

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA
PROGRAMA DE DOCTORADO EN INGENIERÍA CIVIL



TESIS DOCTORAL
PLACA METÁLICA ELÁSTICA DE ASIENTO PARA
SISTEMA DE SUJECIÓN DE VÍA DE FERROCARRIL

PHD THESIS

DEVELOPMENT OF METAL CUSHION RAIL PAD FOR
RAILWAY FASTENING SYSTEM



Autor:
Alejandro Pérez Núñez

Directores:
D. Isidro Alfonso Carrascal Vaquero
D. Juan Antonio Polanco Madrazo

Escuela de Doctorado de la Universidad de Cantabria

Santander, noviembre de 2019

DEPARTAMENTO DE CIENCIA E INGENIERÍA DEL TERRENO Y DE LOS MATERIALES



TESIS DOCTORAL

PLACA METALICA ELÁSTICA DE ASIENTO PARA SISTEMA DE SUJECIÓN DE VÍA DE FERROCARRIL

ALEJANDRO PEREZ NUÑEZ

2019

Escuela Técnica Superior de Ingenieros de Caminos, Canales y Puertos

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA

A mi paciente esposa, Mónica.

A mis pacientes padres, Ángel y Pilar.

A mi paciente y querida abuela, allá donde estés, Rosario.

AGRADECIMIENTOS

Este documento de Tesis recoge una parte importante de todo el trabajo de investigación llevado a cabo desde el mes de abril de 2016. El resultado es fruto de la ayuda inestimable que una serie de personas han tenido a bien aportarme, a las cuales se dirigen de forma especial estos agradecimientos:

A mis directores de Tesis, D. Juan Antonio Polanco Madrazo y D. Isidro Alfonso Carrascal Vaquero, por la oportunidad que me habéis brindado de trabajar en este proyecto bajo las mejores directrices y guía posibles durante el duro camino del doctorado.

A todo el grupo LADICIM, del Departamento de Ciencia e Ingeniería del Terreno y de los Materiales de la Universidad de Cantabria, por el soporte material y formativo recibido, en especial a Diego, Jose y Soraya.

A Robert (Universitat Politècnica de Catalunya) y Joan (AV Ingenieros) por vuestra predisposición a apoyarnos y colaborar siempre.

Nuevamente a mi mujer, Mónica, por todo lo sacrificado en común para poder llegar a este punto.

A todos mis amigos, por vuestra comprensión en todas mis ausencias durante estos años.

INDICE

INTRODUCCIÓN	8
OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN	10
CAPITULO 1: ESTADO DEL ARTE	12
1. ESTADO DEL ARTE DE LA TECNOLOGÍA	13
1.1. PLACAS DE ASIENTO BAJO RAIL (RAIL PADS – RP)	13
1.1.1. DESCRIPCIÓN GENERAL	14
1.1.1.1. MATERIALES Y GEOMETRÍAS	15
1.1.1.2. SISTEMAS DE SUJECCIÓN	17
1.1.1.3. PRINCIPIO DE TRABAJO.....	24
1.1.1.4. IMPORTANCIA DE LA PLACA DE ASIENTO EN EL COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE LA VÍA.....	26
1.1.2. COMPORTAMIENTO MECÁNICO	29
1.1.2.1. CARÁCTER NO LINEAL DE LA PLACA DE ASIENTO	29
1.1.2.2. RIGIDEZ	32
1.1.2.2.1. Influencia de la rigidez en el deterioro del balasto	35
1.1.2.2.2. Influencia de la rigidez en el deterioro de la traviesa	36
1.1.2.2.3. Influencia de la rigidez en la absorción de impactos.....	37
1.1.2.2.4. Influencia de la rigidez en la corrugación del rail.....	37
1.1.2.2.5. Influencia de la rigidez en la transmisión de vibraciones y ruido.....	38
1.1.2.2.6. Rigidez en el rango dinámico.....	38
1.1.2.3. AMORTIGUAMIENTO	40
1.1.2.4. EFECTO DE LA PRECARGA	42
1.1.2.5. INFLUENCIA DE LA TEMPERATURA Y DE OTROS FACTORES AMBIENTALES	43
1.1.2.6. DURABILIDAD.....	45
1.1.2.7. FATIGA Y RECEPCIÓN DE CARGAS REPETITIVAS	46
1.1.3. MODELOS DE CARACTERIZACIÓN.....	47
1.1.3.1. MODELOS FÍSICOS	47
1.1.3.1.1. MODELO MAXWELL.....	48
1.1.3.1.2. MODELO ZENER.....	49
1.1.3.1.3. MODELO POYNTING–THOMSON.....	51

