
6.4.3	Análisis de sensibilidad	130
6.4.4	Análisis de tensiones mecánicas en la varilla	132
6.5	Fabricación del prototipo	135
6.6	Ensayo libre del prototipo	141
7	Metodología de ensayos, laboratorio e instrumentación	145
7.1	Metodología	145
7.2	Descripción del laboratorio	146
7.3	Instrumentación	149
8	Ensayos y resultados	153
8.1	Configuración de los ensayos	154

8.2	Ensayo 1. Barrido de frecuencias	157
8.2.1	Objetivo	157
8.2.2	Ensayo	158
8.2.3	Medición y resultados	159
8.2.4	Comprobación de resultados obtenidos en el modelo 3D	170
8.2.5	Conclusiones del ensayo	171
8.3	Ensayo 2. Validación del TMD para el modo 3	174
8.3.1	Objetivo	174
8.3.2	Ensayo	174
8.3.3	Medición y resultados	176
8.4	Ensayo 3. Validación del TMD para el modo 5	178
8.4.1	Objetivo	178
8.4.2	Ensayo	178
8.4.3	Medición y resultados	180
8.5	Ensayo 4. Barrido con de frecuencias con TMD activo .	182
8.5.1	Objetivo	182
8.5.2	Ensayo	182
8.5.3	Mediciones y resultados	183
9	Conclusiones	185
9.1	Resumen comparativo de resultados	185
9.2	Aportaciones del presente trabajo	188
9.3	Trabajos futuros	190
9.4	Conclusiones finales	191
	Agradecimientos	193
	Bibliografía	195

Índice de tablas

2.1	Límites de F_m establecidos en EN-50367:2012	37
2.2	Límites de % de arcos establecidos en EN-50367:2012	38
5.1	Componentes del sistema de catenaria rígida modelada	100
5.2	Listado de piezas del conjunto soporte	102
5.3	Participación de masas en el eje Y	112
6.1	Coste de fabricación del prototipo	120
6.2	Características perfil PAC 110	122
6.3	Propiedades de la aleación Al-6106	122
6.4	Frecuencias obtenidas por simulación del sistema de catenaria	123
6.5	Resumen de datos para el desarrollo del prototipo	124
6.6	Parámetros de diseño del amortiguador	128
6.7	Datos de fabricación e instalación	130
8.1	Frecuencias experimentales y simuladas	170
9.1	Porcentajes de efectividad del TMD desarrollado	188

Índice de figuras

1.1	Primera locomotora del mundo “La Rocket”	1
1.2	Primer tren eléctrico en el mundo	2
1.3	Locomotora con sistema Trolley	3
1.4	Sistemas de catenaria	4
1.5	Catenaria rígida tipo T	7
1.6	Desgaste del hilo de contacto	9
1.7	Estructura de la tesis doctoral	17
2.1	Tipos de tercer carril [1]	19
2.2	Rail aéreo con láminas de aluminio [2]	20
2.3	Perfil aéreo tipo T	21
2.4	Catenaria Siemens (metro de Hannover) [3]	22
2.5	Patente Delachaux 1976. Perfiles [4]	23
2.6	Patente Delachaux 1976. Soporte [4]	23
2.7	Evolución perfil PAC 110	24
2.8	Perfil PAC 110, PAC 80 y Siemens [1, 5]	27
2.9	Carro de montaje de hilo de contacto [1]	28
2.10	Bridas de unión	29
2.11	Bridas de alimentación [1]	29
2.12	Bridas de conexión [1]	30
2.13	Bridas de puesta a tierra [1]	30
2.14	Barra aislante [1]	31
2.15	Bridas de suspensión [1]	32
2.16	Rampa de seccionamiento [1]	32
2.17	Hilo de contacto	33
2.18	Fenómeno de despegues pantógrafo-catenaria	35
3.1	Esquema de los sistemas de control pasivos	46
3.2	Sistemas de control de aislamiento basal	46
3.3	Sistemas de control de aislamiento basal	47
3.4	Sistemas de control inerciales	48
3.5	Amortiguador stockbridge	49
3.6	Sistemas de control histeréticos	50
3.7	Amortiguadores viscoso	51
3.8	Esquema de los sistemas de control activo	52
3.9	Sistemas activos de control	53

3.10	Esquema de los sistemas de control híbridos	54
3.11	Esquema de los sistemas de control semiactivos	55
4.1	Metodología de resolución de problemas dinámicos	63
4.2	Sistema de 1 gdl con amortiguamiento	66
4.3	Ecuación del movimiento de un sistema de 1GDL	70
4.4	Respuesta de los sistemas en función de sus amortiguación	75
4.5	Esquema de un sistema masa-resorte con excitación armónica	76
4.6	Respuesta de un sistema en resonancia	80
4.7	Esquema de un sistema 1GDL amortiguado con excitación externa	80
4.8	Razón de frecuencias	84
4.9	Modelo de TMD propuesto para sistemas de catenaria rígida	85
5.1	Sistema de catenaria rígida tipo T	98
5.2	Soporte tipo T de catenaria rígida	99
5.3	Vista isométrica del soporte	101
5.4	Despiece del soporte	101
5.5	Perfil PAC-110	102
5.6	Modelado del Hilo de contacto	103
5.7	Conjunto PAC-110 e hilo de contacto	104
5.8	Modelo perfil-hilo: opción Merge Result	104
5.9	Vista 3D del ensamblaje del sistema de catenaria	105
5.10	Vista Longitudinal del Ensamblaje del Sistema de OCR	105
5.11	Apoyo tipo <i>Fixed</i> en la base de los soportes	106
5.12	Malla del modelo. Vista isométrica	107
5.13	Malla del modelo. Vista frontal	108
5.14	Malla del modelo. Vista ampliada del perfil	108
5.15	Diagrama de relación de aspecto	109
5.16	Diagrama de relación de aspecto. Zoom de los puntos críticos	109
5.17	Diagrama del cociente jacobiano. Vista isométrica	110
5.18	Vista frontal de la comprobación jacobiana	110
5.19	Resultado de la simulación. Modos y frecuencias	111
5.20	Histograma de participación de masas por ejes	112
5.21	Formas modales	113
6.1	Esquema del prototipo	118
6.2	Perfil de catenaria rígida PAC 110	121
6.3	Gráfica de la razón de masas para la frecuencia de 4,32 Hz	126
6.4	Gráfica de la razón de masas para la frecuencia de 6 Hz	127
6.5	Amortiguador configurado	130
6.6	Deformación máxima por limitaciones geométricas	133
6.7	Plano constructivo del bloque de acoplamiento	136
6.8	Proceso de mecanizado	137
6.9	Despiece del bloque de acoplamiento	137
6.10	Detalle de la varilla mensajera	138

6.11	Plano constructivo de las masas	139
6.12	Masa del modo 8 (4,32 Hz)	139
6.13	Masa del modo 10 (6 Hz)	140
6.14	Despiece del prototipo	140
6.15	Prototipo realizado	141
6.16	Ensayo de vibración libre del TMD sintonizado a 4,32 Hz	142
6.17	Ensayo vibración libre 6 Hz	143
7.1	Banco de ensayos de catenaria rígida	146
7.2	Planta del laboratorio	147
7.3	Alzado del laboratorio	147
7.4	Carro móvil sobre el que se atornillan los mástiles	148
7.5	Herraje tipo T	148
7.6	Carro excitador	149
7.7	Sistema vibrador	150
7.8	Gráfica característica con las prestaciones del vibrador amplificador	151
7.9	Celula de carga 0	151
7.10	Acelerómetro	152
7.11	Disposición de la instrumentación para ensayos	152
8.1	Prototipo y su modelo teórico	153
8.2	Modos resultantes de la simulación	154
8.3	Posibles ubicaciones para el TMD	155
8.4	Ubicación de la instrumentación	156
8.5	Configuración del ensayo 1	157
8.6	Barrido de frecuencias	158
8.7	Medida de la célula de carga	160
8.8	Registros de los acelerómetros en el dominio del tiempo	160
8.9	Función de transferencia para la señal del acelerómetro Ac_4	162
8.10	Función de transferencia para la señal del acelerómetro Ac_3	163
8.11	Función de transferencia para la señal del acelerómetro Ac_2	164
8.12	Funciones de transferencia y señales de respuesta	165
8.13	Función de coherencia	166
8.14	Función de transferencia de cada modo	167
8.15	Verificación formas modales teóricas	168
8.16	Gráfica resumen del ensayo 1	169
8.17	Frecuencias de sintonización de los TMD desarrollados	171
8.18	Barrido de frecuencias. Modo 3	172
8.19	Barrido de frecuencias. Modo 5	172
8.20	Prototipo y frecuencias de sintonización	173
8.21	Ensayo 2. Frecuencia fija modo 3	174
8.22	Configuración ensayo Modo 3	175
8.23	Ensayo de modo 3. TMD bloqueado	175
8.24	Ensayo de Modo 3. TMD activo	176

8.25	Registros de los acelerómetros con y sin TMD durante el ensayo 2	177
8.26	Ensayo 3. Frecuencia fija Modo 5	178
8.27	Ensayo 3. Configuración ensayo modo 5	179
8.28	Ensayo de modo 5. TMD Bloqueado	179
8.29	Ensayo de modo 5. TMD activo	180
8.30	Registros de los acelerómetros con y sin TMD durante el ensayo 3	181
8.31	Ensayo 4. Configuración del ensayo 4	182
8.32	Comparativa de las FTF con y sin TMD	183
8.33	Comparativa de la respuesta en aceleración con y sin TMD . . .	183
9.1	Resumen de las pruebas de validación del prototipo	186
9.2	Zonas efectivas de los TMD	187
9.3	Aceleración amortiguada con TMD	187
9.4	Prototipo de TMD para sistemas de catenaria rígida	188
9.5	Escala TRL incluida en el plan de trabajo H2020	190

Resumen

El aspecto más importante en el diseño de cualquier sistema de catenaria es la interacción dinámica entre el pantógrafo y la línea aérea de contacto. Este es uno de los pilares para establecer un sistema de potencia fiable y garantizar la vida útil del hilo de contacto y el pantógrafo, ya que su influencia es directa en el desgaste de los mismos.

Para garantizar esta fiabilidad, es necesario asegurar una buena calidad de captación de corriente, es decir, que el contacto pantógrafo-catenaria sea lo más constante y uniforme posible, garantizando un contacto permanente entre ambos elementos. La falta de un buen contacto hace que aparezcan despegues en el sistema, los cuales son causantes de un desgaste prematuro del hilo por las altas densidades de corriente que se producen al disminuir la superficie de contacto y generarse arcos eléctricos y microfusiones. Esto ocasiona una gran disminución de la vida útil tanto del hilo como del pantógrafo.

El inicio y motivación del presente trabajo está en la solución a un problema real surgido en algunas líneas ferroviarias con sistemas de catenaria rígida. Algunos de los nuevos diseños y configuraciones de catenaria de estos sistemas han provocado la aparición de problemas de vibraciones que no se habían dado hasta el momento, ocasionando una reducción importante de la vida útil de los elementos del sistema y unos elevados costes de mantenimiento en reposiciones.

Para ello, se ha llevado a cabo una revisión de la literatura científica de los diferentes sistemas de control de la respuesta dinámica en estructuras existentes y un estudio de la problemática intrínseca de los sistemas de catenaria rígida.

Como solución a la problemática de estas líneas, se propone utilizar un sistema de amortiguación de masas sintonizadas (*Tuned Mass*

Damper, TMD). Este sistema debe ser diseñado y sintonizado a la frecuencia natural del sistema principal en el que van a ser instalados. Por tanto, en el desarrollo del trabajo ha sido necesario modelar en 3D un sistema de catenaria para obtener las frecuencias de diseño del amortiguador. Se ha desarrollado un prototipo y se ha instalado un tramo de 54 metros de un sistema de catenaria rígida en un banco de pruebas, en el cual se han realizado los ensayos de validación del mismo.

Tras las pruebas de validación del prototipo, las cuales han dado un porcentaje de mitigación de vibraciones mayor del 70 %, puede concluirse que el diseño es efectivo en la mejora del comportamiento dinámico del sistema además de viable para ser instalado en sistemas de catenaria rígida.

A la vista de los buenos resultados obtenidos por la solución propuesta, se ha presentado en la Oficina Española de Patentes y Marcas una solicitud de modelo de utilidad del presente prototipo de amortiguador de masas para catenarias rígidas, obteniendo una resolución favorable con número ES1185008U.

Abstract

The interaction between pantograph and catenary is the key factor to be considered when designing any overhead contact line system. This is one of the most important points to establish a reliable power system and to ensure the service life of both, the contact wire and the pantograph, since it has direct influence in their wear.

To guarantee such reliability, it is necessary to ensure the good quality of current collection, i.e. the contact between pantograph and catenary has to be permanent and as constant and uniform as possible. Lack of good contact causes detachments and high current densities due to a reduction in the contact area, that result in electric arcs and micro-fusions, which bring premature wear. Thus, the service life of the contact wire and the pantograph is reduced.

This work tries to provide a solution for a real problem that has appeared in some railways with overhead contact rail system. Some of the new designs and configurations of such systems have caused unexpected vibration problems, bringing a reduction in their service lives as well as higher maintenance costs.

First, a review of the current structural dynamics control systems as well as a study of the problems concerning overhead contact rail system have been carried out.

As a solution to such problems, it is proposed to use a tuned mass damper system (TMD). This system must be designed and tuned to the natural frequency of the main system where it is going to be installed.

Therefore, a 3D model of the catenary system has been developed in order to obtain the design frequencies of the absorber. Then, a prototype has been developed and installed on a test bench consisting of a 54 meters long rigid catenary system, in order to validate it.

After the validation tests, which have given a percentage of vibration mitigation greater than 70 %, we can conclude that the design is effective in improving the dynamic behaviour, as well as viable for its installation in rigid catenary systems.

In the light of the good results, an application for a utility model has been presented to the Spanish Patent and Trademark Office, and has eventually been granted, with ID-number ES1185008U .

Résumé

L'interaction entre le pantographe et la caténaire est le principal facteur à prendre en compte lors de la conception de n'importe quel type de caténaire.

Ceci est l'un des points les plus importants afin d'établir un système électrique fiable et d'optimiser la durée de vie à la fois du fil de contact et du pantographe. En effet, leur interaction influe directement sur leur usure.

Pour garantir une telle fiabilité, il est nécessaire d'assurer une bonne qualité de captage du courant: le contact entre le pantographe et la caténaire doit être permanent et aussi stable et uniforme que possible. Un mauvais contact provoque des décollements et des pics d'intensité de courant dues à une réduction de la zone de contact. Cela se traduit par des arcs électriques et des micro-fusions, qui entraînent une usure prématurée. Par conséquent, les durées de vie du fil de contact et du pantographe sont réduits.

Ce travail cherche à apporter une solution à un problème réel qui est apparu dans certains réseaux possédant une caténaire rigide. Certaines des nouvelles conceptions et configurations de ces systèmes ont causé des problèmes de vibrations inattendus qui ont réduit leur durée de vie et entraîné des coûts de maintenance plus élevés.

Pour commencer, une étude des systèmes actuels de contrôle de la dynamique des structures ainsi que des problèmes concernant les systèmes de rail aérien de contact a été menée.

Comme solution à ces problèmes, il est proposé d'utiliser un système d'amortisseur à masse accordée (TMD). Ce système doit être conçu et réglé pour la fréquence naturelle du système principal où il va être installé.

Ainsi, un modèle 3D du système de caténares a été développé afin d'obtenir les fréquences de conception de l'amortissement. Puis, afin de valider ce modèle, un prototype a été développé et installé sur un banc d'essai constitué d'un système de caténaire rigide de 54 mètres de long.

Après les tests de validation, qui ont donné un pourcentage d'atténuation des vibrations supérieure à 70 %, nous pouvons conclure que la conception améliore efficacement le comportement dynamique et est également viable pour une installation dans des systèmes de caténares rigides.

À la lumière de ces bons résultats, une demande de brevet a été faite à l'OEPM (Oficina Espanola de Patentes y Marcas équivalent de l'Institut National de la Propriété Industrielle) où le numéro ES1185008U lui a été attribué.

1 Introducción

1.1. Antecedentes históricos

La historia del ferrocarril se inicia en 1825, con la construcción del primer ferrocarril del mundo, que unió Liverpool con Manchester [6]. La locomotora diseñada por el inglés George Stephenson, conocida como “La Rocket”, llegó a remolcar el quintuple de su peso a una velocidad de 16 km/h. Esta locomotora, que sentó las bases de la tracción a vapor, se encuentra actualmente expuesta en el Museo de Ciencias de Londres (figura 1.1).



Figura 1.1: Primera locomotora del mundo “La Rocket”

Fueron muchos los países que se unieron al desarrollo de este sistema de transporte y pronto comenzó a haber pequeñas líneas de ferrocarril en Bélgica, Francia, Alemania y España. Posteriormente, con la

segunda Revolución Industrial surgió el desarrollo de los sistemas de tracción eléctricos ferroviarios.

En 1879, Werner Von Siemens desarrolla el primer tren eléctrico, el cual estuvo funcionando durante cuatro meses en la Exposición Universal de Berlín.



Figura 1.2: Primer tren eléctrico en el mundo

La locomotora arrastraba un tren de viajeros con 30 pasajeros, a lo largo de un trayecto circular de 300 metros ubicado dentro del recinto de la exposición a una velocidad de 16 km/h (figura 1.2). La máquina disponía de un motor eléctrico colocado sobre cuatro ruedas que tomaba corriente de un carril especial situado en el eje de la vía. Los accidentes y perturbaciones derivados de la utilización de un carril electrificado a nivel del suelo, llevaron rápidamente a la utilización de postes de madera a lo largo de la traza para elevar la altura de los elementos electrificados, lo cual dio inicio a los sistemas llamados de catenaria aérea [3, 6].

En 1891 se produce otro de los grandes hitos de la tracción eléctrica: el estadounidense Frank Julian Sprague diseña el Trolley [7, 8, 9]. Este era un nuevo sistema de captación de corriente aérea para las locomotoras. Tal y como se puede ver en la figura 1.3, el sistema situado en el techo de la locomotora permitía la toma de corriente de un cable aéreo a través de un dispositivo accionado por un resorte para mantener la presión sobre el cable y una rueda para desplazarse a lo largo de la línea aérea. A partir de aquí, Sprague diseña el primer sistema eléctrico tranviario a gran escala en Estados Unidos.

La primera línea de tracción electrificada fue inaugurada el 2 febrero de 1888 en Richmons (Virginia) con 10 coches que podían alcanzar una velocidad de 24 km/h. El resultado fue tan bueno que en junio la línea ya operaba 40 coches [10].

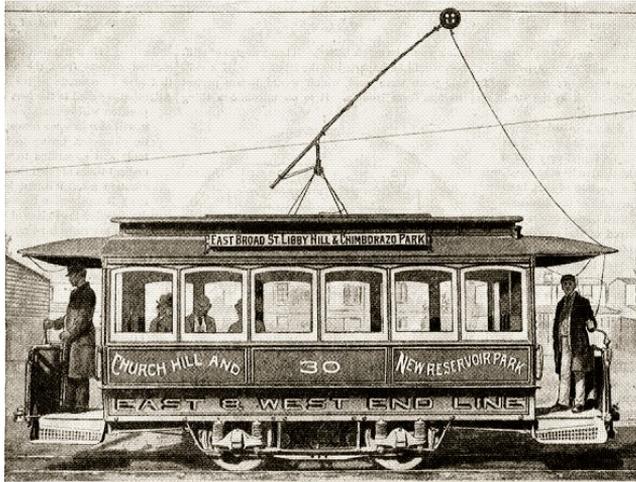


Figura 1.3: Locomotora con sistema Trolley

El éxito de Richmond demostró que la tracción eléctrica podía ser un sistema seguro y fiable para el ferrocarril. Hasta entonces, según el Institute of Electrical and Electronics Engineers (IEEE) hubo al menos 74 intentos de dar servicio eléctrico al ferrocarril en más de 60 ciudades de los Estados Unidos, Reino Unido y Europa continental, pero ninguno era lo bastante fiable como para sustituir a los tranvías arrastrados por caballos.

En 1890 se inaugura en Alemania la línea Berlín-Lichterfelde, de 12 kilómetros de longitud, la cual fue equipada con catenaria tranviaria y pantógrafo. El hilo de contacto estaba situado a una altura de 4,6 m, suficiente para evitar accidentes por el contacto con vehículos o personas. Desde entonces los sistemas de línea aérea de contacto comenzaron a tomar más relevancia en los lugares públicos, quedando los sistemas de railes relegados a los lugares donde el tren cuenta con su propia traza.

Las ventajas del tren eléctrico frente a la contaminación provocada por las locomotoras de vapor hizo que, a finales del siglo XIX, los tranvías eléctricos fueran reemplazando gradualmente tanto al vapor como a los coches de caballos en las grandes ciudades [11]. El modelo inicialmente extendido por el mundo fue el modelo trolley de Richmond.

Con el objetivo de alcanzar mayores velocidades comerciales y mayores longitudes de vanos, el diseño trolley evolucionó a una catenaria más moderna, la cual llevaría un cable sustentador del cual se suspendía la catenaria. En 1927 en la línea Berlin Strasse- Spandau se instala un sistema de catenaria suspendida con vanos de 120 metros que llegó a una velocidad de 50 km/h. Para mejorar la disponibilidad de la línea los vanos fueron reducidos y se instalaron tensores para el hilo, lo cual redujo mucho el desgaste de las líneas [3].

Como resultado de esta evolución, los sistemas de electrificación quedarían enmarcados dentro de 2 categorías: catenaria por rail o catenaria flexible, dentro de la cual se sitúan los sistemas tipo trolley y los sistemas de catenaria suspendida .



Figura 1.4: Sistemas de catenaria

Las posibilidades que proporcionan los sistemas de catenaria suspendida o flexible en cuanto a velocidades admisibles, hicieron de ellos el foco de la evolución y del desarrollo en el siglo XX, llegando a nuestros días con sistemas que permiten velocidades de hasta 350 km/h.

Por otra parte, los sistemas de catenaria por rail evolucionaron a sistemas de rail aéreo, pero debido a la limitada velocidad que se llegó a conseguir con ellos, 160 km/h, quedaron relegados a sistemas en los que la velocidad no juega un papel tan importante, como los metros o cercanías urbanos.

La evolución del ferrocarril se hace imparable y los vehículos fueron introduciendo nuevas prestaciones que mejoraban el confort pero, al mismo tiempo, incrementaban las necesidades de consumo.

Hoy en día, el transporte ferroviario es uno de los modos de transporte más utilizados por el ser humano; la sociedad en la que vivimos demanda cada vez mayores prestaciones. Viajar se ha convertido no solo en una necesidad sino en un placer en el cual, el pasajero demanda cada vez mayores comodidades, menores tiempos de viaje, altos niveles de seguridad y precios cada vez más reducidos.

Actualmente, la creciente presión competitiva de la aviación, debida a la aparición, consolidación y expansión de las llamadas compañías *low cost*, así como la actual crisis económica, imponen la necesidad de optimizar costes en los sistemas sin reducir los estándares actuales de confort y velocidad.

Las grandes ventajas en cuanto a instalación, seguridad y mantenimiento de los sistemas de catenaria rígida, hace que en los últimos años se haya retomado la investigación en estos sistemas para conseguir sistemas de mayores velocidades y costes más reducidos.

La electrificación ferroviaria sigue siendo uno de los principales pilares de la evolución del ferrocarril hacia un sistema ferroviario más sostenible y de mayores prestaciones.

1.2. Motivación

En los últimos años, ha aumentado significativamente el uso de la catenaria rígida como sistema de alimentación eléctrica al tren debido principalmente al reducido gálibo de implantación que este sistema necesita frente a los sistemas de catenaria flexible, así como por sus

grandes ventajas de instalación, seguridad y mantenimiento. Lamentablemente este sistema no permite velocidades de operación muy altas, lo cual choca con la actual demanda social de transportes ferroviarios cada vez más rápidos y económicos.

Con el objetivo de lograr sistemas de catenaria rígida aptos para mayores velocidades y de menores costes, los sistemas de catenaria han ido evolucionando hacia nuevos diseños y configuraciones de vanos de mayor longitud [12, 2, 13, 14].

En algunos de los sistemas y configuraciones desarrollados en los últimos tiempos han surgido problemas de vibraciones al paso de circulaciones, dando como resultado una mala captación de corriente fuera de los límites establecidos como aceptables en las normas de interacción dinámica europeas.

La mala captación de corriente se traduce en mayores despegues entre pantógrafo y catenaria, y por tanto, en mayores arcos eléctricos, lo cual conlleva un desgaste prematuro de las instalaciones, lo que implica unos mayores costes de mantenimiento y renovación de material.

Las fuertes inversiones que se realizan en la instalación de estos sistemas, hacen que sea necesario buscar una solución para las líneas en servicio con esta problemática que no cumplen con los parámetros de calidad de captación de corriente requeridos, y situarlas dentro de los estándares de mantenimiento aceptables, ya que los numerosos chispazos y arcos eléctricos que se producen en estas líneas reducen mucho la vida útil de las mismas, siendo necesaria la sustitución frecuente del hilo de contacto, con los costes asociados que conlleva.

La interacción entre pantógrafo-catenaria y la calidad de captación de corriente es una de las limitaciones existentes para la consecución de mayores velocidades, siendo uno de los puntos débiles que conlleva muchos esfuerzos de mantenimiento y está siempre en el punto de origen de demoras cuando falla o se rompe algún elemento del sistema [15, 16, 17, 18].

El objeto de la presente tesis es el diseño de un dispositivo de mitigación de vibraciones para sistemas de catenaria rígida, factible de ser instalado en líneas en servicio y capaz de llevar a las líneas con problemas de mala interacción pantógrafo-catenaria a los parámetros

aceptables de calidad de captación de corriente establecidos en la normativa ferroviaria europea. Como resultado, las líneas en servicio con esta problemática alargarán su vida útil y reducirán sus costes de mantenimiento.

1.3. Sistema de catenaria rígida

El sistema de alimentación de energía eléctrica al ferrocarril, conocido como catenaria rígida o perfil conductor aéreo, es un sistema alternativo a los sistemas convencionales de catenaria flexible, muy utilizado en aquellas zonas donde éstos no pueden ser instalados por problemas de gálibo reducido [19, 20, 21].

Este sistema está compuesto por un perfil de aluminio en forma de mordaza al que se fija el hilo de contacto de cobre en su vértice inferior. El conjunto se fija a la estructura superior mediante soportes aislados tal y como se muestra en la Figura 1.5.

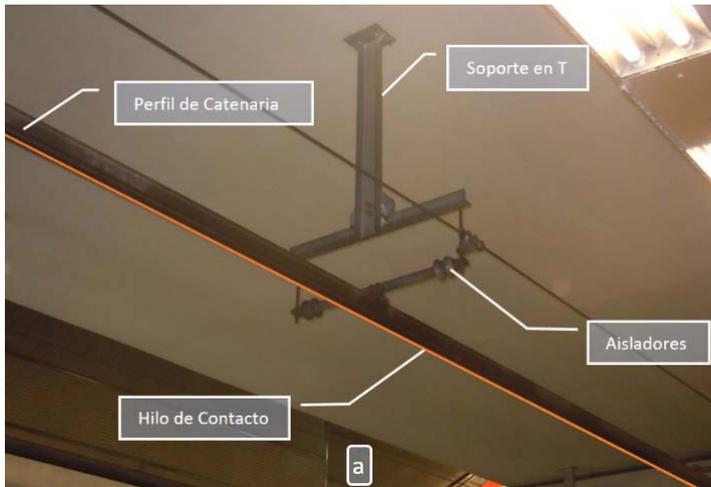


Figura 1.5: Catenaria rígida tipo T

La primera aplicación de este sistema tuvo lugar en el año 1890, en los ferrocarriles en Baltimore (Estados Unidos), y fue traído a Europa

seis años más tarde, en 1896, en el metropolitano de Budapest. Desde sus inicios, conocido como tercer carril aéreo, hasta nuestros días ha ido evolucionando en busca de diseños con mayores prestaciones [12, 13, 2, 14].

Las principales ventajas que presenta este sistema en la actualidad son:

1. Reducida altura del sistema, lo que permite su instalación en túneles de gálibo reducido.
2. Hilo de contacto no sometido a esfuerzos de tracción, por lo que puede aumentarse el desgaste del mismo hasta un 30 %, frente al 20 % permitido en los sistemas de catenaria flexible. Esto conlleva una mayor vida útil del mismo y por tanto menores sustituciones.
3. Mayor sección equivalente en cobre del conjunto del perfil e hilo de contacto, lo que hace posible la reducción de cables de alimentación en paralelo.
4. Mayor nivel de seguridad, por la imposibilidad de rotura y caída de un cable por desgaste o accidentes.
5. Mantenimiento más rápido al tener menos elementos que ajustar.

No obstante, la catenaria rígida no ha llegado a ser predominante frente a los sistemas de catenaria flexible por no permitir velocidades mayores de 160 km/h [19], aun así las ventajas mencionadas anteriormente hacen que sea una solución muy usada, sobre todo en túneles ferroviarios urbanos donde la velocidad no juega un factor decisivo frente al resto de bondades del sistema.

1.4. Definición del problema

Uno de los problemas que han surgido en algunos de los nuevos diseños y configuraciones de catenaria rígida son las vibraciones, las cuales se traducen en un desgaste excesivo de las instalaciones, tanto del hilo

de contacto como de los frotadores de los pantógrafos. En la Figura 1.6 se muestra el desgaste por efecto de dichas vibraciones.

Para garantizar la vida útil de los sistemas de alimentación eléctrica al ferrocarril es necesario que exista una buena calidad de captación de corriente, es decir, que la interacción entre pantógrafo y catenaria sea lo más constante y uniforme posible, garantizando un contacto permanente entre ambos elementos. El estudio de esta interacción dinámica es algo muy estudiado a través de diferentes modelos computacionales como puede verse en diversos estudios [22, 23, 24], en su mayoría basados en métodos de elementos finitos.

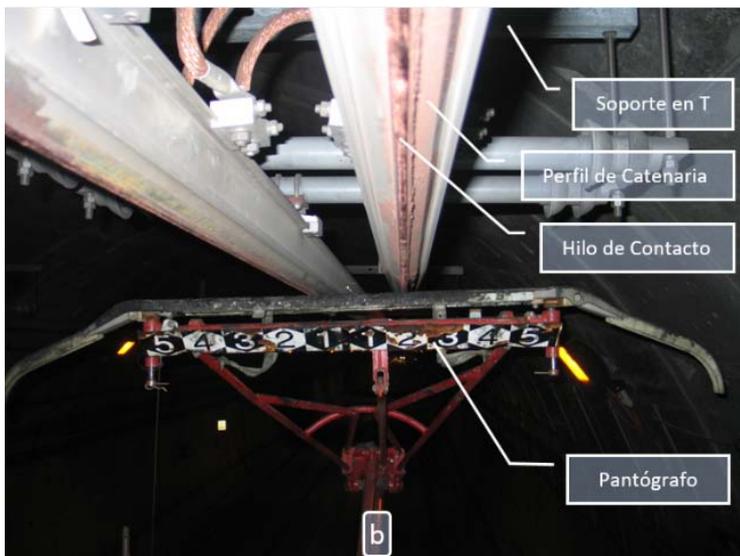


Figura 1.6: Desgaste del hilo de contacto

Los valores de fuerza media que debe ejercer el pantógrafo sobre la catenaria en sistemas de catenaria rígida están indicados en la Especificación Técnica de Interoperabilidad (ETI) del subsistema de energía [25], en función del tipo de electrificación y velocidad de la línea. Por debajo de estos valores no se garantiza la existencia de contacto suficiente para unos niveles de calidad de captación de corriente adecuados.

La normativa vigente para el diseño de sistemas de catenaria no hacen distinción entre sistemas de catenaria flexible o rígida, aunque están claramente enfocadas a sistemas de catenarias flexibles. El diseño de los sistemas de raíl es completamente diferente al de los sistemas flexibles, por lo que en temas de diseño no es posible aplicarse estas normas en su totalidad, existiendo por tanto un vacío en este sentido para el diseño de nuevos sistemas de catenaria rígida.

Así mismo, la normativa actual no tiene en cuenta en ninguno de sus puntos el estudio de frecuencias naturales del sistema para el diseño de nuevas configuraciones. Las normas se limitan a la medida y verificación final de unos correctos niveles de calidad de captación de corriente mediante el empleo de métodos específicos. Del mismo modo, las simulaciones dinámicas que se realizan con anterioridad a la ejecución de estos sistemas, tampoco tienen en cuenta la problemática de vibraciones por resonancia debido a que éste no es un punto incluido las normas.

A la vista de los problemas surgidos, se pone de manifiesto que el estudio de las frecuencias naturales del sistema es uno de los puntos a tener en cuenta a la hora de establecer nuevas configuraciones de vano, concretamente aquellas que puedan ser críticas por estar en el entorno de las frecuencias típicas de las mesillas de los pantógrafos utilizados en las unidades de tracción. En caso de que ambas frecuencias coincidieran, el sistema entraría en resonancia generando vibraciones de gran amplitud, las cuales provocarían deformaciones en la catenaria y desplazamientos verticales del hilo de contacto que ocasionarían una reducción de la fuerza de contacto y, por tanto, despegues.

Estos despegues son los causantes de un desgaste prematuro del hilo de contacto por las altas densidades de corriente que se producen al disminuir la superficie de contacto y generarse arcos eléctricos y microfusiones del hilo de contacto, que ocasionan puntos discontinuos de gran rugosidad. El avance de estos puntos ocasiona una gran disminución de la vida útil tanto del hilo como del pantógrafo. Estos fenómenos son proporcionales a la velocidad de circulación de los trenes, lo cual puede provocar la necesidad de reducción de velocidades de circulación con objeto de controlar las magnitudes de dichos efectos no deseables.

Actualmente algunas de líneas en servicio sufren esta problemática, lo que genera que se encuentren fuera de lo que serían los valores de calidad de captación de corriente aceptables, lo cual está causando unas enormes pérdidas debidas a la necesidad de renovar frecuentemente el hilo de contacto.

1.5. Soluciones actuales

El sistema de catenaria rígida, al igual que cualquier sistema físico, presenta un comportamiento dinámico característico en función de sus valores de masa, rigidez y amortiguamiento. La modificación de la respuesta dinámica de dicho sistema se puede llevar a cabo mediante la modificación de cualquiera de estos valores, pero en sistemas de catenaria rígida ya instalados no resulta sencillo la variación de estos parámetros sin incurrir en costes elevados.

En el diseño de nuevos sistemas, la modificación de la respuesta dinámica del sistema se suele llevar a cabo mediante la modificación de la rigidez, a través de la variación de la distancia entre soportes, llamada vano.

En el caso de sistemas de catenaria instalados y en servicio, su rediseño para el ajuste de la respuesta dinámica a través de la modificación del vano supone la instalación de un nuevo soporte intermedio. Esto es algo muy costoso y que ocasiona grandes pérdidas y problemas en las circulaciones diarias. Con la intención de ocasionar el menor trastorno posible, este tipo de obras se trata de acometer en cortes de mantenimiento nocturno, motivo por el cual se encarece aún más el coste de su ejecución.

Dependiendo de los valores de calidad de captación de corriente de cada línea en concreto a veces se opta por implantar reducciones de la velocidad de operación. Esta opción merma las prestaciones de servicio ofrecido a los pasajeros y supone un desaprovechamiento de la capacidad de las instalaciones para conseguir un menor desgaste del hilo de contacto.

En otros campos, como el de las estructuras o las líneas eléctricas, las vibraciones y su mitigación es un tema ampliamente estudiado.

En esta tesis se ha llevado a cabo una revisión del estado del arte de los sistemas de control de la respuesta dinámica con la intención de buscar el sistema de base más adecuado para el desarrollo de un sistema de control y mitigación de vibraciones adaptado a las particularidades y necesidades de los sistemas de catenaria rígida, capaz de ser instalado fácilmente en líneas en servicio, sin ocasionar elevados costes económicos ni grandes cortes de servicio para su implantación. La mayoría de estos sistemas de control son sistemas que se incorporan al sistema principal con el objetivo de reducir su respuesta dinámica a una determinada frecuencia o en un estrecho entorno de la misma, controlando el movimiento y desplazamiento de la estructura en la que son instalados.

La revisión de la literatura científica muestra que hay cuatro grupos principales de sistemas de control: pasivos, activos, semiactivos e híbridos. Esta clasificación se lleva a cabo en función de cómo el sistema maneja la energía externa aportada al sistema por la carga dinámica.

Conceptualmente estos sistemas utilizan uno o varios de los siguientes principios:

1. Modificación de las propiedades dinámicas de la estructura.
2. Disipación de energía a partir de dispositivos mecánicos.
3. Control con dispositivos que ejerzan fuerzas que contrarresten a las cargas externas que provocan el movimiento de la estructura.

Los sistemas de control pasivo son sistemas compuestos por elementos de carácter reactivo y, por tanto, su respuesta no es controlable, es decir, el sistema no es capaz de adaptarse a la excitación de la estructura. Dentro de ellos se pueden encontrar los sistemas de aislamiento en base, los inerciales y los de disipación de energía.

Los sistemas de control activos, en cambio, son sistemas que contrarrestan los efectos de las cargas externas sobre una estructura mediante actuadores instalados en la estructura. Estos sistemas están formados por un conjunto de elementos como sensores, controladores y actuadores, repartidos a lo largo de la estructura de tal manera que

ofrecen un mayor control sobre esta. Por contra, estos sistemas tienen mayor complejidad y mayor probabilidad de fallo, además de necesitar aporte de energía externa para los actuadores, con lo que su coste de mantenimiento es mayor.

Los sistemas de control híbridos utilizan la base de los sistemas activos pero con la introducción de elementos pasivos que no necesitan aporte de energía exterior. De este modo, si falla uno de los elementos del control activo, los elementos pasivos continuarán funcionando, aunque posiblemente no de una manera completamente efectiva.

Por último, los sistemas semiactivos tienen un funcionamiento parecido a los sistemas activos, pero empleando solamente sistemas de control pasivos, sin consumo de energía. Cuentan con la ventaja de que las características mecánicas de los elementos de control pasivo pueden ser variadas a través de sistemas de control, de modo que se pueden modificar las propiedades dinámicas ajustándose a las condiciones deseadas.

1.6. Propuesta

El objeto de la presente tesis es el estudio de las vibraciones de un sistema de catenaria rígida y el desarrollo de un sistema de amortiguación que ofrezca solución a las actuales líneas ferroviarias en explotación.

Por tanto, el sistema de amortiguación resultante no solo debe ser capaz de amortiguar las vibraciones del sistema sino que debe tener una fácil implantación en líneas ferroviarias en operación, sin grandes costes asociados.

Para cubrir las particularidades y necesidades de los sistemas de catenaria rígida, y particularmente las de las líneas en servicio, en las cuales la facilidad y rapidez de instalación es fundamental, se ha buscado un sistema de fácil adaptación, fiable, robusto y económico. Por estos motivos el sistema seleccionado para desarrollar un dispositivo absorbedor de vibraciones para catenarias rígidas es el amortiguador sintonizado de masas (*Tuned Mass Damper*, TMD).

A través de la incorporación del absorbedor propuesto a los sistemas de catenaria rígida se pretende mejorar la captación de corriente hasta niveles aceptables sin incurrir en costes muy elevados.

El sistema propuesto es un dispositivo pasivo de mitigación de vibraciones que actúa variando la respuesta dinámica del sistema principal en el que es instalado. Dicho dispositivo está constituido conceptualmente por una masa (m_a) y una rigidez (k_a) que se incorporan a un sistema principal, con el objetivo de reducir la respuesta dinámica del sistema a una determinada frecuencia o en un estrecho entorno de la misma. El absorbedor se sintoniza a una frecuencia natural del sistema principal, de tal forma que cuando éste sea excitado a esa frecuencia sea el absorbedor quien vibre en resonancia, atenuando de esta manera la vibración en la estructura principal.

1.7. Objetivo

El objetivo general de la presente tesis es el análisis del comportamiento vibratorio de los sistemas ferroviarios de catenaria rígida y la mejora de su comportamiento dinámico a través del desarrollo de un dispositivo de mitigación de vibraciones que permita reducir las vibraciones del sistema.

Como resultado se mejorará la calidad de captación de corriente de las líneas ferroviarias en servicio y se alargará la vida útil del hilo de contacto y del pantógrafo.

Como objetivos particulares se tienen:

1. Elaboración de un modelo de simulación para el análisis de frecuencias de sistemas de catenaria rígida.
2. Desarrollo de un prototipo de amortiguador cuya utilización sea factible en líneas ferroviarias existentes con sistemas de catenaria rígida.
3. Validación en laboratorio del modelo de simulación.
4. Validación del prototipo en condiciones de laboratorio a escala real.

1.8. Resultados

El presente trabajo ha realizado las siguientes aportaciones a la tecnología actual:

- Desarrollo de un sistema de mitigación de vibraciones para sistemas de catenaria rígida.
- Desarrollo de un prototipo de un amortiguador de masas sintonizadas adecuado para sistemas de catenaria rígida.
- Validación en laboratorio de la viabilidad y efectividad de la solución propuesta a nivel TRL5
- Organización de las nuevas líneas de investigación para seguir profundizando en el amortiguamiento de vibraciones en sistemas de catenaria rígida.

Durante el desarrollo del presente trabajo de investigación se ha realizado la publicación “Desarrollo y ensayo de un amortiguador de masas sintonizadas para sistemas de catenaria rígida”, publicado con DOI: <http://dx.doi.org/10.6036/8498> en la revista DYNA Ingeniería e Industria. En dicha publicación se ha desarrollado de forma resumida el desarrollo y validación del amortiguador de masas objeto de la presente Tesis.

Así mismo se ha obtenido el Modelo de Utilidad en la Oficina Española de patentes y marcas del prototipo realizado con número ES1185008U.

1.9. Estructura y metodología del trabajo

1.9.1. Metodología

La metodología del trabajo es la siguiente:

1. Recopilación y estudio de la bibliografía existente en materias de sistemas de catenaria rígida y sistemas de mitigación de vibraciones.
2. Modelado de un sistema de catenaria rígida real en 3D.

3. Análisis en frecuencia de un sistema de catenaria rígida con objeto de obtener los datos de frecuencia de partida para la elaboración de un prototipo de absorbedor y su validación en laboratorio.
4. Desarrollo de un sistema de mitigación de vibraciones basado en la amortiguación con masas sintonizadas para sistemas de catenaria rígida.
5. Desarrollo de un prototipo de amortiguador.
6. Instalación de un tramo de pruebas de catenaria rígida a escala real en laboratorio de aproximadamente 60 metros de longitud.
7. Realización de ensayos en laboratorio y validación del prototipo.
8. Elaboración del documento de tesis
9. Publicación de los resultados en revistas y congresos científicos
10. Modelo de utilidad del amortiguador diseñado y verificado

1.9.2. Estructura de la tesis doctoral

La metodología propuesta anteriormente se desarrolla en la presente tesis con la siguiente estructura de capítulos (figura 1.7):

El capítulo 1 comienza con los antecedentes históricos de la electrificación ferroviaria, sus inicios y evolución hacia los diferentes tipos de catenarias. Se presentan los beneficios de los sistemas de catenaria rígida y la problemática que motiva este trabajo. Así mismo, se fijan los objetivos y se establece la metodología a seguir en la tesis. El capítulo 2 recoge la problemática de la dinámica de catenaria, los conceptos básicos, la normativa actual y los baremos que se utilizan para medir la calidad de captación de corriente entre pantógrafo y catenaria.

En el capítulo 3 se realiza una revisión del estado del arte de los sistemas de control de vibraciones en estructuras y se selecciona la solución a desarrollar.

El capítulo 4 aborda el desarrollo matemático del sistema de mitigación de vibraciones para catenaria rígida. Así mismo, se explican los

conceptos teóricos de vibraciones y la metodología de resolución de problemas dinámicos.

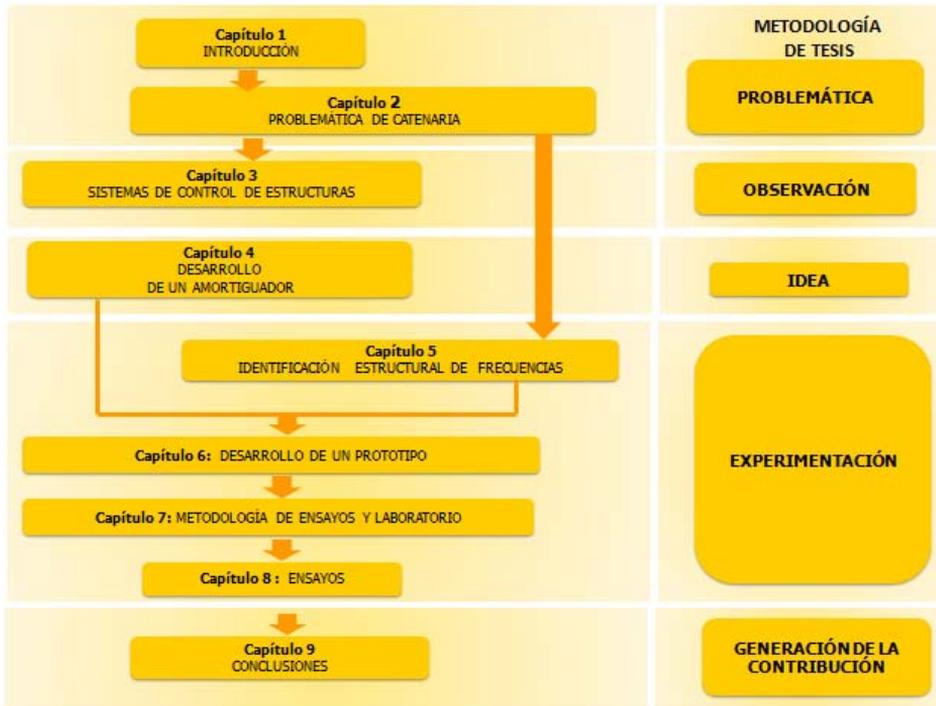


Figura 1.7: Estructura de la tesis doctoral

En el capítulo 5 se realiza una identificación estructural de frecuencias de un sistema de catenaria rígida real a través de un modelo realizado en 3D. Las frecuencias obtenidas se utilizarán como datos de partida teóricos para el diseño de un prototipo.

El capítulo 6 presenta el desarrollo de un prototipo de absorbedor, la selección de su configuración y su proceso de fabricación. En el capítulo 7 se establece la metodología de ensayos a seguir en las pruebas de laboratorio que se presentan en el capítulo 8 para la validación de dicho prototipo en un tramo de pruebas instalado en centro de tecnologías ferroviarias de ADIF para tal fin. Finalmente, el capítulo 9 recoge las conclusiones de esta tesis y se indican posibles líneas de investigación futuras.

2 Sistemas de catenaria rígida

2.1. Antecedentes

El sistema de alimentación al ferrocarril conocido como catenaria rígida o perfil conductor aéreo es una evolución del primer sistema por rail denominado tercer carril.

Los sistemas de tercer carril son la forma más antigua de suministro eléctrico a un tren. Consisten en un carril rígido continuo instalado al lado de la vía sobre elementos aislados y fuera del gálibo del vehículo. El tren toma energía de ellos a través de un frotador o captador de corriente, situado en un lateral del propio vehículo, mediante contacto con dicho carril.

Existen diferentes versiones de este sistema en función del tipo de contacto, pudiendo ser superior, inferior o lateral, aunque este último no ha sido muy utilizado. Estos sistemas fueron muy utilizados en metros como el de París, Londres o Berlín. La figura 2.1 muestran los distintos tipos de sistemas de tercer carril.