1.1.3.1.4.	MODELO KELVIN	53
1.1.3.2.	MODELOS NO FÍSICOS.....	53
1.2.	COJÍN METÁLICO AMORTIGUADOR (METAL RUBBER – MR).....	55
1.2.1.	DESCRIPCIÓN GENERAL.....	55
1.2.1.1.	MATERIALES	55
1.2.1.2.	ESTRUCTURA.....	56
1.2.1.3.	GEOMETRÍAS.....	59
1.2.1.4.	FABRICACIÓN	60
1.2.1.5.	APLICACIONES.....	63
1.2.2.	COMPORTAMIENTO MECÁNICO.....	64
1.2.2.1.	RÉGIMEN ESTÁTICO	65
1.2.2.2.	RÉGIMEN DINÁMICO.....	67
1.2.2.3.	RIGIDEZ.....	68
1.2.2.4.	AMORTIGUAMIENTO	70
1.2.2.5.	LA FRECUENCIA DE RESONANCIA	73
1.2.3.	MODELOS DE CARACTERIZACIÓN	75
1.2.3.1.	MODELO POLINÓMICO DE ECUACIONES. RÉGIMEN ESTÁTICO.....	76
1.2.3.2.	MODELOS DE LA FUERZA DE REACCIÓN BASADOS EN LA DESCOMPOSICIÓN DE LA CURVA DE HISTÉRESIS. RÉGIMEN DINÁMICO.....	79
1.2.3.3.	MODELO DINÁMICO CON TÉRMINO DE CRUZAMIENTO.....	85
1.2.3.4.	MODELO DE CONSTANTES MECÁNICAS	86
1.2.4.	FACTORES DE DISEÑO	88
1.2.5.	FATIGA Y RESISTENCIA	89
1.2.6.	CARACTERIZACIÓN ELÉCTRICA.....	91
CAPITULO 2: MARCO TEÓRICO		93
2.1.	MODELO DEL COMPORTAMIENTO DINÁMICO DEL COJÍN METÁLICO ANTIVIBRATORIO EMPLEADO COMO PLACA DE ASIENTO	94
2.1.1.	JUSTIFICACIÓN DEL EMPLEO DEL MODELO VISCOELÁSTICO DE KELVIN VOIGT .	94
2.1.2.	DESCRIPCIÓN GENERAL DEL MODELO.....	95
2.1.3.	DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DEL MODELO. RECEPTANCIA MECÁNICA. DOMINIO DE LA FRECUENCIA (ω). TRANSFORMADA DE FOURIER.....	100
2.1.3.1.	DETERMINACIÓN EXPERIMENTAL.....	102
2.1.3.2.	METODO DE LAS ENERGÍAS RELATIVAS	104