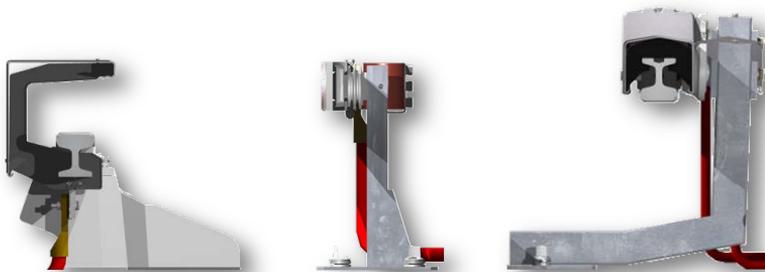


Figura 2.1: Tipos de tercer carril [1]

Los carriles fueron inicialmente de acero y con el tiempo se sustituyeron por aluminio-acero de menor resistencia eléctrica. Uno de los grandes inconvenientes de estos sistemas era el riesgo de electrocución, lo cual llevó a emplear medidas de seguridad como pantallas aislantes y a limitar la tensión de estos sistemas a 1500 V para evitar accidentes [26].

Con la intención de evitar estos inconvenientes se comenzó a colgar el carril de la bóveda del túnel. La primera instalación de un sistema de captación de corriente mediante tercer carril aéreo se llevó a cabo en 1890 en los ferrocarriles de Báltimo (Estados Unidos) y fue traído a Europa en 1896, concretamente al metropolitano de Budapest.

Uno de los inconvenientes de estos sistemas aéreos era el gran peso propio de los carriles de acero, lo que obligaba a tener que reforzar la soportación de los túneles.

Los sistemas evolucionaron en busca de diseños con mayores prestaciones [12, 2, 13, 14]. La necesidad de ir aumentando la sección conductora sin incrementar el ya elevado peso del sistema, llevó a la inserción de bandas de aluminio en el carril.

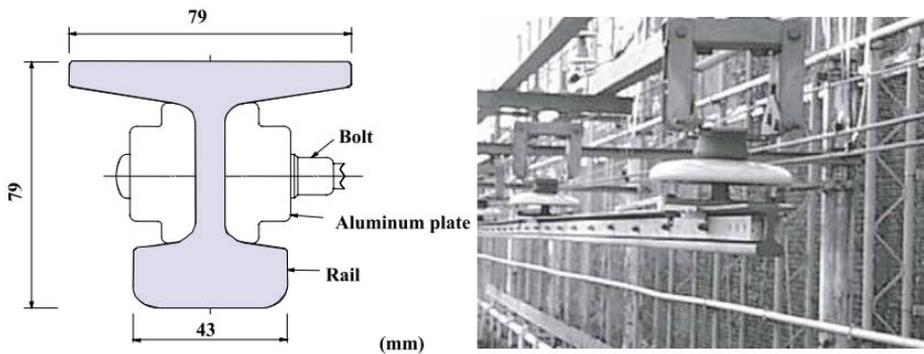


Figura 2.2: Rail aéreo con láminas de aluminio [2]

Otro de los inconvenientes de estos sistemas era el desgaste del carril de acero debido al paso de circulaciones. El desgaste ondulatorio del carril provocado por el pantógrafo generaba unas irregularidades que provocaban una mala captación de corriente, por lo que el sistema

necesitaba de un alto grado de mantenimiento. De la misma manera la corrosión del acero perjudicaba al mantenimiento y a la correcta captación de corriente.

Con el objetivo de mejorar estos inconvenientes aparecieron los carriles mixtos. Estos aligeraban el peso del sistema mediante la sustitución del perfil de acero por aluminio y añadían una banda sustituible de acero inoxidable en la parte inferior del carril, lo cual facilitaba su sustitución mejorando de esta manera el mantenimiento del sistema. El hecho de utilizar acero inoxidable eliminaba los problemas de corrosión, aunque no así el par galvánico por la diferencia de materiales.

Estos sistemas evolucionaron a sistemas más modernos llamados de tipo T, por colgar un perfil tipo T y sujetar un hilo de contacto en su parte inferior. Se hicieron muy populares en Asia, instalándose en el metro de ciudades como Tokio, Osaka o Seúl. Su diseño evolucionó con la inserción de uno o dos hilos de contacto. La figura 2.3 muestra una sección tipo de perfil T con hilo de contacto [21].

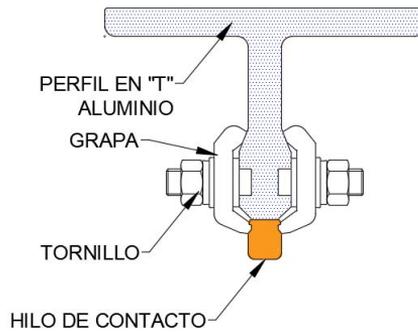


Figura 2.3: Perfil aéreo tipo T

La unión del hilo de cobre con el perfil se realizaba mediante grapas que se unían al perfil mediante tornillos cada 0,4 m. Esto suponía una desventaja, pues el elevado número de piezas y tornillos hacía que el montaje de este sistema no fuese automatizable y, por tanto, conllevara un elevado tiempo de montaje así como de sustitución del hilo cuando era necesario.

Por otra parte, el sistema de grapas y tornillos del hilo de contacto hacía que la sujeción de éste no fuera uniforme y posibilitaba el desplazamiento relativo entre el carril y el hilo al ser materiales diferentes, con diferentes coeficientes de dilatación.

En los años 80 Siemens diseñó un perfil de tercer carril aéreo en una sola pieza que hiciera las funciones de carril conductor e hilo de contacto (figura 2.4). Este sistema fue instalado en el metro de Hannover [27]. Este perfil mejoraba la inercia del eje horizontal respecto del eje vertical y evitaba desplazamientos relativos entre el perfil y el hilo de contacto, con lo que se consiguieron velocidades de hasta 100 km/h.

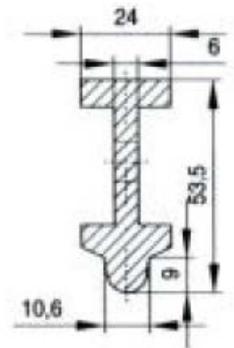
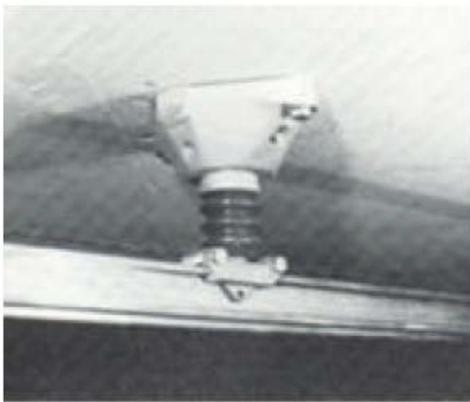


Figura 2.4: Catenaria Siemens (metro de Hannover) [3]

El sistema de Siemens contaba con las ventajas de su facilidad de montaje y mantenimiento. Así mismo eliminaba los desplazamientos relativos entre el perfil y el hilo de contacto, al estar compuesto por un solo material.

Por contra, era necesario cambiar todo el perfil cuando se desgastaba, tenía un coste elevado por ser de cobre y, debido al peso, era necesario reducir la distancia entre soportes a 4 metros. Con estos sistemas no consiguieron velocidades superiores a 100 km/h [3].

En 1976 el grupo de empresas DELACHAUX patentó un perfil en el cual por primera vez el hilo de contacto era sujeto al perfil por

presión, sin necesidad de unión alguna. Así mismo, diseñó un instrumento especial para la inserción del hilo en el perfil y un soporte para el mismo, como se puede ver en la figura 2.5. En la misma patente presenta variantes del mismo perfil compuesto por dos semipiezas y un soporte para los perfiles (figura 2.6) [4].

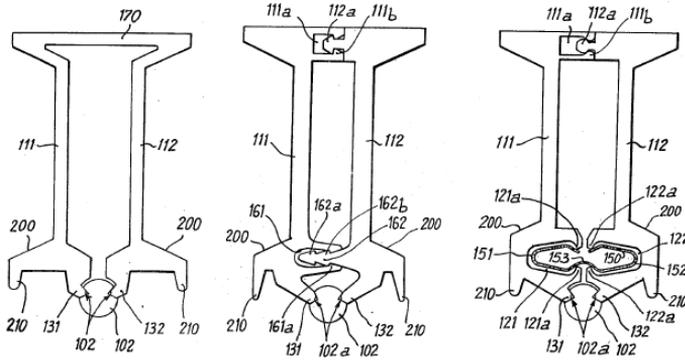


Figura 2.5: Patente Delachaux 1976. Perfiles [4]

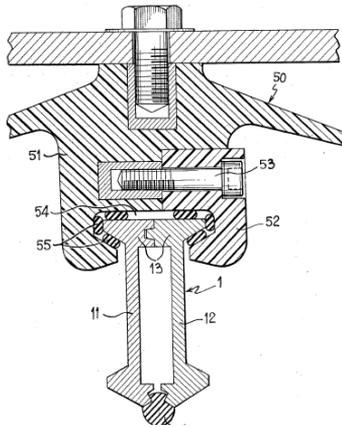


Figura 2.6: Patente Delachaux 1976. Soporte [4]

El perfil fue instalado en un tramo de la línea A del metro de París, pero sin mucho éxito, por lo que la empresa no continuó con el desarrollo de perfil.

El desarrollo de este perfil fue retomado por la empresa Furrer Frey que instaló un pequeño tramo de pruebas en Zurich en el año 1984. Las pruebas se llevaron a cabo con más éxito que en París, consiguiendo que el sistema llegara a velocidades de hasta 100 km/h. A partir de ese momento Furrer Frey continuó instalando este perfil por todo el mundo. Estos sistemas son los precursores de la catenaria rígida tal y como se conoce hoy en día.

La figura 2.7 muestra la evolución del perfil de DELACHAUX. La efectividad del sistema de presión del hilo de contacto mediante el perfil ha hecho que este sistema se siga utilizando actualmete en la mayoría de líneas ferroviarias, sin haber tenido mucha evolución desde entonces.

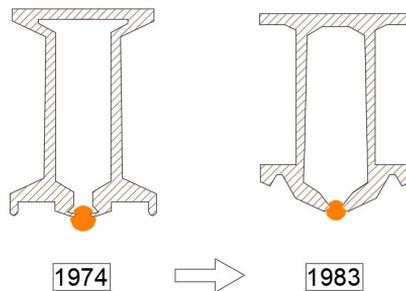


Figura 2.7: Evolución perfil PAC 110

Al mismo tiempo la empresa *KLK material eléctrico* instaló el perfil por primera vez en España en la línea 4 del metro de Barcelona. Tras el éxito conseguido, continuó con la instalación de dicho perfil en España. Actualmente los sistemas de catenaria rígida tienen desarrollos consolidados para velocidades de hasta de 160 km/h, frente a los sistemas de catenaria flexible que llegan a 350 km/h. Esto ha hecho que estos sistemas se utilicen ampliamente en servicios urbanos como metros o cercanías, donde la velocidad no juega un papel decisivo.

Por otra parte, como es un sistema con poco requerimiento de gálibo, se usa como sistema alternativo a los sistemas de catenaria flexible en aquellas zonas de gálibo reducido [21, 20, 19] en las que no es posible su instalación y se necesita captación de corriente por pantógrafo.

El sistema actual está compuesto por un perfil de aluminio en forma de mordaza al que se fija el hilo de contacto de cobre en su vértice inferior. El conjunto se fija a la estructura superior mediante soportes aislados. En la figura 2.7 se puede ver uno de los tipos más utilizados hoy en día, el PAC 110.

2.2. Ventajas e inconvenientes

Las principales ventajas que presenta el sistema de catenaria rígida son:

1. Reducida altura del sistema, lo que permite su instalación en túneles de gálibo reducido o la reducción de costes de obra civil en los de nueva construcción.
2. Hilo de contacto no sometido a esfuerzos de tracción. Esto disminuye los requerimientos mecánicos del hilo de contacto y permite aumentar el desgaste del mismo del 20 % permitido en los sistemas de catenaria flexible hasta un 30 %, lo cual conlleva una mayor vida útil del mismo (menores sustituciones) y, por tanto, un ahorro en mantenimiento.
3. Mayor sección equivalente en cobre del conjunto del perfil e hilo de contacto, con lo que es posible la reducción de cables de alimentación en paralelo.
4. Mayor frecuencia de circulaciones. Permite circulaciones con frecuencias de 2 minutos debido a la poca caída de tensión, sin uso de cables alimentación (*feeder*) adicionales en líneas de baja tensión (hasta 3000 V).
5. Mayor nivel de seguridad, por la imposibilidad de rotura y caída de un cable por desgaste o accidentes.
6. Menor número de piezas frente a los sistemas de catenaria flexible, por lo que se reducen las necesidades de almacenamiento, además de que tener una instalación y mantenimiento más fácil y rápido.
7. Sistema adecuado para todo tipo de condiciones ambientales.

No obstante, la catenaria rígida no ha llegado a ser predominante frente a los sistemas de catenaria flexible por no permitir velocidades mayores de 160 km/h. Así mismo, al no tener tense mecánico, el único modo de control de la flecha es mediante la distancia entre soportes, lo cual lleva a disminuirla para aumentar la velocidad del sistema.

Aún así, las ventajas mencionadas anteriormente hacen que sea una solución muy usada cuando la velocidad no es un aspecto determinante.

Las crecientes exigencias sociales en estos servicios hacen de estos sistemas de alimentación uno de los principales focos de investigación actuales en el ámbito de la electrificación ferroviaria, en busca de sistemas que permitan mayores velocidades así como mayores distancias entre soportes, con el objetivo de reducir costes.

En este capítulo se va a describir uno de los sistemas más utilizados por ADIF en sus líneas de cercanías, el PAC 110.

2.3. Composición de un sistema de catenaria rígida

La catenaria rígida es un sistema de alimentación a infraestructuras ferroviarias enmarcado en el conjunto de los sistemas de línea aérea de contacto. Debido a las numerosas ventajas mencionadas anteriormente, puede ser considerado una solución alternativa a los sistemas de catenaria flexible cuando la velocidad no es un factor decisivo.

Hoy en día este sistema es muy usado en transportes urbanos sin ser una limitación el tipo de tensión de la línea. Así se usa en metropolitanos y trenes ligeros de tensiones de 750 Vcc y 1500 Vcc, como también en sistemas de 3 kVcc, 15 kVca o 25 kVca.

Los mismos pantógrafos que se usan para sistemas flexibles pueden usarse también para sistemas de catenaria rígida, pues el hilo de contacto de ambos sistemas es el mismo, aunque soportado por elementos diferentes.

Gracias a esto y a la posibilidad de realizar transiciones entre sistemas de catenaria rígida y flexible estos sistemas pueden ser instalados como solución particular en túneles de líneas de catenaria flexible para evitar obras de ampliación de gálibo en los mismos, ya que estos sistemas admiten mayores restricciones de gálibo.

La velocidad del sistema vendrá determinada por la distancia entre soportes y por la velocidad de la línea. A día de hoy estos sistemas son capaces de alcanzar velocidades de hasta 160 km/h.

Los principales elementos que componen un sistema de catenaria rígida son:

Perfil. En los sistemas de catenaria flexible el hilo o los hilos de contacto están sustentados por otro cable llamado sustentador y por las péndolas. En estos sistemas, un perfil especial fabricado por extrusión en aluminio aleado en forma de U cumple la doble función de hacer de soporte del hilo de contacto y de conductor eléctrico.



Figura 2.8: Perfil PAC 110, PAC 80 y Siemens [1, 5]

Este perfil, denominado comúnmente PAC (Perfil Aéreo de Catenaria), tiene su parte inferior abierta en forma de pinza, lo cual le permite alojar y mantener por simple pinzamiento el hilo de contacto. Hoy en día existen pequeñas variantes de este perfil.

En la figura 2.8 se muestran las más utilizadas, PAC-110, PAC-80 y Siemens.

Tal y como se puede ver en la figura 2.8, el perfil cuenta con unas aletas en la parte superior que permiten su fijación a las bridas de suspensión para soporte del mismo y otras laterales en la parte medio-inferior que sirven de soporte y guía para la circulación de un carro de montaje especialmente diseñado para el montaje del hilo de contacto.

Para poder introducir el hilo de contacto es necesario abrir el perfil, colocar el hilo a la altura justa y soltar la pinza para que se cierre ejerciendo el esfuerzo necesario sobre el hilo.

En la figura 2.9 se puede ver cómo el carro de montaje abre ligeramente la pinza del perfil gracias a la presión de unas ruedas que circulan por unas ranuras de la barra de PAC, dejando, a su paso, el hilo colocado y pinzado en su lugar correspondiente.

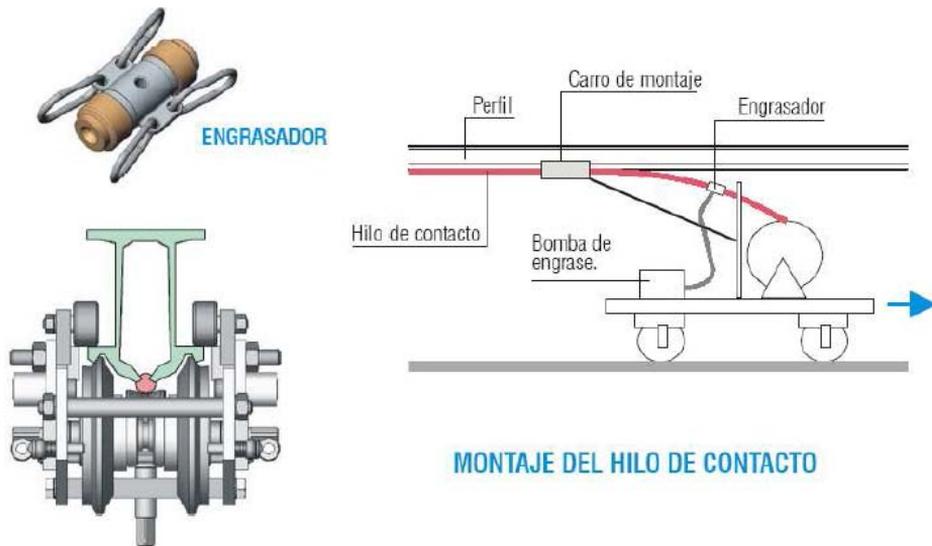


Figura 2.9: Carro de montaje de hilo de contacto [1]

Para evitar la corrosión galvánica entre el cobre y el aluminio, el hilo de contacto es impregnado con una grasa especial anticorrosión antes de su inserción en el perfil de aluminio. Así mismo, éste cuenta en su parte inferior con unos orificios de ventilación para evacuar el agua de posibles condensaciones.

Barra rígida Los perfiles se suministran en barras rígidas de habitualmente hasta 12 metros de longitud. En cada extremo cuentan con taladros para fijar las bridas de unión entre barras consecutivas. La continuidad eléctrica y mecánica de las barras se realiza mediante el atornillado de dichas bridas, las cuales están fabricadas del mismo material que la barra rígida. Uno de los puntos importantes en su instalación es asegurar el alineamiento perfecto entre barras para evitar puntos duros en el sistema, por lo que su geometría permite el autocentrado antes del apriete.

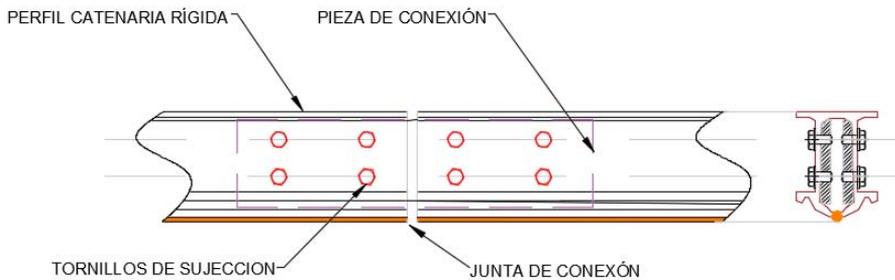


Figura 2.10: Bridas de unión

Bridas de toma de corriente Para evitar taladrar los perfiles de aluminio, la alimentación eléctrica se suministra por medio de una serie de bridas que abrazan al perfil por las alas superiores. Los cables de alimentación o de interconexión entre perfiles se conectan a dichas bridas mediante grapas.



Figura 2.11: Bridas de alimentación [1]

Bridas de conexión Es un conjunto formado por dos bloques de aluminio que se fijan a uno y otro lado de la parte superior de la barra de PAC mediante espárragos roscados. Cada bloque tiene un taladro que permite la fijación de los terminales de los cables de alimentación o de puenteo permitiendo así la continuidad eléctrica.

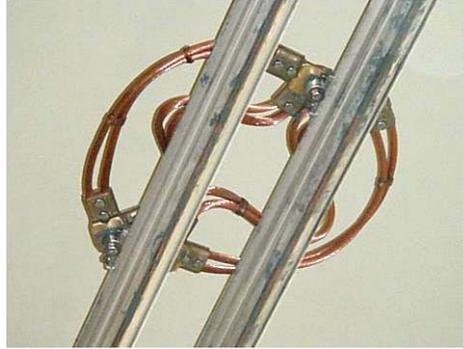


Figura 2.12: Bridas de conexión [1]

Bridas de puesta a tierra Las bridas de puesta a tierra son elementos que se colocan estratégicamente a lo largo del perfil y sirve para colgar las pértigas durante las operaciones de mantenimiento con el fin de asegurar la puesta a tierra de la zona de trabajo. Como puede verse en la imagen 2.13, la brida dispone de una amplia asa donde se suspende la pértiga de seguridad.

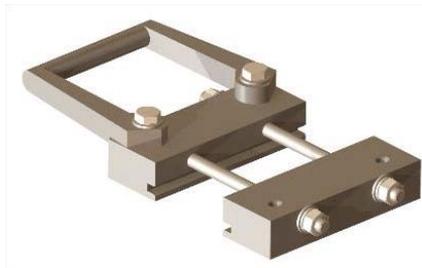


Figura 2.13: Bridas de puesta a tierra [1]

Soportes El perfil conductor aéreo debe mantener unas características geométricas para permitir la interacción con el pantógrafo de forma adecuada, siendo necesario mantener una altura uniforme. Para conseguir esta geometría se instala el perfil sobre unos soportes que permiten la regulación tanto en altura como en descentramiento y que al mismo tiempo permitan el aislamiento respecto a tierra.

Los soportes son los herrajes que se anclan a la bóveda o a las paredes del túnel y de los cuales se suspende toda la catenaria rígida. Su forma y dimensiones dependen, precisamente, de las dimensiones y forma del túnel y se diseñan en función de estas características. Están fabricados con perfiles y chapa de acero protegido por un galvanizado en caliente.

El conjunto de suspensión consiste en un soporte y barra con dos aisladores, con los herrajes de suspensión anclados a la bóveda. La pinza de suspensión se fija a la barra aislada. Los aisladores tienen la línea de fuga necesaria según el nivel de tensión a aislar.



Figura 2.14: Barra aislante [1]

La brida que abraza el perfil permite pequeños giros que absorben los defectos de montaje así como los desplazamientos longitudinales del perfil evitando esfuerzos de flexión sobre el soporte.

Existen varios tipos de soporte en función de las necesidades y la ubicación del perfil (en túnel o a cielo abierto). La figura 2.14 muestra un soporte tipo barra, consistente en un perfil sobre el que se desliza la brida de unión al propio perfil de forma que permita el descentramiento necesario, anclando los extremos del perfil a la estructura o bóveda soporte.

Brida de suspensión La función de esta brida de suspensión es soportar el peso de la catenaria rígida así como las tensiones dinámicas inducidas por el pantógrafo en cualquier condición de la instalación. La figura 2.15 muestra una brida de suspensión aislante.



Figura 2.15: Bridas de suspensión [1]

Barra rampa Esta rampa se utiliza en los inicios y finales de cantón o seccionamiento para evitar golpes de pantógrafo y hacer que la continuidad sea lo más suave posible.



Figura 2.16: Rampa de seccionamiento [1]

Hilo de contacto El hilo de contacto junto con el perfil de catenaria son los encargados de la transmisión de corriente eléctrica del sistema. Así mismo, el hilo es el punto de contacto con el pantógrafo y el que sufre el desgaste de esta interacción.

En los sistemas de catenaria rígida el hilo de contacto no se encuentra tensionado por lo que sus requerimientos mecánicos son menores respecto a los sistemas flexibles, pudiendo ser aumentado el porcentaje de desgaste admitido.

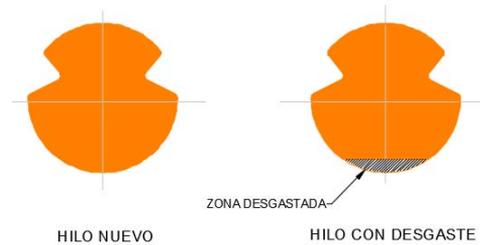


Figura 2.17: Hilo de contacto

Al no estar sometido el hilo de contacto a tense mecánico alguno, la flecha del sistema depende fundamentalmente de la distancia entre apoyos, también llamada vano. La distancia entre soportes es uno de los puntos más importantes del sistema. A medida que aumenta el vano, disminuye la velocidad máxima de operación para mantener los niveles establecidos de calidad de captación de corriente.

2.4. Normativa

Las principales normas para el diseño y evaluación de lo sistemas de electrificación ferroviaria son:

- EN-50119:2010: Aplicaciones ferroviaria. Instalaciones fijas. Líneas aéreas de contacto para tracción eléctrica.
- EN-50367:2012: Aplicaciones ferroviarias. Sistemas de toma de corriente . Criterios técnicos para la interacción entre el pantógrafo y la línea aérea.
- EN-50317:2012: Aplicaciones ferroviarias. Sistemas de captación de corriente. Requisitos y validaciones de medidas de la interacción dinámica entre el pantógrafo y las líneas de contacto

- EN-50149:2012: Cables de contacto ranurado de cobre y aleaciones.
- ETI-Energía:2014: Especificación Técnica de Interoperabilidad del subsistema de energía. Esta especificación se encuentra enmarcada dentro de las directivas de interoperabilidad, las cuales están concebidas para facilitar un nivel óptimo de armonización técnica del sistema ferroviario de toda la Unión Europea, facilitando los servicios ferroviarios internacionales y la circulación libre dentro de la Comunidad. Estas directivas se dividen en los siguientes subsistemas: infraestructura, energía, control-mando y señalización tierra, control-mando y señalización a bordo, y material rodante. La ETI del subsistema de energía es la que establece los niveles adecuados de calidad de captación de corriente y los métodos de verificación de dichos niveles.

Estas normas no hacen distinción entre sistemas de catenaria flexible o rígida, haciendo extensible sus requerimientos a ambos sistemas, aunque están claramente enfocadas a sistemas de catenarias flexibles.

El diseño de los sistemas de raíl es completamente diferente al de los sistemas flexibles, por lo que en temas de diseño no es posible aplicar estas normas en su totalidad, existiendo un vacío en este sentido para el diseño de nuevos sistemas de catenaria rígida.

En lo referente a la interacción dinámica entre pantógrafo y catenaria, los parámetros de medida de la calidad de captación de corriente incluidos en la ETI de energía son requerimientos asumidos por ambos sistemas, de tal modo que todas las líneas de catenaria contrastan su calidad de captación de corriente a través de los métodos y valores incluidos en esta directiva europea.

2.5. Calidad de captación de corriente

El aspecto más importante en el diseño de cualquier sistema de catenaria es la interacción dinámica entre el pantógrafo y la línea aérea de contacto. Es uno de los pilares para establecer un sistema de potencia fiable, sin perturbaciones indebidas para las instalaciones ferroviarias

y garantizar la vida útil del hilo de contacto y el pantógrafo, ya que su influencia es directa en el desgaste de los mismos.

Para garantizar la fiabilidad del sistema, es necesario asegurar una buena calidad de captación de corriente, es decir, que el contacto pantógrafo-catenaria sea lo más constante y uniforme posible, garantizando un contacto permanente entre ambos elementos.

El estudio de esta interacción dinámica es algo ampliamente estudiado a través de diferentes modelos computacionales, en su mayoría basados en métodos de elementos finitos [22, 23, 28, 24]

La importancia de un buen nivel de calidad de captación de corriente para un sistema ferroviario hace que los procedimientos para su medición y evaluación sean considerados y procedimentados por la ETI de energía como baremo de referencia para la comprobación de la correcta instalación de un sistema de catenaria. Los parámetros de calidad que se recogen en dicha directiva son de obligado cumplimiento para la obtención del componente de interoperabilidad del sistema de catenaria.

La falta de un buen contacto hace que aparezcan despegues en el sistema (figura 2.18), los cuales son los causantes de un desgaste prematuro del hilo por las altas densidades de corriente que se producen al disminuir la superficie de contacto y generarse arcos eléctricos y microfusiones. Estas microfusiones generan en el hilo puntos discontinuos de gran rugosidad. El avance de estos puntos ocasiona una gran disminución de la vida útil tanto del hilo como del pantógrafo [29].

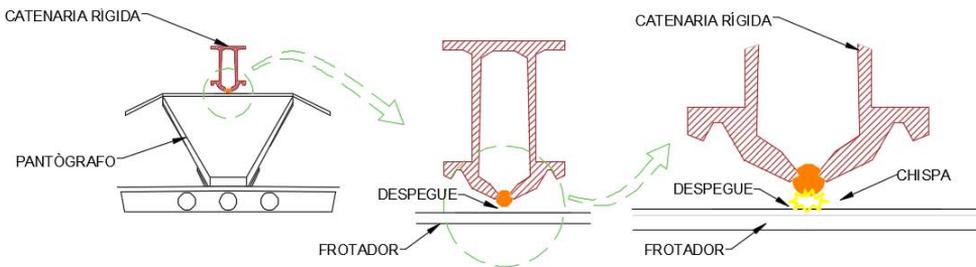


Figura 2.18: Fenómeno de despegues pantógrafo-catenaria

Las consecuencias de los despegues son proporcionales a la velocidad de circulación de los trenes, lo cual puede provocar la necesidad de reducción de velocidades de circulación con objeto de controlar las magnitudes de dichos efectos no deseables.

Con el objetivo de garantizar unos parámetros dinámicos aceptables, la norma EN-5367 recoge los requerimientos de interacción dinámica entre pantógrafo y catenaria. Por parte de la ETI de energía se contemplan los requerimientos que los sistemas deben cumplir para ser interoperables y poder circular libremente dentro de la comunidad europea, en función del tipo de línea y velocidad de la misma.

Los criterios técnicos de diseño e interacción entre el pantógrafo y la línea aérea de contacto recogidos en estas normas hacen referencia a los siguientes puntos:

- Altura del hilo de contacto.
- Desviación lateral del hilo de contacto en ausencia de viento.
- Fuerza de contacto.
- Geometría del arco del pantógrafo. Este es un aspecto a considerar por el balanceo de los vehículos.

En ninguno de los criterios de diseño o validación se tiene en cuenta la evaluación de las frecuencias naturales del sistema.

2.6. Evaluación de la calidad de captación de corriente

La norma EN-50367 establece que la conformidad de los requisitos relativos al comportamiento dinámico debe verificarse mediante la evaluación de la elevación del hilo de contacto y la calidad de la captación de corriente. La verificación de esta última se llevará a cabo mediante la evaluación de la Fuerza de contacto media (F_m) y la desviación típica (σ_{max}) o el porcentaje de arcos.

Evaluación de la fuerza media de contacto

La fuerza media de contacto (F_m) es el valor medio estadístico de la fuerza de contacto. Esta fuerza representa el valor objetivo a alcanzar para asegurar una buena calidad de captación de corriente sin despegues, limitando el desgaste excesivo del hilo de contacto y de los colectores del pantógrafo. Esto quiere decir que los pantógrafos deben poder ajustar la fuerza de contacto a estos requerimientos. Por debajo de los valores indicados para dicha fuerza no se garantiza la existencia de contacto suficiente para unos niveles de calidad de captación de corriente adecuados. El rango de los valores de F_m que se deben aplicar para velocidades de hasta 320 km/h se recogen en la tabla 2.1.

Tensión	Velocidad	$F_{m,máx}(N)$	$F_{m,min}(N)$
c.a	$v \leq 200km/h$	$F_{m,máx} < 0,00047v^2 + 90$	$F_{m,min} < 0,00047v^2 + 60$
	$v > 200km/h$	$F_{m,máx} < 0,00097v^2 + 70$	$F_{m,min} < 0,00097v^2 + 60$
1,5 kV c.c	$v \leq 200km/h$	$F_{m,máx} < 0,00097v^2 + 140$	$F_{m,min} < 0,00097v^2 + 70$
	$v > 200km/h$	$F_{m,máx} < 0,00228v^2 + 90$	$F_{m,min} < 0,00228v^2 + 70$
3 kV c.c	$v \leq 200km/h$	$F_{m,máx} < 0,00097v^2 + 110$	$F_{m,min} < 0,00097v^2 + 90$
	$v > 200km/h$	$F_{m,máx} < 0,00097v^2 + 110$	$F_{m,min} < 0,00097v^2 + 90$

Tabla 2.1: Límites de F_m establecidos en EN-50367:2012

Como se puede observar la F_m está formada por las componentes estática y aerodinámica de la fuerza de contacto del pantógrafo. $F_m = C_v v^2 + C_A$. La componente estática (C_A), se define como la fuerza vertical media ejercida por el cabezal del colector sobre el hilo de contacto y causada por el dispositivo de elevación del pantógrafo cuando el vehículo está parado.

La componente dinámica es proporcional al cuadrado de la velocidad con un coeficiente de corrección aerodinámica (C_V). El rango de los valores de F_m que se deben aplicar para velocidades de hasta 320 km/h se recogen en la tabla 2.1.

La desviación estándar a la velocidad máxima de la línea (σ_{max}) debe ser $0,3F_m$.

Evaluación del porcentaje de arcos

El porcentaje de arcos permitido a la velocidad máxima de la línea, considerándose una duración mínima del arco de 5 ms, se puede ver en la tabla 2.2.

Requisito	$V \leq 160km/h$	$160km/h < V \leq 250km/h$	$V > 250km/h$
% de arcos	$\leq 0,1$	$\leq 0,1$ en corriente alterna $\leq 0,2$ en corriente continua	$\leq 0,2$ en corriente alterna

Tabla 2.2: Límites de % de arcos establecidos en EN-50367:2012

2.7. Problemática de los nuevos diseños de catenaria rígida

Como se ha visto anteriormente, la normativa vigente para el diseño de sistemas de catenaria está dirigida hacia sistemas flexibles. Por otra parte, esta normativa no tiene en cuenta en ninguno de sus puntos el estudio de frecuencias del sistema. Las normas se limitan a la medida y verificación final de unos correctos niveles de calidad de captación de corriente mediante el método de fuerzas medias o de arcos.

Así mismo, las simulaciones dinámicas que se realizan con anterioridad a la ejecución de un sistema de catenaria nuevo tampoco tienen en cuenta la problemática asociada a las frecuencias naturales del sistema, debido a que este no es un punto incluido las normas.

Esto, en parte, obedece a que hasta ahora no se había dado el caso de coincidencias de frecuencias naturales del sistema de catenaria con las de los frotadores de los pantógrafos, debido principalmente a que la distancia que existía entre ambas frecuencias era lo bastante amplia para no necesitar de mayores estudios.

El aumento progresivo del vano que se ha ido dando en los últimos diseños ha hecho que las frecuencias naturales de la catenaria disminuyan, aproximándose a las de los pantógrafos, dándose el caso de

acoplamientos y resonancias entre ambos. Esto genera vibraciones de gran amplitud, que provocan deformaciones en la catenaria y desplazamientos verticales del hilo de contacto que ocasionan una reducción de la fuerza de contacto y, por tanto, despegues, con los efectos indeseados inherentes a ellos.

Las fuertes inversiones que se realizan en la instalación de estos sistemas hace que sea necesario buscar una solución a las líneas en servicio que no cumplen con los parámetros de calidad de captación de corriente requeridos y situarlas dentro de los estándares de mantenimiento normal. Los numerosos chispazos y arcos eléctricos producidos hacen que estas líneas hayan reducido su vida útil a límites inaceptables, siendo necesaria la sustitución frecuente del hilo de contacto, con los costes asociados que ello conlleva.

El objeto de la presente tesis es el diseño de un dispositivo de mitigación de vibraciones adecuado para ser instalado en líneas en servicio con el fin de amortiguar las vibraciones del sistema, llevando a estas líneas a los parámetros aceptables de calidad de captación de corriente.

3 Sistemas de control de la respuesta dinámica

El presente capítulo presenta una revisión de la literatura científica de los sistemas de control de la respuesta dinámica en estructuras, analizando las ventajas, desventajas, posibilidades y limitaciones de cada sistema.

3.1. Introducción

El control estructural de la respuesta dinámica es un tema muy estudiado a lo largo de las últimas décadas. Se pueden clasificar dichos sistemas en cuatro grupos: pasivos, activos, semiactivos e híbridos [30, 31, 32, 28]. Esta división se realiza en función de cómo el sistema maneja la energía que recibe por la acción de una fuerza externa. Conceptualmente estos sistemas utilizan uno o varios de los siguientes principios:

1. Modificación de las propiedades dinámicas de la estructura.
2. Disipación de energía a partir de dispositivos mecánicos.
3. Control con dispositivos que ejerzan fuerzas que contrarresten a las cargas externas que provocan el movimiento de la estructura.

El control estructural se inició con los sistemas pasivos, cuando Hermann Frahm patentó en 1909 un dispositivo de amortiguamiento de vibraciones consistente en acoplar una masa a una embarcación a través de un elemento de rigidez característica, con el fin de reducir el movimiento de balanceo [33]. El dispositivo mostró tener la capacidad de reducir la amplitud de las vibraciones del sistema principal prácticamente a cero para una frecuencia concreta.

A partir de esta teoría, en 1928 Ormondroyd y Den Hartog [34] realizan el desarrollo matemático de un absorbedor para una aceleración monofrecuencial abarcando un rango de actuación mayor. Esto abrió el camino para que en 1940 Den Hartog [35] propusiera la primera teoría para la obtención de los parámetros óptimos de sintonización del dispositivo de amortiguación a través de la razón de masas. Posteriormente, Brock [36] determinó el rango de dichos parámetros para el óptimo sintonizado del dispositivo.

Estas teorías pusieron de manifiesto la importancia del cálculo de dichos parámetros en la eficacia de estos sistemas. A partir de ahí se han hecho importantes contribuciones en el desarrollo de nuevas formulaciones para la determinación de los parámetros y el sintonizado de estos dispositivos [37, 38, 39, 40, 41, 42].

El sistema desarrollado hasta el momento respondía a la acción de una carga exterior, siendo capaz de generar fuerzas inerciales en función de su masa, de tal manera que era capaz de contrarrestar el efecto de la carga externa disipando parte de la energía recibida. Por ello fueron llamados con el nombre de Amortiguador de masas sintonizadas (*Tuned Mass Damper*, TMD) [43, 44, 45].

En 1928, George. H Stockbridge [46] desarrolló y patentó un amortiguador de vibraciones para ser instalado en líneas eléctricas, demostrando que estos sistemas son efectivos en la mitigación de vibraciones generadas por vórtices de aire [47, 48, 49, 50, 51, 52].

Crandall y Mark [37] implementaron un TMD en una estructura de un grado de libertad e introdujeron vibraciones en su base. Los resultados demostraron que el TMD también era efectivo para amortiguar las vibraciones estructurales transmitidas por la base. Vickery, Davenport y Weisner [53] realizaron estudios del comportamiento de estructuras con amortiguadores bajo la acción del viento.

La sensibilidad de este sistema fue objeto de diversas investigaciones [54]. Kaynia [55] estudió los efectos de un TMD con la instalación de 48 acelerómetros sísmicos para mitigar la respuesta en el modo fundamental de la estructura. Sladerk y Klingner [54] siguieron el método utilizado por Den Hartog en 1975 para calcular un TMD cuyo objetivo era mitigar la respuesta dinámica en un edificio de 25 pisos.

Con el fin de incrementar la eficiencia del sistema se comenzó a probar la utilización simultánea de varios TMD de diferentes características [56, 57, 58, 59]. Iwanami y Setro [60] demostraron que dos TMD son más efectivos que uno solo. Este tipo de estudios con múltiples amortiguadores de masas, MTMD, han sido objeto de numerosos trabajos de investigación [61, 62, 63, 64, 65, 39]. No obstante, aunque los sistemas MTMD mejoran la efectividad, el cálculo de sus diferentes parámetros óptimos continúa siendo clave para que constituyan una mejora respecto a los de un grado de libertad.

Chowdhury y Iwuchukwu continuaron estudiando los motivos por los que un solo TMD no alcanza rangos mayores de eficiencia. Concluyeron que la rapidez de las cargas externas y el amplio espectro de las frecuencias de los seísmos impedía la total eficacia. Así mismo, determinaron que un TMD puede llegar a tener el efecto contrario, amplificando las vibraciones debido al efecto del acoplamiento entre ambos sistemas [66].

Joshi [67] presentó un estudio de los parámetros óptimos para MTMD comparando los resultados con los de un sistema de un grado de libertad. Se realizaron estudios de la respuesta de varios TMDs sobre una misma estructura sintonizándolos a frecuencias próximas y separadas [68, 69]. Los estudios con múltiples absorbedores continuaron siendo de gran interés durante años [70, 71, 72, 73, 43, 74, 75], intensificándose en la optimización de los parámetros de control de los absorbedores [76, 38, 39].

Debido a las grandes necesidades de masa y espacio requeridos por estos sistemas, a veces incompatible con las restricciones estructurales de los edificios, los sistemas de masas pasivas evolucionaron hacia nuevos desarrollos alternativos, como son el tipo péndulo, consistentes en una masa y un cable, la cual genera una fuerza, haciendo oscilar la masa en dirección contraria al movimiento causado por la acción de la fuerza externa [77, 78, 79, 80, 81, 82, 83, 84, 85].

Los TMD fueron llevados a la vida real en diversidad de estructuras para su protección contra desastres naturales, tales como seísmos o vientos fuertes.

Algunos de los ejemplos más conocidos son la *CN Tower*, de Toronto

(1976), el edificio *John Hancock*, de Boston (1976) [86]; el *Citigroup Center*, de Nueva York, actualmente llamado 601 *Lexington Avenue*, con un dispositivo de 400 toneladas de masa, El *Park Tower*, de Chicago con un TMD de 300 toneladas colgado de cuatro cables en el interior de una jaula cuadrada, las torres Petronas de Kuala Lumpur, las cuales cuentan con doce amortiguadores en su estructura para contrarrestar las vibraciones debidas al efecto de los fuertes vientos. La lista se ha hecho innumerable, convirtiéndose algunos de estos sistemas incluso en objeto de visitas turísticas por su impresionante tamaño y diseño, como es el caso del Edificio Taipei 101 [87], de Taiwan, con una masa pendular de acero de 600 toneladas. Un listado de las estructuras más significativas se puede encontrar en el trabajo iniciado por Holmes [88].

Otra de las soluciones alternativas surgidas fue el amortiguador de columna líquida o amortiguador líquido sintonizado (TLD). Este es un tipo de amortiguador en el cual las masas son sustituidas por líquido, normalmente agua, permitiendo que el sistema pueda ser utilizado como sistema alternativo de protección contra incendios o de abastecimiento de agua en un determinado momento. Dentro de este tipo de absorbedor, se pueden encontrar variedad de soluciones para los recipientes del agua, como tanques o tubos comunicados [89, 90, 91, 92, 93, 83, 94].

En 2001 se instaló uno de los primeros TLD en el edificio *One Wall Center* de Vancouver, Canada. Este consistía en dos depósitos de agua de 230.000 litros instalados en su última planta.

Estos sistemas se convirtieron en una solución muy utilizada en todo tipo de estructuras, pero la falta de control en respuesta hacía que no fueran capaces de adaptarse a la excitación de la estructura, lo cual los hacía efectivos solo para aquellas fuerzas externas para las que habían sido diseñados, no siendo capaces de adaptarse a otras diferentes. Así mismo, la precisión que estos sistemas necesitan en sus parámetros, y la problemática asociada cuando algunos de sus elementos varían por degradación o por cambios medioambientales, hizo que surgieran los sistemas de monitorización estructural y los sistemas activos[95, 96, 97].

Estos sistemas incorporaban la instalación de sensores para la medición de la fuerza de excitación externa y actuadores para generar la fuerza necesaria para controlar la respuesta de la estructura. De esta manera, estos nuevos sistemas, llamados también inteligentes, eran capaces de adaptarse a diversas fuerzas de excitación externa, haciendo de ellos unos sistemas más versátiles.

Su problema reside en su complejidad asociada al elevado número de elementos que lo componen y a la necesidad de aportar energía externa para la generación de las fuerzas de actuación necesarias.

La necesidad de reducir los requerimientos de energía externa de estos sistemas, dio origen a los sistemas semiactivos o híbridos, los cuales combinan elementos pasivos con elementos activos, de manera que por medio de actuadores se varía su rigidez o masa a fin de modificar sus propiedades dinámicas[98, 99, 100, 101].

Tanida [57] desarrolló en 1991 un amortiguador de masa híbrido HMD con forma de arco y en 1994 [28] desarrolló la misma idea en forma de V, la cual contaba con la ventaja de ajustarse mejor al periodo fundamental.

Un ejemplo de uso de HMD es el del segundo edificio más alto de Japón, el *Yokohama Landmark Tower*, de 273 m de altura, en el que se instalaron dos HMD de 170 kg

Como puede apreciarse, el control de la respuesta estructural es un tema ampliamente estudiado a lo largo de las últimas décadas y probado en muchos y diversos tipos de estructuras. Pese a su probada eficiencia en el campo de las estructuras y, concretamente, en la infraestructura ferroviaria [102, 103], este sistema de amortiguación no ha sido trasladado aun al ámbito de los sistemas de electrificación ferroviaria.

3.2. Sistemas pasivos

Estos sistemas están compuestos por elementos pasivos basados en métodos de disipación de energía o resonancia. Como puede verse en la figura 3.1, son sistemas de configuración simple.

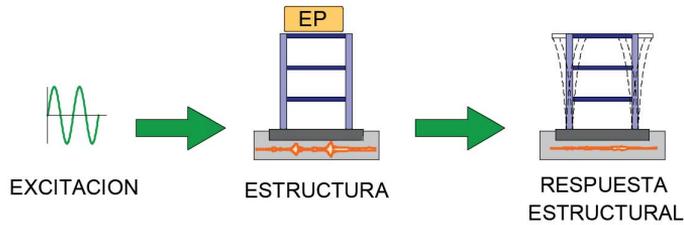


Figura 3.1: Esquema de los sistemas de control pasivos

Su ventaja reside en su propio carácter reactivo, que hace que no necesiten de elementos externos para su funcionamiento ni, por tanto, de fuentes de energía externa. Son sistemas simples, robustos, económicos y de fácil mantenimiento [104, 105, 106, 73, 28]. Por otra parte, la falta de control en su respuesta impide que sean capaces de adaptarse a la excitación de la estructura, lo cual los hace efectivos solo para aquellas fuerzas externas para las que han sido diseñados. Dentro de estos sistemas se puede hacer la clasificación siguiente: Sistemas con aislamiento base, inercial acoplado, histeréticos y viscosos.

Sistemas con aislamiento en la base

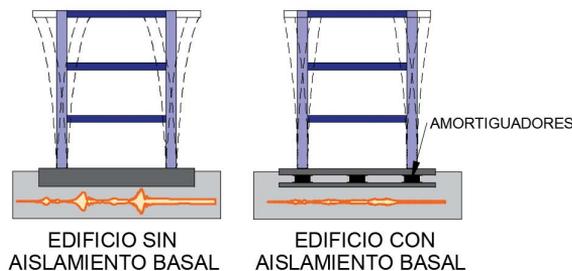


Figura 3.2: Sistemas de control de aislamiento basal

Se caracterizan por desacoplar la estructura principal del suelo y absorber parte de la energía dinámica de entrada antes de que esta se disipe en el edificio [107, 108, 109, 110, 111] .

Existen diferentes tipos: elásticos, de fricción y oscilantes. Los elásticos son dispositivos flexibles a los movimientos horizontales pero rígidos a los verticales, de tal manera que el sistema absorbe parte de la energía dinámica de entrada antes de que esta se disipe en el edificio. Uno de los más utilizados dentro de esta categoría es el aislador de neopreno armado, el cual está formado por un bloque cúbico o cilíndrico de neopreno al cual se le intercalan unas finas placas de acero. Los de fricción u oscilantes se basan en métodos de disipación de energía [112]. Éstos suelen contar con apoyos deslizantes o basculantes como el tipo péndulo que este tiene una base cóncava en la que se pone un patín esférico articulado, el cual se comportará ante un seísmo como un péndulo. Por otra parte, los de fricción se basan puramente en la disipación de energía entre dos superficies deslizantes. La figura 3.3 muestra los distintos tipos de aislamiento basal.