CAPITULO 3:	METODOLOGÍA EXPERIMENTAL.....	106
3.	METODOLOGÍA EXPERIMENTAL.....	107
3.1.	MATERIAL EMPLEADO.....	107
3.1.1.	COJÍN METÁLICO ANTIVIBRATORIO.....	107
3.1.1.1.	MUESTRAS EMPLEADAS EN FASE I EXPERIMENTAL: ANÁLISIS COMPARATIVO DE MATERIALES DE USO HABITUAL EN LA FABRICACIÓN DE PLACAS DE ASIENTO PARA USO FERROVIARIO.....	107
3.1.1.2.	MUESTRAS EMPLEADAS EN FASE II EXPERIMENTAL: VARIACIÓN DE DISEÑO MODIFICACIÓN DE LA RIGIDEZ.....	109
3.1.1.3.	MUESTRAS EMPLEADAS EN LA FASES III Y IV EXPERIMENTALES: ANÁLISIS DE LA INFLUENCIA DE LA GEOMETRÍA.....	111
3.1.2.	ELASTÓMEROS DE USO ESTANDARIZADO.....	113
3.2.	ENSAYOS DE RIGIDEZ.....	114
3.2.1.	EQUIPAMIENTO E INSTRUMENTACIÓN.....	114
3.2.2.	ADECUACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE CARGA Y VELOCIDAD DE ENSAYO.....	116
3.2.3.	RIGIDEZ ESTÁTICA.....	117
3.2.4.	RIGIDEZ DINÁMICA.....	117
3.2.5.	ENVEJECIMIENTO Y FATIGA.....	118
3.2.5.1.	ENVEJECIMIENTO MECÁNICO.....	118
3.2.5.2.	FATIGA.....	119
3.2.6.	RESISTENCIA ELÉCTRICA.....	119
3.2.6.1.	COLOCACIÓN ADICIONAL DE UNA LÁMINA DE POLIAMIDA.....	122
3.2.7.	CORROSIÓN ACCELERADA EN CÁMARA DE NIEBLA SALINA.....	122
3.2.8.	ESTIMACIÓN DEL AMORTIGUAMIENTO Y RIGIDEZ EQUIVALENTES KV.....	123
CAPITULO 4:	RESULTADOS Y ANÁLISIS.....	126
4.	RESULTADOS Y ANÁLISIS.....	127
4.1.	ALGORITMO DE CÁLCULO.....	127
4.2.	FASE I. COMPARATIVA PRELIMINAR SEGÚN LOS PARÁMETROS NORMATIVOS.....	128
4.2.1.	RIGIDEZ ESTÁTICA Y DINÁMICA ANTES DEL ENVEJECIMIENTO POR FATIGA (3.5·10 ⁵ CICLOS).....	128
4.2.2.	RIGIDEZ ESTÁTICA Y DINÁMICA DESPUÉS DE LA FATIGA (3.5·10 ⁵ CICLOS).....	132
4.2.3.	ENSAYO DE FATIGA DE LARGA DURACIÓN (3·10 ⁶ CICLOS).....	135
4.2.4.	CARACTERIZACIÓN DE LA RESISTENCIA ELÉCTRICA.....	136

4.2.5.	CARACTERIZACIÓN DE LA RESISTENCIA A LA CORROSIÓN	138
4.3.	FASE II. MEJORA DE LOS VALORES DE RIGIDEZ. INFLUENCIA DE LA DENSIDAD Y EL DIÁMETRO DEL ALAMBRE.....	139
4.4.	FASE III. MODIFICACIÓN DE LA RIGIDEZ DEL COJÍN. INFLUENCIA DE LA GEOMETRÍA....	143
4.5.	FASE IV. DETERMINACIÓN DE LA CAPACIDAD DISIPATIVA	148
4.5.1.	ESTUDIO DEL DESFASE MEDIANTE EL MÉTODO ENERGÉTICO	148
4.5.2.	ESTUDIO DEL DESFASE MEDIANTE INTERPOLACIÓN DE ONDAS SENOIDALES .	151
4.5.3.	INFLUENCIA DE LA MASA DINÁMICA Y DE LA INERCIA.....	154
4.5.4.	DETERMINACIÓN DEL MODELO EQUIVALENTE KV	155
4.5.5.	INFLUENCIA DEL RUIDO EN LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES.....	159
CAPITULO 5: CONCLUSIONES.....		160
5.CONCLUSIONES.....		161
5.1.	RESUMEN DEL TRABAJO REALIZADO	161
5.2.	CONCLUSIONES GENERALES RELATIVAS AL COJÍN METÁLICO	165
5.3.	CONCLUSIONES DE LA INVESTIGACIÓN REALIZADA	166
5.4.	PROPUESTA DE CARACTERIZACIÓN NORMALIZADA.....	169
5.5.	LINEAS DE INVESTIGACION Y TRABAJO APLICADO PROPUESTOS.....	170
6.BIBLIOGRAFÍA.....		172
7.INDICE DE FIGURAS.....		181
ANEXO I: ALGORITMO DE CALCULO DE PARÁMETROS EQUIVALENTES.....		194
A1.	ALGORITMO DE CALCULO DE PARAMETROS EQUIVALENTES	195
A1.1.	SUBROUTINA 1: SEPARACIÓN DE RAMPAS DE CARGA Y DESCARGA	203
A1.2.	SUBROUTINA 2: ELIMINACION DE REPETIDOS.....	205
A1.3.	SUBROUTINA 3: ELIMINACION DE PARES CERO.....	206
A1.4.	SUBROUTINA 4: ORDENACIÓN DE VECTOR DE FUERZA DESPLAZAMIENTO SEGÚN ORDEN ASCENDENTE DEL DESPLAZAMIENTO	207
A1.5.	SUBROUTINA 5: CALCULO DE ENERGÍAS DE UNA FUNCIÓN DE FUERZA-DESPLAZAMIENTO	208
A1.6.	SUBROUTINA 6: FUNCIÓN DE IMPORTACIÓN DE ARCHIVOS LVM.....	209

ANEXO II: CURVAS DE LA FASE EXPERIMENTAL IV	221
A2. CURVAS DE LA FASE EXPERIMENTAL IV	222
A2.1. CURVAS EXPERIMENTALES DE FUERZA Y DEFORMACIÓN	222
A2.2. CURVAS EXPERIMENTALES DE CICLO FRENTE A MODELO KV.....	240

INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

INTRODUCCIÓN

El desarrollo y la implementación de ferrocarriles de altas prestaciones han venido acompañados de una completa revolución en el diseño y fabricación de los elementos de la infraestructura ferroviaria. Actualmente, los trenes de alta velocidad se basan en el uso de traviesas de hormigón y sistemas más o menos complejos de sujeción entre la traviesa y los carriles. Con el objetivo de aliviar la rigidez excesiva de las traviesas de hormigón, se colocan placas elásticas entre estas y los carriles, denominadas placas de asiento, las cuales desempeñan un papel indispensable dentro de los sistemas de sujeción, ya que amortiguan los golpes y las vibraciones causadas por el tránsito del material rodante.

En tanto que las placas de asiento están sujetas a cargas repetitivas causadas por la circulación de ferrocarriles por la vía, estas sufren deformaciones plásticas que aumentan con el tiempo hasta estabilizarse, momento en que alcanzan un régimen permanente de propiedades mecánicas y comienzan a comportarse como un sólido homogéneo [1,2].

Lopez Pita [3] plantea la enorme importancia que tiene la rigidez de las placas de asiento sobre los efectos que el paso de material rodante ocasiona a todos los elementos de la superestructura de vía. Un valor alto de la rigidez de la placa de asiento puede causar un aumento en los efectos debidos a sobrecarga dinámica sobre el carril originados por masas no suspendidas, incrementando el proceso de deterioro de la vía. Por el contrario, un valor muy bajo produciría un ablandamiento excesivo del sistema, con el aumento de las deformaciones derivadas y su repercusión en el nivel de estrés sobre el carril [4]. Consecuentemente, es esencial trabajar con valores óptimos de rigidez de forma que se optimice el comportamiento del propio sistema de sujeción y esta afectación sea la menor posible [5,6].

Las propiedades mecánicas de las placas de asiento también afectan notablemente a otros elementos aparte del carril, como son las propias traviesas [7] o el balasto. Igualmente, tienen gran influencia en el fenómeno de la corrugación [8,9], la atenuación del ruido y vibraciones a zonas colindantes con la infraestructura [10,11], la absorción de energía procedente del tránsito ferroviario [12], los fenómenos resonantes o los modos propios de vibración de los carriles [13], entre otros.