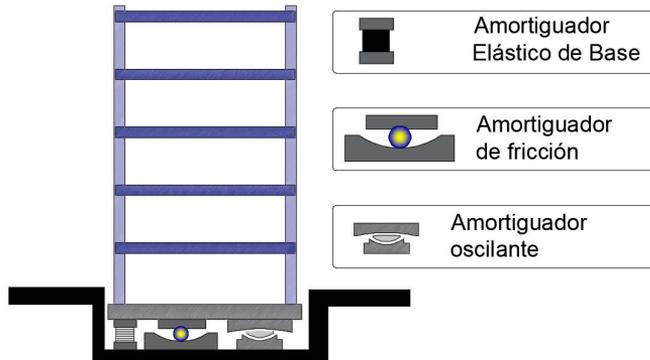


Figura 3.3: Sistemas de control de aislamiento basal

Los sistemas de aislamiento basal son eficaces para vibraciones provenientes del suelo, como seísmos o cargas debidas a la circulación de vehículos, pero no son efectivas para responder a cargas horizontales como en el caso del viento. El principal inconveniente de estos sistemas es que incrementan la altura de la estructura principal, con los problemas de equilibrio que eso puede conllevar.

Sistema inercial acoplado

Estos sistemas responden inercialmente a la acción de una carga exterior, siendo capaces de generar fuerzas en función de su masa, con el fin de amortiguar el efecto de dicha carga exterior. Son conocidos con el nombre de amortiguadores de masas sintonizadas (TMD) [113, 114, 115, 116, 117] y, tal y como se puede ver en la figura 3.4, están constituidos principalmente por una masa (m), una rigidez (k) y un amortiguamiento (c)

Son sistemas que basan su efectividad en el óptimo sintonizado de sus parámetros, los cuales deben de ser calculados y sintonizados a la frecuencia natural del sistema principal que se desea mitigar, de forma que cuando éste sea excitado a esa frecuencia, el TMD se active vibrando en resonancia, de tal manera que la energía cinética sea transferida y absorbida por el TMD, quedando atenuada la vibración en la estructura principal.

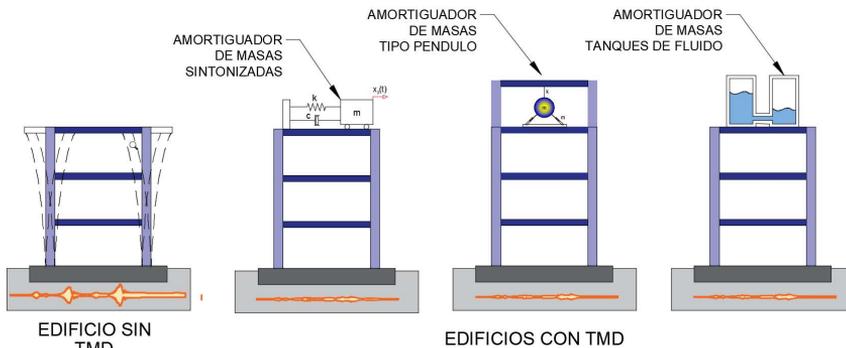


Figura 3.4: Sistemas de control inerciales

Estos sistemas no son controlables, es decir el sistema no es capaz de adaptarse a la excitación de la estructura, por lo que son muy efectivos en la protección frente a excitaciones externas en la frecuencia principal del sistema para el que hayan sido sintonizados, pero no cubrirán el resto de casuísticas que pudieran surgir ya que no son capaces de adaptarse a ellas.

Una desventaja de estos sistemas es la sensibilidad de su efectividad

por la variación de sus parámetros. Cuando estos se separan de los valores óptimos calculados para la mitigación de una frecuencia particular, estos pierden rápidamente la efectividad de mitigar las vibraciones asociadas a esa frecuencia.

Aunque se trata de sistemas sencillos, efectivos y económicos por no requerirse energía externa, tienen el inconveniente de necesitar una masa suficientemente grande para contrarrestar la fuerza de inercia y, por tanto, necesitan de gran espacio para su instalación.

Para dar soluciones a las diferentes restricciones arquitectónicas, se han desarrollado algunas soluciones alternativas como las tipo péndulo o tipo líquido.

La primera usa una masa suspendida que al oscilar crea una fuerza en sentido contrario al movimiento de la fuerza externa [118, 119, 120, 121, 122, 123, 124, 84, 125, 126].

La segunda sustituye la masa por líquido, normalmente agua, para aprovechar la frecuencia de vibración del oleaje del mismo. Como ventajas adicionales, permite disponer de un sistema alternativo de protección contra incendios o de abastecimiento de agua en un determinado momento [127, 128, 129, 93, 130, 131, 132, 133]. La figura 3.4 muestran algunas imágenes de los diferentes tipos de amortiguadores inerciales.

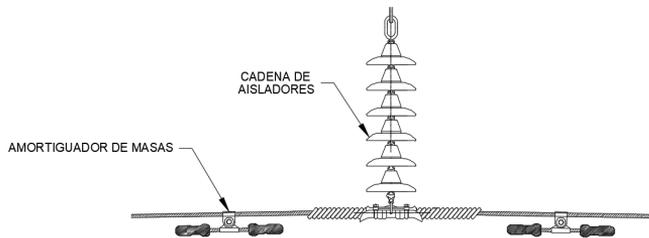


Figura 3.5: Amortiguador stockbridge

Otra de las soluciones alternativas de estos sistemas son los llamados amortiguadores *Stockbridge* (figura 3.5), llamados así en honor a su inventor George H. Stockbridge, quien desarrolló un tipo de amortiguador para cables con la intención de ser usados en líneas eléctricas,

donde existían problemas de vibraciones, tanto en los conductores de fase como en el hilo de tierra [46].

Estos amortiguadores están compuestos por una masa y un cable flexible que actuará como resorte de flexión [47, 50, 134, 52].

Las vibraciones en las líneas eléctricas tienen origen eólico y están producidas por los vórtices de aire que se generan a sotavento en el conductor. Estos vórtices también llamados calle de vórtices de von Karman, en honor a su descubridor, tienen una frecuencia de desprendimiento proporcional al diámetro del cable y a la velocidad del viento. Cuando la frecuencia de desprendimiento de torbellinos se acerca a la frecuencia propia del conductor se empiezan a producir oscilaciones que se van amplificando llegando a su máximo cuando los valores de ambas frecuencias son iguales.

Para evitar el fenómeno de amplificación de las oscilaciones se vienen colocando amortiguadores de masas sintonizadas en un punto cercano a la grapa de anclaje [135, 51].

Sistemas histeréticos

Estos sistemas basan su eficiencia en las propias características de amortiguamiento histerético de los materiales. Existen diferentes tipos: metálicos, de fricción y viscoelásticos. En la siguiente figura se muestran ejemplos.

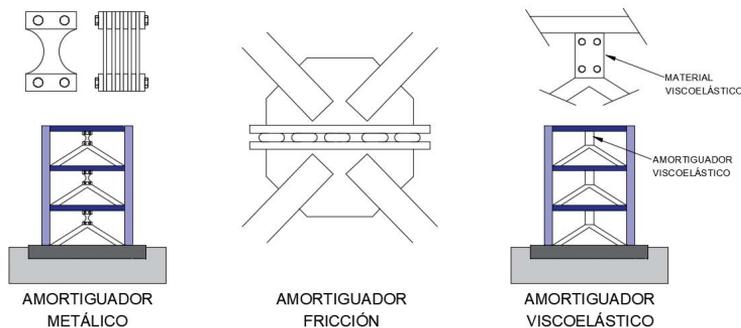


Figura 3.6: Sistemas de control histeréticos

Los metálicos se basan en el comportamiento propio de los metales

para la disipación de energía, es decir, mediante la deformación del material del que están hechos, de tal manera que la mayor parte de la disipación de energía se produzca a través de ellos mismos, disminuyendo así su efecto en la estructura principal. Uno de los principales materiales de estos amortiguadores es el acero, debido a su fácil caracterización mecánica. El primer uso de estos amortiguadores de manera exitosa podría decirse que se debe a Kelly [136]. Estos sistemas son muy fiables, de características estables y económicos. Como inconvenientes principales se puede destacar que tienen un número limitado de ciclos de trabajo y una zona de trabajo no lineal[137].

Los sistemas de fricción entre superficies están compuestos por elementos que disipan energía mediante la fricción de dos sólidos secos. Así se consigue disipar grandes cantidades de energía, pero su efectividad depende de las condiciones medioambientales, ya que éstas afectan a las propiedades de las superficies de fricción, reduciendo su capacidad de operación y, por tanto, su vida útil.

Los viscoelásticos son amortiguadores compuestos por polímeros o sustancias vídriosas, las cuales se disipan energía cuando sufren deformaciones por esfuerzos cortantes.

Sistemas viscosos

Por otra parte se encuentran los amortiguadores viscosos, en los cuales la disipación de energía se realiza a través de la fuerza de reacción que se produce en un fluido viscoso cuando se desliza un pistón. La figura 3.7 muestra un ejemplo de este tipo de amortiguador [138] .

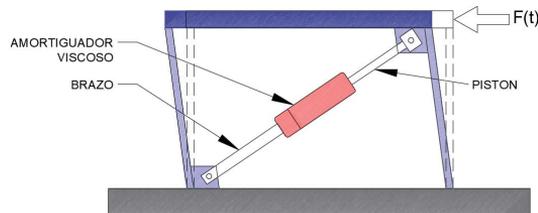


Figura 3.7: Amortiguadores viscoso

3.3. Sistemas de control activo

Los sistemas de control activos son una evolución de los sistemas pasivos. Estos sistemas contrarrestan los efectos de las cargas externas sobre una estructura mediante actuadores instalados en la propia estructura, por lo que necesitan aporte externo de energía. [139, 140, 141, 142].

Un sistema de control activo esta formado por:

1. Sensores ubicados en la estructura para medir la excitación externa y/o la respuesta estructural.
2. Controladores que reciben las medidas de los sensores y calculan la fuerza necesaria para contrarrestar el movimiento de la estructura.
3. Actuadores que ejercen la fuerza calculada por los controladores.

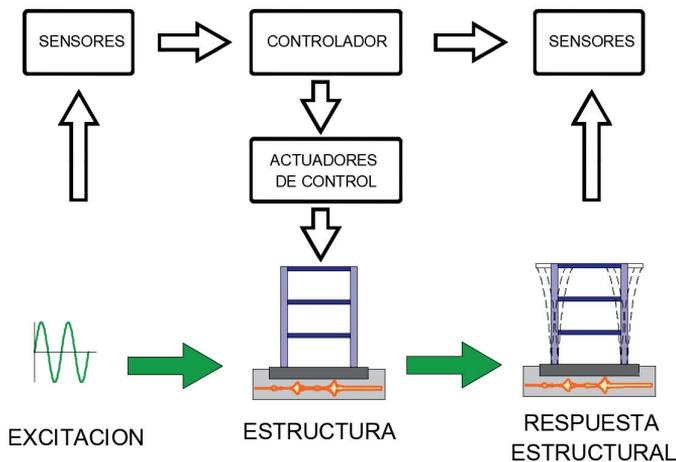


Figura 3.8: Esquema de los sistemas de control activo

Cuando se produce una vibración por la acción externa de una carga, los controladores utilizan la información registrada por los sensores, para calcular la fuerza necesaria para contrarrestar la excitación y enviar las instrucciones adecuadas a los actuadores para la aplicación

de la fuerza [143, 99, 132]. La configuración de estos sistemas puede verse en la figura 3.8.

Estos sistemas son capaces de ajustar el sistema variando sus propiedades de masa, rigidez o amortiguamiento, por lo que son llamados sistemas de control de masa, rigidez o amortiguamiento (figura 3.9).

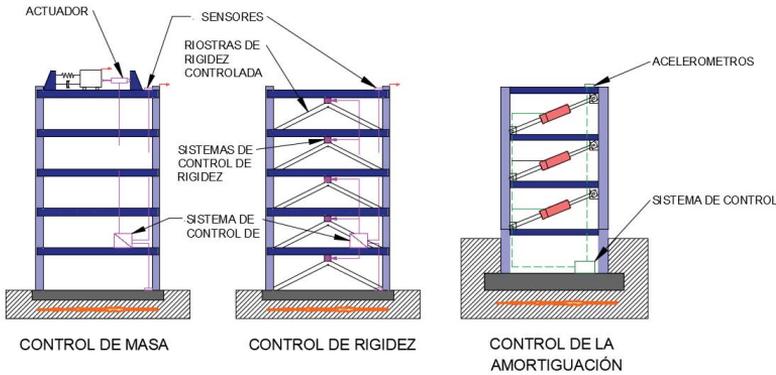


Figura 3.9: Sistemas activos de control

Estos sistemas cuentan con numerosas ventajas frente a los sistemas pasivos, ya que tienen buena efectividad y un mayor control sobre la respuesta del sistema, siendo menos sensibles a variables medioambientales o a problemas de sintonizado.

Como inconvenientes, en casos de necesitar contrarrestar grandes desplazamientos será necesario un gran aporte de energía al sistema. Por otra parte, en edificios de muchos grados de libertad el número de elementos del sistema aumenta y, por tanto, la complejidad de los sistemas de control, pudiendo llegar a tener un comportamiento imprevisible, lo que hace de ellos sistemas poco robustos. Así mismo, la complejidad y el número de elementos del sistema conlleva un elevado coste de mantenimiento y grandes dependencias de fuentes externas de alimentación [144, 145, 146].

Un ejemplo de estos sistemas es el active *Tuned Mass Dumper* (ATMD), formado por una masa móvil auxiliar con un actuador conectado a ella. Cuando el actuador aplica sobre ella la fuerza indicada por el

controlador, la masa oscila y provoca una fuerza inercial capaz de contrarrestar la fuerza que provoca el movimiento.

3.4. Sistemas de control híbrido

De la necesidad de encontrar sistemas capaces de mejorar el comportamiento de los pasivos, contrarrestar mayores bandas de frecuencias y reducir la necesidad de consumo eléctrico de los activos, surgen los sistemas de control híbridos [98, 147].

Estos sistemas introducen elementos pasivos (EP) a los sistemas activos, dando como resultado una combinación de ambos sistemas. Como sistema activo es capaz de adaptarse a diferentes excitaciones, y la incorporación de elementos pasivos añade la ventaja de que en caso de fallo de algún controlador, el sistema seguirá funcionando, aunque no sea de forma tan precisa. Disminuye los requerimientos energéticos, lo cual, abarata su coste de mantenimiento. La configuración de estos sistemas puede verse en la figura 3.10.

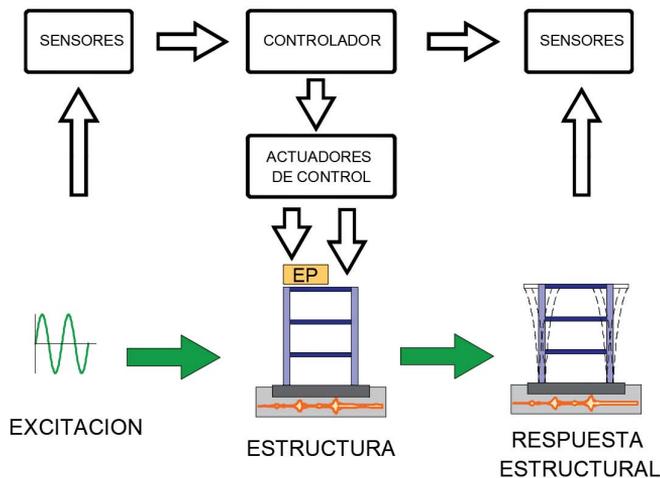


Figura 3.10: Esquema de los sistemas de control híbridos

Uno de los ejemplos más interesantes es el *Hybrid Mass Damper* (HMD), el cual consta de una masa pasiva que oscila conectada a un actuador

activo. La masa es un elemento activo que por sí solo mitigará el movimiento de la estructura a través de la fuerza inercial, mientras que el actuador se encarga de mejorar la eficiencia del sistema mediante el control del movimiento de la masa[148, 99, 101].

3.5. Sistemas de control semiactivo

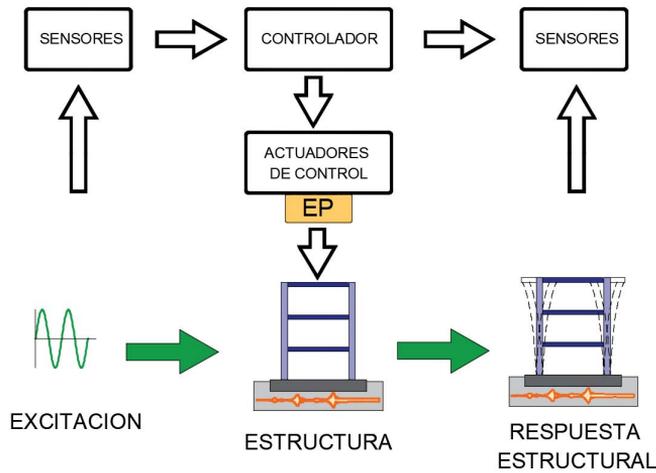


Figura 3.11: Esquema de los sistemas de control semiactivos

Estos sistemas tienen un funcionamiento parecido a los sistemas activos pero emplean sistemas de control pasivos sin consumo de energía como acción directa sobre la estructura. Es decir, el control del sistema se emplea únicamente para variar las características mecánicas de masa, rigidez o amortiguamiento de los elementos pasivos del sistema, no para generar la fuerza que contrarreste la respuesta estructural, la cual seguirá siendo generada inercialmente mediante los elementos pasivos del sistema. De este modo se puede modificar las propiedades dinámicas de la estructura, disminuyendo los costes energéticos [149, 143, 150, 148, 151, 152]. La figura 3.11 muestra el esquema de estos sistemas.

3.6. Solución adoptada

En la revisión de la literatura científica realizada no se han encontrado referencias a ninguna aplicación de los sistemas de control existentes a sistemas de catenaria rígida. En lo que se refiere a cargas externas existen muchos estudios y aplicaciones reales dedicados a la mitigación de vibraciones en estructuras por la acción del viento, de sismos, vehículos... pero no se han encontrado trabajos relacionados con la acción dinámica de un tren.

El sistema de catenaria rígida, al igual que cualquier sistema físico presenta un comportamiento dinámico característico en función de sus valores de masa, rigidez y amortiguamiento. La modificación de la respuesta dinámica de dicho sistema se puede llevar a cabo modificando cualquiera de estos valores, pero en sistemas de catenaria rígida ya instalados y en servicio no resulta sencillo variar estos parámetros sin incurrir en costes elevados.

Por este motivo, para dar solución a los problemas de vibraciones de los sistemas en líneas en operación, se ha buscado mecanismo de mitigación de vibraciones adaptable al mismo que varíe la relación amortiguación/masa.

Para seleccionar el sistema que mejor se ajuste a nuestros objetivos es importante tener claros los requerimientos funcionales y operacionales que buscamos, para desarrollar un sistema de mitigación de vibraciones que no solo proporcione buenos resultados, sino que sea viable en su implantación.

Las características principales que debe reunir nuestro sistema para ser viable son las siguientes:

- Fácil instalación y capacidad de adaptarse a las limitadas distancias verticales entre el perfil de catenaria y el techo de los túneles. Se debe tener en cuenta que estos sistemas normalmente se instalan en lugares de poco gálibo.
- Facilidad de ajuste. Es importante la facilidad y rapidez de ajuste del sistema, ya que esto no solo reduce los costes de instalación y mantenimiento, sino que hace que el sistema sea versátil

pudiendo ser trasladado de unas líneas a otras en caso de necesidad.

- Sencillez. Para no incrementar demasiado la complejidad del sistema de catenaria. Para ello, se reducirá al mínimo el número de elementos que componen el AMS, reduciendo así su probabilidad de fallo o deterioro. Introducir un sistema complejo en la línea de catenaria implica complicar el sistema en su conjunto y aumentar el mantenimiento asociado.
- Bajo mantenimiento. Este es un punto importante a tener en cuenta en el desarrollo de nuestro TMD, pues el mantenimiento de las líneas ferroviarias se realiza bajo cortes de circulación nocturna en rangos de tiempo reducido, por lo que introducir elementos en el sistema que requieran de labores especiales llevaría asociado un aumento de estos cortes nocturnos, con los inconvenientes y costes que ello supone.
- Fiabilidad y seguridad. Hay que tener en cuenta que el sistema va a ser instalado en un perfil de catenaria en tensión y que con alta frecuencia va a estar activo al paso de circulaciones. El desprendimiento de un elemento puede suponer la ruptura del pantógrafo del vehículo, lo cual lleva asociado normalmente no solo los costes de reparación o sustitución, sino también importantes retrasos y reducciones de frecuencia al reducirse el número de vehículos temporalmente.
- Bajo coste de producción. La solución planteada debe poder ser desarrollada dentro los actuales planes de costes de mantenimiento de las líneas, los cuales hoy en día son muy ajustados. Este punto es importante para poder llevar a cabo una producción e instalación rápida.

Buscando atender a todos los requerimientos planteados, se propone basar el control dinámico de vibraciones para sistemas de catenaria rígida en un sistema inercial pasivo.

Las ventajas por las cuales se ha optado por este sistema para los sistemas de catenaria rígida son las siguientes:

- Tecnología simple y robusta.

- Arquitectura sencilla, sin elementos de control que eleven la complejidad del sistema de catenaria rígida, ni requieran mantenimiento específico.
- Reducido tamaño y peso, lo cual hace que no sean necesarias obras de refuerzo de los soportes del sistema..
- Operación pasiva, reaccionando sin demora y sin requerir entrada de energía externa.
- Facilidad y rapidez de instalación, no necesitando herramientas especiales ni elevados tiempos de instalación, lo cual facilita la instalación y ajuste del mismo en las franjas de corte de servicio por mantenimiento de las líneas ferroviarias sin necesidad de incrementar las mismas.
- Facilidad de ajuste, dando la posibilidad de realizar un ajuste y sintonización finos tras su instalación para su perfecto funcionamiento.
- Bajo coste, lo cual facilita la viabilidad de la fabricación y adquisición de amortiguadores dentro de los planes actuales de mantenimiento.

Los sistemas activos, semiactivos o híbridos, a pesar de sus ventajas evidentes, pues incorporan sistemas de control de la respuesta dinámica ajustándose a la fuerza de excitación, elevan la complejidad del sistema, y por tanto, las exigencias de mantenimiento e incluso el riesgo de accidentes, al aumentar el número de elementos y cables en el sistema.

Hay que tener en cuenta que la carga externa esta constituida por un tren en circulación, muy próximo al sistema de catenaria, lo que dificultaría la instalación de actuadores y sensores en el sistema y la incorporación de tantos elementos eleva el riesgo de fallo o caída de los mismos. La seguridad en los sistemas de ferroviarios es un punto primordial. Por ello, cualquier nuevo sistema o modificación del mismo debe pasar por un exhaustivo análisis y evaluación de riesgos, y hay que ofrecer para cada riesgo una solución para mitigarlo. Por lo tanto, la incorporación de sistemas complejos que incluyan actuadores, cables, sensores en el sistema, entraña mayor dificultad a la hora

de superar los procedimientos de evaluación de riesgos. La simplicidad del sistema aumenta las posibilidades de lograr un informe favorable de viabilidad del sistema.

4 Desarrollo de un absorbedor para catenaria rígida

Para abordar el cálculo de un sistema amortiguador de masas sintonizadas para sistemas de catenaria rígida es imprescindible comprender previamente algunos conceptos de cálculo dinámico de estructuras.

Por ello, en el presente capítulo se van a explicar algunos conceptos básicos de la teoría de vibraciones y de la metodología de resolución de problemas dinámicos que son necesarios para la comprensión del cálculo posterior del TMD y que servirán de base para sentar la metodología y nomenclatura de los desarrollos presentados .

4.1. Sistemas dinámicos. Método de análisis

Un sistema se considera dinámico cuando alguna de sus variables internas varía con el tiempo. Esta variación se debe en la mayoría de los casos, al efecto de una carga dinámica.

Así mismo, se dice que una carga tiene carácter dinámico cuando varía con el tiempo y origina fuerzas de inercia de igual magnitud, y sentido contrario a las fuerzas estáticas del sistema. Cuando dicha carga es aplicada lentamente sobre el sistema, se pueden despreciar las fuerzas inerciales para, de esta manera, hacer un análisis estático de la estructura. Sin embargo, cuando la carga aplicada a la estructura varía con la velocidad, como es el caso de un tren en circulación, es necesario hacer un análisis dinámico.

Entre las cargas dinámicas más comunes se encuentran los sismos, el viento, las corrientes de agua y las cargas móviles. Un ejemplo de esta última es nuestro caso, en el cual la fuerza que ejerce el pantógrafo sobre la catenaria al paso de un tren varía con el tiempo en función de la velocidad. Las variaciones de un sistema de estructuras por la acción de una carga dinámica se traducen en vibraciones a lo largo de la estructura.

El problema que se plantea es, por tanto, un problema dinámico de estructuras, ya que tenemos una estructura como es el sistema de catenaria rígida, que se ve influenciada por la acción de una carga dinámica como es la fuerza que ejerce el pantógrafo sobre el hilo de contacto, la cual varía con el tiempo en función de la velocidad del tren.

Las deflexiones del sistema de catenaria al paso del pantógrafo serán la respuesta dinámica del sistema por las vibraciones introducidas por la carga dinámica

El primer paso en la solución de cualquier problema de estructuras es el establecimiento de la ecuación de movimiento del sistema, que permita conocer el desplazamiento de cada uno de sus puntos para cada instante de tiempo. Para el cálculo de dicha ecuación nos ayudaremos inicialmente de un modelo dinámico, del cual se obtendrá posteriormente la expresión matemática del movimiento que describe el sistema a través de los principios de la mecánica clásica.

Es importante remarcar que la respuesta de un sistema ante una carga dinámica variará completamente en función de la masa de la estructura. Mientras que una estructura sin masa no tendrá ninguna fuerza de inercia y, por tanto, su respuesta seguirá completamente la dirección de la fuerza, una estructura con masa desarrollará una fuerza inercial contraria a la de excitación y proporcional a la magnitud de su masa. Así mismo, desarrollará una energía cinética y dejará vibraciones remanentes en la estructura.

Se puede decir que, ante una carga exterior, cada estructura reacciona de manera distinta en función de sus formas o modos de vibración y de sus frecuencias propias, las cuales dependen de las características geométricas y materiales de la estructura (en términos de rigidez), y

de la inercia con que la estructura se opone al movimiento (masa).

La figura 4.1 muestra la metodología a seguir para el problema dinámico de estructuras que se plantea.

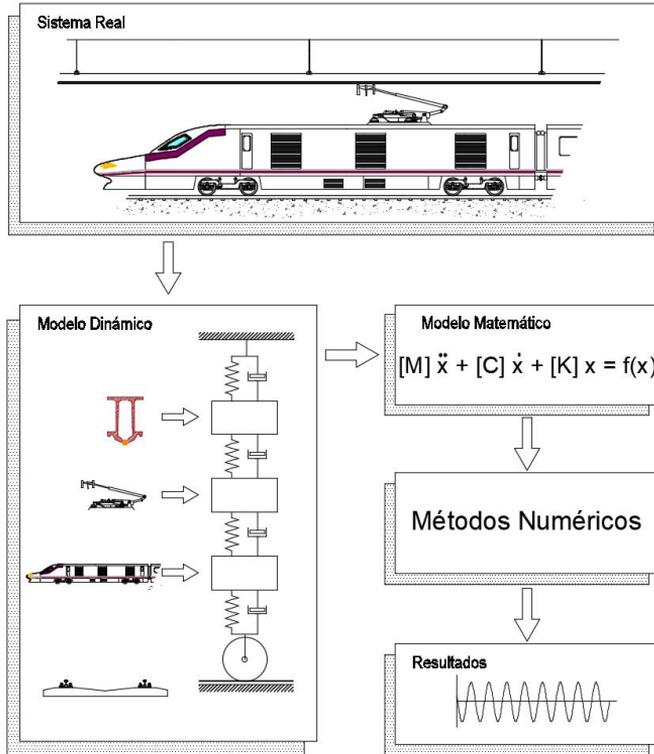


Figura 4.1: Metodología de resolución de problemas dinámicos

4.1.1. Modelización del un sistema dinámico

Como se ha dicho anteriormente la modelización es el primer paso en la resolución de un problema dinámico de estructuras.

Según Craif y Kurdila [153] un modelo analítico consiste en: 1) un conjunto de suposiciones o hipótesis simplificadoras que reducen el sistema real a un modelo analítico, 2) un conjunto de esquemas que

ilustran el modelo analítico y 3) una lista de parámetros que describen las propiedades de los materiales y las secciones.

La elaboración de modelos es una herramienta muy útil que permite, mediante la realización de ciertas hipótesis simplificadoras, estudiar el comportamiento dinámico de un sistema que aún no existe o al que no se puede tener acceso.

El número de desplazamientos independientes necesario para definir el movimiento del sistema modelizado se conoce número de grados de libertad del sistema (gdl).

La mayor parte de los sistemas, al igual que el nuestro, son estructuras continuas. El estudio de un modelo de estas características lleva a un sistema de infinitos grados de libertad, uno por cada valor de x , y un cálculo analítico de ecuaciones diferenciales parciales muy complejo.

Con objeto de reducir el sistema a número finito de grados de libertad se lleva a cabo un proceso de discretización del sistema. Existen varios métodos para llevar a cabo este proceso, como son el de elementos finitos, el de desplazamientos generalizados o el de masas concentradas, entre otros.

El que vamos a seguir en nuestro caso es el de masas concentradas, por ser el comúnmente utilizado en la resolución de problemas dinámicos de catenaria. Este método se basa en considerar que la masa estructural del sistema se concentra en uno o varios puntos determinados, de manera que el comportamiento de estas masas permite simular el efecto de las fuerzas de inercia que aparecen en la estructura cuando se ve sometida a una aceleración. Este tipo de modelos se puede utilizar cuando la mayor parte de la masa del sistema se concentra en uno o varios puntos.

La selección de los grados de libertad dinámicos de un sistema estructural depende del tipo de respuesta que se analiza y de las direcciones en las que se produzcan mayores aceleraciones. En nuestro caso, los desplazamientos que nos interesa estudiar son los relacionados con el eje vertical, que es el eje en el que actúa la fuerza del pantógrafo y en el que se producen los despegues que erosionan la catenaria.

Los elementos básicos de un sistema estructural que se encuentra sometido a una fuerza de excitación externa que varía con el tiempo son:

1. La masa del sistema, donde aparecen las fuerzas inerciales del sistema asociadas a las aceleraciones provocadas por la fuerza de excitación externa.
2. La rigidez, entendiendo por tal la capacidad que tiene un elemento o un sistema estructural para soportar esfuerzos sin presentar deformaciones o desplazamientos.
3. La amortiguación, que se define como la capacidad de disipación de energía que permite alcanzar el reposo de una masa que oscila libremente después de haber sido perturbada por una fuerza externa.

El conjunto constituido por el sistema estructural y la excitación externa constituye lo que se denomina sistema dinámico. En nuestro caso, está compuesto por el conjunto del sistema principal objeto de mitigación de vibraciones, es decir, el sistema de catenaria rígida, y por las fuerzas de excitación que actúan sobre el mismo, es decir la fuerza de pantógrafo al paso de circulaciones.

4.1.2. Ecuación del movimiento. Método de cálculo

Tras la elaboración del modelo dinámico se puede aplicar al modelo cualquiera de los principios de la mecánica clásica para la obtención de la ecuación del movimiento, como son: el principio de Hamilton, el principio de los trabajos virtuales o el principio de D’Alembert. este último es el que ofrece un cálculo más directo y es el que vamos a utilizar.

El principio de D’Alembert establece que el sumatorio de fuerzas externas que actúan sobre un sistema y las fuerzas de inercia que aparecen en el mismo forman un sistema de fuerzas en equilibrio dinámico. Es decir, un sistema dinámico está en equilibrio cuando todas las fuerzas que actúan en el mismo, incluidas las de inercia, cumplen las ecuaciones de equilibrio estático en cada instante de tiempo t .

$$F(t)_i + F(t)_c + F(t)_k = F(t) \quad (4.1)$$

Siendo:

$F(t)_i$: fuerzas de inercia

$F(t)_c$: fuerzas de amortiguamiento

$F(t)_k$: fuerzas elásticas

$F(t)$: sumatorio de fuerzas externas

Al aplicar una carga dinámica exterior se generan en el sistema desplazamientos, velocidades y aceleraciones y se producirán unas fuerzas en el sistema para cada instante t :

$$F(t)_I = m\ddot{x}(t)$$

$$F(t)_c = c\dot{x}(t)$$

$$F(t)_k = kx(t)$$

Sustituyendo en 4.1:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (4.2)$$

Esta es la ecuación del movimiento para un sistema con un grado de libertad (figura 4.2), sometido a una fuerza dinámica de excitación $F(t)$.

En sistemas de un grado de libertad, la masa (m), la rigidez (k) y el amortiguamiento (c)son parámetros escalares. Al aumentar el número de grados del libertad se convierten en matrices.

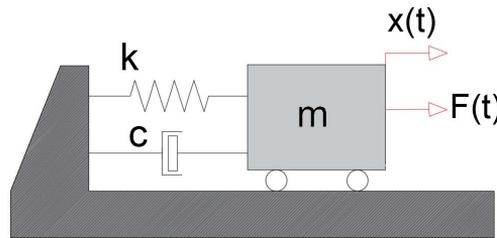


Figura 4.2: Sistema de 1 gdl con amortiguamiento

En sistemas de un grado de libertad los parámetros m , k , y c se refieren a la masa, rigidez y amortiguamiento, sin embargo en modelos de más de un grado de libertad estos parámetros pasarán a ser matriciales.

$$\{M\} \ddot{x} + \{C\} \dot{x} + \{K\} x = p(t)$$

Siendo:

- M : matriz de masas
- C : matriz de coeficientes de amortiguamiento
- K : matriz de coeficientes de rigidez
- x : vector desplazamiento
- \dot{x} : vector velocidad
- \ddot{x} : vector aceleración

Todas las matrices son cuadradas de orden n siendo n el número de grados de libertad de un sistema.

4.2. Respuesta libre de un sistema

Como se ha dicho anteriormente, cada estructura reacciona de manera distinta ante una carga exterior, en función de sus características geométricas y de los materiales de los que está compuesto.

Para conocer la respuesta de una estructura ante una excitación externa es necesario conocer sus propiedades vibratorias naturales, es decir, cómo es el movimiento natural de dicha estructura.

Para establecer la nomenclatura y sentar las bases de la formulación posterior del amortiguador se va a analizar un sistema de un grado de libertad en estado libre de excitación, como es el caso representado en la figura 4.2. Inicialmente vamos a considerar que no existe amortiguamiento, con lo que resulta un sistema masa-resorte de 1 gdl.

Estableciendo las ecuaciones de equilibrio del sistema obtenemos que la ecuación del movimiento que gobierna este sistema en la dirección X es:

$$m\ddot{x}(t) = -kx \quad (4.3)$$

El desplazamiento del sistema sigue un movimiento oscilatorio, por lo que la solución del sistema será del tipo:

$$x(t) = A\text{sen}(\omega_n t + \phi) \quad (4.4)$$

Donde:

- ω_n : es la frecuencia natural del sistema en *rad/seg*, la cual refleja el tiempo que la función tarda en completar un ciclo.
- ϕ : es el valor del desfase en radianes

Derivando la ecuación 4.4 obtenemos:

$$\dot{x}(t) = A\omega_n \cos(\omega_n t + \phi) \quad (4.5)$$

$$\ddot{x}(t) = -A\omega_n^2 \text{sen}(\omega_n t + \phi) \quad (4.6)$$

Sustituyendo en la ecuación del movimiento del sistema tenemos:

$$-mA\omega_n^2 \text{sen}(\omega_n t + \phi) = -kA \text{sen}(\omega_n t + \phi) \quad (4.7)$$

$$-m\omega_n^2 = -k \implies \omega_n^2 = \frac{k}{m} \quad (4.8)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (4.9)$$

Las constantes del sistema se obtienen a partir de las condiciones iniciales (x_0 y \dot{x}_0) en $t = 0$

$$x_0 = x(0) = A \text{sen}(\phi) \quad (4.10)$$

$$\dot{x}_0 = \dot{x}(0) = A\omega_n \text{cos}(\phi) \quad (4.11)$$

De donde tenemos la amplitud y fase

$$A = \frac{\sqrt{w_n^2 x_0^2 + \dot{x}_0^2}}{w_n} \quad y \quad \Phi = \tan^{-1} \left(\frac{w_n x_0}{\dot{x}_0} \right) \quad (4.12)$$

Sustituyendo las constantes en la ecuación del movimiento del sistema tenemos:

$$x(t) = \frac{\sqrt{w_n^2 x_0^2 + \dot{x}_0^2}}{w_n} \text{sen} \left(w_n t + \tan^{-1} \frac{w_n x_0}{\dot{x}_0} \right) \quad (4.13)$$

Utilizando relaciones trigonométricas la ecuación anterior se puede reescribir de la siguiente manera

$$x(t) = \frac{\dot{x}_0}{\omega_n} \text{sen}(\omega_n t) + x_0 \text{cos}(\omega_n t) \quad (4.14)$$

La figura 4.3 muestra la gráfica de la ecuación de movimiento del sistema 4.14, oscilatorio de amplitud A y período T .

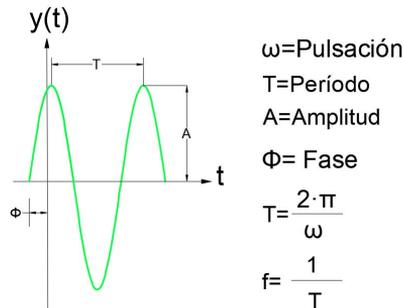


Figura 4.3: Ecuación del movimiento de un sistema de 1GDL

Hemos obtenido la frecuencia natural de un sistema en función de su masa y de su coeficiente de rigidez pero, como se puede ver en la gráfica 4.3, este sistema oscilaría indefinidamente si no existiese alguna fuerza que lo frenase.

La realidad es que la respuesta de los sistemas reales se va atenuando con el tiempo hasta que se detienen. Este efecto se conoce como amortiguamiento del sistema. El coeficiente de amortiguamiento del sistema proporciona información del tiempo que tarda el sistema en detenerse tras ser excitado y la curva de decremento que sigue.

Amortiguamiento en un sistema libre

Para obtener un modelo más aproximado a la realidad, se incorpora al modelo el amortiguamiento.

La ecuación del movimiento que rige el sistema es:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) = -kx(t) \quad (4.15)$$

La solución tendrá la forma:

$$x(t) = Ae^{\lambda t} \quad (4.16)$$

Derivando, tenemos que:

$$\dot{x}(t) = A\lambda e^{\lambda t} \quad (4.17)$$

$$\ddot{x}(t) = A\lambda^2 e^{\lambda t} \quad (4.18)$$

sustituyendo en la ecuación del movimiento 4.15

$$mA\lambda^2 e^{\lambda t} + cA\lambda e^{\lambda t} + kAe^{\lambda t} = 0 \quad (4.19)$$

$$A(m\lambda^2 + c\lambda + k)e^{\lambda t} = 0 \quad (4.20)$$

Para que se cumpla esta identidad es necesario que

$$m\lambda^2 + c\lambda + k = 0 \quad (4.21)$$

La solución de esta ecuación es:

$$\lambda = \frac{-c \pm \sqrt{c^2 - 4mk}}{2m} \quad (4.22)$$

Las soluciones dependerán del valor del discriminante ($c^2 - 4mk$). Si este valor es positivo, hay dos raíces reales, si es negativo, serán dos raíces complejas, mientras que con discriminante nulo conlleva dos raíces negativas idénticas.

El valor de c que hace el discriminante cero es denominado amortiguamiento crítico. Dividiendo entre la masa se obtiene c_c en función de la frecuencia natural del sistema. En ese caso $c = c_c$

$$c_c^2 = 4km \implies c_c = 2\sqrt{mk} \quad (4.23)$$

Se define la relación de amortiguamiento (ξ) como el cociente del valor del amortiguamiento entre su valor crítico.

$$c = \frac{c}{c_c} = \frac{c}{2m\omega_n} \implies c = \xi 2m\omega_n \quad (4.24)$$

Sustituyendo este valor en la ecuación 4.22 se obtiene la solución del sistema en función del coeficiente de amortiguamiento relativo

$$\begin{aligned}\lambda &= \frac{-\zeta 2m\omega_n \pm \sqrt{\zeta^2 4m^2\omega_n^2 - 4mk}}{2m} = -\zeta\omega_n \pm \sqrt{\zeta^2\omega_n^2 - \frac{k}{m}} \\ &= -\zeta\omega_n \pm \sqrt{\zeta^2\omega^2 - \omega_n^2} = -\zeta\omega_n \pm \omega_n\sqrt{\zeta^2 - 1}\end{aligned}\quad (4.25)$$

Según el valor del coeficiente de amortiguamiento, se distinguen tres casos:

1. $\zeta < 1$: Sistema de mortiguamiento subamortiguado
2. $\zeta > 1$: Sistema sobreamortiguado
3. $\zeta = 1$: Sistema con amortiguamiento crítico

Amortiguamiento subamortiguado $\zeta < 1$

La razón de amortiguamiento es menor que 1 y por tanto las soluciones de la ecuación 4.22 serán complejas y tendrán la forma:

$$\lambda_1 = -\zeta\omega_n + j\omega_d \quad (4.26)$$

$$\lambda_2 = -\zeta\omega_n - j\omega_d \quad (4.27)$$

Siendo $\omega_d = \omega_n\sqrt{1 - \zeta^2}$ la frecuencia natural del sistema amortiguado

Como se ha comentado, la solución de un sistema amortiguado tendrá la forma de la ecuación 4.16. La solución general $x(t)$ del sistema de ecuaciones se compondrá de la suma de las dos soluciones $\lambda_1 y \lambda_2$

$$\begin{aligned}x(t) &= A_1 e^{-\zeta\omega_n t + j\omega_d t} + A_2 e^{-\zeta\omega_n t - j\omega_d t} = \\ &= e^{-\zeta\omega_n t} (A_1 e^{j\omega_d t} + A_2 e^{-j\omega_d t})\end{aligned}\quad (4.28)$$

Expresando esta ecuación en función de senos y cosenos tenemos:

$$\begin{aligned}
 x(t) &= e^{-\zeta\omega_n t} (B \cos \omega_d t + D \sen \omega_d t) = \\
 &= A e^{-\zeta\omega_n t} \sen(\omega_d t + \phi)
 \end{aligned} \tag{4.29}$$

Las condiciones iniciales de la ecuación del movimiento en $t=0$ son:

$$x(0) = x_0 = A \sen(\phi) \tag{4.30}$$

$$\dot{x}(0) = \dot{x}_0 = -A\zeta\omega_n \sen(\phi) + A\omega_d \cos(\phi) \tag{4.31}$$

De donde obtenemos los valores de las constantes del sistema:

$$A = \sqrt{\frac{(\dot{x}_0 + \zeta\omega_n x_0)^2 + (x_0\omega_d)^2}{\omega_d^2}} \tag{4.32}$$

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{x_0\omega_d}{x_0 + \zeta\omega_n x_0} \right) \tag{4.33}$$

Sustituyendo los valores de A y ϕ en la ecuación 4.29:

$$x(t) = e^{-\zeta\omega_n t} \left(\frac{\dot{x}_0 + \zeta\omega_n x_0}{\omega_d} \sen(\omega_d t) + x_0 \cos(\omega_d t) \right) \tag{4.34}$$

Sistema sobreamortiguado ($\zeta > 1$)

Cuando la razón de amortiguamiento es mayor que 1, las soluciones de la fórmula 4.22 serán valores reales:

$$\lambda_1 = -\zeta\omega_n + \omega_n \sqrt{\zeta^2 - 1} \tag{4.35}$$

$$\lambda_2 = -\zeta\omega_n - \omega_n \sqrt{\zeta^2 - 1} \tag{4.36}$$

La solución general $x(t)$ a la ecuación del movimiento tendrá la forma de la ecuación 4.16, y se compondrá de la suma de las dos soluciones:

$$\begin{aligned} x(t) &= A_1 e^{-\zeta\omega_n t + \omega_n \sqrt{\zeta^2 - 1} t} + A_2 e^{-\zeta\omega_n t - \omega_n \sqrt{\zeta^2 - 1} t} \\ &= e^{-\zeta\omega_n t} (A_1 e^{+\omega_n \sqrt{\zeta^2 - 1} t} + A_2 e^{-\omega_n \sqrt{\zeta^2 - 1} t}) \end{aligned} \quad (4.37)$$

Las constantes A_1 y A_2 se obtienen al igual que en los anteriores casos, a partir de las condiciones iniciales ($t = 0$):

$$A_1 = \frac{-\dot{x}_0 + (-\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1})\omega_n x_0}{2\omega_n \sqrt{\zeta^2 - 1}} \quad (4.38)$$

$$A_2 = \frac{\dot{x}_0 + (\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1})\omega_n x_0}{2\omega_n \sqrt{\zeta^2 - 1}} \quad (4.39)$$

Sistema con amortiguamiento crítico ($\zeta=1$)

Cuando el amortiguamiento es igual a uno, las dos raíces de la ecuación 4.22 tienen valores reales, iguales y negativos.

Por tanto, la solución al sistema de ecuaciones es:

$$\lambda_1 = \lambda_2 = -\omega_n \quad (4.40)$$

$$x(t) = (A_1 + A_2 t) e^{-\omega_n t} \quad (4.41)$$

Al igual que en los casos anteriores, las condiciones iniciales permiten establecer los valores de los coeficientes A_1 y A_2 :

$$A_1 = x_0 \quad (4.42)$$

$$A_2 = \dot{x}_0 + \omega_n x_0 \quad (4.43)$$

Representando gráficamente las soluciones de la ecuación del movimiento, se observan las respuestas de cada uno de los tipos de sistema.

La gráfica 4.4 muestra la respuesta de los tres tipos de sistema subamortiguado, sobreamortiguado y crítico. Se puede observar como en un sistema subamortiguado se tiene una respuesta oscilatoria que decae con el tiempo. La tasa de decaje de dicho sistema depende de la razón de amortiguamiento, ζ . Un sistema sobreamortiguado no oscila, se dirige hacia su posición de equilibrio de manera exponencial, mientras que un sistema con valor crítico de amortiguamiento representa el menor valor de amortiguamiento que lleva aun sistema a no oscilar

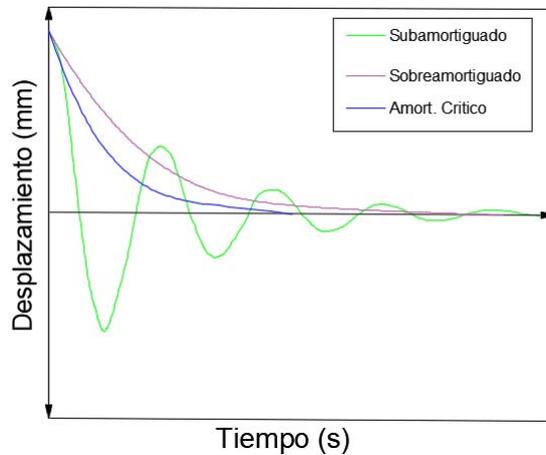


Figura 4.4: Respuesta de los sistemas en función de sus amortiguación

4.3. Respuesta dinámica de un sistema ante una excitación armónica

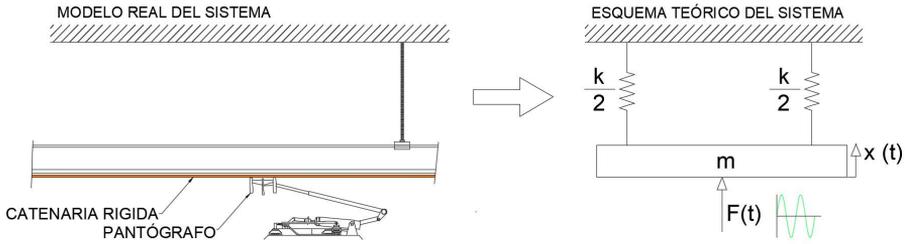


Figura 4.5: Esquema de un sistema masa-resorte con excitación armónica

Consideramos inicialmente el sistema no amortiguado de la figura 4.5 excitado con una fuerza armónica $F(t)$. Dicha fuerza se puede representar como un seno, un coseno o una exponencial compleja.

En este caso vamos a suponer que:

$$F(t) = F_0 \cos(\omega t) \quad (4.44)$$

Siendo F_0 la amplitud máxima de la fuerza y ω la frecuencia de dicha fuerza o lo que es lo mismo, la frecuencia de excitación del sistema.

La ecuación del movimiento del sistema viene dada por la ecuación:

$$m\ddot{x}(t) + kx(t) = F_0 \cos(\omega t) \quad (4.45)$$

Dividiendo entre la masa

$$\ddot{x}(t) + \omega_n^2 x(t) = \frac{F_0}{m} \cos(\omega t) \quad (4.46)$$

Se define para los cálculos que:

$$f_0 = \frac{F_0}{m} \quad (4.47)$$

Tenemos que la ecuación del movimiento del sistema es:

$$\ddot{x}(t) + \omega_n^2 x(t) = f_0 \cos(\omega t) \quad (4.48)$$

La respuesta del sistema tendrá la misma forma que la fuerza de excitación, por lo que la solución tipo de este sistema será:

$$x_p(t) = X \cos(\omega t) \quad (4.49)$$

Derivando la ecuación general tenemos

$$\dot{x}_p(t) = X \omega \sin(\omega t) \quad (4.50)$$

$$\ddot{x}_p(t) = -X \omega^2 \cos(\omega t) \quad (4.51)$$

Sustituyendo en la ecuación 4.48 tenemos

$$-\omega^2 X \cos(\omega t) + \omega_n^2 X \cos(\omega t) = f_0 \cos(\omega t) \quad (4.52)$$

$$(-\omega^2 X + \omega_n^2 X - f_0) \cos(\omega t) = 0 \quad (4.53)$$

Como el $\cos(\omega t)$ no puede ser cero para todos los valores de tiempo t , el coeficiente que lo acompaña deber ser cero:

$$(-\omega^2 X + \omega_n^2 X - f_0) = 0 \implies X = \frac{f_0}{\omega_n^2 - \omega^2} \quad (4.54)$$

Por lo que la solución particular general será:

$$x_p(t) = \frac{f_0}{\omega_n^2 - \omega^2} \cos(\omega t) \quad (4.55)$$

La solución homogénea será la ecuación 4.14 calculada anteriormente.

$$x_h(t) = A_1 \sin(\omega_n t) + A_2 \cos(\omega_n t) \quad (4.56)$$

La solución general del sistema, tal y como hemos dicho anteriormente

es la suma de las soluciones homogénea y particular:

$$x(t) = A_1 \text{sen}(\omega_n t) + A_2 \text{cos}(\omega_n t) + \frac{f_0}{\omega_n^2 - \omega^2} \text{cos}(\omega t) \quad (4.57)$$

Derivando la ecuación general tenemos que:

$$\dot{x}(t) = A_1 \omega_n \text{cos}(\omega_n t) - A_2 \omega_n \text{sen}(\omega_n t) - \frac{f_0}{\omega_n^2 - \omega^2} \omega \text{sen}(\omega t) \quad (4.58)$$

Las constantes A_1 y A_2 se obtienen de las condiciones iniciales del sistema (x_0 y \dot{x}_0) para $t=0$

$$x(0) = x_0 = A_2 + \frac{f_0}{\omega_n^2 - \omega^2} \Rightarrow A_2 = x_0 - \frac{f_0}{\omega_n^2 - \omega^2} \quad (4.59)$$

$$\dot{x}(0) = \dot{x}_0 = A_1 \omega_n \Rightarrow A_1 = \frac{\dot{x}_0}{\omega_n} \quad (4.60)$$

Por lo que la solución general del sistema es:

$$x(t) = \frac{\dot{x}_0}{\omega_n} \text{sen}(\omega_n t) + \left(x_0 - \frac{f_0}{\omega_n^2 - \omega^2}\right) \text{cos}(\omega_n t) + \frac{f_0}{\omega_n^2 - \omega^2} \text{cos}(\omega t) \quad (4.61)$$

Como se puede observar, cuando ω_n se acerca a ω la amplitud crece, y se comienzan a apreciar los efectos del efecto llamado resonancia. En el caso de $\omega_n = \omega$ esta ecuación no es válida ya que la solución particular sería también homogénea. Para el estudio de este caso es necesario estimar que la solución particular tiene la forma

$$x_p(t) = tX \text{sen}(\omega t) \quad (4.62)$$

$$\dot{x}_p(t) = X \text{sen}(\omega t) + tX\omega \text{cos}(\omega t) \quad (4.63)$$

$$\ddot{x}_p(t) = X\omega \text{cos}(\omega t) + X\omega \text{cos}(\omega t) - tX\omega^2 \text{sen}(\omega t) \quad (4.64)$$

Siguiendo el mismo proceso que antes, sustituyendo en la ecuación del movimiento 4.48

$$2X\omega\cos(\omega t) - tX\omega^2\text{sen}(\omega t) + t\omega_n^2X\text{sen}(\omega t) = f_0\cos(\omega t) \quad (4.65)$$

Para que se cumpla la igualdad:

$$2X\omega - f_0 = 0 \implies X = \frac{f_0}{2\omega} \quad (4.66)$$

Por lo que la solución particular será:

$$x_p(t) = \frac{f_0}{2\omega}t\text{sen}(\omega t) \quad (4.67)$$

La solución completa del sistema es la suma de la homogénea y la particular, por lo tanto:

$$x(t) = A_1\text{sen}(\omega t) + A_2\cos(\omega t) + \frac{f_0}{2\omega}t\text{sen}(\omega t) \quad (4.68)$$

Derivando,

$$\dot{x}(t) = A_1\omega\cos(\omega t) - A_2\omega\text{sen}(\omega t) + \frac{f_0}{2\omega}\text{sen}(\omega t) + \frac{f_0}{2\omega}t\omega\cos(\omega t) \quad (4.69)$$

De las condiciones iniciales del sistema se obtienen los valores de las constantes A_1 y A_2

$$x(0) = x_0 = A_2 \quad (4.70)$$

$$\dot{x}(0) = \dot{x}_0 = A_1\omega \implies A_1 = \frac{\dot{x}_0}{\omega} \quad (4.71)$$

La solución general para un sistema no amortiguado excitado a una frecuencia idéntica a la suya natural será:

$$x(t) = \frac{\dot{x}_0}{\omega}\text{sen}(\omega t) + x_0\cos(\omega t) + \frac{f_0}{2\omega}t\text{sen}(\omega t) \quad (4.72)$$

La figura 4.6 muestra la representación gráfica de la ecuación 4.72 en la que se observa cómo la amplitud de la respuesta aumenta a lo largo del tiempo sin restricciones.

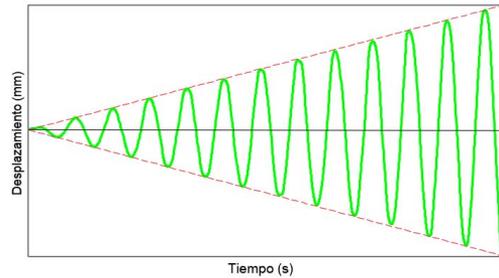


Figura 4.6: Respuesta de un sistema en resonancia

Excitación armónica de sistemas amortiguados

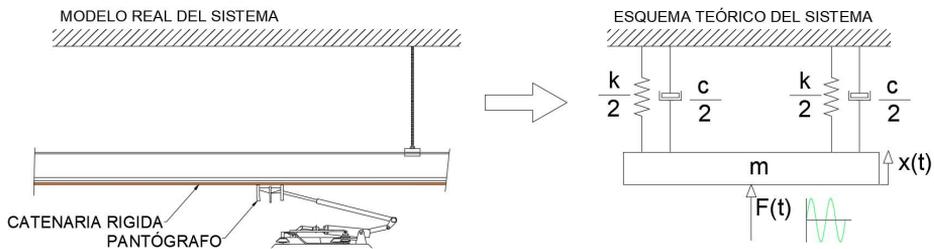


Figura 4.7: Esquema de un sistema 1GDL amortiguado con excitación externa

La ecuación del movimiento del sistema amortiguado mostrado en la figura 4.7 es:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F_0\cos(\omega t) \quad (4.73)$$

Dividiendo entre la masa y, sustituyendo la frecuencia, ω_n (ecuación 4.9) y la relación de amortiguamiento ζ (ecuación 4.24)

$$\ddot{x}(t) + \zeta 2\omega_n \dot{x}(t) + \omega_n^2 x(t) = \frac{F_0}{m} \cos(\omega t) \quad (4.74)$$

Definiendo $f_0 = \frac{F_0}{m}$ obtenemos la ecuación del movimiento del sistema

$$\ddot{x}(t) + \zeta 2\omega_n \dot{x}(t) + \omega_n^2 x(t) = f_0 \cos(\omega t) \quad (4.75)$$

La respuesta forzada del sistema tendrá la misma forma que la excitación armónica y la misma frecuencia, pero con amplitud y fase diferentes. El desfase es producido por el efecto del amortiguamiento, por lo que la solución particular será de la forma:

$$x_p(t) = X \cos(\omega t - \phi) \quad (4.76)$$

Se puede describir como:

$$x_p(t) = A_s \cos(\omega t) + B_s \sin(\omega t) \quad (4.77)$$

Siendo

$$A_s = X \cos \phi \quad y \quad B_s = X \sin \phi \quad (4.78)$$

$$X = \sqrt{A_s^2 + B_s^2} \quad y \quad \phi = \tan^{-1} \frac{B_s}{A_s} \quad (4.79)$$

Derivando la solución particular tenemos que:

$$\dot{x}_p(t) = -A_s \omega \sin(\omega t) + B_s \omega \cos(\omega t) \quad (4.80)$$

$$\ddot{x}_p(t) = -A_s \omega^2 \cos(\omega t) - B_s \omega^2 \sin(\omega t) \quad (4.81)$$

Sustituyendo las ecuaciones 4.77, 4.80 y 4.81 en la ecuación, del movimiento 4.75:

$$\begin{aligned} & (-A_s \omega^2 + 2\zeta \omega_n B_s \omega + \omega_n^2 A_s - f_0) \cos(\omega t) + \\ & + (-B_s \omega^2 - 2\zeta \omega_n \omega A_s + \omega_n^2 B_s) \sin(\omega t) = 0 \end{aligned} \quad (4.82)$$

La ecuación debe cumplirse para todos los valores de t, por lo que

podemos obtener el sistema de ecuaciones:

$$t = 0 \Rightarrow A_s(\omega_n^2 - \omega^2) + B_s(2\zeta\omega_n\omega) = f_0 \quad (4.83)$$

$$t = \frac{\pi}{2\omega} \Rightarrow A_s(-2\zeta\omega_n\omega) + B_s(\omega_n^2 - \omega^2) = 0 \quad (4.84)$$

Del sistema anterior obtenemos A_s y B_s

$$A_s = \frac{(\omega_n^2 - \omega)f_0}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega)^2} \quad (4.85)$$

$$B_s = \frac{2\zeta\omega_n\omega f_0}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega)^2} \quad (4.86)$$

Sustituyendo en las ecuaciones 4.79 y tenemos

$$X = \frac{f_0}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega)^2 + (2\zeta\omega_n\omega)^2}} \quad (4.87)$$

$$\phi = \tan^{-1} \frac{2\zeta\omega_n\omega}{(\omega_n^2 - \omega)} \quad (4.88)$$

Así pues, la solución particular del sistema será:

$$x_p(t) = \frac{f_0}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega)^2 + (2\zeta\omega_n\omega)^2}} \cos\left(\omega t - \tan^{-1} \frac{2\zeta\omega_n\omega}{(\omega_n^2 - \omega)}\right) \quad (4.89)$$

La solución general será la suma de esta solución particular más la solución homogénea (ecuación 4.29)

$$x(t) = Ae^{-\zeta\omega_n t} \text{sen}(\omega_d t + \phi) + X \cos(\omega t - \phi) \quad (4.90)$$

A partir de los valores iniciales de \dot{x} y \ddot{x} se obtiene:

$$A = \frac{x_0 - X \cos \phi}{\operatorname{sen} \phi} \quad (4.91)$$

$$\phi = \tan^{-1} \frac{\omega_d(x_0 - X \cos \phi)}{v_0 + (x_0 - X \cos \phi)\zeta\omega_n - \omega X \operatorname{sen} \phi} \quad (4.92)$$

Para valores de t grandes el término X tiende a cero y pasa a ser despreciable, por lo que, la solución total coincide con la solución particular. La solución particular es llamada respuesta estacionaria y la solución homogénea se denomina transitoria. La duración de la respuesta transitoria dependerá del factor de amortiguamiento: cuanto mayor es éste, menor tiempo tarda en llegar el sistema a la fase estacionaria.

Es, por tanto, importante analizar la respuesta estacionaria en función de la fuerza de excitación. Esta respuesta puede reescribirse de la siguiente manera:

$$X = \frac{f_0}{\omega_n^2 \sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (4.93)$$

Donde $r = \frac{\omega}{\omega_n}$. Sustituyendo los valores de f_0 (ecuación 4.47) y ω_n (ecuación 4.8)

$$\frac{Xk}{F_0} = \frac{X\omega_n^2}{f_0} = \frac{1}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (4.94)$$

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{2\zeta\omega_n\omega}{\omega_n^2 - \omega^2} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{2\zeta r}{1 - r^2} \right) \quad (4.95)$$

Representado estas ecuaciones en las figuras 4.8 podemos observar que la amplitud de la respuesta de un sistema alcanza su valor máximo

cuando la frecuencia de excitación se acerca a la frecuencia natural del sistema, donde $r = 1$, siendo la amplitud de la respuesta mayor en función del valor del amortiguamiento del sistema. También se observa como en torno al fenómeno de la resonancia se produce un cambio de fase en el sistema.

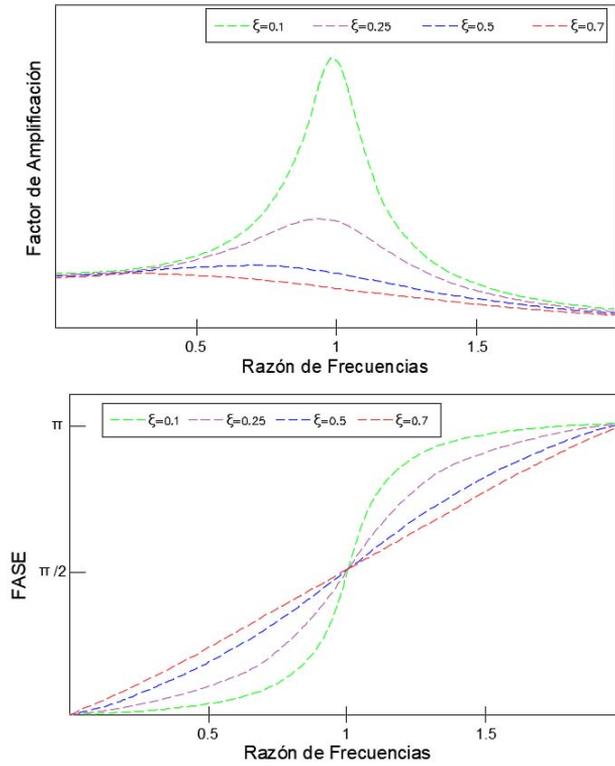


Figura 4.8: Razón de frecuencias

4.4. Desarrollo de un TMD para sistemas de catenaria rígida

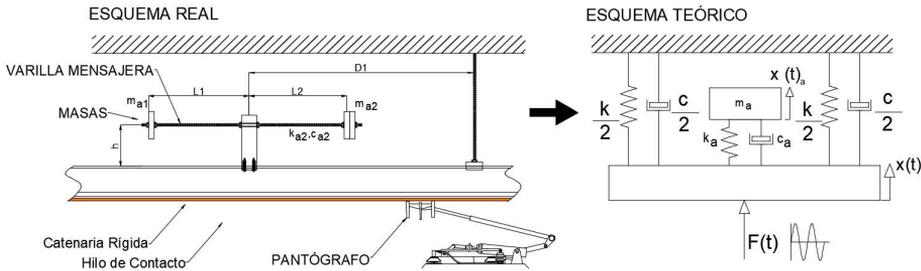


Figura 4.9: Modelo de TMD propuesto para sistemas de catenaria rígida

Para proteger a los sistemas de catenaria rígida de resonancias ante la posible coincidencia de las frecuencias naturales de dichos sistemas con las frecuencias de la fuerza de excitación recibida, consistente en la fuerza de contacto que los pantógrafos ejercen sobre la catenaria se va a desarrollar un sistema mitigación de vibraciones.

Tras el estudio literatura científica, en el cual no se ha encontrado referencia alguna a un sistema de mitigación de vibraciones en sistemas de electrificación ferroviaria, se propone desarrollar un sistema de masas sintonizadas (TMD). Con el objeto de ofrecer una mayor rango de protección, el absorbedor que se propone está constituido por dos TMD, uno en cada uno de sus brazos, diseñado cada uno de ellos para ser sintonizados a frecuencias diferentes. El conjunto resultante del sistema de catenaria rígida con dos amortiguadores formará un sistema de tres grados de libertad (gdl). Con el objeto de simplificar los cálculos se supone que ambos sistemas son independientes, comportándose cada uno de ellos como una masa pasiva cuando el otro está activo, reduciendo así el problema a dos sistemas independientes de dos grados de libertad cada uno. La figura 4.9 muestra el esquema del TMD a desarrollar, donde:

- m : Masa del sistema de catenaria
- k : Rigidez del sistema de catenaria

- c : Amortiguamiento del sistema de catenaria
- m_a : Masa del sistema de TMD
- k_a : Rigidez del sistema de TMD
- c_a : Amortiguamiento del sistema de TMD
- X : es la amplitud de la vibración de la masa del sistema principal
- X_a : es la amplitud de la vibración del amortiguador

El desarrollo matemático que se presenta es, por tanto, el de un sistema de dos grados de libertad. Para el desarrollo del modelo de dicho sistema se comienza por el desarrollo un modelo simplificado formado por una masa (m) y una rigidez (k) (figura 4.9). Posteriormente se añadirá el efecto del amortiguamiento del sistema. Los parámetros del absorbedor se elegirán de manera que minimicen la respuesta del sistema principal ante una excitación externa determinada.

Suponemos que el sistema de la figura es excitado por una fuerza externa armónica del tipo

$$F(t) = F_0 \text{sen}(\omega t) \quad (4.96)$$

La ecuación del movimiento del sistema simple de masa-resorte con un absorbedor es:

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{x}_a \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k + k_a & -k_a \\ -k_a & k_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ X_a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_0 \text{sen}(\omega t) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.97)$$

Donde:

Las soluciones particulares de dicho sistema serán del tipo:

$$x(t) = X \text{sen}(\omega t) \quad (4.98)$$

$$x_a(t) = X_a \text{sen}(\omega t) \quad (4.99)$$

Derivando dichas soluciones tenemos:

$$\dot{x}(t) = \omega X \cos(\omega t) \quad (4.100)$$

$$\ddot{x}(t) = -\omega^2 X \operatorname{sen}(\omega t) \quad (4.101)$$

$$\dot{x}_a(t) = \omega X_a \cos(\omega t) \quad (4.102)$$

$$\ddot{x}_a(t) = -\omega^2 X_a \operatorname{sen}(\omega t) \quad (4.103)$$

Sustituyendo las ecuaciones en la ecuación del movimiento

$$\begin{bmatrix} -\omega^2 m + k + k_a & -k_a \\ -k_a & -\omega^2 m_a + k_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ X_a \end{bmatrix} \operatorname{sen}(\omega t) = \begin{bmatrix} F_0 \\ 0 \end{bmatrix} \operatorname{sen}(\omega t) \quad (4.104)$$

Dividiendo la ecuación entre $\operatorname{sen}(\omega t)$ e invirtiendo la matriz de coeficientes, obtenemos:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} X \\ X_a \end{bmatrix} &= \frac{1}{(k + k_a - \omega^2 m)(k_a - \omega^2 m_a) - k_a^2} \begin{bmatrix} -\omega^2 m_a + k_a & k_a \\ k_a & -\omega^2 m + k_a + k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_0 \\ 0 \end{bmatrix} = \\ &= \frac{1}{(k + k_a - \omega^2 m)(k_a - \omega^2 m_a) - k_a^2} \begin{bmatrix} (-\omega^2 m_a + k_a)F_0 \\ k_a F_0 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (4.105)$$

De donde podemos obtener los valores de X y X_a :

$$X = \frac{(k_a - \omega^2 m_a)F_0}{(k + k_a - \omega^2 m)(k_a - \omega^2 m_a) - k_a^2} \quad (4.106)$$

$$X_a = \frac{k_a F_0}{(k + k_a - \omega^2 m)(k_a - \omega^2 m_a) - k_a^2} \quad (4.107)$$

X define la magnitud de la vibración estacionaria de la masa del sistema principal, es decir, el movimiento del sistema principal ante la

fuerza de excitación aplicada.

Imponiendo la condición de que esta magnitud sea cero, se pueden obtener los valores del amortiguador que harán que se cumpla dicha condición:

$$X = \frac{(k_a - \omega^2 m_a) F_0}{(k + k_a - \omega^2 m)(k_a - \omega^2 m_a) - k_a^2} = 0 \quad (4.108)$$

La condición que hace que la magnitud X sea cero es, pues:

$$\omega^2 = \frac{k_a}{m_a} \quad (4.109)$$

Por tanto, eligiendo unos valores k_a y m_a que cumplan la ecuación 4.109 conseguiremos que la respuesta estacionaria del sistema principal sea cero.

Si sustituimos 4.109 en la ecuación 4.107 obtenemos que la amplitud máxima del desplazamiento del amortiguador es:

$$X_a = -\frac{F_0}{k_a} \quad (4.110)$$

Por tanto, el amortiguador oscilará según:

$$x_a(t) = -\frac{F_0}{k_a} \text{sen}(\omega t) \quad (4.111)$$

Teniendo en cuenta que la fuerza sobre el amortiguador es $k_a X_a$, cuando el absorbedor sea sintonizado con los valores de la ecuación 4.109 el valor de la fuerza aplicada sobre él será:

$$k_a X_a = -\frac{F_0}{k_a} k_a = -F_0 \quad (4.112)$$

Es decir, el amortiguador recibirá una fuerza de igual magnitud y de sentido contrario a la de excitación del sistema principal, siendo por tanto el balance de fuerzas sobre el sistema principal cero y, por

tanto, deteniendo el movimiento de dicho sistema principal, que es el objetivo perseguido.

Hay que destacar que el sistema no entra en resonancia ya que la frecuencia $\omega^2 = \frac{k_a}{m_a}$ no es una frecuencia natural del sistema.

Como se desprende de los cálculos, la efectividad del TMD depende fundamentalmente de dos factores:

1. Excitación armónica; cuyo valor es necesario para sintonizar el amortiguador y conocer la tolerancia de sintonización del mismo. Es importante para el correcto funcionamiento del amortiguador que el valor de la frecuencia de excitación no varíe mucho respecto del valor de la frecuencia natural del amortiguador ω_a . Si ésta varía mucho, el TMD no estará completamente sintonizado y el sistema principal presentará alguna oscilación.
2. Rigidez del resorte k ; la cual, que ha de soportar la fuerza completa del sistema de excitación, siendo capaz de soportar las deflexiones correspondientes.

Hay que tener siempre en cuenta las posibles restricciones geométricas de tamaño, ya que la masa variará en cada caso.

Para facilitar el diseño del absorbedor y cuantificar el rango de los valores efectivos de funcionamiento, se define μ como la relación entre la masa del absorbedor y la masa principal. Este parámetro es llamado relación de masas.

$$\mu = \frac{m_a}{m} \quad (4.113)$$

Se definen ω_a como la frecuencia natural del absorbedor sin sistema principal y ω_p y la frecuencia natural del sistema principal sin amortiguador como:

$$\omega_a = \sqrt{\frac{k_a}{m_a}} \quad (4.114)$$

$$\omega_p = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (4.115)$$

Se puede definir β como la razón de frecuencias desacopladas:

$$\beta = \frac{\omega_a}{\omega_p} \quad (4.116)$$

Por lo que

$$\frac{k_a}{k} = \mu\beta^2 = \mu \frac{\omega_a^2}{\omega_p^2} \quad (4.117)$$

Si estudiamos la relación del desplazamiento X (ecuación 4.106) en función de la fuerza de excitación, tendremos:

$$\begin{aligned} \frac{X}{F_0} &= \frac{1 - \frac{m_a}{k_a}\omega^2}{(k + k_a - m\omega^2)(1 - \frac{m_a}{k_a}\omega^2) - k_a} = \\ &= \frac{1 - (\frac{\omega}{\omega_a})^2}{(k + k_a - m\omega^2)(1 - (\frac{\omega}{\omega_a})^2) - k_a} \end{aligned} \quad (4.118)$$

Operando y sustituyendo los valores de μ y β en la ecuación anterior

$$\begin{aligned} \frac{Xk}{F_0} &= \frac{k \left(1 - (\frac{\omega}{\omega_a})^2\right)}{(k + k_a - m\omega^2) \left(1 - (\frac{\omega}{\omega_a})^2\right) - \frac{k_a}{k}} = \\ &= \frac{1 - (\frac{\omega}{\omega_a})^2}{\left(1 + \mu\beta^2 - \frac{1}{\omega_p^2}\omega^2\right) \left(1 - (\frac{\omega}{\omega_a})^2\right) - \mu\beta^2} \end{aligned} \quad (4.119)$$

Teniendo en cuenta que:

$$\begin{aligned} \left(1 + \mu\beta^2 - \frac{1}{\omega_p^2}\omega^2\right) &= 1 + \mu\beta^2 - \frac{\omega_p^2}{\omega_p^2} \cdot \frac{1}{\omega_p^2}\omega^2 = \\ &= 1 + \mu\beta^2 - \beta^2 \frac{\omega^2}{\omega_a^2} \end{aligned} \quad (4.120)$$

Entonces, se puede reescribir como:

$$\frac{Xk}{F_0} = \frac{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_a}\right)^2}{\left(1 + \mu\beta^2 - \beta^2\left(\frac{\omega}{\omega_a}\right)^2\right)\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_a}\right)^2\right) - \mu\beta^2} \quad (4.121)$$

Teniendo en cuenta que $\frac{\omega}{\omega_a}$ es la relación entre la frecuencia de excitación y la frecuencia para la que está diseñado el amortiguador, esta ecuación nos proporciona los valores de tolerancia de sintonización del amortiguador con respecto para la frecuencia de excitación del sistema para unos valores determinados de μ y β , es decir, la variación de la fuerza de excitación que puede tolerar el amortiguador para seguir siendo efectivo.

Si profundizamos en las magnitudes adimensionales μ y β , vemos que estos parámetros definen la masa y la rigidez del amortiguador.

Para el diseño del absorbedor se estudia más a fondo el efecto de los parámetros μ y β . Se reemplaza ω por ω_n en la ecuación característica del sistema, por ser este el valor de ω que satisface dicha ecuación:

$$\begin{aligned} \left(1 + \mu\beta^2 - \beta^2\left(\frac{\omega}{\omega_a}\right)\right)\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_a}\right)^2\right) - \mu\beta^2 &= \\ = \beta^2\left(\frac{\omega_n}{\omega_a}\right)^2 - \left(1 + \beta^2(1 + \mu)\right)\frac{\omega_n^2}{\omega_a^2} + 1 &= 0 \end{aligned} \quad (4.122)$$

La solución de esta ecuación es:

$$\left(\frac{\omega_n}{\omega_a}\right)^2 = \frac{1 + \beta^2(1 + \mu)}{2\beta^2} \pm \frac{1}{2\beta^2} \sqrt{\beta^4(1 + \mu)^2 - 2\beta^2(1 - \mu) + 1} \quad (4.123)$$

La solución de la ecuación representa la variación de las frecuencias naturales del sistema en función de los parámetros μ y β

Para tener en cuenta el efecto del amortiguamiento, se considera ahora una fuerza de excitación de forma exponencial.

$$F(t) = F_0 e^{j\omega t} \quad (4.124)$$

Por lo que la ecuación del movimiento del sistema es:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{x}_a \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c + c_a & -c_a \\ -c_a & c_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{x}_a \end{bmatrix} + \\ + \begin{bmatrix} k + k_a & -k_a \\ -k_a & k_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ x_a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_0 e^{j\omega t} \\ 0 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (4.125)$$

De tal manera que sus soluciones son de la forma:

$$x(t) = X e^{j\omega t} \quad (4.126)$$

$$x_a(t) = X_a e^{j\omega t} \quad (4.127)$$

Derivando las ecuaciones se obtienen las expresiones de la velocidad y de la aceleración tanto del sistema principal como del amortiguador de masas

$$\dot{x}(t) = j\omega X e^{j\omega t} \quad (4.128)$$

$$\ddot{x}(t) = -\omega^2 X e^{j\omega t} \quad (4.129)$$

$$\dot{x}_a(t) = j\omega X_a e^{j\omega t} \quad (4.130)$$

$$\ddot{x}_a(t) = -\omega^2 X_a e^{j\omega t} \quad (4.131)$$

Sustituyendo estas ecuaciones en la ecuación del movimiento

$$\begin{bmatrix} (k + k_a - m\omega^2) + j\omega(c + c_a) & -k_a + j\omega c_a \\ -k_a - j\omega c_a & (k_a - m_a\omega^2) + j\omega c_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ X_a \end{bmatrix} e^{j\omega t} = \begin{bmatrix} F_0 \\ 0 \end{bmatrix} e^{j\omega t} \quad (4.132)$$

Para el cálculo de las soluciones $[\frac{X}{X_a}]$ se divide la ecuación por $e^{j\omega t}$ y

se considera que:

$$A = \begin{bmatrix} (k + k_a - m\omega^2) + j\omega(c + c_a) & -k_a + j\omega c_a \\ -k_a - j\omega c_a & (k_a - m_a\omega^2) + j\omega c_a \end{bmatrix} \quad (4.133)$$

De modo que:

$$\begin{bmatrix} X \\ X_a \end{bmatrix} = A^{-1} \begin{bmatrix} F_0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.134)$$

Siendo la matriz $A = \begin{bmatrix} a & b \\ c & d \end{bmatrix}$ se define su inversa como:

$$A^{-1} = \frac{1}{ad - bc} \begin{bmatrix} d & -b \\ -c & a \end{bmatrix} \quad (4.135)$$

Operando:

$$\begin{aligned} ad &= mm_a\omega^4 - (c_a c + c_a^2 + m_a(k + k_a) + mk_a)\omega^2 + kk_a + k_a^2 + \\ &+ j\omega(kc_a + k_a c + 2k_a c_a) - j(c_a(m + m_a) + cm_a)\omega^3 \end{aligned} \quad (4.136)$$

$$bc = k_a + 2j\omega k_a c_a - \omega^2 c_a^2 \quad (4.137)$$

$$\begin{aligned} ad - bc &= mm_a\omega^4 - (c_a c + m_a(k + k_a) + k_a m)\omega^2 + k_a k + \\ &+ j[(kc_a + ck_a)\omega - (c_a(m + m_a) + cm_a)\omega^3] \end{aligned} \quad (4.138)$$

El resultado ad-bc se puede expresar como el determinante $(K - \omega^2 M - j\omega C)$

$$A^{-1} = \frac{\begin{bmatrix} (k_a - m_a \omega^2) + j\omega c_a & k_a + j\omega c_a \\ k_a + j\omega c_a & (k + k_a - m\omega^2) + j\omega(c + c_a) \end{bmatrix}}{(K - \omega^2 M - j\omega C)} \quad (4.139)$$

$$\begin{bmatrix} X \\ X_a \end{bmatrix} = \frac{\begin{bmatrix} (k_a - m_a \omega^2) + j\omega c_a & k_a + j\omega c_a \\ k_a + j\omega c_a & (k + k_a - m\omega^2) + j\omega(c + c_a) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_0 \\ 0 \end{bmatrix}}{\det(K - \omega^2 M - j\omega C)} \quad (4.140)$$

Operando se llega a que:

$$X = \frac{[(k_a - m_a \omega^2) + j\omega c_a] F_0}{\det(K - \omega^2 M - j\omega C)} \quad (4.141)$$

$$X_a = \frac{(k_a + j\omega c_a) F_0}{\det(K - \omega^2 M - j\omega C)} \quad (4.142)$$

Como se puede observar, el efecto de la amortiguación del sistema imposibilita anular completamente el desplazamiento del sistema principal, es decir, no es posible que X sea cero. Las ecuaciones 4.141 y 4.142 pueden estudiarse para distintos valores de amortiguamiento del sistema, en nuestro caso vamos a considerar que es cero.

Con lo que la ecuación 4.141 quedaría

$$\begin{aligned} \frac{X}{F_0} &= \frac{k - m_a \omega^2 + j\omega c_a}{mm_a \omega^4 - (m_a k + m_a k_a + k_a m) \omega^2 + k_a k + j(kc_a \omega - mc_a \omega^3 - m_a c_a \omega^3)} \\ &= \frac{k_a - m_a \omega^2 + j\omega c_a}{(k - m\omega^2)(k_a - m_a \omega^2) - m_a k_a \omega^2 + j(kc_a \omega - (m + m_a) \omega^3 c_a)} \end{aligned} \quad (4.143)$$

Esta ecuación puede reescribirse como:

$$\left| \frac{X}{F_0} \right| = \sqrt{\frac{(k_a - m_a \omega^2)^2 + (\omega c_a)^2}{((k - m \omega^2)(k_a - m_a \omega^2) - m_a k_a \omega^2)^2 + (k c_a \omega - (m + m_a) \omega^3 c_a)^2}} \quad (4.144)$$

Utilizando los mismos parámetros que en el caso anterior de:

$$\omega_a = \sqrt{\frac{k_a}{m_a}} \quad (4.145)$$

$$\omega_p = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (4.146)$$

$$\mu = \frac{m_a}{m} \quad (4.147)$$

$$r = \frac{\omega}{\omega_p} \quad (4.148)$$

$$\beta = \frac{\omega_a}{\omega_p} \quad (4.149)$$

$$c = \frac{c_a}{\zeta 2 m_a \omega_p} \quad (4.150)$$

Se puede expresar la amplitud del movimiento del sistema principal en función de los parámetros de diseño del amortiguador:

$$\frac{Xk}{F_0} = \sqrt{\frac{(2\zeta r)^2 + (r^2 - \beta^2)^2}{(2\zeta r)^2 (r^2 - 1 + \mu r^2)^2 + [\mu r^2 \beta^2 - (r^2 - 1)(r^2 - \beta^2)]^2}} \quad (4.151)$$

Los parámetros de diseño de un absorbedor de vibraciones deben ser seleccionados de tal manera que se minimice el resultado de la ecuación 4.151:

- μ : Razón de masa, definida como la razón entre la masa del absorbedor y la masa del sistema principal
- β : Razón de frecuencias naturales desacopladas
- r : Razón entre la frecuencia de excitación y la frecuencia natural principal
- ζ : Razón entre el amortiguamiento del absorbedor y $2m_a\omega_p$

5 Modelado y simulación del sistema de catenaria rígida

Para verificar la efectividad y viabilidad del sistema de mitigación de vibraciones en sistemas de catenaria rígida diseñado en el capítulo anterior, se va a desarrollar un prototipo que será posteriormente probado y validado en un tramo de pruebas de aproximadamente 54 metros de catenaria rígida.

Como se ha visto en el capítulo anterior, para el configurar el TMD es necesario conocer las características y frecuencias naturales del sistema principal sobre el que se quiere instalar.

El tramo de pruebas se instalará en el banco de ensayos en la fase final de este trabajo, por lo que sus parámetros dinámicos no se podrán obtener de manera experimental hasta una fase posterior del estudio. Por tanto, con el objeto de obtener con anterioridad una estimación de los datos de partida necesarios para el diseño del prototipo, se va a desarrollar un modelo de elementos finitos del tramo de pruebas para realizar un análisis de frecuencias del mismo.

Este capítulo presenta el modelado del sistema de pruebas del laboratorio y los resultados de las simulaciones realizadas.

5.1. Selección del sistema de catenaria rígida

En el mercado existe diversidad de sistemas de catenaria rígida, con diferentes modelos de soportes, perfiles y configuración de vano máximo, de tal manera que el comportamiento dinámico variará de unos sistemas a otros.

Para llevar a cabo, tanto el diseño como la validación del prototipo de TMD, se ha elegido un sistema de catenaria rígida típicamente usado en diferentes líneas de cercanías de Madrid, compuesto por un perfil de aluminio tipo PAC 110 y un hilo de contacto de cobre-plata de 120 mm² en configuración de vanos de 10 metros

Dicho perfil se encuentra soportado por herrajes tipo T, consistentes en un mástil, un transversal de acero, dos varillas roscadas y barra aislada mediante aisladores cerámicos. En la foto 5.1 se puede observar una instalación de catenaria rígida con este sistema.



Figura 5.1: Sistema de catenaria rígida tipo T

La validación del prototipo se realizará en un banco de ensayos al que se llevará un tramo de 54 metros de este sistema, el cual estará compuesto por 9 perfiles PAC-110 de 6 metros cada uno y 6 soportes tipo T en configuración de vanos de 10 metros e hilo de contacto de cobre-plata 120 mm².

Como se ha mencionado, el primer paso para el cálculo de los parámetros de diseño del amortiguador es conocer las frecuencias naturales del sistema principal objeto de mitigación de vibraciones. Para obtener dichos valores se va a modelar en 3D el tramo de pruebas de

catenaria rígida y se realizará un análisis de frecuencias del que se obtendrán los modos y frecuencias propias del sistema, de tal manera que se puedan identificar las más críticas y ajustar los parámetros del prototipo a las mismas para su correcta sintonización.

Los datos y cotas del sistema para la realización del modelado se han obtenido de planos de fabricantes e instalaciones reales.

En la figura 5.2 se puede observar el soporte tipo T y el perfil de catenaria PAC 110.

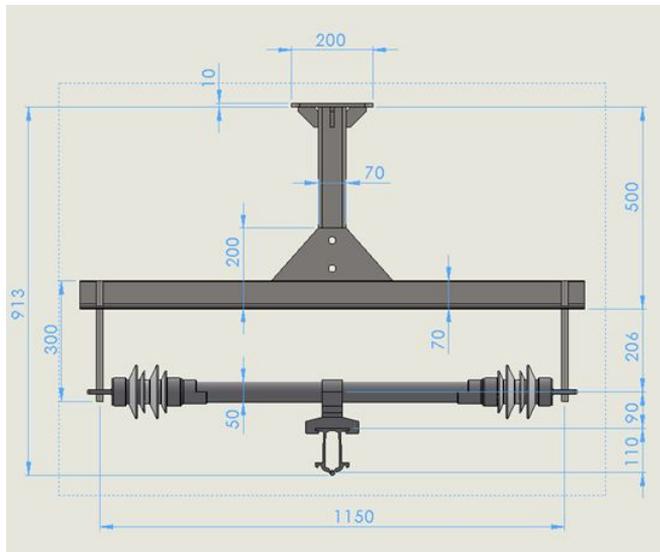


Figura 5.2: Soporte tipo T de catenaria rígida

Software

El software utilizado para el modelado del sistema es SolidWorks, que es un software de diseño y análisis asistido por ordenador propiedad de la empresa *Dassault Systèmes*. Este software permite modelar piezas en tres dimensiones de modo preciso, crear ensamblajes con las piezas modeladas añadiendo relaciones de posición, realizar planos o simular las piezas y los ensamblajes mediante estudios de elementos finitos.

Las piezas y los ensamblajes realizados se han modelado y ensamblado utilizando los módulos *Part* y *Assembly*. Las simulaciones para el

estudio de los modos de vibración del modelo se han realizado utilizando el módulo *Simulation*. Dicho módulo permite realizar, entre otros, estudios estáticos y dinámicos, así como estudios de frecuencias para piezas y ensamblajes.

5.2. Descripción del modelo

Para la realización del modelado completo del sistema de catenaria rígida se han utilizado los elementos en la tabla 5.1.

Conjunto de Catenaria Rígida	Material
Soporte	S275JR
Perfil PAC-110	Aluminio
Hilo de Contacto	CuAg
PAC+Hilo de Contacto	-

Tabla 5.1: Componentes del sistema de catenaria rígida modelada

A continuación se describen cada uno de los elementos modelados así como el ensamblaje del hilo de contacto y el perfil.

Soporte

El soporte modelado aparece representado en la figura 5.3. Está formado por un mástil y una placa que hace de base y se sujeta al techo de la instalación. La base será un punto fijo para los estudios de elementos finitos. Al mástil se sujeta una pieza metálica de perfil L, a la que se atornilla por medio de dos pernos un tubo de aluminio que presenta dos aisladores de corriente en sus extremos. En el centro del tubo se dispone de una brida que sujeta el perfil PAC de la catenaria.

Los tornillos no se han modelado, ya que se emplean las restricciones de contacto tipo *Bolt* de SolidWorks. Estos contactos permiten configurar los tornillos sin necesidad de modelarlos, lo que simplifica las operaciones de mallado.

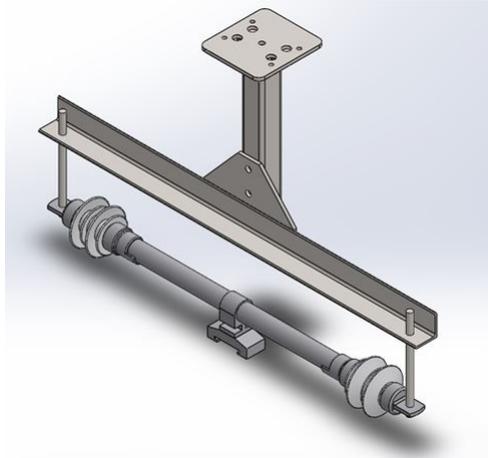


Figura 5.3: Vista isométrica del soporte

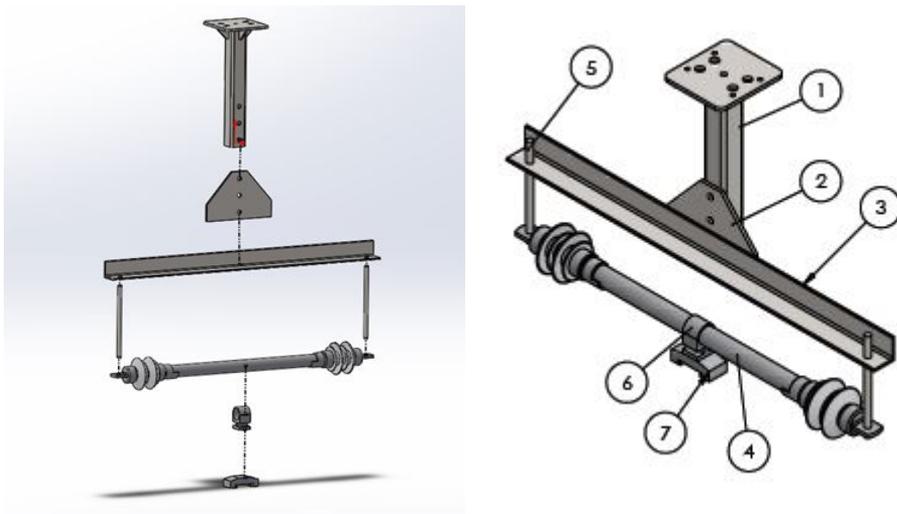


Figura 5.4: Despiece del soporte

La tabla 5.4 muestra un listado de las piezas que componen el conjunto del soporte:

Nº	Componentes del Soporte	Material
1	Conjunto Soporte Mástil	S275JR
2	Ménsula Soporte	Aluminio
3	Trapecio General	S275JR
4	Tubo de Aluminio aislador	S275JR
5	Varilla roscada M18x300	S275JR
6	Abrazadera	6106T5
7	Brida Perfil	6106T5

Tabla 5.2: Listado de piezas del conjunto soporte

Descripción del perfil

El perfil utilizado, como se ha mencionado anteriormente, es un perfil PAC-110 del fabricante KLK. Dicho perfil está fabricado por extrusión en aleación de aluminio 6106T5, tratado térmicamente. La longitud del perfil utilizado es de 6 metros. En sus extremos tiene dispuestos 8 orificios que permiten, mediante un el conjunto de placa y tornillo, la unión de los mismos. En el modelo se ha supuesto un perfil continuo.

La parte inferior del perfil tiene forma de pinza o tenaza (5.5), en la que se aloja el hilo de contacto de cobre con ayuda de un dispositivo especial, que abre la pinza venciendo su elasticidad.

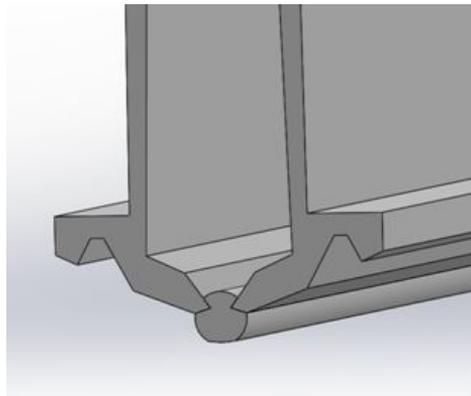


Figura 5.5: Perfil PAC-110

Hilo de contacto y ensamblaje

El hilo de contacto modelado para el perfil PAC-110 es un hilo de contacto de cobre-plata tipo BC de 120 mm^2 . La imagen 5.6 muestra su modelado en 3D.

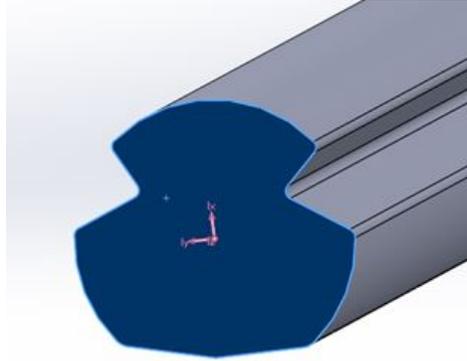


Figura 5.6: Modelado del Hilo de contacto

El ensamblaje del hilo de contacto en el perfil plantea un problema con las dimensiones originales de cada uno de ellos, ya que la sección del hilo de contacto es mayor que el hueco del perfil. El montaje de esta instalación se realiza mediante un carril especial que abre el perfil e introduce el hilo para que quede completamente aprisionado, de manera que no se puedan producir desplazamientos. Por lo tanto, la sección final del conjunto es menor a la suma de las secciones de los dos elementos independientes.

Por otra parte, la simulación del contacto entre ambos elementos incorpora un aumento considerable del número de grados de libertad al modelo. Para evitar este aumento de grados de libertad y ahorrar tiempo computacional a la hora de la realización de las simulaciones, se ha optado por realizar una simplificación y considerar el perfil y el hilo de contacto como un cuerpo único (figura 5.7). Se puede considerar una simplificación aceptable, teniendo en cuenta que no se produce desplazamiento relativo entre ambos.

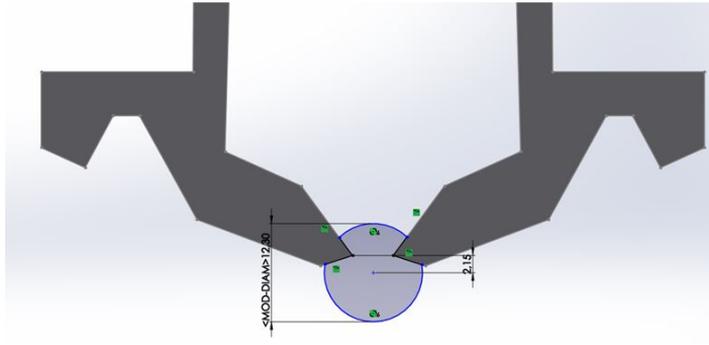


Figura 5.7: Conjunto PAC-110 e hilo de contacto

Aunque se ha modelado el conjunto perfil-hilo de contacto como una única pieza, no se activa la opción *Merge Result* al realizar la operación de extrusión del hilo. Esto permite mantener el contorno de ambos elementos (figura 5.8) y poder, de esta manera, asociarles materiales diferentes a la hora de realizar el mallado en la fase de simulación.

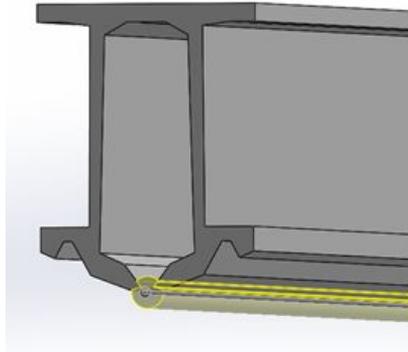


Figura 5.8: Modelo perfil-hilo: opción Merge Result

Modelo final del conjunto del sistema de catenaria rígida

El modelo completo del sistema de catenaria está compuesto por 6 soportes en configuración de vanos de 10 metros, con una longitud total de 54 metros (figuras 5.9 y 5.10).



Figura 5.9: Vista 3D del ensamblaje del sistema de catenaria

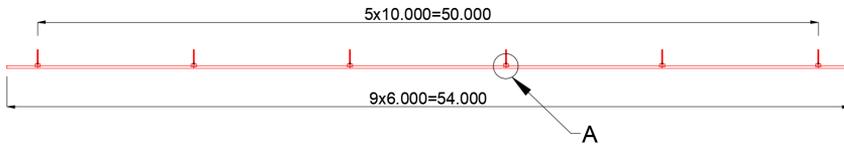


Figura 5.10: Vista Longitudinal del Ensamblaje del Sistema de OCR

5.3. Configuración del estudio de frecuencias

El primer paso para crear un estudio en frecuencias en el entorno "Simulation de SolidWorks" es elegir el *solver* a emplear. *SolidWorks* ofrece la posibilidad de elegir entre dos tipos de solvers, uno basado en técnicas numéricas exactas (*Direct Sparse*) y otro basado en técnicas de aproximación iterativas (*FFEPlus*).

Direct Sparse es un método directo, es decir, resuelve las ecuaciones por medio de técnicas numéricas exactas. Este método proporciona unos resultados más exactos pero, en función de la complejidad del modelo y de los grados de libertad que tenga, puede requerir la utilización de un ordenador con mucha memoria RAM y varios núcleos trabajando en paralelo.

FFEPlus es un método que resuelve las ecuaciones por medio de aproximaciones sucesivas. El programa calcula una solución y su error asociado en cada iteración hasta que converja a una solución con un error que se considere aceptable. Este sistema requiere aproximadamente una décima parte del tiempo de cálculo que necesita *Direct Sparse*.

Se ha optado por buscar la mayor precisión posible en las soluciones, por lo que el solver elegido es *Direct Sparse*, configurando las condiciones de contacto como *more accurate*.

Se ha optado por utilizar el solver *Direct Sparse* que nos proporcionará unos resultados más precisos y las condiciones de contacto como *more accurate*.

Como condiciones de contorno se establecerán los apoyos como fijos en las bases, mediante el apoyo tipo *Fixed*. La figura 5.11 puede verse como unas flechas verdes en la base del soporte. Este tipo de apoyo es un empotramiento, por lo que restringe los giros y los movimientos. Como carga, se ha empleado una fuerza de 120N aplicada en cada apoyo del perfil PAC (flecha de color magenta en dicha imagen).

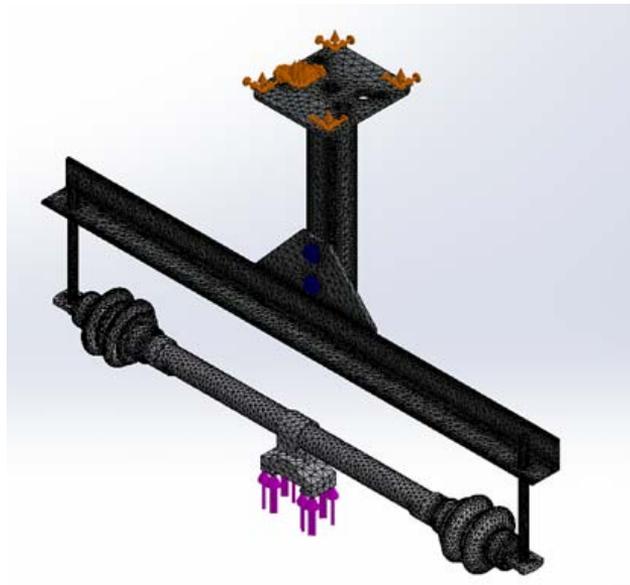


Figura 5.11: Apoyo tipo *Fixed* en la base de los soportes

Mallado del modelo y comprobación de la calidad

Las características de la malla empleada son:

- Tipo de malla: *Curvature-based-mesh*. Este tipo de malla está basada en elementos parabólicos que se ajustan mejor a los bordes curvos de las geometrías modeladas.
- Tamaño del elemento: El elemento de malla tiene un tamaño comprendido entre 16-80 mm. Este es el mallado más fino que permite el solver *Direct Sparse* en el ordenador utilizado para la simulación.
- Número de puntos jacobianos: 29 puntos. Define la cantidad de puntos que se colocan en cada elemento para realizar la verificación de calidad de los elementos finitos mallados.

Las figuras 5.12, 5.13 y 5.14 muestran los resultados del mallado en vistas isométrica, frontal y una ampliación de esta última, respectivamente.

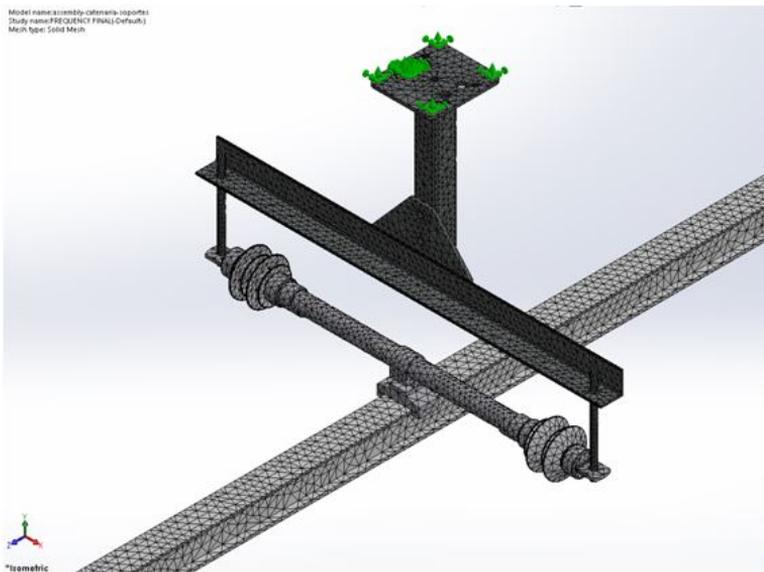


Figura 5.12: Malla del modelo. Vista isométrica

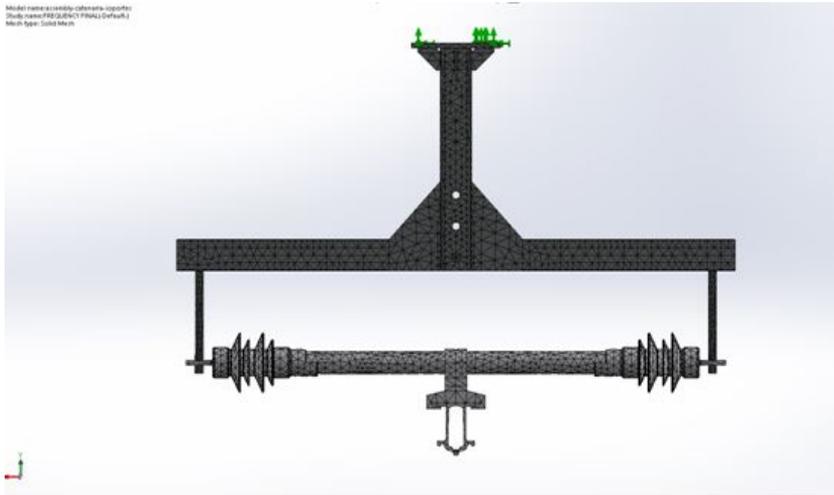


Figura 5.13: Malla del modelo. Vista frontal

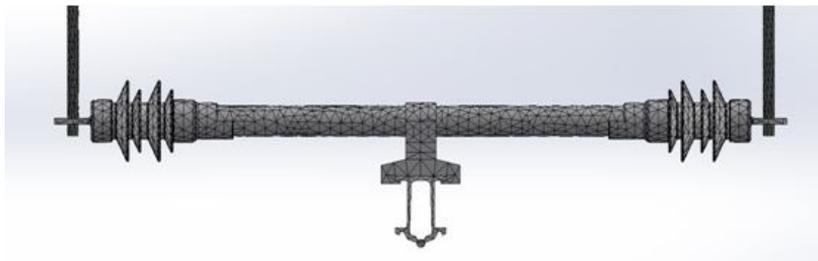


Figura 5.14: Malla del modelo. Vista ampliada del perfil

Una vez realizado el mallado, se hacen dos comprobaciones de su calidad. Estas comprobaciones miden la relación de aspecto y el cociente jacobiano en cada elemento de la malla:

1. Relación de aspecto. En un elemento tetraédrico perfecto la relación de aspecto tiene un valor de 1; cuanto más se acerquen a este valor, mayor calidad tendrán los elementos de la malla creada. Una buena calidad de mallado suele presentar una relación de aspecto entre 1 y 50, según la documentación del propio software.

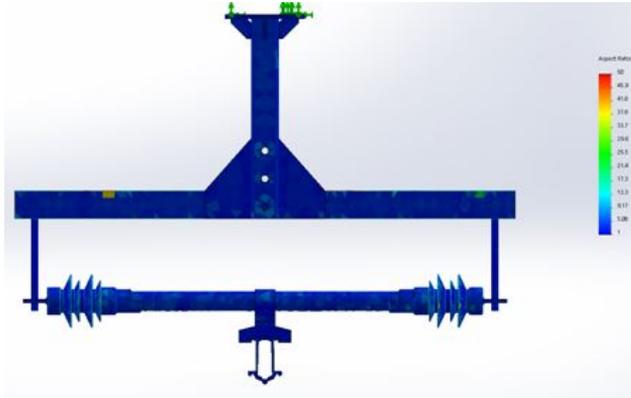


Figura 5.15: Diagrama de relación de aspecto

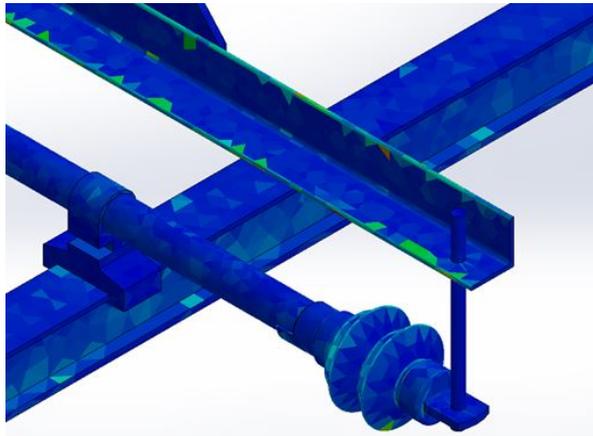


Figura 5.16: Diagrama de relación de aspecto. Zoom de los puntos críticos

En esta malla, el porcentaje del mallado con una relación de aspecto menor que 10 es aproximadamente el 91 %, por lo que se considera que el mallado creado en SolidWorks es bueno para obtener una solución óptima al problema. Las figuras 5.15 y 5.16 muestran el diagrama de la relación de aspecto de la malla creada y los puntos críticos de la misma. Como puede observarse, las zonas que afectan a los resultados de la relación de aspecto se deben a redondeos del material.

2. Cociente jacobiano. Los elementos tetraédricos perfectos tienen un cociente jacobiano igual a 1. Cuanto más cerca de 1 se encuentren los elementos de la malla, mejor será la calidad de ésta. Este cociente da una relación de cómo la malla se adapta a los contornos del modelo. Un valor de este cociente menor o igual que 40 se considera aceptable según la documentación del propio software.

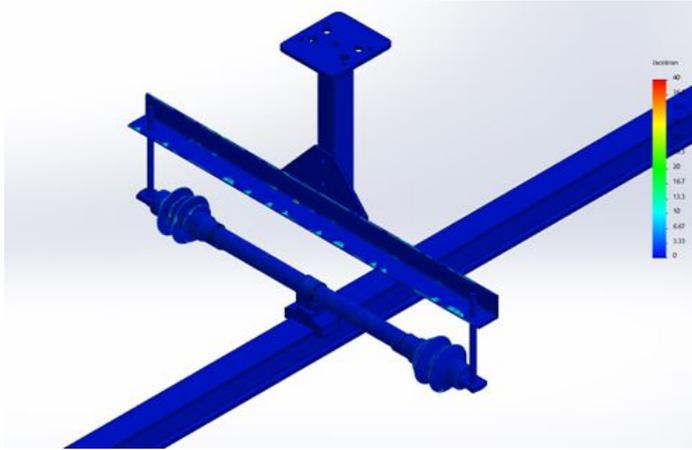


Figura 5.17: Diagrama del cociente jacobiano. Vista isométrica

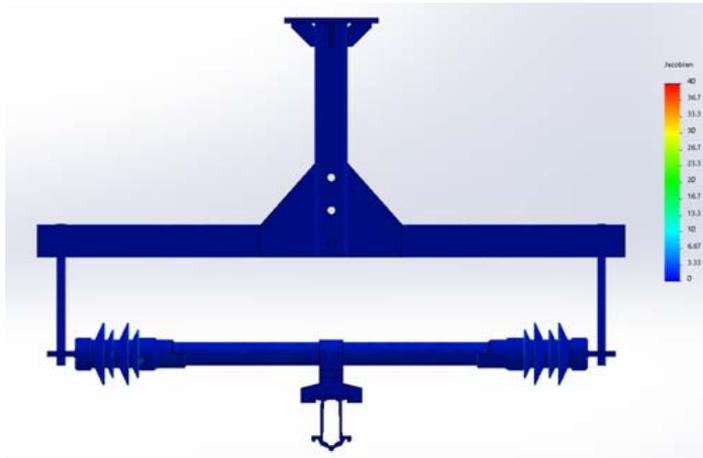


Figura 5.18: Vista frontal de la comprobación jacobiana

Las figuras 5.18 y 5.18 muestra el chequeo jacobiano realizado. Puede observarse que el mallado es bueno y se ajusta bien a la geometría del modelo, salvo en zonas puntuales de aristas muy vivas y redondeos de radio muy pequeño.

Se han comprobado diferentes configuraciones de malla, no habiéndose observado cambios significativos en la precisión de unas y otras, por lo que no ha sido necesario refinar la malla.

5.4. Simulación y resultados

Las simulaciones realizadas permiten determinar las frecuencias naturales asociadas al conjunto de las piezas y ensamblajes que se han modelado. La simulación presenta un total de 820.401 elementos, 1.561.408 nodos y 4.670.592 grados de libertad. La simulación realizada necesitó un tiempo computacional aproximado de 5 horas. La figura 5.19 muestra los modos, frecuencias y participación de masas obtenidos en la simulación.

Mode No.	Freq (Hertz)	X direction	Y direction	Z direction
1	2.1782	0.0093025	2.5985e-009	1.9368e-009
2	2.3346	0.00017049	2.5254e-010	2.4708e-008
3	2.6752	0.042425	2.9833e-008	1.7254e-008
4	3.1104	5.2886e-007	4.5089e-009	4.5585e-008
5	3.3111	1.1196e-007	0.015543	0.00020235
6	3.5069	0.38661	6.1485e-010	4.062e-009
7	3.5814	1.3188e-007	5.6383e-005	0.0013569
8	4.3241	8.9407e-008	0.04588	2.9653e-008
9	5.2439	3.1374e-013	8.9844e-005	0.0021338
10	6.0238	7.3397e-009	0.39952	0.025746
		Sum X = 0.43851	Sum Y = 0.46109	Sum Z = 0.029439

Figura 5.19: Resultado de la simulación. Modos y frecuencias

Cada uno de esos modos tiene una participación de masas diferente en cada uno de los ejes. A continuación se muestra un histograma con los datos presentados en la figura 5.19

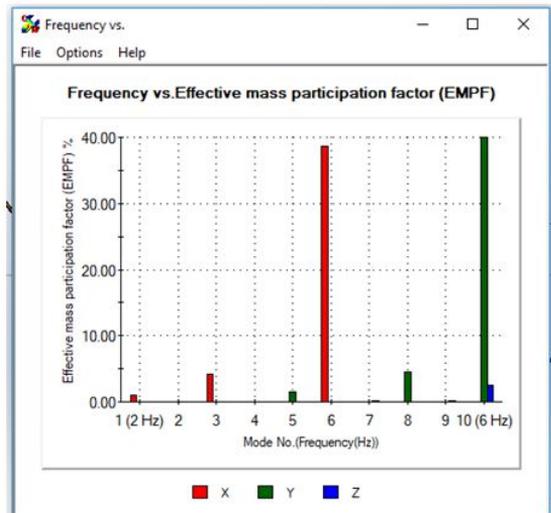


Figura 5.20: Histograma de participación de masas por ejes

Analizaremos el eje Y, el cual es objeto de nuestro estudio, ya que es este eje donde se aplica la fuerza del pantógrafo sobre la catenaria. Los modos que tienen mayor influencia en este eje, según su índice de participación de masa de son los indicados en la tabla 5.19

Modo	Frecuencia (HZ)	Participación masa (%)
5	3,31	1,5543
7	3,58	0,0056383
8	4,32	4,588
9	5,24	0,0089844
10	6,02	39,952

Tabla 5.3: Participación de masas en el eje Y

La figura 5.21 muestra las formas modales de cada uno de estos modos. Como se verá posteriormente, estas gráficas servirán de base para la colocación tanto de la instrumentación como de los TMD para realizar los ensayos de validación del prototipo en laboratorio. Para la elección de las frecuencias de diseño del TMD se seleccionarán las más críticas en el eje vertical.

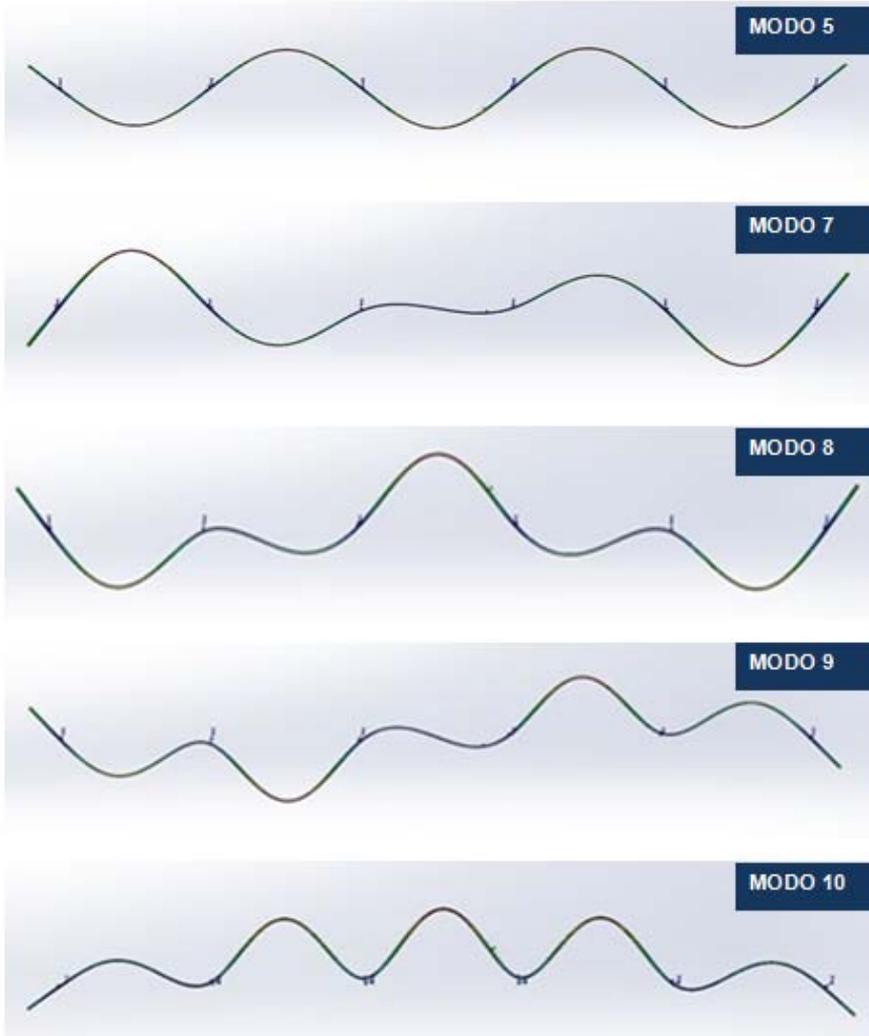


Figura 5.21: Formas modales

Como se puede observar en los resultados del histograma (figura 5.19) y la tabla 5.19, las frecuencias naturales más críticas del sistema en el eje vertical serían las asociadas a los modos 8, de 4,32 Hz y el modo 10 de 6,02 Hz. Será en ellas en las que centraremos el diseño del amortiguador.

6 Desarrollo del prototipo de amortiguador

En el presente capítulo se va a describir el proceso seguido para el desarrollo y fabricación del prototipo de amortiguador de masas sintonizadas propuesto para la mitigación de vibraciones en sistemas de catenaria rígida. Se abordará tanto el desarrollo teórico como la tecnología para su fabricación.

6.1. Requisitos del amortiguador

Como se ha visto en el capítulo 3, existen numerosos formatos de absorbedores de masas sintonizados. Puesto que estamos buscando una solución al problema de vibraciones para un caso concreto, como es el de los sistemas de catenaria rígida, es necesario tener en cuenta algunos requerimientos adicionales que afectan a la selección del tipo de absorbedor y a su configuración. Los requerimientos que se han considerado en este trabajo se relacionan a continuación:

1. Facilidad de fabricación. Se ha de seleccionar una configuración que resulte en un prototipo fácil de fabricar en un taller de mecánica básica, como el que puede haber en un laboratorio o taller comercial de dimensiones reducidas. Para ello, el procedimiento de fabricación debe contar únicamente con operaciones de mecanizado convencionales.
2. Facilidad de ajuste. Se ha de tener en cuenta que nos enfrentamos a unos ensayos que se basan en datos de partida teóricos no validados hasta el momento de forma empírica. Por ello, será necesario realizar un prototipo cuyos parámetros de masa y

rigidez sean ajustables de forma que se pueda realizar de forma simple una sintonización fina del dispositivo en laboratorio. De esta forma, se podrán ejecutar ensayos diferentes con valores de masa y rigidez variables.

3. Facilidad de instalación y manejabilidad. Es necesario que el dispositivo sea fácilmente instalable en la catenaria, sin necesidad de herramientas especiales o equipos no habituales en labores de mantenimiento ferroviario. Este punto adquiere una especial relevancia, puesto que es importante remarcar que en la fase de ensayos en laboratorio presentados en la presente tesis no se cuenta con mano de obra especializada en montaje de catenaria.

Como trabajo futuro, y fuera del alcance de esta tesis, se habrá de instalar el amortiguador en una línea de ferrocarril en servicio. Este ensayo deberá ser realizado con ayuda de personal autorizado. Con el objetivo de facilitar estas pruebas futuras, el diseño habrá de ser lo mas sencillo posible en cuanto a su instalación se refiere, para evitar largos cortes del servicio cada vez que se manipule el dispositivo.

4. Durabilidad y mantenimiento. El desarrollo que se presenta tiene como fin último su instalación en una línea ferroviaria alimentada por catenaria rígida. Esto, traducido a términos de ingeniería mecánica, quiere decir que el dispositivo estará sometido a una gran cantidad de ciclos de operación y reposo a lo largo del día. Así mismo, hay que tener en cuenta que los absorbedores de masas sintonizadas están sometidos a sollicitaciones mecánicas proporcionales a las vibraciones que absorben. Es por ello que resulte importante poner atención a la fatiga de los materiales que se utilicen para construir el prototipo.

Aunque en la fase de ensayos de laboratorio no tenga especial trascendencia el efecto de la fatiga en la durabilidad del amortiguador, puesto que los ensayos tendrán una duración limitada, es importante no perder de vista este aspecto para ir orientando el prototipo a un desarrollo final viable desde el punto de vista de la fatiga.

1. Bajo coste. Es importante tener en cuenta que, aunque inicialmente se construirá un número reducido de prototipos, si nuestro desarrollo llegase a alcanzar una etapa de instalación y puesta en servicio, se trataría de un dispositivo de instalación masiva en líneas ferroviarias de catenaria rígida. Así sería necesario instalar un amortiguador cada cierta distancia en la línea, lo cual implicaría la fabricación y adquisición de gran cantidad de amortiguadores.

Para facilitar la viabilidad de su implantación es necesario que el diseño esté orientado a una configuración sencilla y económica. Para que el precio sea el menor posible se ha de poner atención tanto a los materiales, que han de ser fáciles y baratos de conseguir, como al proceso de fabricación, que deberá ser económico y sencillo.

Por otro lado, se ha de tener en cuenta que nuestro dispositivo estará instalado en la parte superior de la catenaria rígida. Este tipo de catenaria es usada frecuentemente en túneles y pasos de reducida dimensión, por lo que el acceso al dispositivo será complejo y llevará aparejada la parada de la línea ferroviaria. Es por ello que se ha de pensar en un elemento que no requiera un mantenimiento intensivo, puesto que es recomendable limitar al máximo posible el número de tareas de mantenimiento.

6.2. Elección del amortiguador

A la vista de los parámetros expuestos en el apartado anterior, la configuración seleccionada se basa en un esquema de masas suspendidas por una varilla mensajera, con una disposición similar a las usadas por los amortiguadores de las líneas eléctricas pero con ciertas modificaciones que lo hagan adecuado a nuestros intereses.

Con la intención de aumentar su efectividad, se propone realizar un amortiguador preparado para trabajar a dos frecuencias independientes. La figura 6.1 muestra el esquema de diseño del prototipo.

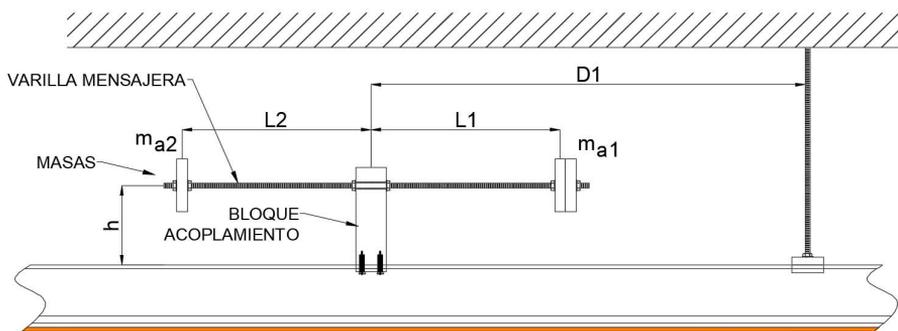


Figura 6.1: Esquema del prototipo

El amortiguador está compuesto por dos masas suspendidas de una varilla a la que denominaremos varilla mensajera. Ésta permanece anclada de forma solidaria a un bloque de acoplamiento que servirá para unir la varilla a la parte superior de la catenaria rígida. De esta forma, cada brazo suspendido de la varilla podrá oscilar libremente a su frecuencia de sintonización. Como se verá en los siguientes apartados, las masas suspendidas consistirán en discos de acero con un taladro en el centro para su fijación. Como varilla mensajera se ha pensado en una varilla roscada, para facilitar su ajuste fino y sintonización exacta; el bloque de acoplamiento es un simple prisma de acero mecanizado cuya rigidez sea suficiente para realizar su función, sin añadir flexibilidad ni amortiguamientos adicionales al sistema. Veamos la idoneidad de la configuración propuesta con respecto a los requisitos mencionados:

1. En cuanto a la facilidad de fabricación, es evidente su sencillez puesto que a partir de simple chapa de acero, por medio de corte y mecanizado, se puede fabricar cada elemento en no más de 2 horas de tiempo de taller una vez hecho el primer prototipo. Por tanto, podremos acometer su fabricación en cualquier taller que cuente con unos medios mínimos.
2. Al ajuste del prototipo se le ha dado una especial importancia, puesto que al ir destinado a ensayos de laboratorio será necesario poder variar tanto la frecuencia de trabajo de los brazos amortiguadores como la posición relativa del dispositivo dentro del vano de catenaria.

El ajuste de la frecuencia se llevará a cabo mediante la modificación de las posiciones de las masas a lo largo de la varilla roscada. Al variar su posición y, por tanto, el vuelo de la masa respecto al bloque, variaremos el valor del coeficiente K y, por consiguiente, la frecuencia. El uso de una varilla roscada, aunque ésta no sea la solución final, simplifica enormemente el posicionamiento de las masas de manera rápida y precisa en laboratorio.

En cuanto al ajuste de la posición relativa del amortiguador sobre la barra de la catenaria, queda resuelto con el sistema de sujeción diseñado entre dichos elementos. El bloque tiene mecanizado un rebaje para que encaje en el ala superior de la catenaria y lleva acoplado unos tornillos con una pestaña de tal manera que su apriete fijará fuertemente y de manera solidaria los elementos.

3. La facilidad de instalación y su manejabilidad es patente, puesto se trata de un dispositivo cuyo peso total es inferior a 15 kg, por lo que una persona puede manipularlo sin más ayuda que sus manos. En cuanto los útiles necesarios para su instalación, es suficiente con dos llaves inglesas.
4. En cuanto a la durabilidad del prototipo, como se ha dicho, se ha de tener en cuenta que estos dispositivos están sometidos a bastante fatiga en la varilla mensajera. En el diseño del prototipo este aspecto no ha sido primordial y se ha premiado en la varilla su capacidad de ajuste frente a su aptitud para resistir una gran fatiga. En un diseño posterior, ya enfocado a pruebas en línea, habrá que considerar la necesidad de sustituir la varilla roscada por una varilla con otras características que aporte más tolerancia a la fatiga. No obstante, en el presente capítulo se hará un pequeño análisis de la fatiga a efectos de cuantificar la importancia de la misma sobre el diseño.
5. En relación al precio de fabricación del prototipo, se ha realizado un recuento de los costes asumidos. La tabla 6.1 refleja tanto los costes de adquisición de materias primas como los costes de fabricación, no estando contemplados los costes de ensamblado ni de instalación del prototipo.

A la vista de esta tabla queda probada la economía de costes del prototipo basada en la sencillez del mismo. Se ha de tener en cuenta que se trata del coste de fabricación de una unidad. Si finalmente el dispositivo se instalase de forma masiva en las líneas de catenaria rígida, los costes de fabricación se verían reducidos notablemente por la economía de escala que representa la fabricación de series largas.

Elemento	Material	Peso	Fabricación	Coste
Bloque de acoplamiento	Acero S275JR	7 kg	Mecanizado	16 €
Varilla mensajera	8,8	-	-	1,5 €
Tornillería	8,8	-	-	1 €
3 Discos de 2 kg	Acero S275JR	6 kg	Corte Laser	12 €
			TOTAL	30,5 €

Tabla 6.1: Coste de fabricación del prototipo

Fabricaremos nuestro prototipo sin darle un acabado definitivo, puesto que no es necesario para realizar las pruebas de laboratorio. Por ello, es previsible que tanto el bloque de acoplamiento como las masas que están fabricadas en acero al carbono sin ningún tratamiento sufran el efecto de la corrosión. Para el uso del prototipo en una siguiente fase de pruebas en línea sería interesante estudiar la posibilidad de aplicar de un acabado superficial para proteger el dispositivo.

6.3. Datos de partida

Tal y como se ha visto en el capítulo 5, como datos de partida para el desarrollo del prototipo es necesario conocer las características mecánicas y geométricas de perfil de catenaria en el que se pretenden hacer las pruebas y ensayos de laboratorio para, a partir de esos datos, obtener sus valores estáticos y dinámicos.

Es importante hacer notar que en el mercado existen diferentes perfiles comerciales de catenaria rígida con diferentes valores geométricos, así como configuraciones de sistemas diferentes, lo cual arrojará diferentes comportamientos dinámicos. Por tanto, el amortiguador habrá de ser un elemento que se ha de “personalizar” para cada tipo de perfil y para cada tipo de instalación de catenaria rígida, en función de las frecuencias naturales que se desee mitigar.

Como se ha mencionado anteriormente, el sistema elegido para la verificación del prototipo es un sistema de catenaria rígida típicamente usado en diferentes líneas de cercanías de Madrid, compuesto por un perfil de aluminio tipo PAC 110 y un hilo de contacto de cobre-plata de 120 mm² en configuración de vanos de 10 metros.



Figura 6.2: Perfil de catenaria rígida PAC 110

En la imagen 6.2 podemos observar una sección del perfil reseñado, en la cual se puede apreciar la instalación del hilo de contacto. Es importante la instalación del hilo, puesto que éste aporta sección y, por tanto, aumenta la inercia del perfil final.

Como resultado, la instalación o no del hilo de contacto en las pruebas altera el comportamiento dinámico del sistema, por lo que resulta obligatoria su instalación. En la tabla 6.2 se han extraído del catálogo del fabricante *KLK material eléctrico* diferentes valores del perfil PAC 110 necesarios para su caracterización.

Características PAC 110	Valores
Altura	110 mm
Sección Perfil	2.223 mm ²
Sección equivalente en cobre	1.400 mm ²
Corriente máxima admisible	4.000 A
Peso por unidad de longitud	6,1 kg/m
Aleación	6106 T5
Longitud	10 m
Radio mínimo de curvatura	40 m

Tabla 6.2: Características perfil PAC 110

Por un lado, podemos observar valores geométricos como la altura, sección o peso unitario; por otro lado, vemos los valores eléctricos como la corriente máxima admisible o la sección equivalente en cobre. Por último, hay valores que condicionan su instalación como el radio mínimo de curvatura.

La aleación y su geometría condicionarán su comportamiento tanto estático como dinámico, puesto que los vanos se estiman en función de la flecha instantánea, y esta se calcula a partir de los valores estáticos y del módulo de elasticidad de la aleación utilizada. En este caso, la aleación utilizada por el fabricante es un aluminio de la serie 6.000, con las propiedades de la tabla 6.3

Aleación	E(MPa)	G (MPa)	$\rho(Kg/m^3)$
Al 6106 T5	69.500	26.100	2.700

Tabla 6.3: Propiedades de la aleación Al-6106

Con una configuración basada en el perfil descrito anteriormente, PAC 110, y unos apoyos instalados cada 10 metros, se ha realizado un análisis dinámico en SolidWorks, como se ha visto anteriormente. En este análisis se han determinado las frecuencias propias, las flechas y desplazamientos tanto en estático como en dinámico, para así tener los datos de partida que permitan iniciar el diseño de nuestro amortiguador para esas frecuencias.

En la simulación dinámica hemos obtenido tanto los valores referentes al eje X como los correspondientes al eje Y, puesto que el sistema tiene frecuencias propias en ambos ejes. Nos centraremos en las frecuencias propias del eje Y, que son aquellas que producen los efectos de deformaciones que queremos evitar. Las deformaciones en el eje X no son importantes a los efectos de este estudio.

Como resultado de las simulaciones se ha obtenido que las frecuencias propias del sistema en el eje Y son las mostradas en la tabla 6.4.

Modo	Frecuencia (Hz)	Participación masa (%)
5	3,31	1,5543
7	3,58	0,0056383
8	4,32	4,588
9	5,24	0,0089844
10	6,02	39,952

Tabla 6.4: Frecuencias obtenidas por simulación del sistema de catenaria

A la vista de los resultados, las frecuencias más críticas en el eje Y son las asociadas a los modos 8 y 10, que corresponden a las frecuencias 4,32 Hz y 6,02 Hz respectivamente. Serán estas frecuencias, por tanto, las frecuencias objetivo de nuestro amortiguador, a las que sintonizaremos cada uno de sus brazos.

Para ambas frecuencias se va a desarrollar un prototipo de absorbedor con dos brazos, de manera que cada uno de ellos esté sintonizado a cada una de las frecuencias objetivo.

Con objeto de simplificar los cálculos, cada uno de los brazos será calculado como si de un absorbedor independiente se tratase, ya que cuando uno de los brazos esté activo, el otro se comportará como una masa pasiva, y viceversa.

Los valores que hemos determinado están recogidos en la tabla 6.5, a los efectos de tener tabulados los parámetros que serán críticos en el desarrollo y fabricación del prototipo.

Parámetro	Unidad	Valor
Frecuencia modo 8	Hz	4,32
Frecuencia modo 10	Hz	6,02
Peso unitario	kg	6,1
Longitud vano	m	10
Masa del vano	kg	61

Tabla 6.5: Resumen de datos para el desarrollo del prototipo

6.4. Desarrollo del prototipo

6.4.1. Cálculo de la masa

Para el cálculo óptimo de los parámetros del amortiguador se utilizan las siguientes magnitudes adimensionales, tal y como se ha explicado en el capítulo 5:

- μ : razón de masa, definida como la razón entre la masa del absorbedor y la masa del sistema principal
- β : razón de frecuencias naturales desacopladas
- ζ : razón entre el amortiguamiento del absorbedor y el valor $2m\omega_n$
- r : razón entre la frecuencia de excitación y la frecuencia natural principal

Estos parámetros van a definir de manera directa los valores de masa, rigidez y amortiguamiento del absorbedor, de manera indirecta, su comportamiento dinámico y, finalmente, tanto su geometría como diseño constructivo definitivo.

El primer paso para el diseño del amortiguador es el cálculo de la razón de masa μ , que se llevará a cabo a través de los métodos numéricos descritos en el capítulo 5.

Partimos de una razón de frecuencias naturales del amortiguador respecto del sistema de catenaria con un valor de 1, como primera aproximación para el cálculo del prototipo. Con la intención de no desarrollar un prototipo de masa muy elevada que pudiera afectar a la adecuada calidad de captación de corriente del sistema pantógrafo-catenaria, estimamos un rango de efectividad de dicho prototipo del 5 %, lo que corresponderá con valores de $0,95 \geq \beta \geq 1,05$.

Como se ha visto anteriormente la relación entre β y μ se obtiene de:

$$\left(\frac{\omega_n}{\omega_a}\right)^2 = \frac{1 + \beta^2(1 + \mu)}{2\beta^2} \pm \frac{1}{2\beta^2} \sqrt{\beta^4(1 + \mu)^2 - 2\beta^2(1 - \mu) + 1} \quad (6.1)$$

Del desarrollo analítico de esta ecuación para los valores de $\omega_n = 4,32$ Hz y valores de $0,95 \geq \beta \leq 1,05$ se tiene un valor de $\mu = 0,065$. El desarrollo de dicha solución se puede observar en la figura 6.3.

Por tanto, para una relación determinada de frecuencias y para una relación determinada de masas podemos observar una zona óptima de trabajo del amortiguador (zona azul).

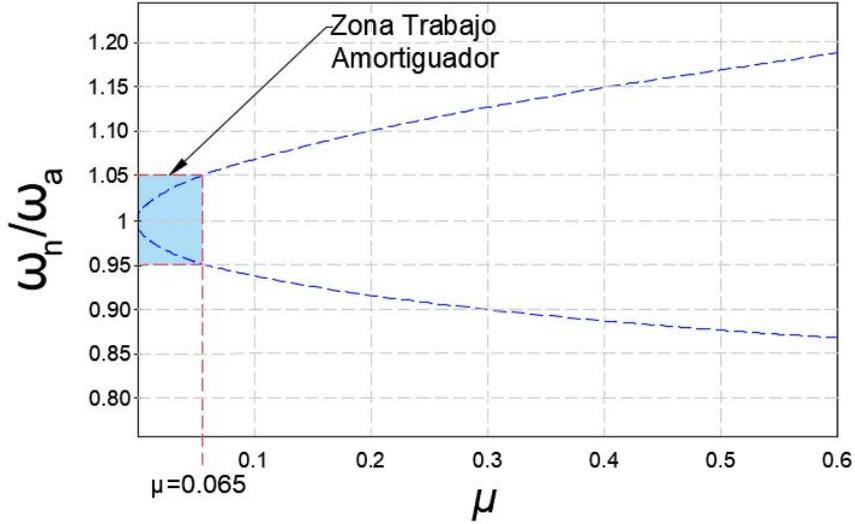


Figura 6.3: Gráfica de la razón de masas para la frecuencia de 4,32 Hz

Teniendo en cuenta que la masa del sistema de catenaria en el que se va a instalar el absorbedor es de 61 kg, tendremos que la masa activa del absorbedor debe ser:

$$m_{a1} = 0,065 \cdot 61kg = 3,96kg \quad (6.2)$$

Del desarrollo analítico para la frecuencia de 6 Hz obtenemos un valor $\mu = 0,032$ para valores de $0,95 \geq \beta \leq 1,05$, solución que se representa en la figura 6.4.

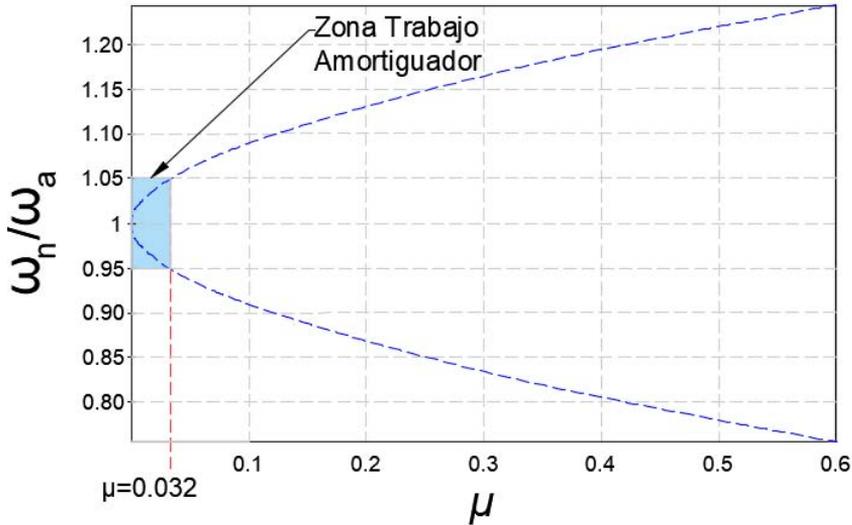


Figura 6.4: Gráfica de la razón de masas para la frecuencia de 6 Hz

Del mismo modo que antes, multiplicamos la masa del sistema por la relación de masas para obtener la masa activa:

$$m_{a2} = 0,032 \cdot 61kg = 1,95kg \quad (6.3)$$

6.4.2. Cálculo de la rigidez

Una vez obtenidos todos los parámetros físicos del amortiguador estamos en disposición de determinar la rigidez a través de la posición de las masas en el mismo. Hemos considerado la instalación de una varilla de métrica 8 mm y dos masas de 4 kg y 2 kg. Según la posición de las masas en la varilla, así será el coeficiente de rigidez.

De la frecuencia $f = 4,32Hz$ obtenemos $\omega = 2\pi f = 27,13rad/seg$

De la frecuencia $f = 6Hz$ obtenemos $\omega = 2\pi f = 37,68rad/seg$

Sabiendo que:

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \Rightarrow k = \omega^2 m \quad (6.4)$$

De la ecuación 6.4 obtenemos los valores necesarios de rigidez, k_1 y k_2 , para cada uno de los amortiguadores:

$$k_1 = 27,13^2 \text{rad/seg} \cdot 4 \text{kg} = 2944,14 \text{N/m} \quad (6.5)$$

$$k_2 = 37,68^2 \text{rad/seg} \cdot 2 \text{kg} = 2839,56 \text{N/m} \quad (6.6)$$

La tabla 6.6 muestra un resumen de los parámetros para el desarrollo del amortiguador

Parámetros	Absorbedor 1	Absorbedor 2
<i>Frecuencia (Hz)</i>	4,32	6
μ	0,065	0,032
m_a (kg)	4	2
k_a (N/m)	2.944,14	2.839,56

Tabla 6.6: Parámetros de diseño del amortiguador

La expresión de la longitud de cada uno los brazos se obtiene a partir de la Ley de Hooke:

$$F = -k \cdot x \implies k = -\frac{F}{x} \quad (6.7)$$

En los prontuarios de resistencia de materiales aparece la conocida expresión de la flecha de una viga empotrada con una carga en el extremo a partir de la carga (F), la longitud de la viga (L), el módulo de elasticidad del material (E) y el momento de inercia de la sección (I). Por comodidad de signos se tomarán desplazamientos negativos.

$$x = \frac{FL^3}{3EI} \quad (6.8)$$

Operando esta expresión con la Ley de Hooke obtenemos la ecuación

de la longitud buscada en función de la rigidez requerida:

$$k = \frac{3EI}{L^3} \quad (6.9)$$

$$L^3 = \frac{3EI}{k} \Rightarrow L = \sqrt[3]{\frac{3EI}{k}} \quad (6.10)$$

Tomamos una varilla roscada de sección 8 mm de calidad 8.8 [154] para el prototipo. Debido a la rosca practicada en la varilla, el diámetro útil de este tipo de varillas es inferior a la sección total, siendo el diámetro útil de 6,24 mm. Para el cálculo de la longitud precisamos conocer la rigidez, el módulo elástico y, por último, el momento de inercia. Resta calcular el módulo de inercia I. Se trata del cálculo simple del momento de inercia de una sección redonda maciza:

$$I = \frac{\pi r^4}{4} = \frac{\pi \cdot \left(\frac{6,24mm}{2}\right)^4}{4} = 74,38mm^4 \quad (6.11)$$

Siendo $E_{acero} = 210,000Mpa = 210,000N/mm^2$

Tendremos que:

$$L_1 = \sqrt[3]{\frac{3EI}{k_1}} = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 210,000N/mm^2 \cdot 74,38mm^4}{2,944N/mm}} = 251,55mm \quad (6.12)$$

$$L_2 = \sqrt[3]{\frac{3EI}{k_2}} = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 210,000N/mm^2 \cdot 74,38mm^4}{2,839N/mm}} = 254,60mm \quad (6.13)$$

De modo que los datos para la fabricación del prototipo serán los mostrados en la tabla:

TMD1		TMD2	
m_1	4 kg	m_2	2 kg
L_1	251 mm	L_2	254 mm
f_1	4,32 Hz	f_2	6 Hz

Tabla 6.7: Datos de fabricación e instalación

Con estos parámetros estamos en condiciones de fabricar y posteriormente realizar la instalación del amortiguador desarrollado, tal y como aparece en la siguiente figura 6.5, con las masas y las longitudes definitivas:

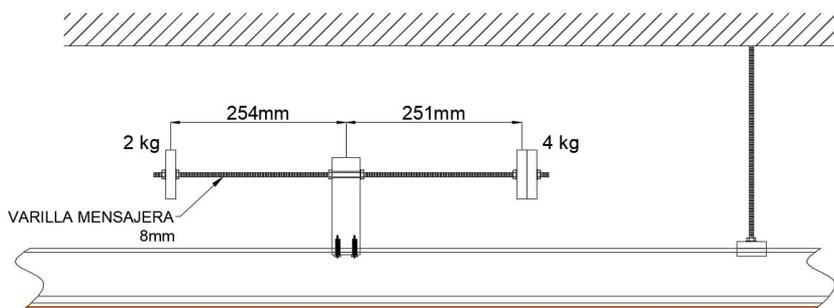


Figura 6.5: Amortiguador configurado

6.4.3. Análisis de sensibilidad

Como ya se ha explicado, se ha optado por la utilización de una varilla roscada como el elemento mensajero que aporta la rigidez exacta al amortiguador. Esta elección se ha tomado por la facilidad que presenta una varilla roscada para variar la posición de las masas con cierta precisión. De esta manera, para hacer el ajuste fino sólo es necesario girar las tuercas que sujetan la masas para posicionarlas adecuadamente.

Con objeto de facilitar el ajuste fino del prototipo en laboratorio, se va a calcular la variación de frecuencia del amortiguador por cada paso de rosca.

Vamos a partir del dato que nos proporciona el fabricante de la varilla. Para una varilla de métrica 8 mm el paso de rosca es de 1,23 mm o, dicho de otra manera, cada vuelta que gira una tuerca, esta avanza 1,23 mm. Por tanto, pasemos a calcular el valor Δk correspondiente al paso de la varilla. Para ello sumaremos una vuelta de tuerca (siendo ésta 1,23 mm) a cada varilla y calcularemos los nuevos valores de k:

$$L'_1 = 251,55mm + 1,23mm = 252,78mm \quad (6.14)$$

$$L'_2 = 254,60mm + 1,23mm = 255,83mm \quad (6.15)$$

De la ecuación 6.11 sabemos que:

$$k'_1 = \frac{3EI}{L^3} = \frac{3 \cdot 210,000N/mm^2 \cdot 74,38mm^4}{252,78^3mm} = 2,901N/mm \quad (6.16)$$

$$k'_2 = \frac{3EI}{L^3} = \frac{3 \cdot 210,000N/mm^2 \cdot 74,38mm^4}{255,83^3mm} = 2,798N/mm \quad (6.17)$$

Por lo que usando la ecuación de la frecuencia natural obtenemos:

$$\omega'_1 = \sqrt{\frac{k'_1}{m}} = \sqrt{\frac{2901N/m}{4kg}} = 26,93rad/s \quad (6.18)$$

$$f_1 = \frac{\omega_1}{2\pi} = \frac{26,93rad/seg}{2\pi} = 4,28Hz \quad (6.19)$$

$$\omega'_2 = \sqrt{\frac{k'_2}{m}} = \sqrt{\frac{2798N/m}{2kg}} = 37,40rad/s \quad (6.20)$$

$$f_2 = \frac{\omega_2}{2\pi} = \frac{37,40\text{rad/seg}}{2\pi} = 5,95\text{Hz} \quad (6.21)$$

Por tanto, la variación de la frecuencia por cada paso de la varilla del amortiguador será:

$$\Delta f_1 = 4,32\text{Hz} - 4,28\text{Hz} = 0,04\text{Hz/vuelta} \quad (6.22)$$

$$\Delta f_2 = 6\text{Hz} - 5,95\text{Hz} = 0,05\text{Hz/vuelta} \quad (6.23)$$

De este modo tendremos conocimiento de cuánto se desplaza la frecuencia de trabajo del amortiguador por cada vuelta de sus tuercas asociadas.

Podemos ver que, en un caso, tenemos $\Delta f_1 = 0,04\text{Hz/vuelta}$ y, en otro, $\Delta f_2 = 0,05\text{Hz/vuelta}$ lo cual nos da una idea de la sensibilidad de la frecuencia de trabajo frente al desplazamiento de las masas.

6.4.4. Análisis de tensiones mecánicas en la varilla

Pasemos ahora al estudio de las tensiones mecánicas en la varilla mensajera que, como hemos visto y es obvio, es el único elemento sometido a tensión debido a su estado de flexión alternante.

Puesto que las dos varillas son de características geométricas similares estudiaremos solamente las tensiones que aparecen en la varilla de la masa que lleva aparejados 4 kg, por ser la más desfavorable.

En primer lugar vamos a hacer el análisis de tensiones en un escenario estático del amortiguador para posteriormente, hacerlo en situación de servicio.

En régimen estático el amortiguador se comporta simplemente como una viga en voladizo con una carga de 4 kg en su punta.

Por tanto, en el empotramiento tendremos un momento máximo de:

$$M_{mx1} = F_1 \cdot D = 4kg \cdot 0,251m = 1,004kg \cdot m = 10,04Nm \quad (6.24)$$

La tensión máxima de trabajo en reposo será el momento máximo entre el momento resistente de la sección:

$$\sigma = \frac{M_{mx1}}{I_z/y} = \frac{10040Nmm}{189mm^3} = 53,12N/mm^2 = 53,12MPa \quad (6.25)$$

Si tenemos en cuenta que el límite elástico del acero es de 260 MPa, observamos que en reposo la varilla apenas llega al 20,43% de su capacidad mecánica.

Situación bien diferente es la que se plantea cuando tratamos de calcular la tensión mecánica de la varilla con el amortiguador en servicio. En este caso la fuerza que somete a flexión la varilla no será solamente la masa propia, sino las fuerzas inerciales que aparecen en la vibración con el dispositivo en servicio. En este caso, además de aparecer mayores tensiones, éstas serán de forma alternante, lo que podrá derivar en un fenómeno de fatiga.

Ahora haremos los cálculos de forma inversa, tomando como máxima deformación la máxima que es capaz de alcanzarse por limitaciones de tipo geométrico. Por tanto, tomaremos la tensión máxima para la máxima deformación posible.

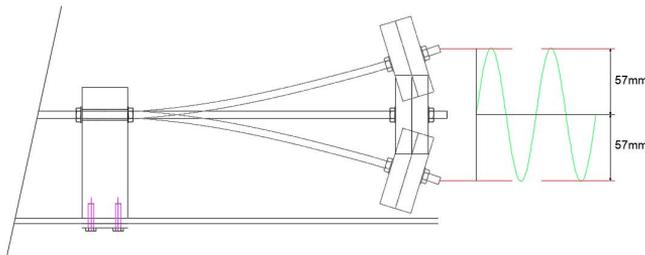


Figura 6.6: Deformación máxima por limitaciones geométricas

Tomando de nuevo la ecuación de la flecha de una viga sometida a voladizo obtenemos que:

$$x = \frac{FL^3}{3EI} \implies F_{inercial} = \frac{3EIx}{L^3} \quad (6.26)$$

Donde para un desplazamiento máximo de 57mm tenemos que:

$$F = \frac{3EIx}{L^3} = 168,9N \quad (6.27)$$

Por tanto, en el empotramiento tendremos un momento máximo de:

$$M_{mx1} = F_1 \cdot D = 168,9N \cdot 0,251m = 42,393Nm \quad (6.28)$$

La tensión máxima de trabajo de la varilla en operación sera el valor del momento máximo dividido entre el valor del momento resistente de la sección:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{mx1}}{I_z/y} = \frac{42393Nmm}{189mm^3} = 224,30MPa \quad (6.29)$$

Con lo cual el coeficiente de trabajo del acero en este punto será el resultado de dividir la tensión mecánica máxima entre el límite elástico del acero:

$$\mu = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{limite.elastico}} = \frac{224,30MPa}{260MPa} \cdot 100 = 86,77\% \quad (6.30)$$

6.5. Fabricación del prototipo

Una vez determinada la geometría y ajuste del prototipo procedemos a generar un despiece a los efectos de poder fabricarlo.

El prototipo está compuesto por los siguientes elementos:

- Bloque de acoplamiento
- Varilla mensajera
- Masas de compensación
- Tornillería accesoría.

A continuación se procede a definir la fabricación de cada elemento.

Fabricación del bloque de acoplamiento

La fabricación del bloque de acoplamiento se lleva a cabo según el plano de diseño que aparece en la figura 6.7.

Para la fabricación del bloque de acoplamiento partimos de una chapa de acero al carbono tipo S275JR de un espesor de 45 mm, que será el canto final del bloque. Primeramente, mediante un equipo de corte por láser, procedemos al corte en las medidas finales de bloque, que serán 120 mm de ancho por 170 mm de alto.

Posteriormente hemos de mecanizar el rebaje en el que asentará el ala superior del perfil de catenaria rígida. Para mecanizar este rebaje, que será de 7 mm, recurriremos a un fresado en un centro de mecanizado por control numérico, el cual dejará un acabado superficial de suficiente calidad para su uso en el ensayo.

En la figura 6.7 podemos observar el plano de fabricación del bloque de acoplamiento con las cotas en milímetros finales de la pieza. Este mismo croquis sirve como plano de montaje y ensamblaje, puesto que se representan todos los elementos y su colocación secuencial.

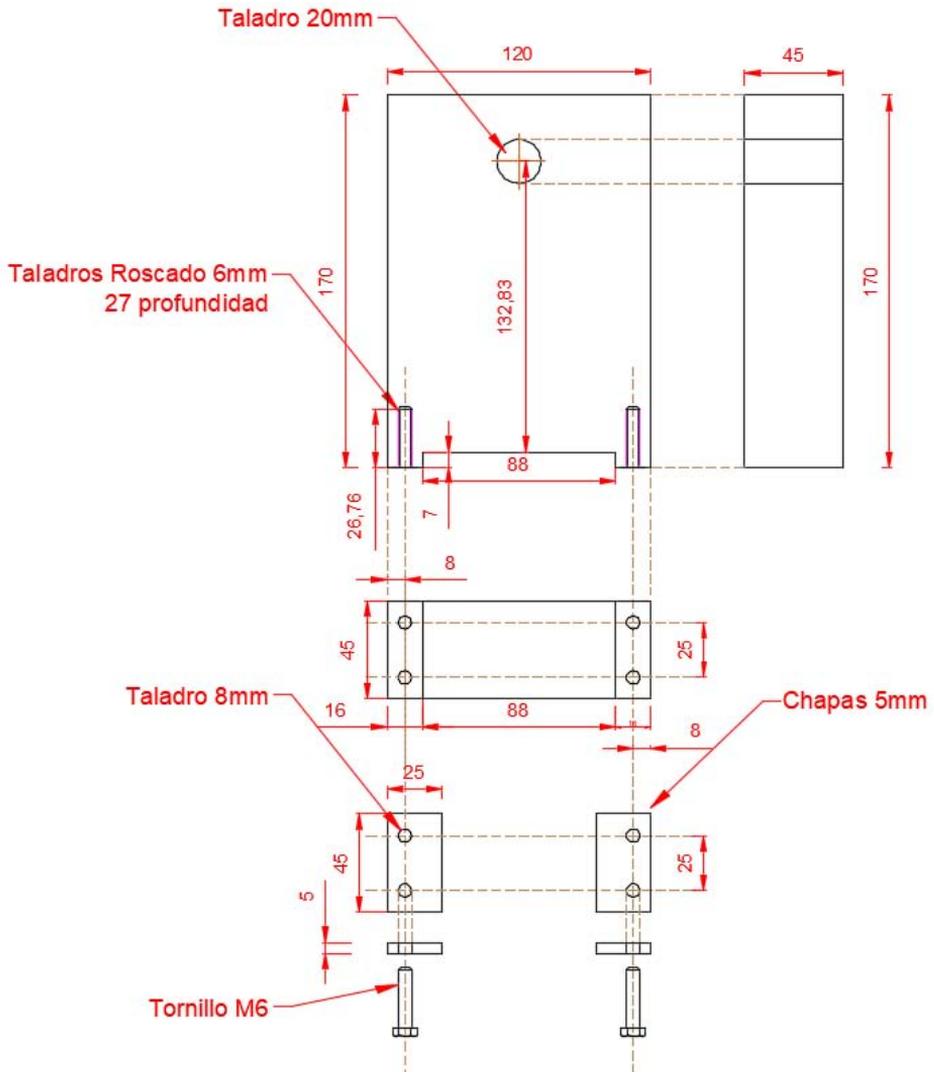


Figura 6.7: Plano constructivo del bloque de acoplamiento

En la figura 6.8 se han aportado dos fotografías del centro de mecanizado en el momento en el que realizaba el rebaje, mientras que en las imágenes de la figura 6.9 pueden verse las piezas ya fabricadas y terminadas en posición de despiece.



Figura 6.8: Proceso de mecanizado



Figura 6.9: Despiece del bloque de acoplamiento

Fabricación de la varilla mensajera

Como se ha explicado, se ha optado por usar varillas roscadas como varillas mensajeras por su facilidad para regular las distancias de colocación de las masas de compensación. De esta manera, con una simple

herramienta podemos, mediante el ajuste de las tuercas, desplazar las masas y, por tanto, variar la frecuencia propia del amortiguador.



Figura 6.10: Detalle de la varilla mensajera

La fabricación de la varilla mensajera se realizará a partir de varilla roscada comercial de métrica M10 recubierta de Zinc en frío para evitar su corrosión. La varilla será de calidad 8.8. Esta varilla se cortará a una longitud de 65 cm.

Para completar el sistema de la varilla se aportarán tuercas y arandelas de iguales calidad y misma métrica, que servirán para el correcto anclaje de la varilla tanto al bloque de acoplamiento como a las masas de compensación.

Fabricación de las masas de compensación

La fabricación de las masas de acoplamiento se lleva a cabo según el plano de diseño de la figura 6.11. Las masas de compensación serán discos de acero con un agujero en el centro para poder ser instaladas a lo largo de la varilla mensajera. Estos discos se fabricarán a partir de una chapa de acero de calidad S275JR mediante procedimiento de corte por láser en una máquina de control numérico.

Se fabricarán dos tipos de masas de igual espesor pero diferente diámetro para tener versatilidad a la hora de ajustar las masas en el laboratorio. Por tanto, tendremos discos de diámetro 110 mm y discos de diámetro 150 mm.

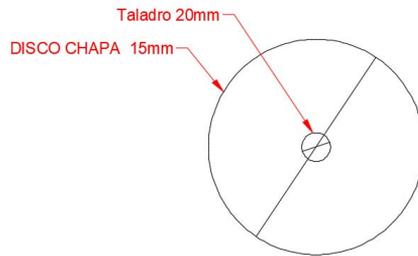


Figura 6.11: Plano constructivo de las masas

En las imágenes 6.12 y 6.13 pueden apreciarse las masas una vez colocadas en disposición simple y doble para las diferentes frecuencias, sujetas mediante los tornillos y arandelas a la varilla mensajera.



Figura 6.12: Masa del modo 8 (4,32 Hz)



Figura 6.13: Masa del modo 10 (6 Hz)

Las figuras 6.14 y 6.15 muestran, respectivamente, el despiece completo del prototipo, y el prototipo final realizado.



Figura 6.14: Despiece del prototipo

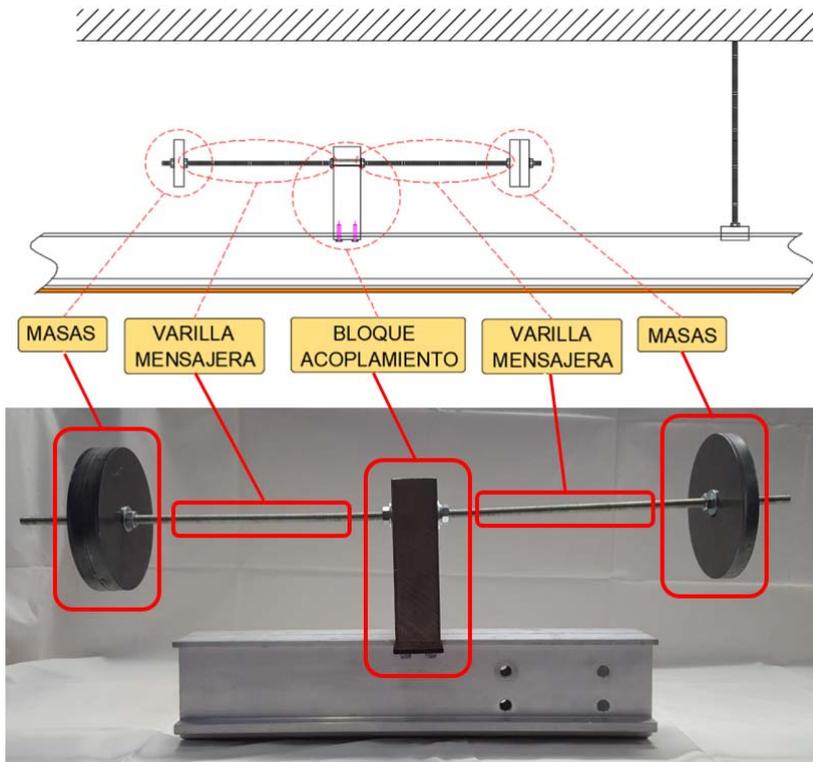


Figura 6.15: Prototipo realizado

6.6. Ensayo libre del prototipo

Antes de la verificación del comportamiento dinámico del TMD en laboratorio se realizan ensayos de vibración libre con objeto de conocer sus parámetros de frecuencia y coeficiente de amortiguamiento para ambas frecuencias.

El ensayo de vibración libre consistirá en aplicar un desplazamiento inicial a la masa y dejar que vibre de forma libre hasta su total parada. De esta manera podemos obtener tanto la frecuencia de respuesta como su coeficiente de amortiguamiento mediante las ecuaciones del decremento logarítmico.

Veamos, en primer lugar, el ensayo de vibración libre del brazo correspondiente a la frecuencia de 4,32 Hz.

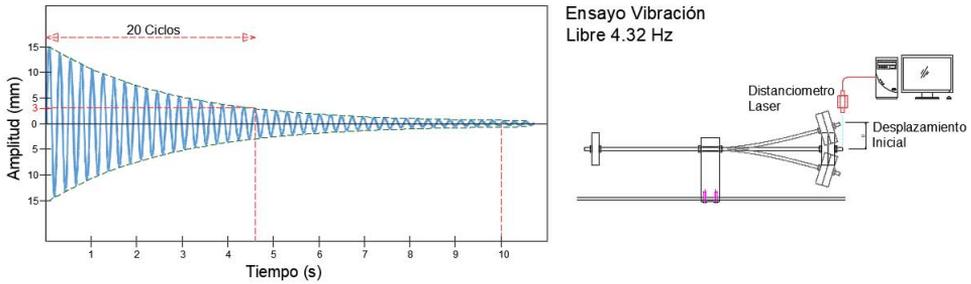


Figura 6.16: Ensayo de vibración libre del TMD sintonizado a 4,32 Hz

En la figura 6.16 se puede apreciar, por un lado, que en los primeros 10 segundos se producen unas 41 oscilaciones, lo cual apunta a una frecuencia de 4.1 Hz y, por tanto, podemos dar por buena la sintonización calculada teóricamente a 4.13 Hz. Por otro lado, hemos de calcular el coeficiente de amortiguamiento mediante el método del decremento logarítmico. Para ello, mediremos la amplitud durante un período conocido de ciclos y operaremos como se puede ver a continuación para obtener el coeficiente de decremento logarítmico:

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \frac{A_i}{A_{i+n}} = \frac{1}{20} \ln \frac{15}{3} = 0,08 \quad (6.31)$$

Donde:

n : número de ciclos

A_i : amplitud del ciclo inicial

A_{i+n} : amplitud del ciclo final

Una vez conocido el decremento logarítmico calcularemos con la si-

guiente expresión el coeficiente de amortiguamiento:

$$\delta = \frac{2\pi\xi}{\sqrt{1-\xi}} \implies \xi = 0,0129 = 1,29\% \quad (6.32)$$

Pasemos ahora al ensayo de vibración libre del brazo correspondiente a la frecuencia de 6 Hz.

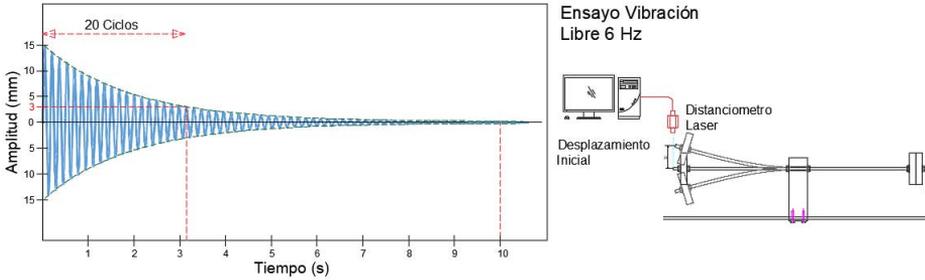


Figura 6.17: Ensayo vibración libre 6 Hz

En la figura 6.17 podemos observar que en los primeros 10 segundos se producen unas 60 oscilaciones, lo cual apunta a una frecuencia de 6 Hz y, por tanto podemos dar por buena la sintonización calculada teóricamente a 6 Hz. Al igual que en el caso anterior decremento logarítmico será:

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \frac{A_i}{A_{i+n}} = \frac{1}{20} \ln \frac{15}{3} = 0,08 \quad (6.33)$$

Una vez conocido el decremento logarítmico calcularemos con la expresión 6.32 calculamos el coeficiente de amortiguamiento:

$$\delta = \frac{2\pi\xi}{\sqrt{1-\xi}} \implies \xi = 0,0129 = 1,29\% \quad (6.34)$$

La primera conclusión de estos ensayos es que, aunque la frecuencia de sintonización sea diferente y las masas también lo sean, los coeficientes de amortiguamiento son similares pues dependen únicamente de las características de la varilla.

7 Metodología de ensayos, laboratorio e instrumentación

7.1. Metodología

Para la validación del prototipo de TMD realizado se van a llevar a cabo unos ensayos del mismo en el banco de ensayos de catenaria perteneciente al Administrador de Infraestructuras Ferroviarias (ADIF), situado en el centro de tecnologías ferroviarias de Málaga.

Primeramente se instalará un sistema de catenaria rígida de igual configuración y características que el del modelo 3D realizado. Dicho sistema está compuesto por un perfil de aluminio tipo PAC 110 e hilo de contacto de cobre de 120 mm² en configuración de vanos de 10 metros. Dicho perfil se encuentra soportado por herrajes tipo T, consistentes en un mástil, un transversal de acero, dos varillas roscadas y barra aislada mediante aisladores cerámicos.

El primer ensayo a realizar que se va a realizar es un análisis modal del sistema instalado, el cual permitirá obtener las frecuencias y modos propios del mismo. Con los resultados del análisis modal en laboratorio, comprobaremos los resultados obtenidos en la simulación e identificaremos los modos que producen una mayor respuesta en la estructura.

Posteriormente, se ajustará y sintonizará cada brazo del TMD a cada una de las dos frecuencias seleccionadas mediante el ajuste de su relación rigidez/masa.

Con el TMD ajustado se procederá a realizar los ensayos de validación y composición de su efectividad para cada una de las frecuencias ajustadas.

La frecuencia de muestreo para la realización de los ensayos se ha seleccionado en base al teorema de Nyquist-Shannon. Dado que deseamos conocer la forma de onda de señales de un entorno máximo de 10 Hz, se ha seleccionado una frecuencia de muestreo de 1 khz.

7.2. Descripción del laboratorio

Los ensayos experimentales se han llevado a cabo en el Centro de Tecnologías Ferroviarias situado en el Parque Tecnológico de Málaga (figura 7.1). Las imágenes e información de la instrumentación utilizada en el desarrollo de los ensayos han sido proporcionadas por el personal del centro. Las figuras 7.2 y 7.3 muestran un esquema de la distribución de los elementos del laboratorio en planta y alzado.



Figura 7.1: Banco de ensayos de catenaria rígida

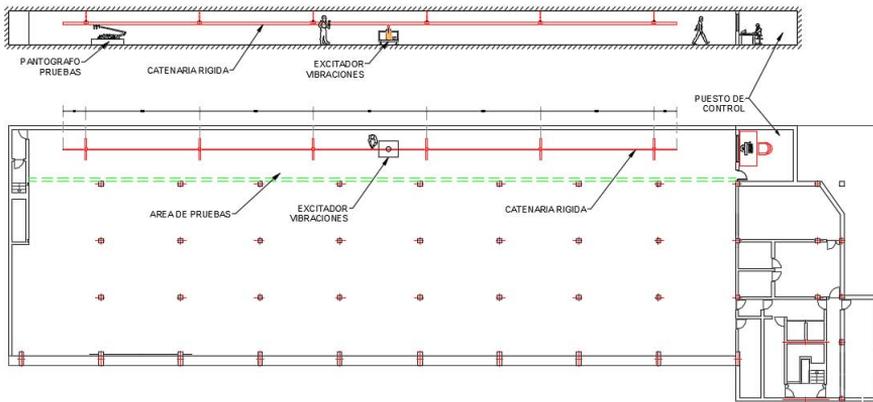


Figura 7.2: Planta del laboratorio

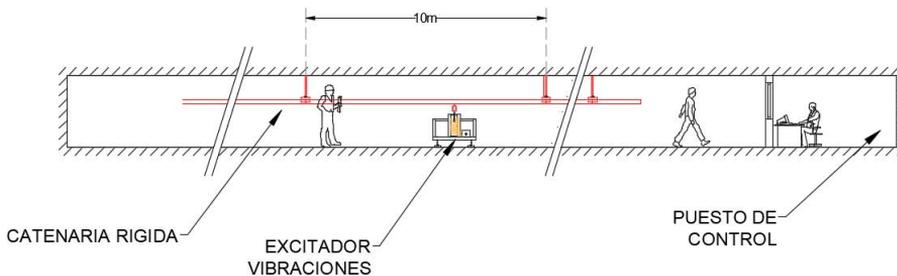


Figura 7.3: Alzado del laboratorio

Para la instalación de un sistema de catenaria real, el banco de ensayos cuenta en el techo con dos vigas que funcionan como carril de 57,4 m de longitud, por las cuales ruedan unos carros sobre los que van montados los mástiles. Los carriles están colocados de forma continua y los tramos de viga están soldados entre sí. Las vigas son HEB de 100 mm y se encuentran soldadas a unas pletinas de acero que se han fijado al techo mediante anclajes HILTI-3 M10/20.

Para poder modificar la longitud de los vanos de ensayo los carros se deslizan por las vigas carril (Figura 7.4). Sobre el carro móvil se atornillan los mástiles y los soportes de catenaria (figura 7.5).



Figura 7.4: Carro móvil sobre el que se atornillan los mástiles



Figura 7.5: Herraje tipo T

7.3. Instrumentación

Sistema de excitación. Para simular de la fuerza de contacto que el pantógrafo ejerce sobre la catenaria se utiliza un carro de vibradores (figura 7.6) con dos equipos de vibración instalados.



Figura 7.6: Carro excitador

La función del carro, además de poder trasladar el conjunto de equipos bajo la línea de catenaria, es permitir regular la posición final de los vibradores respecto al punto de contacto con el hilo conductor. El carro es desplazable sobre cuatro ruedas y descansa sobre 4 patas regulables en altura para la realización del ensayo. Permite su movimiento vertical, transversal y longitudinal, lo que permite ajustar el punto de contacto del vibrador con la catenaria. La regulación en altura del carro tiene un recorrido total de 370 mm, mientras que el transversal y longitudinal es de 300 mm y 150 mm, respectivamente, a cada lado. Además, el carro tiene una bandeja forrada de material aislador de vibraciones para el controlador, un armario donde se encuentra la instrumentación, una bandeja para amplificadores y ventiladores, y una seta de emergencia que detiene el funcionamiento de los equipos.

Los dos vibradores son los encargados de generar y transmitir la excitación a la catenaria. Los sistemas vibrador-amplificador son de la

marca, *Data Physics signal force*, modelo GW-V55/PA300E (figura 7.7). Con las siguientes características:

- Rango de frecuencia: DC-8000Hz
- Desplazamiento pico-pico: 12,7 mm
- Aceleración máxima : 64 g
- Velocidad máxima: 1,11 m/s
- Máxima fuerza: 310 N



Figura 7.7: Sistema vibrador

Excitador / Colector de datos. Para la simulación de la fuerza de contacto que el pantógrafo ejerce sobre la catenaria se utiliza un excitador electrodinámico con control electrónico. Éste es capaz de generar la señal de consigna para los vibradores en fuerza o en aceleración, y ofrece la posibilidad de variar tanto la forma de onda como los valores de fuerza de la excitación. El excitador se encuentra situado en el carro, lo que facilita su movimiento a lo largo del perfil para situarlo en diferentes puntos. El controlador de este dispositivo realiza el filtrado de las señales, muestrea y registra los valores de las variables del sistema. Las señales recogidas por el controlador son llevadas por cable ethernet a un router wifi al que se conecta el ordenador de control. El mismo carro cuenta con un controlador al que se conectan las entradas de la instrumentación y las salidas de los amplificadores de los vibradores. Los datos obtenidos tras los ensayos se pueden exportar en distintos formatos, para su posterior análisis con otras aplicaciones. El controlador dispone de 2 canales de salida analógicos

para proporcionar la señal de mando o consigna a los dos vibradores, y 8 canales de entrada analógica compatibles con los acelerómetros y las células de carga suministradas.

En la figura 7.8, se muestra las curvas características del sistema, con las prestaciones del vibrador amplificador:

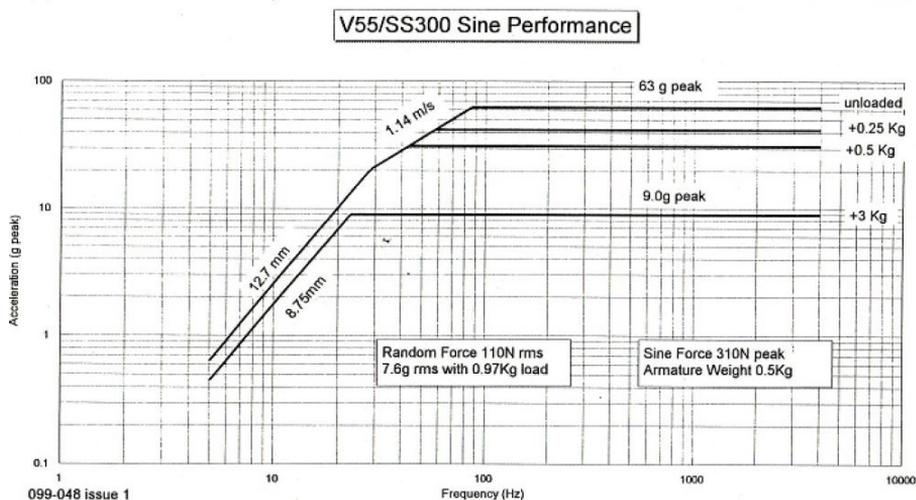


Figura 7.8: Gráfica característica con las prestaciones del vibrador amplificador

Célula de carga. Se instala una célula de carga KISTLER 9712B250 Piezotron, sobre un vibrador para medir la fuerza que éste ejerce sobre la catenaria Su rango de trabajo en tracción y compresión es de ± 1100 N



Figura 7.9: Celula de carga 0

Acelerómetros Se utilizan cuatro acelerómetros uni-axiales KISTLER 8712A5M1 K-Shear con los que se registrarán registrarán la vibración,

y que estarán conectados directamente con el sistema de control. Estos sensores, de tipo IEPE (con electrónica integrada), son de elevada sensibilidad (1000 mV/g), tienen un rango dinámico de aceleración de ± 5 g, un rango en frecuencia entre 0,5 Hz y 8000 Hz y están aislados a tierra.



Figura 7.10: Acelerómetro

Toda esta instrumentación irá cableada al sistema de adquisición de datos bajo el software específico *Dynamic Signal Analyzer* de *Data Physics* a través del cual se recogerán los resultados obtenidos de los ensayos. Para el control del sistema de excitación se usa el software *Multi Shaker Vibration Controller* de *Data Physics Signal Force*, con el que se fijan la forma de onda y los valores de fuerza de excitación deseada.

La disposición de la instrumentación puede verse en la Figura 7.11

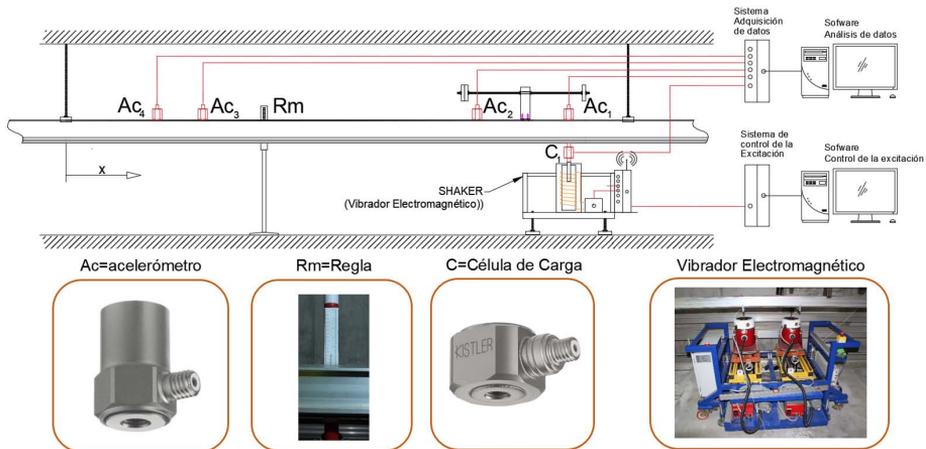


Figura 7.11: Disposición de la instrumentación para ensayos

8 Ensayos y resultados

En este capítulo se describen los ensayos realizados para la validación del prototipo desarrollado en el capítulo seis.

La figura 8.1 muestra el prototipo de amortiguador fabricado e instalado en el sistema de catenaria rígida de 54 m montado en el banco de ensayos del Centro de Tecnologías Ferroviarias de ADIF que se usará para la realización de las pruebas de validación del mismo. Tal y como se puede ver en la figura, el prototipo está compuesto de dos amortiguadores de masas de un grado de libertad, instalados cada uno de ellos en un brazo. Cada amortiguador es sintonizado a una frecuencia diferente, de tal manera que cuando uno de los dos sistemas esté activo, el otro se comportará como una masa pasiva en el sistema.

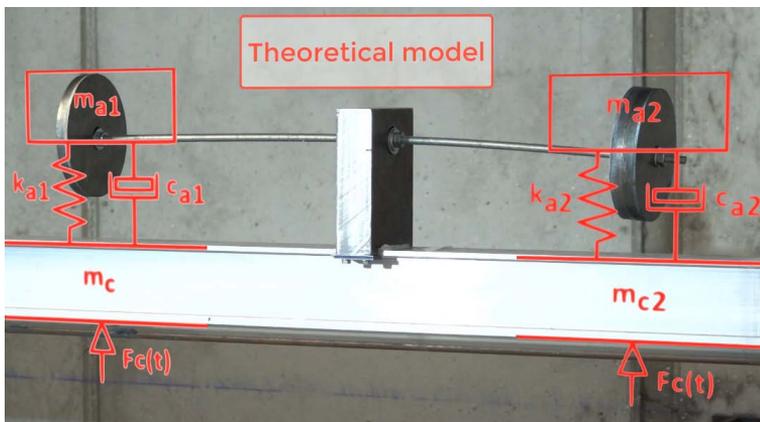


Figura 8.1: Prototipo y su modelo teórico

8.1. Configuración de los ensayos

La configuración de los ensayos que se ha llevado a cabo con ayuda de los resultados obtenidos previamente de la simulación en el modelador 3D. La figura 8.2 muestra las formas modales obtenidas en las simulaciones. Dichas formas corresponden a cada una de las frecuencias naturales del sistema modelado.

Para los objetivos de esta tesis, la elección de un vano u otro no tiene una gran trascendencia. Se ha seleccionado el vano tres del sistema replicado en laboratorio para la realización de los ensayos por ser el que mayor efecto puede tener a ambos lados de la catenaria.

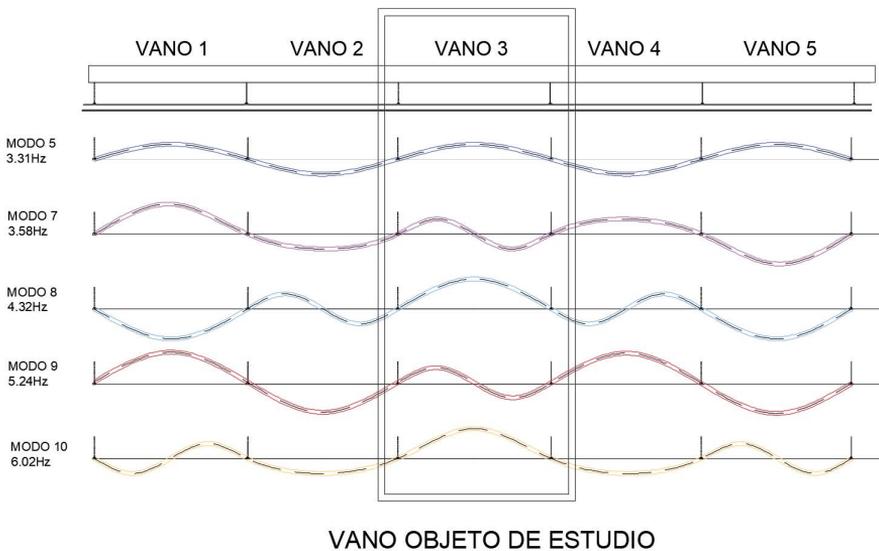


Figura 8.2: Modos resultantes de la simulación

Dentro del vano 3 se realiza un estudio de las zonas en las que la respuesta dinámica estructural es mayor para la ubicación del amortiguador y la instrumentación de medida. Como puede observarse, existen algunos puntos en los que la respuesta de la estructura es nula ante una excitación externa. Estos puntos son los llamados nodos. La ubicación de los mismos es importante puesto que deben ser descarta-

dos como posibles ubicaciones del TMD o de los acelerómetros, ya que no aportan ninguna información de la respuesta dinámica del sistema.

La figura 8.3 muestra las zonas de mayor respuesta estructural en el vano 3 y en las que se ubicarán, por tanto, el amortiguador y la instrumentación de medida para los ensayos.

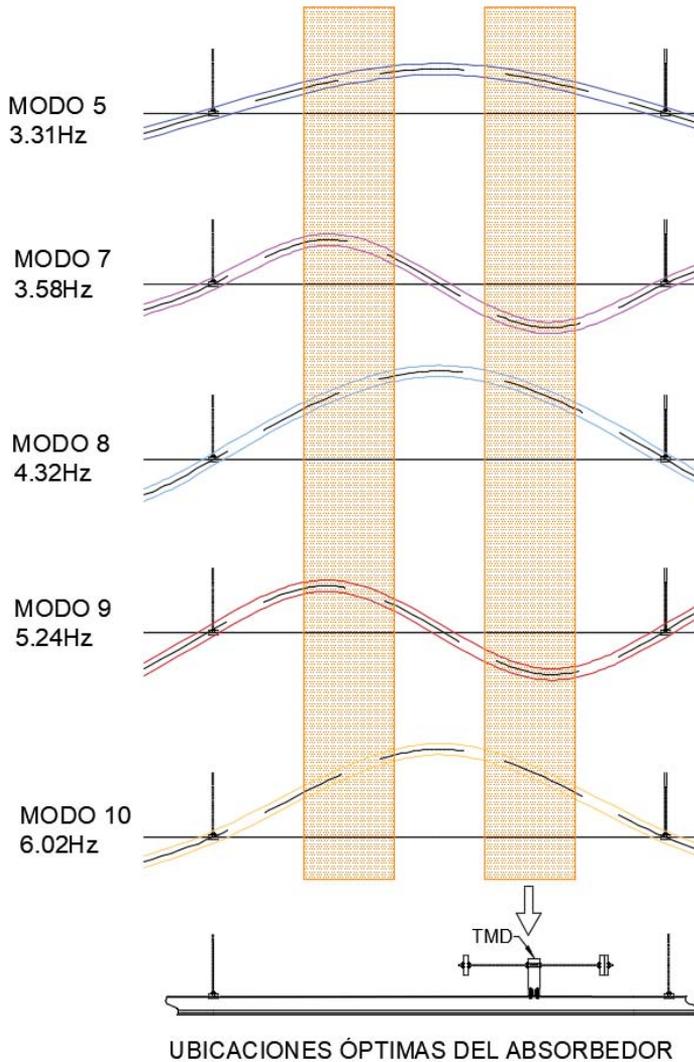


Figura 8.3: Posibles ubicaciones para el TMD

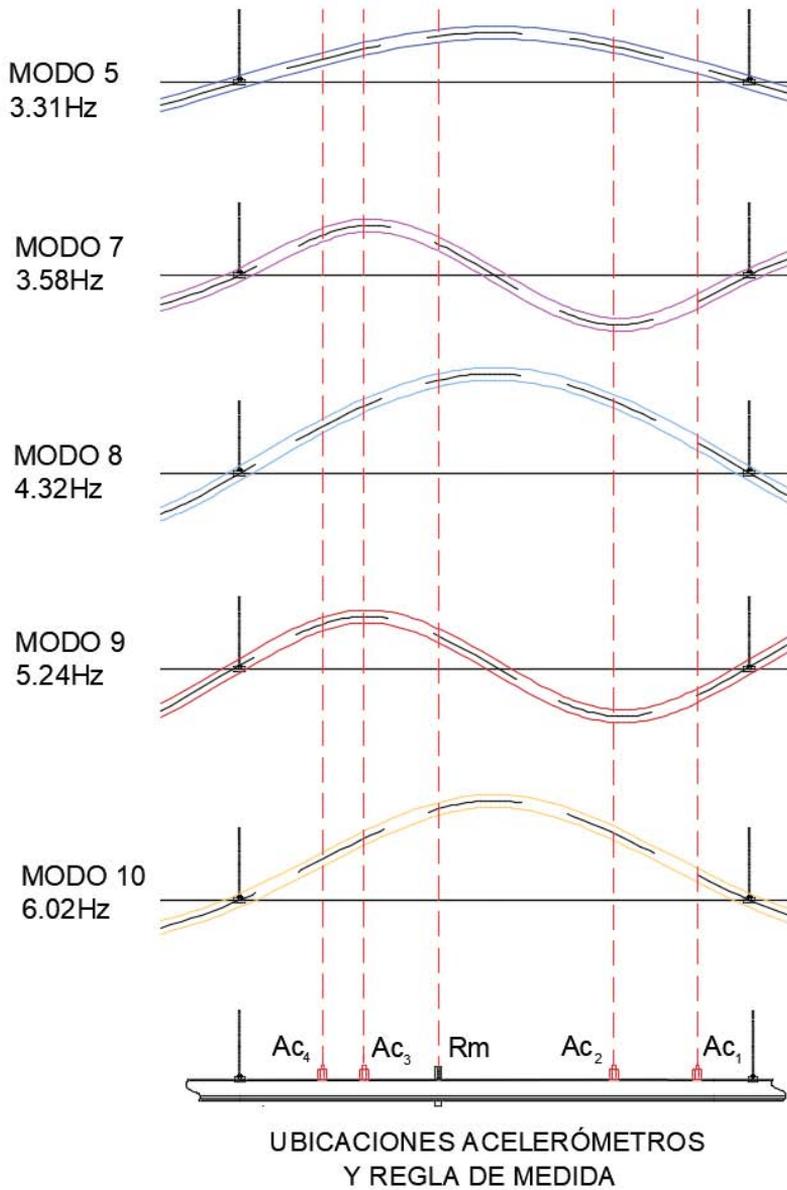


Figura 8.4: Ubicación de la instrumentación

La figura 8.4 muestra la ubicación de la instrumentación de medida requerida para los ensayos. Como se ha descrito en el capítulo 7, se

van a utilizar cuatro acelerómetros denominados Ac_1 , Ac_2 , Ac_3 y Ac_4 y una regla de medida, denominada Rm .

A continuación se explicarán los tipos de ensayos que se han realizado.

8.2. Ensayo 1. Barrido de frecuencias

La figura 8.5 muestra la configuración del ensayo

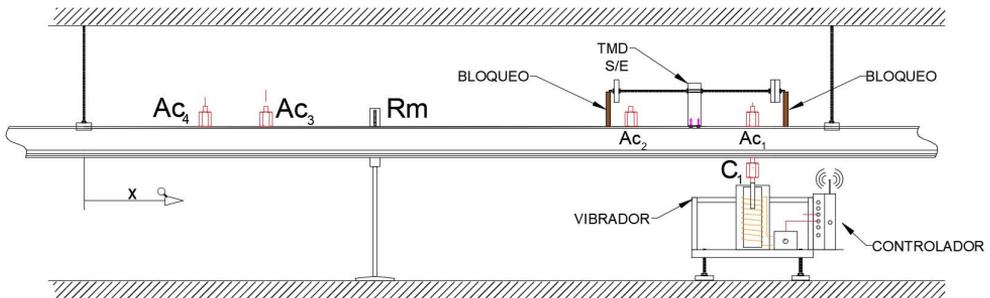


Figura 8.5: Configuración del ensayo 1

8.2.1. Objetivo

Como se ha descrito anteriormente, la eficacia de un sistema de amortiguación de masas depende del sintonizado óptimo de sus parámetros, debiéndose desarrollar éste para la mitigación de las frecuencias naturales críticas de la estructura en la que va a ser instalado.

La fabricación del prototipo desarrollado en la presente tesis se ha llevado a cabo para la mitigación de las dos frecuencias naturales más críticas de uno de los sistemas tipo de catenaria utilizados en las líneas de cercanías de Madrid.

Las frecuencias utilizadas como punto de partida para el desarrollo del prototipo fueron obtenidas teóricamente a partir del modelado 3D y análisis en SolidWorks del sistema de catenaria rígida replicado en el laboratorio, tal y como se ha descrito en el capítulo 5.

Por lo tanto, antes de instalar, sintonizar y comenzar las pruebas de verificación del prototipo es necesario llevar a cabo una identificación experimental de las frecuencias naturales de dicho sistema y contrastar los resultados con los valores de frecuencias obtenidas del modelo teórico en 3D.

Con este primer estudio podremos verificar si el prototipo ha sido realizado dentro de su rango óptimo de frecuencias para la correcta mitigación de las principales frecuencias naturales del sistema de catenaria replicado en laboratorio, o es necesario realizar algún ajuste del mismo.

Con tal propósito el primer ensayo que se va a realizar es un barrido de frecuencias, del cual obtendremos las frecuencias naturales del sistema de catenaria instalado en el laboratorio.

8.2.2. Ensayo



Figura 8.6: Barrido de frecuencias

Excitación. La fuerza de excitación que un pantógrafo debe ejercer sobre un sistema de catenaria rígida está definida en la especificación

técnica de interoperabilidad del subsistema de energía [25]. Esta norma marca los valores mínimos de dicha fuerza en función del tipo de electrificación y la velocidad de operación de la línea para la obtención de una correcta calidad de captación de corriente. Para la realización de los ensayos se va a tomar el valor de 120 N considerando líneas de 3 kV y de una velocidad media de operación de entre 120 y 140 km/h, valores típicos de líneas de catenaria rígida de cercanías. Así mismo, con esta fuerza aseguramos que se van a excitar todos los modos del sistema previamente obtenidos con el modelo de elementos finitos.

Amortiguador. El amortiguador se encuentra bloqueado durante todo el ensayo

Ensayo. Se inicia la excitación del sistema desde 1 Hz hasta 10 Hz de forma lineal a lo largo de 5 minutos. Después, de la misma manera, se inicia el decremento en rampa constante hasta finalizar de nuevo en 1 Hz en otros 5 minutos.

Observaciones. Durante el ensayo se observa que aparecen varias resonancias de diferente intensidad. Se distinguen tres valores como los más importantes por las aceleraciones y desplazamientos verticales que producen en el perfil de catenaria (se observa que estas vibraciones aparecen en los entornos de 3, 4 y 6 Hz).

8.2.3. Medición y resultados

Para el análisis de las frecuencias naturales del sistema se ha realizado un registro simultáneo de la fuerza medida por la célula de carga instalada en el carro excitador y de la respuesta del sistema a través de los acelerómetros indicados en la figura 8.5.

A continuación se muestran los registros recogidos por la célula de carga (figura 8.7) y las medidas de los acelerómetros (figura 8.8) instalados en la catenaria rígida. El registro del acelerómetro Ac_1 no se presenta, ya que a la vista de los datos medidos no aporta información al estar ubicado en el mismo punto que la célula de carga.

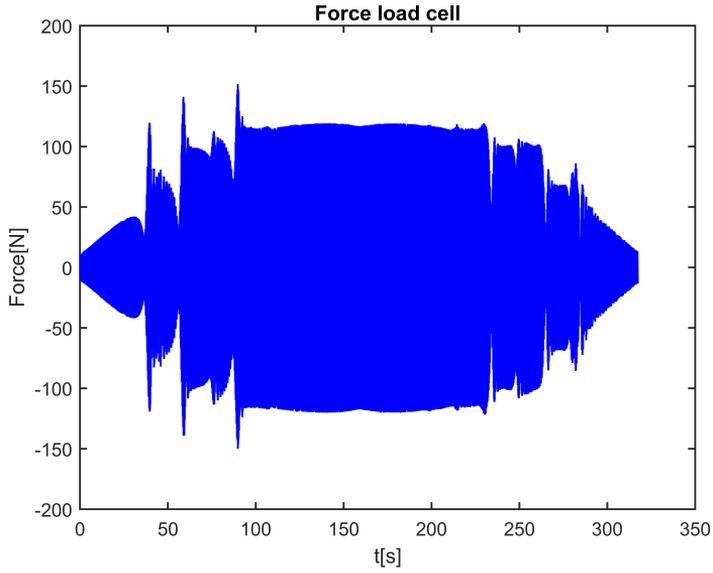


Figura 8.7: Medida de la célula de carga

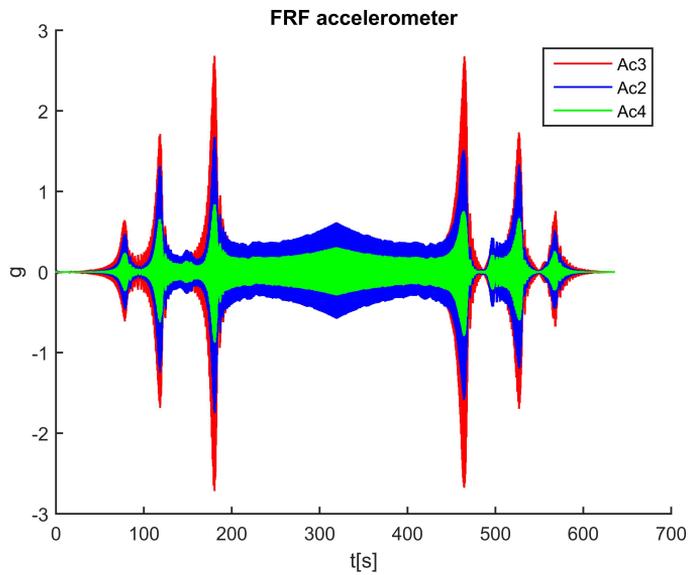


Figura 8.8: Registros de los acelerómetros en el dominio del tiempo

El registro de las aceleraciones muestra incrementos y decrementos de su amplitud en diferentes puntos a lo largo del tiempo. Se puede observar que existen tres puntos en los que la respuesta del sistema es claramente superior que en el resto.

Para tener mayor información de la respuesta del sistema se ha desarrollado una función en Matlab para obtener la representación gráfica de la función respuesta del sistema en el dominio de la frecuencia (FRF) utilizando la transformada discreta de Fourier de los registros de los acelerómetros.

Una vez transformados los datos de la fuerza de excitación y de la respuesta del sistema desde el dominio del tiempo, al dominio de la frecuencia, los valores pasan a ser complejos y se representaran por tanto en su forma real e imaginaria o en su forma polar.

Las figuras 8.9, 8.10 y 8.11 muestran las funciones de respuesta en frecuencia de los registros medidos por los tres acelerómetros. Las FRF muestran varios picos, los cuales están asociados a un cambio de fase de -180° . Estos picos corresponden a los puntos en los que la frecuencia de excitación se iguala a la frecuencia natural del sistema.

Así mismo se puede observar en las figuras como para las tres gráficas de FRF los valores de estos picos son idénticos, esto se debe a que corresponden con las frecuencias de resonancia del sistema y solo dependen de las propiedades de la estructura. Por otra parte se puede apreciar que después de una resonancia siempre existe una caída, esto es lo que se denomina antiresonancia y, como se puede ver en las gráficas su valor varía de una gráfica a otra, esto es debido a que depende de las propiedades locales de la estructura.

Por tanto a la vista de las gráficas 8.9, 8.10 y 8.11 se pueden decir que la estructura ensayada tiene 5 modos diferentes que corresponden con las frecuencias de 3 Hz, 3,31 Hz, 4,13 Hz, 5,11 Hz y 5,87 Hz, siendo las que provocan mayor respuesta en el sistema las de 3 Hz, 4,13 Hz y 5,87 Hz.

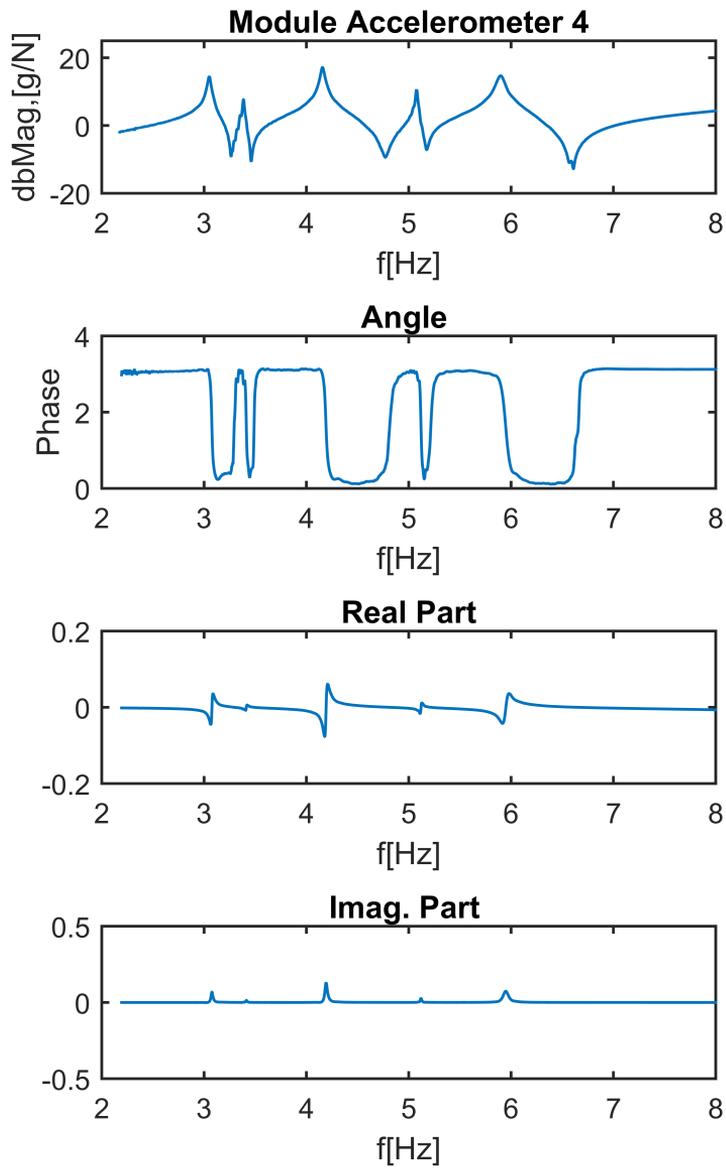


Figura 8.9: Función de transferencia para la señal del acelerómetro Ac_4

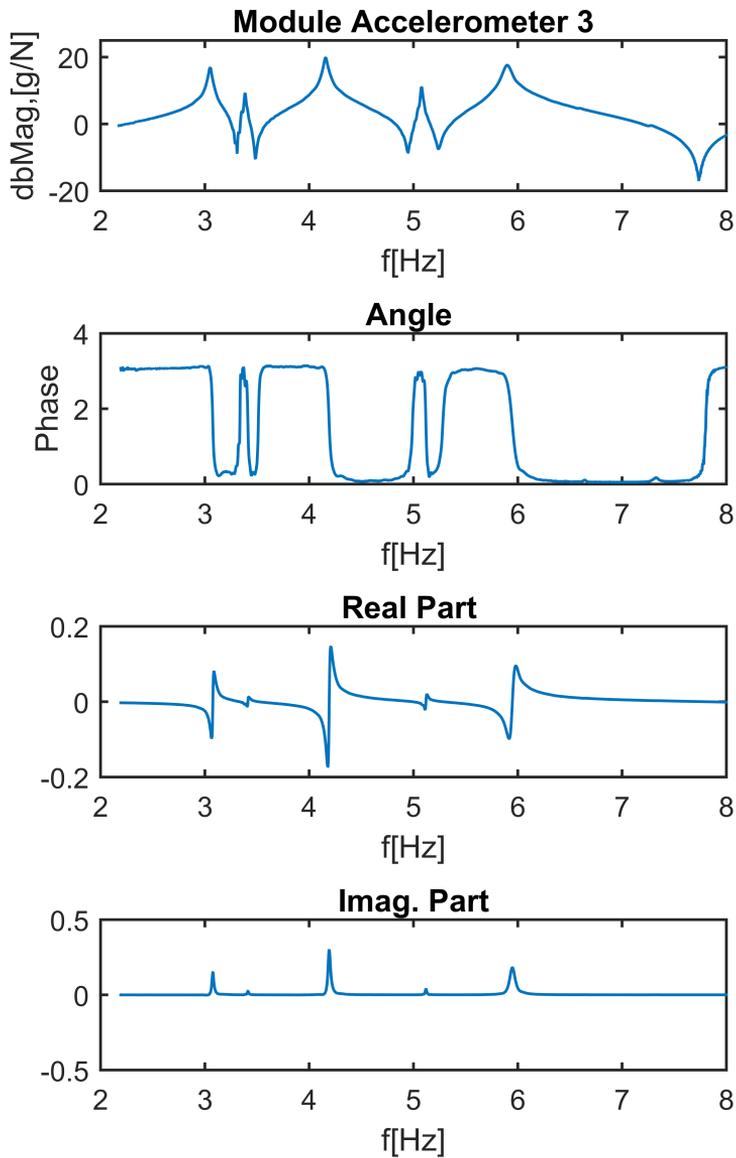


Figura 8.10: Función de transferencia para la señal del acelerómetro A_{c3}

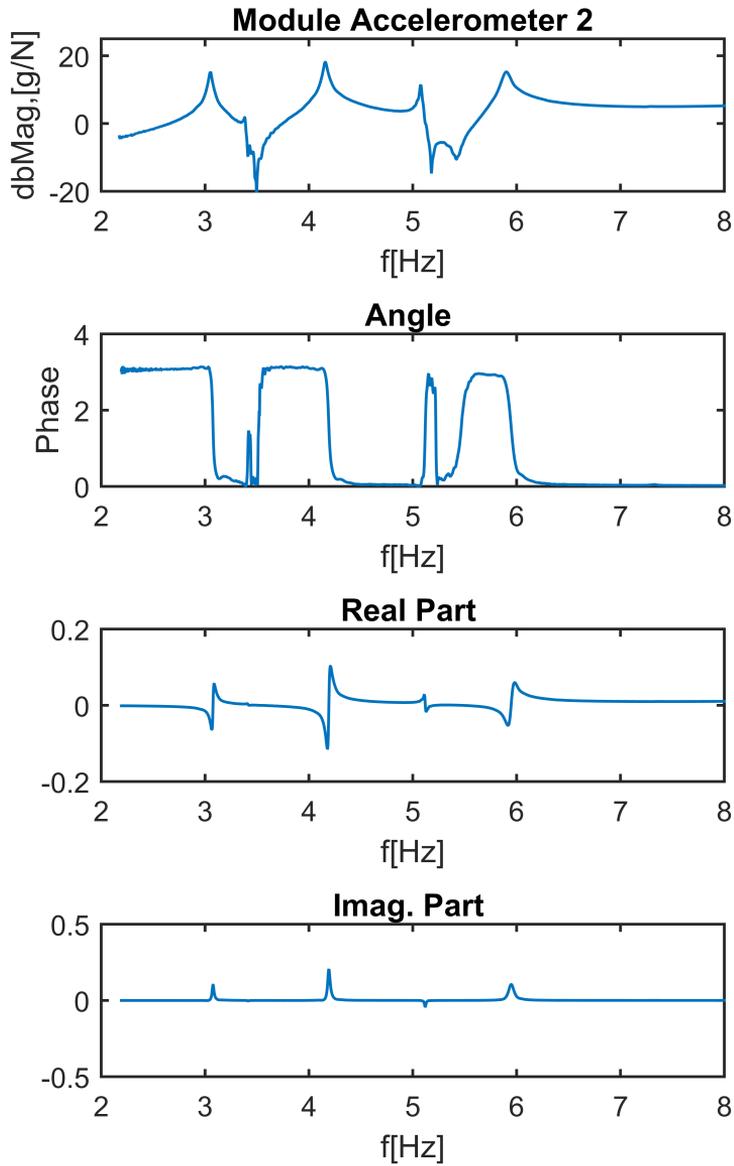


Figura 8.11: Función de transferencia para la señal del acelerómetro A_{c2}

Si se ubican en una misma gráfica el módulo de la función respuesta en frecuencia y los registros de los acelerómetros (figura 8.12), se observa claramente la relación entre ambas, coincidiendo los picos de la función de respuesta con los máximos valores de aceleración del sistema.

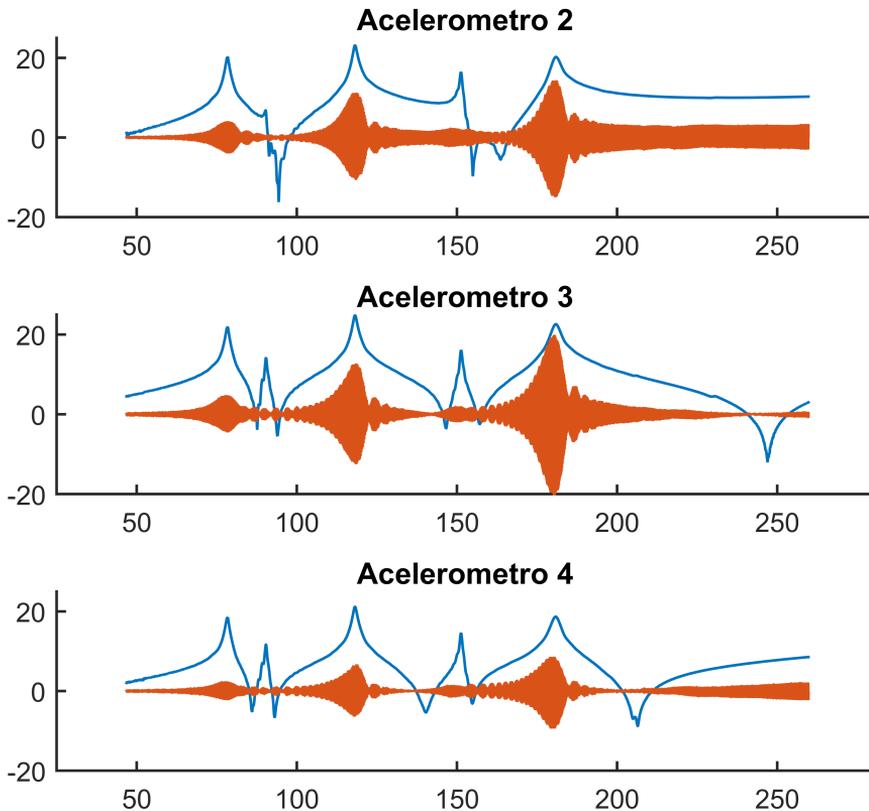


Figura 8.12: Funciones de transferencia y señales de respuesta

Este método para el cálculo de las frecuencias naturales está basado en que la función respuesta en frecuencia del sistema se amplifica cuando se aplica una fuerza con una frecuencia cercana a las naturales del sistema, y alcanza su máxima amplitud cuando la frecuencia de excitación coincide con la frecuencia de resonancia del sistema.

Dado que la función de respuesta en frecuencia se obtiene a partir de una aproximación de mínimos cuadrados, se puede definir un coeficiente de correlación entre la medida de la célula de carga y de los acelerómetros. Esta correlación se denomina función de coherencia y es una medida del error cometido por la aproximación de mínimos cuadrados. La función de coherencia puede tener valores en el intervalo entre $[0, 1]$. Un valor igual a 1 indica una relación completamente lineal entre las señales.

Las gráficas de la figura 8.13 muestran en rojo los valores de coherencia para cada una de las funciones de transferencia de los tres acelerómetros. Como se puede observar la mayor parte de los puntos de la FRF tienen un valor de 1.

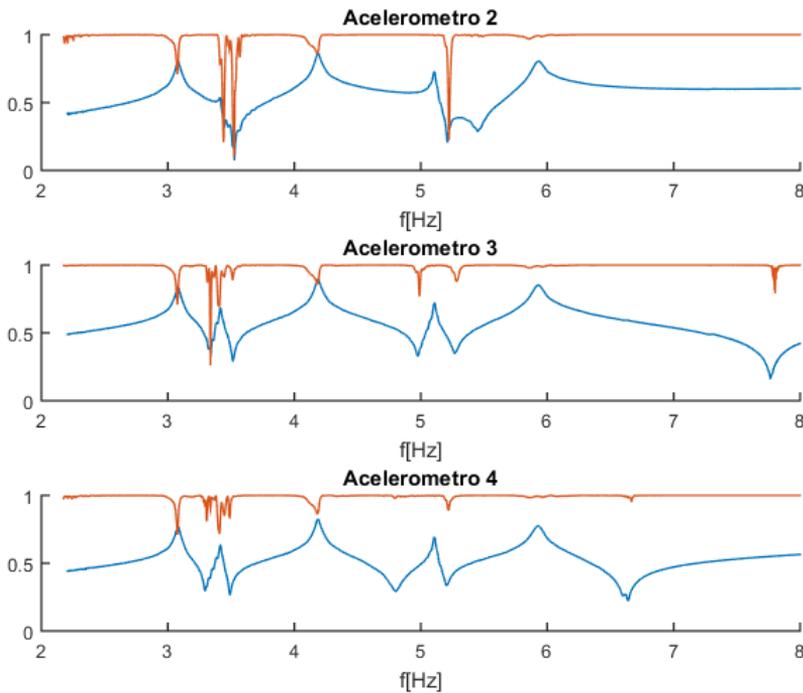


Figura 8.13: Función de coherencia

Cada una de las frecuencias naturales produce un modo de deformación diferente en el sistema. Las funciones de transferencia mostradas en 8.9, 8.10 y 8.11 se componen de la suma de cada una de las funciones de transferencia correspondientes de cada uno de los modos del sistema. La figura 8.14 muestra las funciones de transferencia de cada uno de ellos.

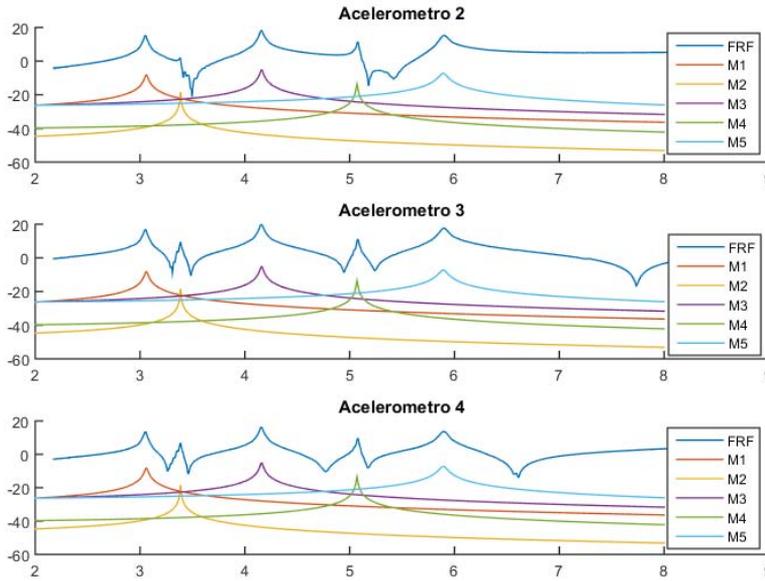


Figura 8.14: Función de transferencia de cada modo

La parte imaginaria de la de cada una de estas FRF nos proporciona información de la forma de cada uno de los modos del sistema. Estas ubican los puntos de cada forma modal asociada a su frecuencia, de tal manera que si pusiésemos infinitos acelerómetros en la estructura obtendríamos los infinitos puntos que dibujarían cada una de las formas modales. En nuestro caso sólo tenemos tres acelerómetros, que utilizaremos para llevar a cabo una verificación de las formas modales obtenidas con el modelo de 3D desarrollado. La figura 8.15 presenta el muestreo de puntos realizado para la verificación de las formas modales teóricas.

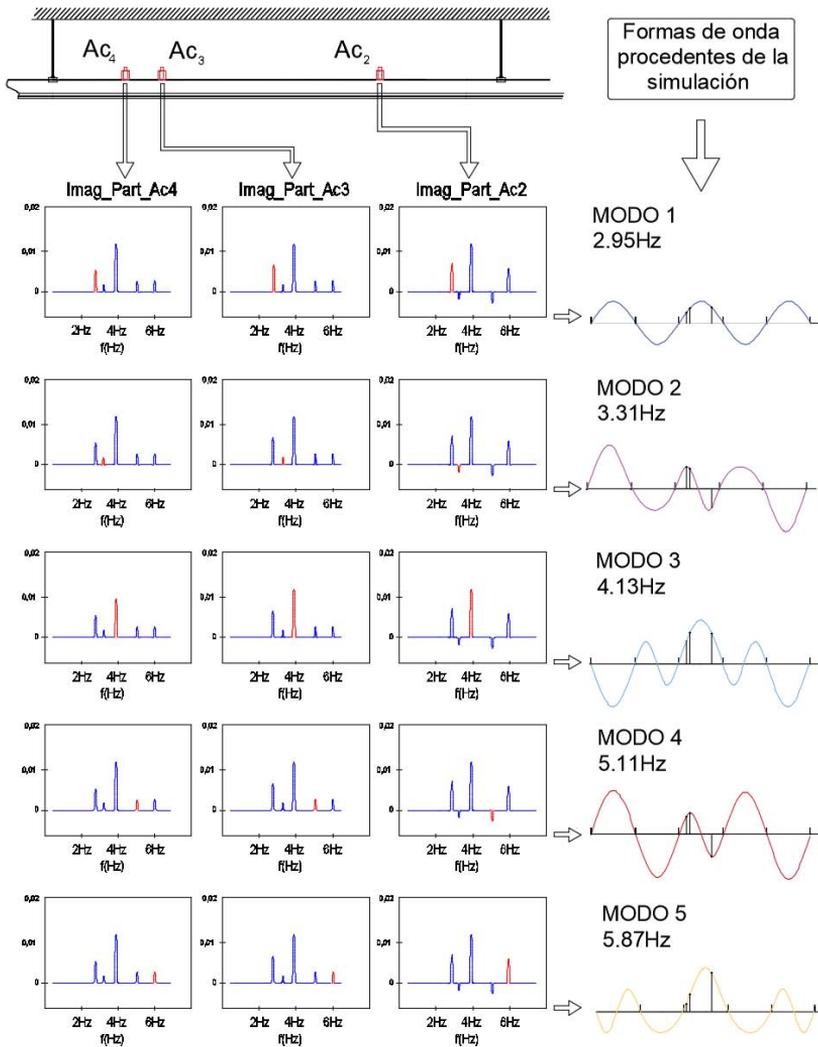


Figura 8.15: Verificación formas modales teóricas

En la parte izquierda de la figura 8.15 se han situado las partes imaginarias obtenidas de los registros de los acelerómetros y se ha pintado de rojo los valores asociados a cada frecuencia. En la parte derecha se han situado las formas modales obtenidas del modelo 3D y se ha verificado su forma a través de estos valores.

Se verifica que dichos puntos siguen las formas modales obtenidas de las simulaciones, por lo que se dichas formas pueden considerarse aceptables.

La figura 8.16 muestra un resumen de la respuesta dinámica del sistema de catenaria ante una excitación senoidal, la función de transferencia del sistema y las formas modales de cada uno de los principales modos de vibración encontrados en el sistema.

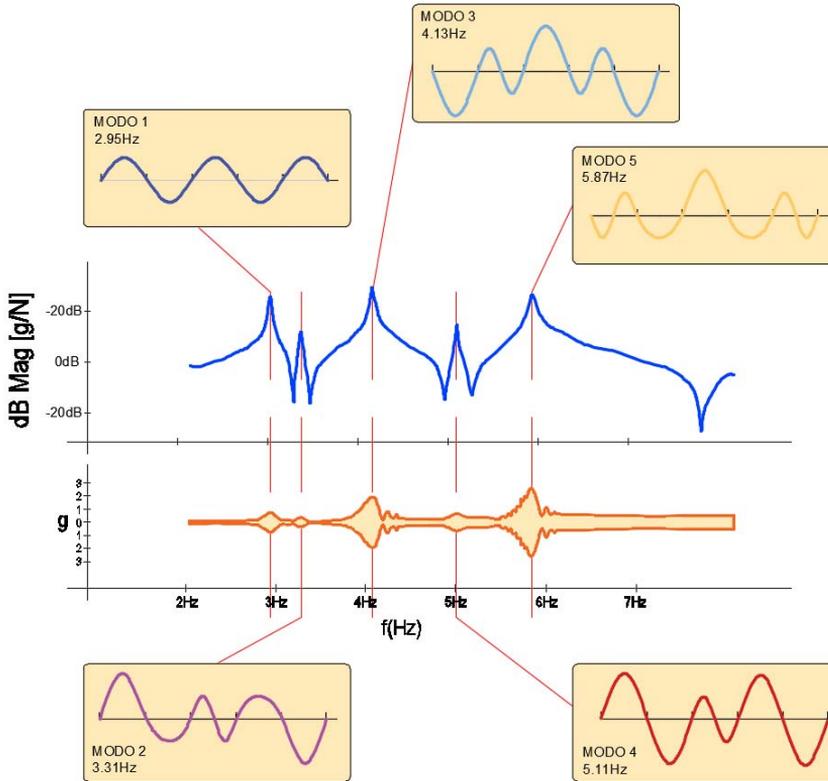


Figura 8.16: Gráfica resumen del ensayo 1

8.2.4. Comprobación de resultados obtenidos en el modelo 3D

Si comparamos los valores de las frecuencias naturales obtenidas durante el ensayo con las obtenidas con el modelo 3D, podemos observar el de error cometido por el modelo. La tabla 8.1 muestra un resumen de los resultados obtenidos en laboratorio y con el modelo simulado y refleja el porcentaje de error cometido por este.

En el ensayo se ha podido comprobar que las frecuencias asociadas a los modos 3 y 5 son las que provocan una respuesta mayor en el sistema de catenaria. Como se puede ver el resumen de resultados (tabla 8.1), estas frecuencias corresponden a las frecuencias de los modos 8 y 10 del modelo simulado en 3D con las que hemos diseñado el prototipo. La desviación de dichas frecuencias es de 4,60 % y 2,56 % para los modos 3 y 5, respectivamente.

Resultados en laboratorio		Resultados por simulación		
Modo	f (Hz)	Modo	f (Hz)	Error (%)
1	2,95	5	3,31	12,20
2	3,31	7	3,58	8,16
3	4,13	8	4,32	4,60
4	5,11	9	5,24	2,54
5	5,87	10	6,02	2,56

Tabla 8.1: Frecuencias experimentales y simuladas

A la vista de estos resultados, los parámetros de sintonización del prototipo se pueden aceptar, teniendo en cuenta que se realizará necesario realizar unos pequeños ajustes en el prototipo para sintonizar completamente el amortiguador a las frecuencias del sistema de catenaria instalado en el banco de ensayos para un mejor funcionamiento y resultado.

8.2.5. Conclusiones del ensayo

A la vista de los resultados obtenidos durante el ensayo se observa que hay cinco modos principales en el sistema de catenaria rígida instalado en el laboratorio, siendo los modos 3 y 5, asociados a las frecuencias 4,13 Hz y 9,87 Hz los que producen mayor respuesta dinámica en el sistema.

Las imágenes 8.18 y 8.19 muestran los momentos de los ensayos en los que se han producido las resonancias de cada uno de ellos. Los desplazamientos de la catenaria producido por cada uno de ellos resultaron ser de 21 mm y 18 mm, respectivamente para cada uno de los modos.

Los resultados experimentales del ensayo en frecuencia realizado en el laboratorio ratifica los resultados obtenidos utilizando el modelo 3D desarrollado, por lo que dicho modelo puede considerarse como válido para el análisis dinámico de un sistema de catenaria rígida.

Las frecuencias naturales con las que se ha diseñado el prototipo coinciden con las más críticas para el sistema de catenaria rígida instalado en el banco de ensayos por lo que se puede concluir que los modos seleccionados para el desarrollo del amortiguador son correctos puesto que son los más peligrosos para el sistema de catenaria rígida (figura 8.17).

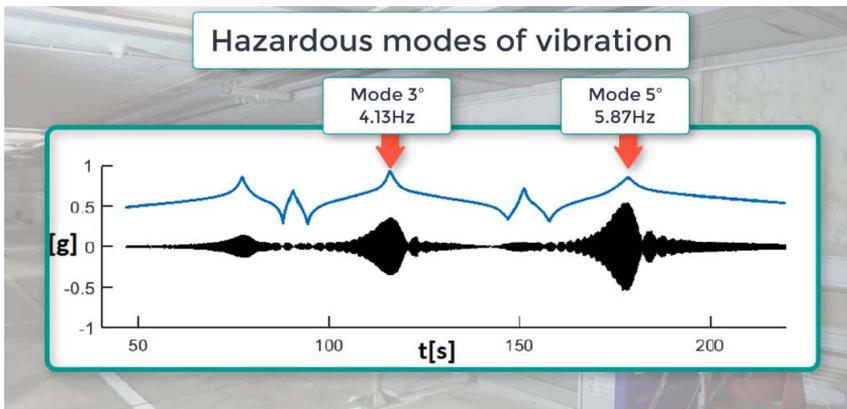


Figura 8.17: Frecuencias de sintonización de los TMD desarrollados

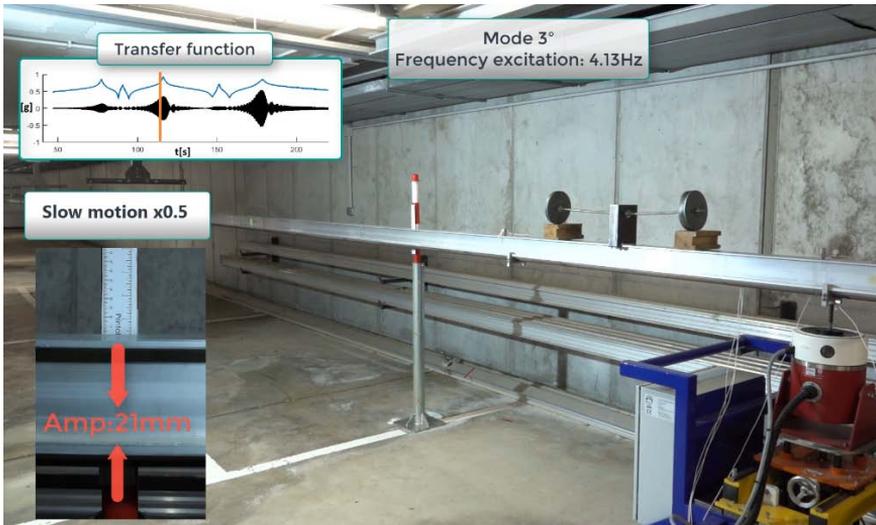


Figura 8.18: Barrido de frecuencias. Modo 3

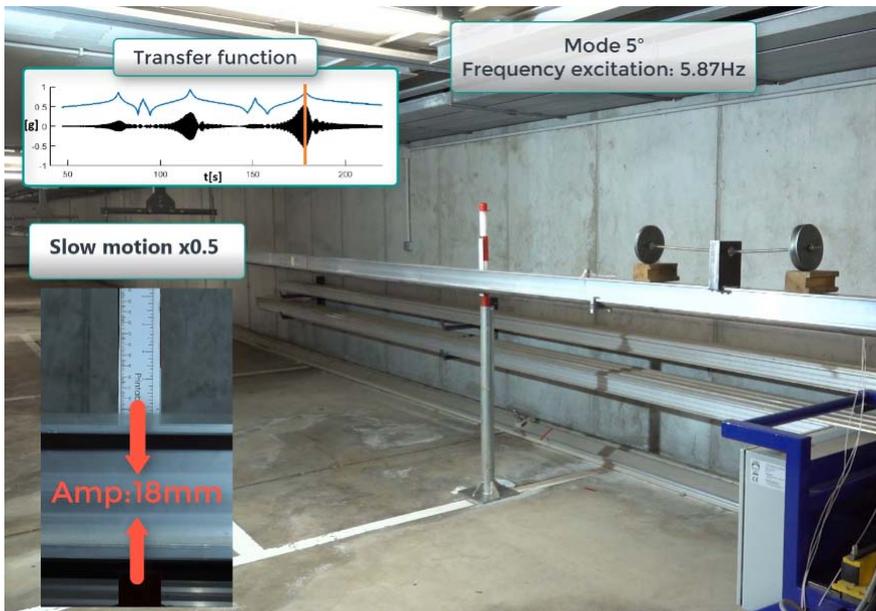


Figura 8.19: Barrido de frecuencias. Modo 5

Cabe indicar que los valores obtenidos en el ensayo difieren de los utilizados para el desarrollo del prototipo en un 4,60 % para el modo 3 y en un 2,56 % para el modo 5. Estas desviaciones están dentro del rango de ajuste del amortiguador, que debe realizarse para conseguir un sintonizado óptimo antes de instalarlo. Teniendo en cuenta que la desviación en el caso del modo 3 es de 0,19 Hz y, el paso de la varilla del amortiguador supone una variación de 0,04 Hz, el ajuste fino se consigue simplemente con 5 vueltas.

El amortiguador sintonizado para la mitigación del modo 5 presenta una diferencia entre los valores teórico de diseño y experimental igual a 0,15 Hz. En este modo, el paso tiene un valor de 0,05 Hz, por lo que el ajuste que se aplica es de tres vueltas. Una vez sintonizado el prototipo (figura 8.20), corresponde realizar ensayos para verificar su eficiencia.



Figura 8.20: Prototipo y frecuencias de sintonización

8.3. Ensayo 2. Validación del TMD para el modo 3



Figura 8.21: Ensayo 2. Frecuencia fija modo 3

8.3.1. Objetivo

El objetivo de este ensayo es el de verificar de la efectividad del amortiguador de masas sintonizado a 4,19 Hz. Se medirá la respuesta del sistema de catenaria ante una excitación senoidal a esta frecuencia con y sin el amortiguador activo.

8.3.2. Ensayo

La figura 8.22 muestra la configuración del ensayo realizado

Excitación. Se excita el sistema con una fuerza senoidal de 120 N.

Ensayo. Se excita el sistema con una señal senoidal a la frecuencia fija de 4,13 Hz.

Amortiguador. Fase I del ensayo. Se instala el amortiguador bloqueando el brazo sintonizado a 4,13 Hz permaneciendo libre el sintonizado a 5,87 Hz.

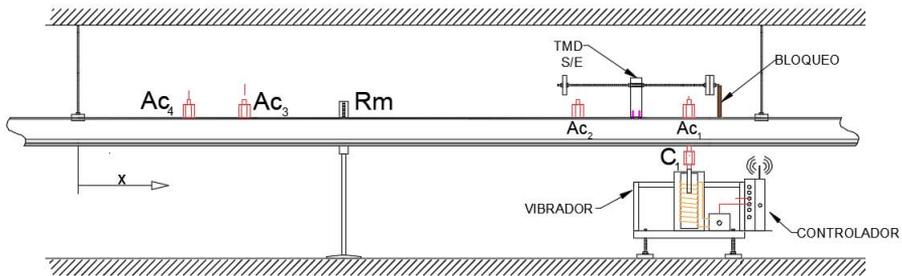


Figura 8.22: Configuración ensayo Modo 3

Observaciones: Al igual que en el ensayo anterior, se observa como ante esta excitación el sistema de catenaria reacciona vibrando rápidamente, lo que provoca desplazamientos verticales del perfil con valores de llegan al entorno de los 21 mm. La figura 8.23 muestra el momento de medición en el ensayo.

El brazo libre sintonizado a 5,87 Hz permanece inmóvil ante la excitación de 4,13 Hz pues no se corresponde con la frecuencia a la cual está sintonizado.



Figura 8.23: Ensayo de modo 3. TMD bloqueado

Amortiguador. Fase II del ensayo. Se desbloquea el brazo sintonizado a 4,13 Hz, quedando libres ambos brazos del amortiguador .

Observaciones. Se observa cómo, tras varios y rápidos ciclos de amortiguación, los desplazamientos del sistema de catenaria se reducen hasta quedar casi en estático. Se observa como el TMD tiene efecto sobre los 54 m de catenaria instalada, disminuyendo la respuesta del sistema completo hasta dejarlo casi en reposo. La figura 8.24 muestra un instante del ensayo.



Figura 8.24: Ensayo de Modo 3. TMD activo

8.3.3. Medición y resultados

La figura 8.25 muestra los registros de los acelerómetros realizados durante el ensayo. El ensayo realizado con el amortiguador bloqueado se muestra en rojo y en azul el llevado a cabo con el amortiguador activo. Se puede observar cómo la activación del amortiguador reduce más de un 70 % las aceleraciones introducidas al sistema por la frecuencia de 4,13 Hz.

Las mediciones recogidas con la regla verifican los registros de los acelerómetros con una disminución de los desplazamientos verticales del sistema, que se reduce de 21 mm a 6 mm.

A la vista de estos resultados, se puede considerar que el amortiguador está correctamente sintonizado y es efectivo mitigar las vibraciones originadas por excitaciones de 4,19 Hz.

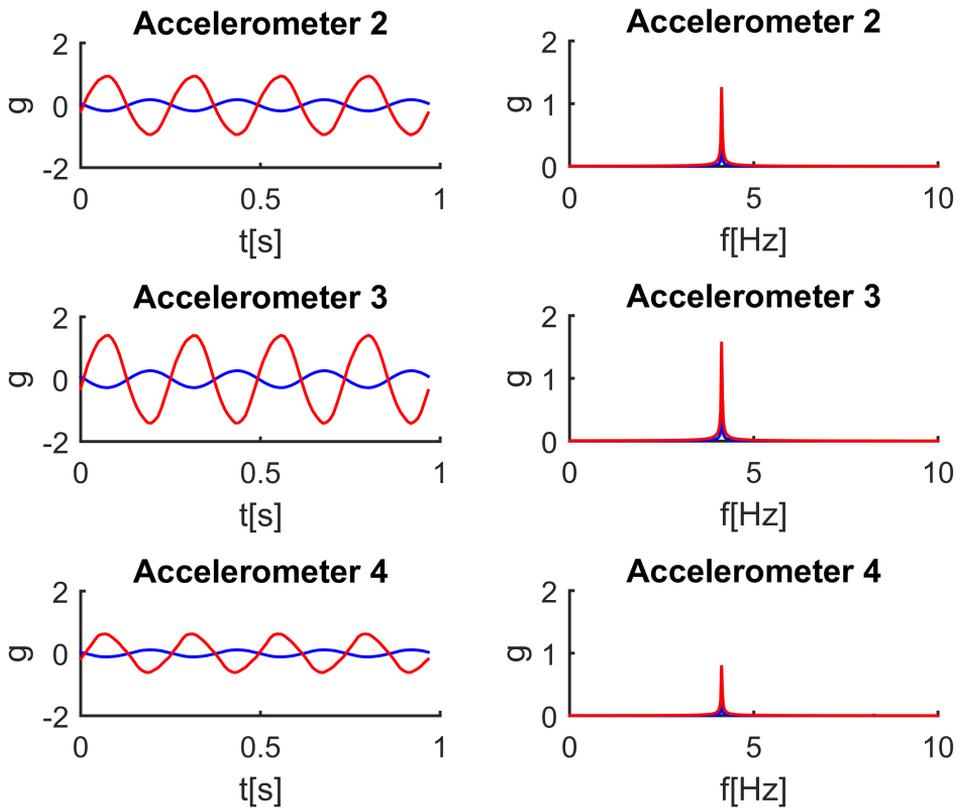


Figura 8.25: Registros de los acelerómetros con y sin TMD durante el ensayo 2

8.4. Ensayo 3. Validación del TMD para el modo 5



Figura 8.26: Ensayo 3. Frecuencia fija Modo 5

8.4.1. Objetivo

El objetivo de este ensayo es realizar el ajuste fino, si fuera necesario, del amortiguador sintonizado a la frecuencia de 5,87 Hz y comprobar su efectividad mediante la medición de la respuesta del sistema de catenaria ante una excitación a esta frecuencia tanto con el amortiguador bloqueado como activo.

8.4.2. Ensayo

La figura 8.27 muestra la configuración del ensayo realizado

Excitación. Se excita el sistema con una fuerza senoidal de 120 N.

Ensayo. Se excita el sistema con una fuerza senoidal fija de frecuencia 5,87 Hz.

Amortiguador. Fase I del ensayo. Se instala el amortiguador con el brazo sintonizado a 5,87 Hz bloqueado y el sintonizado a 4,13 Hz libre.

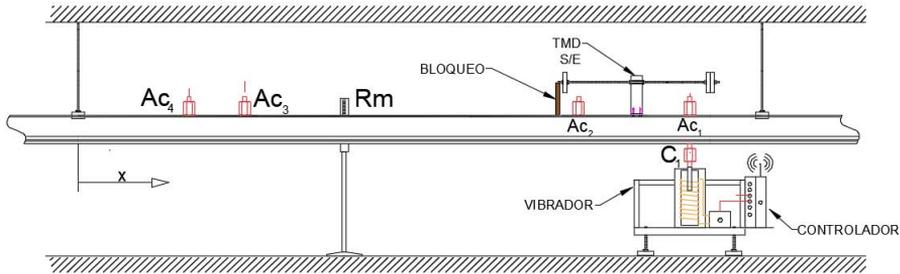


Figura 8.27: Ensayo 3. Configuración ensayo modo 5

Observaciones. Ante esta excitación el sistema de catenaria comienza a oscilar rápidamente provocando desplazamientos de la catenaria en torno 18 mm la figura 8.28 muestra el momento de la medición en el ensayo.

El brazo sintonizado a 4,13 Hz permanece inmóvil, por no estar excitado a su frecuencia natural.



Figura 8.28: Ensayo de modo 5. TMD Bloqueado

Amortiguador. Fase II del ensayo. Se desbloquea el brazo sintonizado a 5,8 Hz, quedando ambos brazos del amortiguador libres.

Observaciones. Se observa cómo, el brazo comienza a vibrar rápidamente y, tras varios y rápidos ciclos de amortiguación, los desplazamientos del sistema de catenaria se reducen hasta quedar prácticamente en estado de reposo. Es importante recalcar que se observa como el TMD tiene efecto sobre los 54 m de catenaria instalada, dejando el sistema completo casi en estático. La figura 8.29 muestra el instante de la medición en el ensayo.



Figura 8.29: Ensayo de modo 5. TMD activo

8.4.3. Medición y resultados

La figura 8.30 muestra los registros realizados durante el ensayo. El color rojo corresponde a los resultados del ensayo con el amortiguador bloqueado mientras que el azul corresponde al amortiguador en estado activo.

Se puede observar que la activación del amortiguador reduce en el entorno de 78 % las aceleraciones introducidas al sistema por la frecuencia de 5,87 Hz

Las medidas recogidas con la regla verifican los registros de los acelerómetros, comprobando que, los desplazamientos verticales del sistema se reducen de 18mm a 4mm.

A la vista de estos resultados, se puede considerar que el amortiguador está correctamente sintonizado y que resulta efectivo para amortiguar los efectos de su frecuencia objetivo.

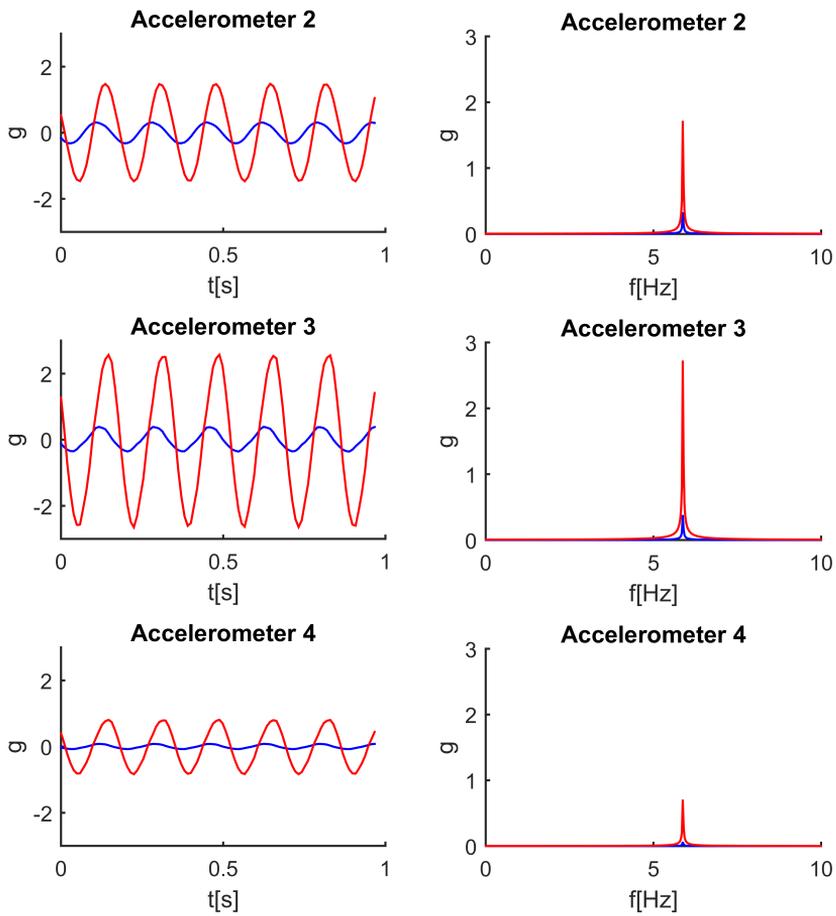


Figura 8.30: Registros de los acelerómetros con y sin TMD durante el ensayo 3

8.5. Ensayo 4. Barrido con de frecuencias con TMD activo

8.5.1. Objetivo

Con el objetivo de comprobar si el TMD afecta a las frecuencias contiguas, se realiza un barrido de frecuencias con el amortiguador activo

8.5.2. Ensayo

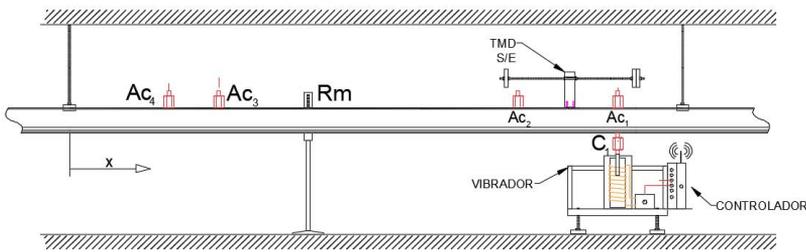


Figura 8.31: Ensayo 4. Configuración del ensayo 4

Excitación: Al igual que los ensayos anteriores se excita el sistema con una señal senoidal de 120 N.

Amortiguador: Se instala el amortiguador con los dos brazos activos

Ensayo: Se inicia la excitación desde 1 Hz hasta 10 Hz de forma lineal a lo largo de 5 minutos, después de la misma manera se inicia el decremento hasta finalizar en 1 en otros 5 min.

Observaciones: Durante el ensayo se observa que la respuesta del sistema en el entorno de las frecuencias de 4,13 Hz y 5,87 Hz protegidas por los TMD se han disminuido no superándose desplazamientos de más de 6 mm y 4 mm respectivamente. En el resto de frecuencias no se observan diferencias.

8.5.3. Mediciones y resultados

Para comprobar el efecto de los TMD en las frecuencias colaterales se presentan las funciones de transferencia de los ensayos de los barridos con y sin TMD (figura 8.32) y los registros de las aceleraciones (figura 8.33), donde se puede comprobar que los TMD instalados sólo tienen efecto en las frecuencias para las que han sido diseñados no afectando al resto de frecuencias colaterales. Como se puede observar en la gráfica 8.32, la FRF de sistema con TMD instalados refleja una disminución de los valores pico en las frecuencias protegidas por los TMD.

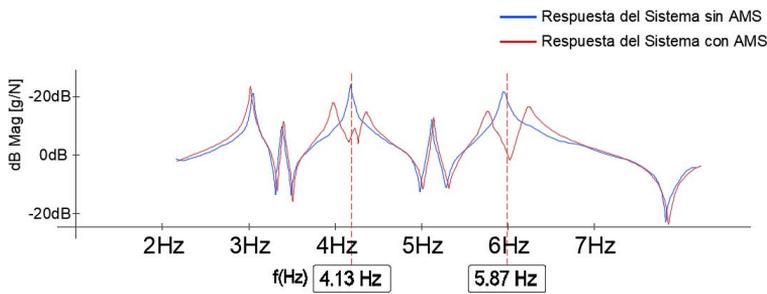


Figura 8.32: Comparativa de las FTF con y sin TMD

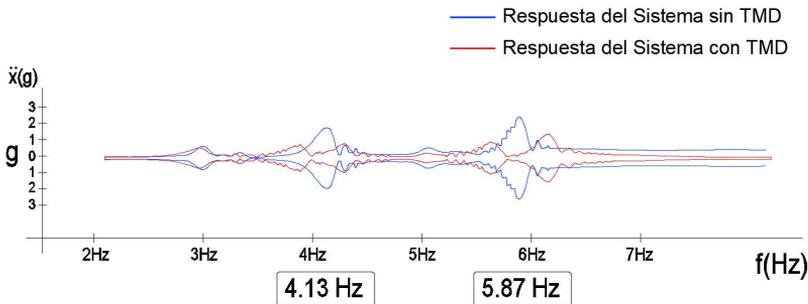


Figura 8.33: Comparativa de la respuesta en aceleración con y sin TMD

9 Conclusiones

Como se ha visto en el presente trabajo, el comportamiento dinámico de los sistemas de catenaria es un aspecto presente en el día a día de los sistemas ferroviarios, tanto por su importancia para el buen funcionamiento del tren, como por su influencia en la vida útil del hilo de contacto y de la bandas de frotamiento del pantógrafo.

En el presente trabajo se ha desarrollado un sistema de mitigación de vibraciones en sistemas de catenaria rígida para dar solución a los problemas dinámicos que han surgido en algunas de las líneas en servicio.

Con tal objetivo se ha desarrollado un amortiguador de masas sintonizadas (TMD). Se ha realizado un prototipo del mismo y se ha validado en un tramo de catenaria rígida instalada en un banco de ensayos para tal efecto. A la vista de los resultados tan favorables obtenidos, se puede decir que la solución desarrollada es válida y cubre las necesidades del problema inicialmente planteado.

Como conclusión principal de la presente tesis, se puede decir que el sistema de mitigación de vibraciones presentado es una solución viable y efectiva para sistemas de catenaria rígida. Este sistema ha sido validado hasta un nivel TRL5 en la escala *Technology Readiness Levels*, y por tanto estaría en disposición de pasar a una siguiente fase de prueba en línea, con circulación de trenes.

9.1. Resumen comparativo de resultados

Los resultados, en cierta manera, son mejores de lo esperado, pues el desarrollo cubre las expectativas iniciales e incluso las supera al

comprobar que un solo TMD tiene efectividad sobre un tramo de 5 vanos de 10 metros, no siendo necesaria la instalación de un TMD por vano. Esto da lugar a una solución de implantación futura de menos elementos, más liviana y económica de lo inicialmente esperado.

La figura 9.1 muestra un resumen gráfico de la respuesta del sistema de catenaria con y sin TMD durante las pruebas de validación del prototipo.

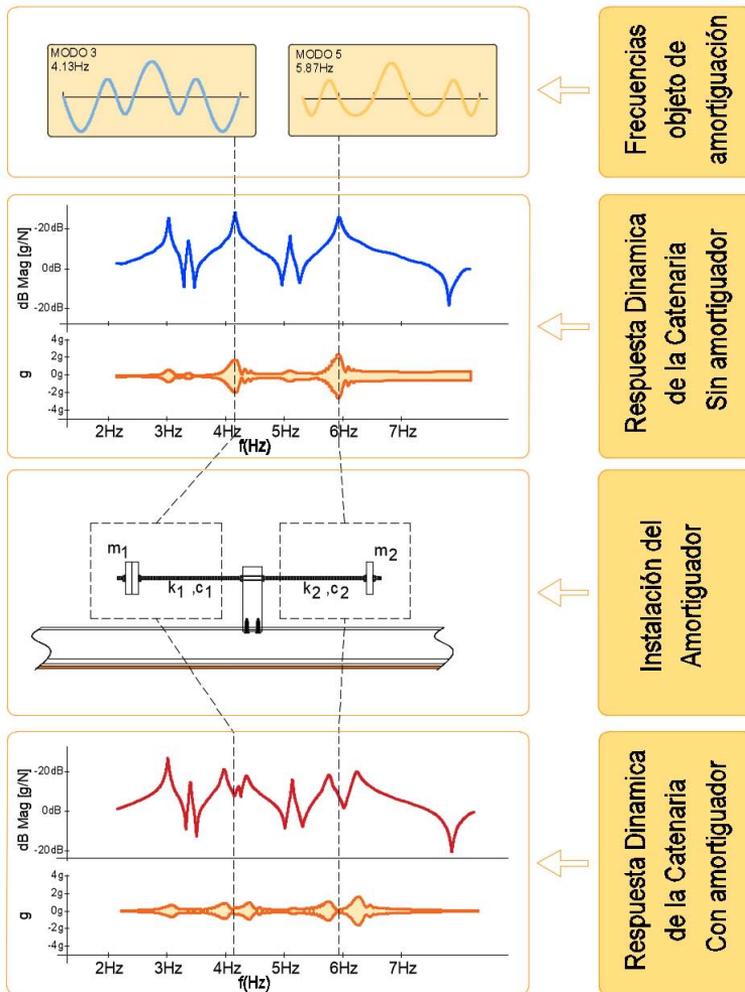


Figura 9.1: Resumen de las pruebas de validación del prototipo

Para una mejor comprensión de los resultados, la figura 9.2 muestra la gráficas superpuestas de la función respuesta en frecuencia del sistema con y sin TMD. Se puede observar la disminución de la respuesta dinámica del sistema en las frecuencias en las que se ha instalado un TMD y la zona efectiva de trabajo de dichos amortiguadores.

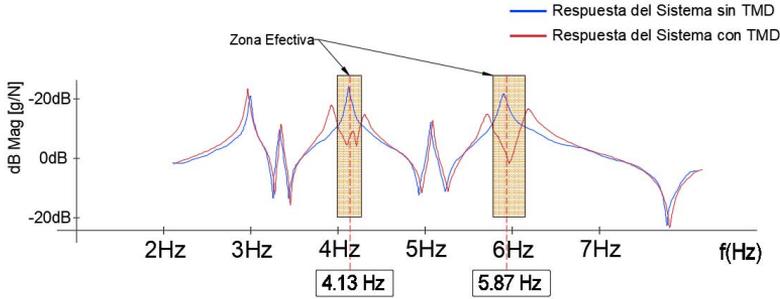


Figura 9.2: Zonas efectivas de los TMD

La figura 9.3 muestra de forma gráfica la superposición de los registros de los acelerómetros durante las pruebas. Se puede observar el efecto de los TMD en la reducción de la aceleración transmitida al sistema.

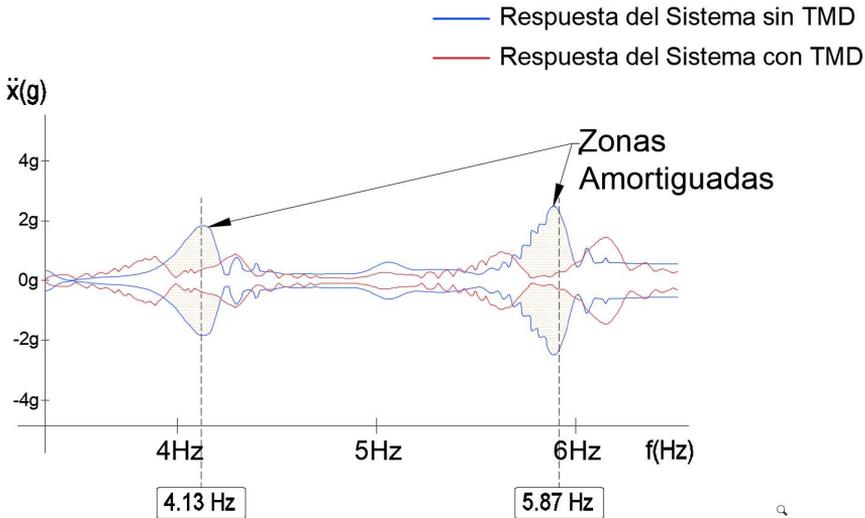


Figura 9.3: Aceleración amortiguada con TMD

Se puede comprobar la eficiencia de los TMD y la mejora que supone su instalación en el sistema de catenaria rígida observando la tabla 9.1, la cual recoge los valores comparativos de los desplazamientos verticales ocasionados en el sistema como respuesta a las excitaciones provocadas en los mismos así como el porcentaje de mitigación conseguido con el amortiguador.

Modo	Frecuencia	Desplazamiento		% Mitigación
		sin TMD	con TMD	
3	4,13 Hz	21 mm	6 mm	71%
5	5,87 Hz	18 mm	4 mm	78%

Tabla 9.1: Porcentajes de efectividad del TMD desarrollado

9.2. Aportaciones del presente trabajo

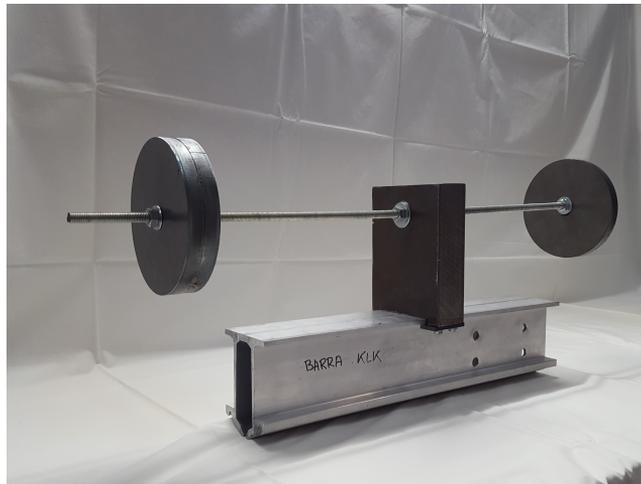


Figura 9.4: Prototipo de TMD para sistemas de catenaria rígida

Las aportaciones del presente trabajo pueden resumirse en las siguientes:

1. Se ha propuesto por primera vez un sistema de mitigación de vibraciones en el ámbito de la electrificación ferroviaria, concretamente en los sistemas de catenaria rígida. A la vista de la revisión de la literatura científica y del estado actual de la tecnología, se concluye que no existe en la actualidad un sistema específico para la mitigación de vibraciones en sistemas de catenaria rígida.
2. Se ha desarrollado de un prototipo de amortiguador para sistema de catenaria rígida, que presenta las siguientes ventajas:
 - Tecnología simple y confiable.
 - Arquitectura sencilla sin elementos de control que eleven la complejidad del sistema de catenaria rígida
 - Bajo mantenimiento, la sencillez de sus elementos hace que no requiera mantenimiento específico.
 - Reducido tamaño y peso, lo cual hace que no sean necesarias obras de refuerzo de los soportes del sistema de catenaria por la instalación de los mismos.
 - Operación pasiva, reaccionando sin demora y sin requerir entrada de energía externa.
 - Facilidad y rapidez de instalación, no necesitando herramientas especiales ni elevados tiempos de montaje, lo cual facilita su instalación en las franjas de mantenimiento de las líneas ferroviarias.
 - Facilidad de sintonizado, dando la posibilidad de realizar un ajuste y sintonización fino tras su instalación para su perfecto funcionamiento.
 - Bajo coste, lo cual facilita la viabilidad de fabricación y adquisición de amortiguadores dentro de los planes actuales de mantenimiento.
3. Se ha solicitado un modelo de utilidad del prototipo de amortiguador de masas para catenaria rígida ante la Oficina Española de Patentes y Marcas, habiéndose obteniendo resolución favorable a dicha solicitud con número ES1185008U.

Para facilitar la continuidad del desarrollo del sistema y superar el conocido “valle de la muerte” y así poder llegar a una fase final TRL9, en la cual la solución planteada sea industrializable, se han cedido los derechos de dicho modelo de utilidad a ADIF.

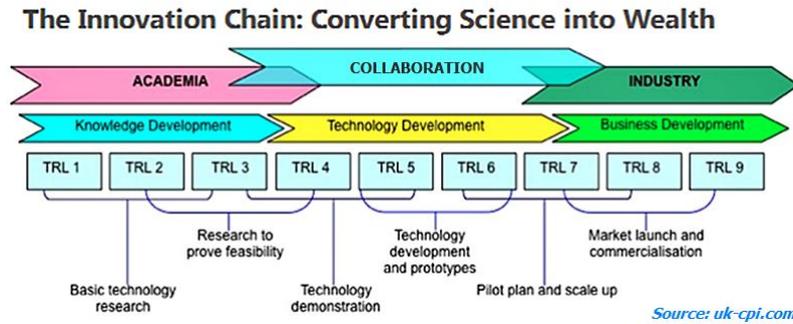


Figura 9.5: Escala TRL incluida en el plan de trabajo H2020

9.3. Trabajos futuros

A continuación se indican nuevas vías para continuar avanzando en el desarrollo de sistemas de amortiguamiento de vibraciones para sistemas de catenaria:

1. Estudio de mejoras en el diseño y materiales que incrementen la resistencia a la fatiga y alarguen la vida útil del amortiguador, teniendo en cuenta el coste de mantenimiento de este tipo de instalaciones.
2. Realización de pruebas en líneas en servicio para la comprobación de la efectividad y viabilidad del amortiguador desarrollado.
3. Estudio de la implantación del sistema propuesto a diferentes configuraciones de catenaria, definiendo el número de amortiguadores necesarios y sus ubicaciones.
4. Extensión de del estudio de amortiguadores de masas a sistemas de catenaria flexible.

9.4. Conclusiones finales

El aspecto más importante en el diseño de cualquier sistema de catenaria es la interacción dinámica entre el pantógrafo y la línea aérea de contacto para establecer un sistema de potencia fiable y garantizar la vida útil del hilo de contacto y del pantógrafo, ya que su influencia es directa en el desgaste de los mismos.

El inicio y motivación del presente trabajo está basado en la solución de un problema real que ha surgido en algunas líneas ferroviarias con sistemas de catenaria rígida. El vacío normativo existente en el diseño de sistemas de catenaria rígida y, en general, en la problemática asociada a las frecuencias naturales en sistemas de catenaria, ha llevado a que en algunos de los nuevos diseños y configuraciones de catenaria aparezcan problemas de vibraciones que no se habían dado hasta el momento, ocasionando una reducción importante de la vida útil de los elementos del sistema y unos elevados costes de mantenimiento en reposiciones.

Para ello, se ha llevado a cabo una revisión de la literatura científica de los diferentes sistemas de control existentes y un estudio de la problemática intrínseca de los sistemas de catenaria rígida.

En la presente tesis, se propone desarrollar un sistema de amortiguación de masas sintonizadas para mejorar el comportamiento dinámico de los sistemas de catenaria rígida. Se ha llevado a cabo un prototipo del mismo y su validación a través de la instalación de un tramo de pruebas de 54 metros de catenaria rígida en el centro de tecnologías ferroviarias de ADIF, con un resultado de efectividad de más del 70 % en la mitigación de las vibraciones ocasionadas a su frecuencia de trabajo.

A lo largo del desarrollo de la solución propuesta, no se ha perdido de vista el objetivo final de su implantación en líneas en servicio, por lo que el sistema presentado cumple con los requisitos de sencillez, bajo peso, facilidad de instalación, ajuste y sintonizado, así como adaptabilidad a diferentes sistemas de catenaria rígida. El sistema satisface las necesidades del problema planteado y los requisitos y restricciones para su implantación en líneas ferroviarias en servicio. Por tanto, se

estima que la solución es viable y que debería seguirse con el desarrollo del mismo a nivel TRL 6, realizando una prueba en línea con circulaciones e investigando sobre su forma y materiales más adecuados con objeto de transformar el amortiguador propuesto en un dispositivo industrializable.

A la vista de los buenos resultados obtenidos con el TMD se ha presentado en la Oficina Española de Patentes y Marcas la solicitud de modelo de utilidad del prototipo de amortiguador de masas para catenarias rígidas, obteniendo una resolución favorable con número ES1185008U. Con la intención de facilitar el desarrollo y la implantación de la solución presentada, el modelo de utilidad ha sido cedido a ADIF.

En París, Septiembre de 2018

Agradecimientos

Quiero agradecerle a ADIF el haberme facilitado las instalaciones del Centro de Tecnologías Ferroviarias de Málaga para la realización de las pruebas y validación del prototipo desarrollado y, en especial quiero agradecer a mis compañeros de catenaria todo lo que me han enseñado a lo largo de estos años.

Bibliografía

- [1] E. KLK, “Catálogo de catenaria rígida de KLK electro materiales s.a,” 2018.
- [2] T. Mandai, S. Harada, M. Shimizu, and M. Yamakawa, “Improvement of Rigid Conductor Lines,” *Quarterly Report of RTRI*, vol. 44, no. 2, pp. 78–81, 2003.
- [3] F. Kiessling, R. Puschmann, A. Schmieder, and E. Schneider, *Contact lines for electric railways : planning, design, implementation, maintenance*. 2018.
- [4] P. Bommart, “Overhead rigid power conductor. United States Patent N° 3,985,211,” 1976.
- [5] Siemens, “Catálogo Sicat SR,” 2017.
- [6] D. Hayes, *The first railways*. Times books, 2017.
- [7] F. J. Sprague and M. Peters, “Electric Railway. United States Patent N°414,172,” 1889.
- [8] F. J. Sprague and B. Attorney, “Electric Railway Trolley. United States Patent N° 465,806,” 1891.
- [9] F. J. Sprague and P. F. O’shaughnessy, “Electric Railway Trolley. United States Patent N° 504,255,” 1893.
- [10] F. Rowsome, *The birth of electric traction : the extraordinary life and times of inventor Frank Julian Sprague*. IEEE, 2014.
- [11] M. C. Duffy and I. o. E. Engineers, *Electric railways 1880-1990*. Institution of Electrical Engineers, 2003.
- [12] T. Mandai, M. Shimizu, and S. Harada, “Development of rigid conductor line for high-speed operation,” *IEEE International Conference on Industrial Technology, 2003*, vol. 1, pp. 587–592, 2003.
- [13] K. Shimizu, Masatoshi and Harada, Satoshi and Tokuda, “Improving performance of type T overhead rigid conductor lines,” *Quarterly Report of RTRI*, vol. 47, no. 1, pp. 52—58, 2006.
- [14] C. Vera, B. Suarez, J. Paulin, and P. Rodríguez, “Simulation model for the study of overhead rail current collector systems dynamics, focused on the design of a new conductor rail,” *Vehicle System Dynamics*, vol. 44, no. 8, pp. 595–614, 2006.

-
- [15] S. Bruni, J. Ambrosio, A. Carnicero, Y. H. Cho, L. Finner, M. Ikeda, S. Y. Kwon, J.-P. Massat, S. Stichel, M. Tur, and W. Zhang, “The results of the pantographâcatenary interaction benchmark,” *Vehicle System Dynamics*, vol. 53, pp. 412–435, mar 2015.
- [16] S. Bruni, G. Bucca, M. Carnevale, A. Collina, and A. Facchinetti, “Pantographâcatenary interaction: recent achievements and future research challenges,” *International Journal of Rail Transportation*, vol. 6, pp. 57–82, apr 2018.
- [17] G. Bucca, A. Collina, R. Manigrasso, F. Mapelli, and D. Taritano, “Analysis of electrical interferences related to the current collection quality in pantographâcatenary interaction,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, vol. 225, pp. 483–500, sep 2011.
- [18] P. Navik, A. Ronnquist, and S. Stichel, “Variation in predicting pantographâcatenary interaction contact forces, numerical simulations and field measurements,” *Vehicle System Dynamics*, vol. 55, pp. 1265–1282, sep 2017.
- [19] C. Vera, J. Paulin, B. Suarez, and P. Rodriguez, “Improved Design of an Overhead Rail Current Conductor for Application in Underground Lines,” pp. 29–30.
- [20] T. Takemura, Y. Fujii, and M. Shimizu, “Characteristics of overhead rigid conductor line having T-Type cross section,” no. 543, pp. 20–23, 1998.
- [21] A. Oya, M. Shimizu, T. Mandai, N. Kentaro, and T. Masaaki, “Application of Overhead Rigid Conductor Line to Mountain Tunnel of Conventional Lines,” pp. 170–174, 2005.
- [22] A. Facchinetti and S. Bruni, “Hardware-in-the-loop hybrid simulation of pantographâcatenary interaction,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 331, pp. 2783–2797, jun 2012.
- [23] J. Massat, J. Laine, and A. Bobillot, “Pantograph-catenary systems dynamics simulation,” *Vehicle System Dynamic*, vol. 44, pp. 551–559, 2006.
- [24] C. Sánchez-Rebollo, A. Carnicero, and J. Jiménez-Octavio, “CANDY statement of methods,” *Vehicle System Dynamics*, vol. 53, no. 3, pp. 392–401, 2015.
- [25] C. europea, “Reglamento (UE) N^o 432/2012 sobre las especificaciones técnicas de interoperabilidad del subsistema de energía del sistema ferroviario de la Unión,” *Diario Oficial de la Unión Europea*, vol. 2014, no. 6, pp. 1–40, 2012.

-
- [26] P. Bommart, “Conductor rail. United States Patent N^o 3,835,268,” 1974.
- [27] Siemens, “Oberleitung fur elektrische Bahnen, insbesondere U-Bahnen, in einem Tunnel. Patent N^o 0111730,” 1982.
- [28] T. E. Saaed, G. Nikolakopoulos, J.-E. Jonasson, and H. Hedlund, “A state-of-the-art review of structural control systems,” *Journal of Vibration and Control*, vol. 21, no. 5, pp. 919–937, 2015.
- [29] J. Wu, *Pantograph and contact line systeme*. Elsevier, 2018.
- [30] S. Elias and V. Matsagar, “Research developments in vibration control of structures using passive tuned mass dampers,” *Annual Reviews in Control*, vol. 44, pp. 129–156, 2017.
- [31] M. Gutierrez Soto and H. Adeli, “Tuned Mass Dampers,” *Archives of Computational Methods in Engineering*, vol. 20, no. 4, pp. 419–431, 2013.
- [32] J. A. Oviedo and M. d. P. Duque, “Sistemas De Control De Respuesta Sismica En Edificaciones,” *Metallic Hysteretic Dampers As a Seismic Response Control Technique in Colombian Buildings.*, no. 11, pp. 51–63, 2009.
- [33] H. Frahm, “Devices for damping vibrations of bodies,” 1909.
- [34] J. Ormondroyd and J. P. Den Hartog, “Theory of the dynamic vibration absorber,” *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers*, no. 50, pp. 9–22, 1928.
- [35] J. P. Den Hartog, *Mechanical Vibrations*. McGraw-Hill Book Company, 1940.
- [36] J. E. Brock, “A note on the damped vibration absorber,” *Journal of Applied Mechanics*, no. 64, pp. A–284, 1946.
- [37] S. H. Crandall and W. D. Mark, “Random vibration in mechanical systems,” 1963.
- [38] Y. Fujino and M. Abé, “Design formulas for tuned mass dampers based on A perturbation technique,” *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, vol. 22, pp. 833–854, oct 1993.
- [39] R. Rana and T. Soong, “Parametric study and simplified design of tuned mass dampers,” *Engineering Structures*, vol. 20, pp. 193–204, mar 1998.
- [40] G. B. Warburton, “Optimum absorber parameters for minimizing vibration response,” *Earthquake engineering and structural dynamics*, no. 9, pp. 251–262, 1981.

-
- [41] G. B. Warburton, “Optimum absorber parameters for simple systems,” *Earthquake engineering and structural dynamics*, no. 10, pp. 381–401, 1982.
- [42] G. B. Warburton, “Optimum absorber parameters for various combinations of response reductions parameters,” *Earthquake engineering and structural dynamics*, no. 10, pp. 381–401, 1982.
- [43] H.-C. Tsai and G.-C. Lin, “Optimum tuned-mass dampers for minimizing steady-state response of support-excited and damped systems,” *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, vol. 22, pp. 957–973, nov 1993.
- [44] S. E. Randall, D. M. Halsted, and D. L. Taylor, “Optimum Vibration Absorbers for Linear Damped Systems,” *Journal of Mechanical Design*, vol. 103, no. 4, p. 908, 1981.
- [45] G. B. Warburton and E. O. Ayorinde, “Optimum absorber parameters for simple systems,” *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, vol. 8, pp. 197–217, jan 1980.
- [46] G. H. Stockbride, “Vibration damper. United States Patent Office N^o 1,675,391,” nov 1925.
- [47] N. Barbieri and R. Barbieri, “Dynamic Analysis of Stockbridge Damper,” *Advances in Acoustics and Vibration*, vol. 2012, pp. 1–8, jul 2012.
- [48] R. Bouche, “Vibration damper for high voltage cables. United States Patent N^o 4,011,397,” aug 1977.
- [49] R. Claren, “Vibration dampers for suspended members. United States Patent Office. N^o 3,432,610,” aug 1969.
- [50] G. Diana, A. Cigada, M. Belloli, and M. Vanali, “Stockbridge-type damper effectiveness evaluation: part i-comparison between tests on span and on the shaker,” *IEEE Transactions on Power Delivery*, vol. 18, pp. 1462–1469, oct 2003.
- [51] C.-J. Kim, “Design sensitivity analysis of a Stockbridge damper to control resonant frequencies,” *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 31, pp. 4145–4150, sep 2017.
- [52] D. Sauter, “Modeling the Dynamic Characteristics of Slack Wire Cables in stockbridge Dampers,” mar 2004.
- [53] B. J. Vickery and A. G. Davenport, “An investigation of the behavior of wind of the proposed Centre point Tower, in Sydney, Australia,,” *Engineering, Science, Report No: BLWT-1-70, University of Western Ontario, London, Canada.*, 1970.

-
- [54] J. R. Sladek and R. E. Klingner, "Effect of Tuned Mass Dampers on Seismic Response," *Journal of Structural Engineering*, vol. 109, pp. 2004–2009, aug 1983.
- [55] A. M. Kaynia, J. M. Biggs, and D. Veneziano, "Seismic Effectiveness of Tuned Mass Dampers," *Journal of the Structural Division*, vol. 107, no. 8, pp. 1465–1484, 1981.
- [56] E. O. Ayorinde and G. B. Warburton, "Minimizing structural vibrations with absorbers," *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, vol. 8, pp. 219–236, jan 1980.
- [57] M. N. S. Hadi and Y. Arfiadi, "Optimum Design of Absorber for MDOF Structures," *Journal of Structural Engineering*, vol. 124, pp. 1272–1280, nov 1998.
- [58] C. Li and Y. Liu, "Further Characteristics for Multiple Tuned Mass Dampers," *Journal of Structural Engineering*, vol. 128, pp. 1362–1365, oct 2002.
- [59] C. Li and Y. Liu, "Optimum multiple tuned mass dampers for structures under the ground acceleration based on the uniform distribution of system parameters," *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, vol. 32, pp. 671–690, apr 2003.
- [60] I. K. and S. K., "Optimum design of dual tuned mass dampers and their effectiveness," jan 1984.
- [61] M. Abé and Y. Fujino, "Dynamic characterization of multiple tuned mass dampers and some design formulas," *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, vol. 23, pp. 813–835, aug 1994.
- [62] M. Gu and S. Chen, "Parametric study on multiple tuned mass dampers for buffeting control of Yangpu Bridge," *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*.
- [63] R. S. Jangid and T. K. Datta, "Performance of multiple tuned mass dampers for torsionally coupled system," *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, vol. 26, pp. 307–317, mar 1997.
- [64] C. Li, Y. L. J. o. E. Engineering, and undefined 2004, "Ground motion dominant frequency effect on the design of multiple tuned mass dampers," *World Scientific*.
- [65] M.-Y. Liu, W.-L. Chiang, J.-H. Hwang, and C.-R. Chu, "Wind-induced vibration of high-rise building with tuned mass damper including soil-structure interaction," *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 96, pp. 1092–1102, jun 2008.

-
- [66] A. H. Chowdhury, M. D. Iwuchukwu, and J. J. Garske, “The Past and Future of Seismic Effectiveness of Tuned Mass Dampers,” in *Structural Control*, pp. 105–127, Dordrecht: Springer Netherlands, 1987.
- [67] A. S. Joshi and R. S. Jangid, “Optimum parameters of multiple tuned mass dampers for base-excited damped systems,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 202, no. 5, pp. 657–667, 1997.
- [68] M. Abé and T. Igusa, “Tuned mass dampers for structures with closely spaced natural frequencies,” *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, vol. 24, pp. 247–261, feb 1995.
- [69] A. Carotti and E. Turci, “Use of ArgandâGauss techniques to design passive inertial dampers for multimodal oscillators:: Stability and performance evaluations,” *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 82, pp. 223–245, aug 1999.
- [70] T. Igusa and K. Xu, “Vibration Control Using Multiple Tuned Mass Dampers,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 175, pp. 491–503, aug 1994.
- [71] A. Kareem and S. Kline, “Performance of Multiple Mass Dampers Under Random Loading,” *Journal of Structural Engineering*, vol. 121, no. 2, pp. 348–361, 1995.
- [72] K. Kwok and B. Samali, “Performance of tuned mass dampers under wind loads,” *Engineering Structures*, vol. 17, pp. 655–667, nov 1995.
- [73] V. B. Patil and R. S. Jangid, “Optimum Multiple Tuned Mass Dampers for the Wind Excited Benchmark Building,” *Journal of Civil Engineering and Management*, vol. 17, pp. 540–557, dec 2011.
- [74] Y. Xu and K. Kwok, “Wind-induced response of soil-structure-damper systems,” *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 43, pp. 2057–2068, jan 1992.
- [75] Y. Xu, K. Kwok, and B. Samali, “Control of wind-induced tall building vibration by tuned mass dampers,” *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 40, pp. 1–32, apr 1992.
- [76] H. Bachmann and B. Weber, “Tuned Vibration Absorbers for Lively Structures,” *Structural Engineering International*, vol. 5, pp. 31–36, feb 1995.

- [77] L. L. Chung, L. Y. Wu, K. H. Lien, H. H. Chen, and H. H. Huang, "Optimal design of friction pendulum tuned mass damper with varying friction coefficient," *Structural Control and Health Monitoring*, vol. 20, pp. 544–559, apr 2013.
- [78] F. Collette, "A combined tuned absorber and pendulum impact damper under random excitation," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 216, pp. 199–213, sep 1998.
- [79] S. Fallahpasand, M. Dardel, M. H. Pashaei, and H. R. Mohammadi Daniali, "Investigation and optimization of nonlinear pendulum vibration absorber for horizontal vibration suppression of damped system," *The Structural Design of Tall and Special Buildings*, vol. 24, pp. 873–893, oct 2015.
- [80] T. Nagase, "Earthquake records observed in tall buildings with tuned pendulum mass damper,"
- [81] A. J. Roffel, S. Narasimhan, and T. Haskett, "Condition Assessment of an In-Service Pendulum Tuned Mass Damper," in *Structures Congress 2012*, (Reston, VA), pp. 1661–1672, American Society of Civil Engineers, mar 2012.
- [82] A. Roffel and S. Narasimhan, "Extended Kalman filter for modal identification of structures equipped with a pendulum tuned mass damper," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 333, pp. 6038–6056, nov 2014.
- [83] A. Sarkar and O. T. Gudmestad, "Pendulum type liquid column damper (PLCD) for controlling vibrations of a structure - Theoretical and experimental study," *Engineering Structures*, vol. 49, no. November 2017, pp. 221–233, 2013.
- [84] M. Setareh, J. K. Ritchey, A. J. Baxter, and T. M. Murray, "Pendulum Tuned Mass Dampers for Floor Vibration Control," *Journal of Performance of Constructed Facilities*, vol. 20, pp. 64–73, feb 2006.
- [85] C. Sun, S. Nagarajaiah, and A. J. Dick, "Experimental investigation of vibration attenuation using nonlinear tuned mass damper and pendulum tuned mass damper in parallel," *Nonlinear Dynamics*, vol. 78, pp. 2699–2715, dec 2014.
- [86] ENR, "Hancock tower now to get damper," *Engineering News Record*, p. 11, 1975.
- [87] R. McNamara, "Tuned mass dampers for buildings.," *Journal of the Structural Division*, vol. 103, no. ST9, pp. 1785–1798, 1977.
- [88] J. Holmes, "Listing of installations," *Engineering Structures*, vol. 17, pp. 676–678, nov 1995.

-
- [89] A. Ashasi-Sorkhabi, H. Malekghasemi, A. Ghaemmaghami, and O. Mercan, “Experimental investigations of tuned liquid damper-structure interactions in resonance considering multiple parameters,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 388, pp. 141–153, 2017.
- [90] S. Chakraborty and R. Debbarma, “Robust optimum design of tuned liquid column damper in seismic vibration control of structures under uncertain bounded system parameters,” *Structure and Infrastructure Engineering*, vol. 12, pp. 592–602, may 2016.
- [91] N. S. Das, “Design and Analysis of Seismic Forces in Multi-Storey Building with Water Tank as Liquid Damper,” vol. 4, no. 1, pp. 586–592, 1997.
- [92] A. Di Matteo, T. Furtmüller, C. Adam, and A. Pirrotta, “Optimal design of tuned liquid column dampers for seismic response control of base-isolated structures,” *Acta Mechanica*, vol. 229, pp. 437–454, feb 2018.
- [93] M. J. Hochrainer and F. Ziegler, “Control of tall building vibrations by sealed tuned liquid column dampers,” *Structural Control and Health Monitoring*, vol. 13, pp. 980–1002, nov 2006.
- [94] H. Wu, L. Cao, A. Chen, and S. Laflamme, “A novel tuned liquid wall damper for multi-hazard mitigation,” vol. 10164, p. 1016433, International Society for Optics and Photonics, apr 2017.
- [95] T. S. Fu and E. A. Johnson, “Active Control for a Distributed Mass Damper System,” *Journal of Engineering Mechanics*, vol. 140, pp. 426–429, feb 2014.
- [96] C. Li, Y. Liu, and Z. Wang, “Active Multiple Tuned Mass Dampers: A New Control Strategy,” *Journal of Structural Engineering*, vol. 129, pp. 972–977, jul 2003.
- [97] S. Nagarajaiah and H.-J. Jung, “Smart tuned mass dampers: recent developments,” *Smart Structures and Systems*, vol. 13, pp. 173–176, feb 2014.
- [98] N. R. Fisco and H. Adeli, “Smart structures: Part II - Hybrid control systems and control strategies,” *Scientia Iranica*, vol. 18, no. 3 A, pp. 285–295, 2011.
- [99] B. F. Spencer and T. T. Soong, “New Applications and Development of Active, Semi-Active and Hybrid Control Techniques Forseismic and Non-Seismic Vibration in the Usa,” *Proceedings of International Post-SMiRT Conference*, vol. 1994, 1999.

-
- [100] M. D. Symans and M. C. Constantinou, "Semi-active control systems for seismic protection of structures: A state-of-the-art review," *Engineering Structures*, vol. 21, no. 6, pp. 469–487, 1999.
- [101] F. Zhu, J.-T. Wang, F. Jin, and L.-Q. Lu, "Real-time hybrid simulation of full-scale tuned liquid column dampers to control multi-order modal responses of structures," *Engineering Structures*, vol. 138, pp. 74–90, may 2017.
- [102] J. Nelson, "Rail and wheel vibration absorber performance testing. tle," *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 127, no. 3, pp. 1741–1741, 2010.
- [103] T. .X Wu, "On the railway track dynamics with rail vibration absorber for noise reduction.," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 309, no. 3, pp. 739–755, 2008.
- [104] U. Aldemir, A. Yanik, and M. Bakioglu, "Control of Structural Response Under Earthquake Excitation," *Computer-Aided Civil and Infrastructure Engineering*, vol. 27, no. 8, pp. 620–638, 2012.
- [105] M. De Stefano and B. Pintucchi, "A review of research on seismic behaviour of irregular building structures since 2002," *Bull Earthquake Eng*, vol. 6, pp. 285–308, 2008.
- [106] Z. Lu, Z. Wang, S. F. Masri, and X. Lu, "Particle impact dampers: Past, present, and future," *Structural Control and Health Monitoring*, vol. 25, p. e2058, jan 2018.
- [107] M. Higashino and S. Okamoto, *Response control and seismic isolation of buildings*. Taylor & Francis, 2006.
- [108] J. A. Inaudi and J. M. Kelly, "Optimum damping in linear isolation systems," *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, vol. 22, pp. 583–598, jul 1993.
- [109] L. Su, G. Ahmadi, and I. G. Tadjbakhsh, "A comparative study of performances of various base isolation systems, part I: Shear beam structures," *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, vol. 18, pp. 11–32, jan 1989.
- [110] L. Su, G. Ahmadi, and I. G. Tadjbakhsh, "Performance of Sliding ResilientâFriction BaseâIsolation System," *Journal of Structural Engineering*, vol. 117, pp. 165–181, jan 1991.
- [111] Y. Xie and J. Zhang, "Design and Optimization of Seismic Isolation and Damping Devices for Highway Bridges Based on Probabilistic Repair Cost Ratio," *Journal of Structural Engineering*, vol. 144, p. 04018125, aug 2018.

-
- [112] Y.-S. Kim and C.-B. Yun, “Seismic response characteristics of bridges using double concave friction pendulum bearings with tri-linear behavior,” *Engineering Structures*, vol. 29, pp. 3082–3093, nov 2007.
- [113] M. Domizio, D. Ambrosini, and O. Curadelli, “Performance of tuned mass damper against structural collapse due to near fault earthquakes,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 336, pp. 32–45, feb 2015.
- [114] R. R. Gerges and B. J. Vickery, “Wind tunnel study of the across-wind response of a slender tower with a nonlinear tuned mass damper,” *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 91, pp. 1069–1092, aug 2003.
- [115] A. Giaralis and F. Petrini, “Wind-Induced Vibration Mitigation in Tall Buildings Using the Tuned Mass-Damper-Inerter,” *Journal of Structural Engineering*, vol. 143, p. 04017127, sep 2017.
- [116] R. Lewandowski and J. Grzymisławska, “Dynamic analysis of structures with multiple tuned mass dampers,” *Journal of Civil Engineering and Management*, vol. 15, pp. 77–86, jan 2009.
- [117] M. Setareh and R. D. Hanson, “Tuned Mass Dampers to Control Floor Vibration from Humans,” *Journal of Structural Engineering*, vol. 118, pp. 741–762, mar 1992.
- [118] Y. Bao and T. C. Becker, “Effect of Design Methodology on Collapse of Friction Pendulum Isolated Moment-Resisting and Concentrically Braced Frames,” *Journal of Structural Engineering*, vol. 144, p. 04018203, nov 2018.
- [119] R. Eason, C. Sun, A. Dick, and S. Nagarajaiah, “Steady-state response attenuation of a linear oscillator–nonlinear absorber system by using an adjustable-length pendulum in series: Numerical and experimental results,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 344, pp. 332–344, may 2015.
- [120] R. R. Gerges and B. J. Vickery, “Optimum design of pendulum-type tuned mass dampers,” *The Structural Design of Tall and Special Buildings*, vol. 14, pp. 353–368, dec 2005.
- [121] R. Lourenco, “Design, Construction and Testing of an Adaptive Pendulum Tuned Mass Damper,” 2011.
- [122] T. Nagase and T. Hisatoku, “Tuned-pendulum mass damper installed in crystal tower,” *The Structural Design of Tall Buildings*, vol. 1, pp. 35–56, oct 1992.

-
- [123] A. J. Roffel, R. Lourenco, S. Narasimhan, and S. Yarusevych, "Adaptive Compensation for Detuning in Pendulum Tuned Mass Dampers," *Journal of Structural Engineering*, vol. 137, pp. 242–251, feb 2011.
- [124] A. J. Roffel, S. Narasimhan, and T. Haskett, "Performance of Pendulum Tuned Mass Dampers in Reducing the Responses of Flexible Structures," *Journal of Structural Engineering*, vol. 139, p. 04013019, dec 2013.
- [125] Z. Shu, S. Li, X. Sun, and M. He, "Performance-based Seismic Design of a Pendulum Tuned Mass Damper System," *Journal of Earthquake Engineering*, pp. 1–22, may 2017.
- [126] P. Xiang and A. Nishitani, "Structural vibration control with the implementation of a pendulum-type nontraditional tuned mass damper system," *Journal of Vibration and Control*, vol. 23, pp. 3128–3146, nov 2017.
- [127] C. Adam, A. D. Matteo, T. Furtmüller, and A. Pirrotta, "Earthquake Excited Base-Isolated Structures Protected by Tuned Liquid Column Dampers: Design Approach and Experimental Verification," *Procedia Engineering*, vol. 199, pp. 1574–1579, jan 2017.
- [128] A. C. AltuniÅik, A. YetiÅken, and V. Kahya, "Experimental study on control performance of tuned liquid column dampers considering different excitation directions," *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 102, pp. 59–71, mar 2018.
- [129] A. Di Matteo, F. Lo Iacono, G. Navarra, and A. Pirrotta, "Innovative modeling of Tuned Liquid Column Damper motion," *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, vol. 23, pp. 229–244, jun 2015.
- [130] J. S. Love and M. J. Tait, "The Influence of Tank Orientation Angle on a 2D Structure-Tuned Liquid Damper System," *Journal of Vibration and Acoustics*, vol. 135, p. 011010, feb 2013.
- [131] SAKAI and F., "Tuned liquid column damper-new type device for suppression of building vibration," *Proceedings of 1st International Conference on High-rise Buildings*, pp. 926–931, 1989.
- [132] B. Samali, E. Mayol, K. C. S. Kwok, A. Mack, and P. Hitchcock, "Vibration Control of the Wind-Excited 76-Story Benchmark Building by Liquid Column Vibration Absorbers," *Journal of Engineering Mechanics*, vol. 130, pp. 478–485, apr 2004.

-
- [133] S. K. Yalla and A. Kareem, “Optimum Absorber Parameters for Tuned Liquid Column Dampers,” *Journal of Structural Engineering*, vol. 126, pp. 906–915, aug 2000.
- [134] F. Foti and L. Martinelli, “Hysteretic Behaviour of Stockbridge Dampers: Modelling and Parameter Identification,” *Mathematical Problems in Engineering*, vol. 2018, 2018.
- [135] N. K. Vaja, O. Barry, and B. DeJong, “Finite Element Modeling of Stockbridge Damper and Vibration Analysis: Equivalent Cable Stiffness,” in *Volume 8: 29th Conference on Mechanical Vibration and Noise*, p. V008T12A012, ASME, aug 2017.
- [136] J. M. Kelly, R. I. Skinner, and A. J. Heine, “Mechanisms of energy absorption in special devices for use in earthquake resistant structures,”
- [137] O. F. Barrios, “Disipadores histeréticos de energía sísmica,” tech. rep.
- [138] K. Ikago, K. Saito, and N. Inoue, “Seismic control of single-degree-of-freedom structure using tuned viscous mass damper,” *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, vol. 41, pp. 453–474, mar 2012.
- [139] R. Alkhatib and M. F. Golnaraghi, “Active structural vibration control: A review,” *Shock and Vibration Digest*, vol. 35, no. 5, pp. 367–383, 2003.
- [140] M. L. Brodersen, A. S. Bjørke, and J. Høgsberg, “Active tuned mass damper for damping of offshore wind turbine vibrations,” *Wind Energy*, vol. 20, no. 5, pp. 783–796, 2017.
- [141] C. C. Chang and H. T. Y. Yang, “Control of Buildings Using Active Tuned Mass Dampers,” *Journal of Engineering Mechanics*, vol. 121, pp. 355–366, mar 1995.
- [142] Chang J and S. T, “Structural Control Using Active Tuned Mass Dampers,” 1980.
- [143] N. R. Fisco and H. Adeli, “Smart structures: Part I - Active and semi-active control,” *Scientia Iranica*, vol. 18, no. 3 A, pp. 275–284, 2011.
- [144] I. Nishimura, T. Kobori, M. Sakamoto, K. Norihide, K. Sasaki, and S. Ohru, “Active tuned mass damper,” *Smart Mater. Struct.*, vol. 1, pp. 306–311, 1992.
- [145] P. B. Shing, M. E. Dixon, N. Kermiche, R. Su, and D. M. Frangopol, “Control of building vibrations with active/passive devices,” *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, vol. 25, pp. 1019–1039, oct 1996.

-
- [146] T. T. Soong and B. F. Spencer, “Active Structural Control: Theory and Practice,” *Journal of Engineering Mechanics*, vol. 118, pp. 1282–1285, jun 1992.
- [147] H. Kim and H. Adeli, “Wind-Induced Motion Control of 76-Story Benchmark Building Using the Hybrid Damper-TLCD System,” *Journal of Structural Engineering*, vol. 131, pp. 1794–1802, dec 2005.
- [148] V. Plevris and M. Papadrakakis, “A Hybrid Particle Swarm-Gradient Algorithm for Global Structural Optimization,” *Computer-Aided Civil and Infrastructure Engineering*, vol. 26, pp. 48–68, 2011.
- [149] G. Chen and C. Chen, “Semiactive Control of the 20-Story Benchmark Building with Piezoelectric Friction Dampers,” *Journal of Engineering Mechanics*, vol. 130, pp. 393–400, apr 2004.
- [150] A. Fukukita, T. Saito, and K. Shiba, “Control Effect for 20-Story Benchmark Building Using Passive or Semiactive Device,” *Journal of Engineering Mechanics*, vol. 130, pp. 430–436, apr 2004.
- [151] M. Setareh, J. K. Ritchey, T. M. Murray, J.-H. Koo, and M. Ahmadian, “Semiactive Tuned Mass Damper for Floor Vibration Control,” *Journal of Structural Engineering*, vol. 133, pp. 242–250, feb 2007.
- [152] S. K. Yalla and A. Kareem, “Semiactive Tuned Liquid Column Dampers: Experimental Study,” *Journal of Structural Engineering*, vol. 129, pp. 960–971, jul 2003.
- [153] R. R. Craig, A. Kurdila, and R. R. Craig, *Fundamentals of structural dynamics*. John Wiley, 2006.
- [154] Norma UNE-ENE, “Características mecánicas de los elementos de fijación de acero al carbono y de acero aleado. Parte 1: Pernos, tornillos y bulones con clases de calidad especificadas. Rosca de paso grueso y rosca de paso fino. (ISO 898-1:2013),” 2015.

El aspecto más importante en el diseño de cualquier sistema de catenaria es la interacción dinámica entre el pantógrafo y la línea aérea de contacto. Este es uno de los pilares para establecer un sistema de potencia fiable y garantizar la vida útil del hilo de contacto y el pantógrafo, ya que su influencia es directa en el desgaste de los mismos.

Para garantizar esta fiabilidad, es necesario asegurar una buena calidad de captación de corriente, es decir, que el contacto pantógrafo-catenaria sea lo más constante y uniforme posible, garantizando un contacto permanente entre ambos elementos. La falta de un buen contacto hace que aparezcan despegues en el sistema, los cuales son causantes de un desgaste prematuro del hilo por las altas densidades de corriente que se producen al disminuir la superficie de contacto y generarse arcos eléctricos y microfusiones. Esto ocasiona una gran disminución de la vida útil tanto del hilo como del pantógrafo.

El inicio y motivación del presente trabajo está en la solución a un problema real surgido en algunas líneas ferroviarias con sistemas de catenaria rígida. Algunos de los nuevos diseños y configuraciones de catenaria de estos sistemas han provocado la aparición de problemas de vibraciones que no se habían dado hasta el momento, ocasionando una reducción importante de la vida útil de los elementos del sistema.

El objetivo de la presente tesis es el desarrollo de un sistema de mitigación de vibraciones para sistemas de catenaria rígida capaz de solucionar la problemática de estas líneas. Para ello se propone un sistema de amortiguación de masas sintonizadas (Tuned Mass Damper, TMD).

En el presente trabajo se ha desarrollado un prototipo y se ha validado en un banco de ensayos de catenaria rígida. A lo largo del desarrollo, no se ha perdido de vista el objetivo final de su implantación en líneas en servicio, por lo que el sistema presentado cumple con los requisitos de sencillez, bajo peso, facilidad de instalación, ajuste y sintonizado, así como adaptabilidad a diferentes sistemas de catenaria rígida.

Las pruebas de validación del prototipo arrojan un porcentaje de mitigación de vibraciones mayor del 70% con lo que se puede concluir que el diseño presentado es efectivo en la mejora del comportamiento dinámico de estos sistemas además de viable para ser instalado en sistemas de catenaria rígida.