Algunos de los materiales extensamente empleados para la fabricación de placas de asiento enfocadas a las líneas de alta velocidad han sido los elastómeros termoplásticos (TPE), la goma de monómero de polietileno propileno dieno (EPDM), el poliuretano termoplástico (TPU) y otros también basados en el caucho. Sin embargo, estos materiales se ven seriamente afectados por las condiciones de trabajo de la vía junto con los condicionantes ambientales que rodean a la misma: fatiga mecánica [14, 15], fatiga térmica, rayos UV, temperaturas extremas, humedad y salinidad. Se han realizado estudios enfocados a paliar estos efectos en las placas de asiento mediante cambios en su constitución y composición química [16], sin embargo, no se han logrado mejoras notables en la durabilidad de las mismas. La sustitución de las placas de asiento conlleva, también, importantes costes económicos en mano de obra, materiales y tiempo de interrupción de tráfico rodado. Es por tanto clave incrementar la vida útil de las placas de asiento a fin de minorar estos costes y mantener las condiciones óptimas de funcionamiento de las mismas durante el mayor tiempo posible.

En base a ello, la presente Tesis apuesta por el empleo de un cojín metálico antivibratorio (también conocido como '*metal rubber*' en la literatura) como material alternativo al empleo de polímeros y gomas en la fabricación de placas de asiento ferroviarias. El cojín metálico propuesto en esta investigación consiste en una malla de acero inoxidable fabricada con hilo tricotado, enrollado, conformado y prensado bajo ciertas condiciones hasta constituir un pad deformable con capacidades antivibratorias y aislantes.

Así, el objetivo de la Tesis se centra en el diseño de un pad basado en el cojín metálico que sirva como punto de partida para el futuro desarrollo de placas metálicas elásticas de asiento que puedan lograr unas prestaciones mecánicas adecuadas en comparación con los materiales tradicionales, a la vez que incrementen, notablemente, el ciclo de vida manejado en la actualidad con los productos comerciales existentes. En definitiva, se trata de abrir una nueva vía de mejora para que la industria dedicada a los sistemas de sujeción de carril pueda solventar el problema de la durabilidad y la resistencia de las placas de asiento actuales.

OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN

El proyecto de investigación se ha guiado por un programa basado en unos objetivos técnicos concretos. A lo largo del documento, se describe la recopilación del estado del arte, la formulación matemática empleada y desarrollada, la metodología experimental, las herramientas de trabajo y explotación de datos experimentales, el análisis de resultados y las conclusiones aportadas al campo científico en el que se engloba el trabajo. Todo ello enfocado a la consecución exitosa de los siguientes objetivos:

- Determinar el valor óptimo de la rigidez que debe mantener el nuevo material a fin de garantizar las prestaciones de funcionamiento que exigen las actuales infraestructuras ferroviarias.
- Investigar y desarrollar pads de cojín metálico que sirvan como base para la confección de placas de asiento y que superen, además, la desventaja en cuanto al aislamiento eléctrico requerido por las infraestructuras ferroviarias modernas.
- Estudiar la durabilidad de las placas de asiento fabricadas en base a cojín metálico antivibratorio frente a procesos de fatiga, humedad y corrosión ambiental, analizando, especialmente, la afectación de las cargas cíclicas sobre el comportamiento mecánico del propio material.
- Investigar y determinar la influencia en el comportamiento mecánico de los distintos parámetros que afectan al conformado de las placas fabricadas mediante cojín metálico, como son: diámetro del alambre constitutivo, densidad de malla, geometría y factor de forma.
- Generar un criterio de diseño que permita modificar uno o varios de los parámetros de diseño anteriores con el fin de lograr unas determinadas prestaciones mecánicas para el pad de cojín metálico.
- Analizar el comportamiento dinámico de los pads de cojín metálico frente al de los materiales tradicionalmente empleados para las placas de asiento, verificando su capacidad para proporcionar una respuesta adecuada en situaciones no estáticas.
- Desarrollar un método de caracterización dinámica de los materiales empleados en las placas de asiento, especialmente enfocado al cojín metálico.

En la Figura 1 se representa el flujo de trabajo correspondiente al proyecto investigador en base al cumplimiento de objetivos marcados:

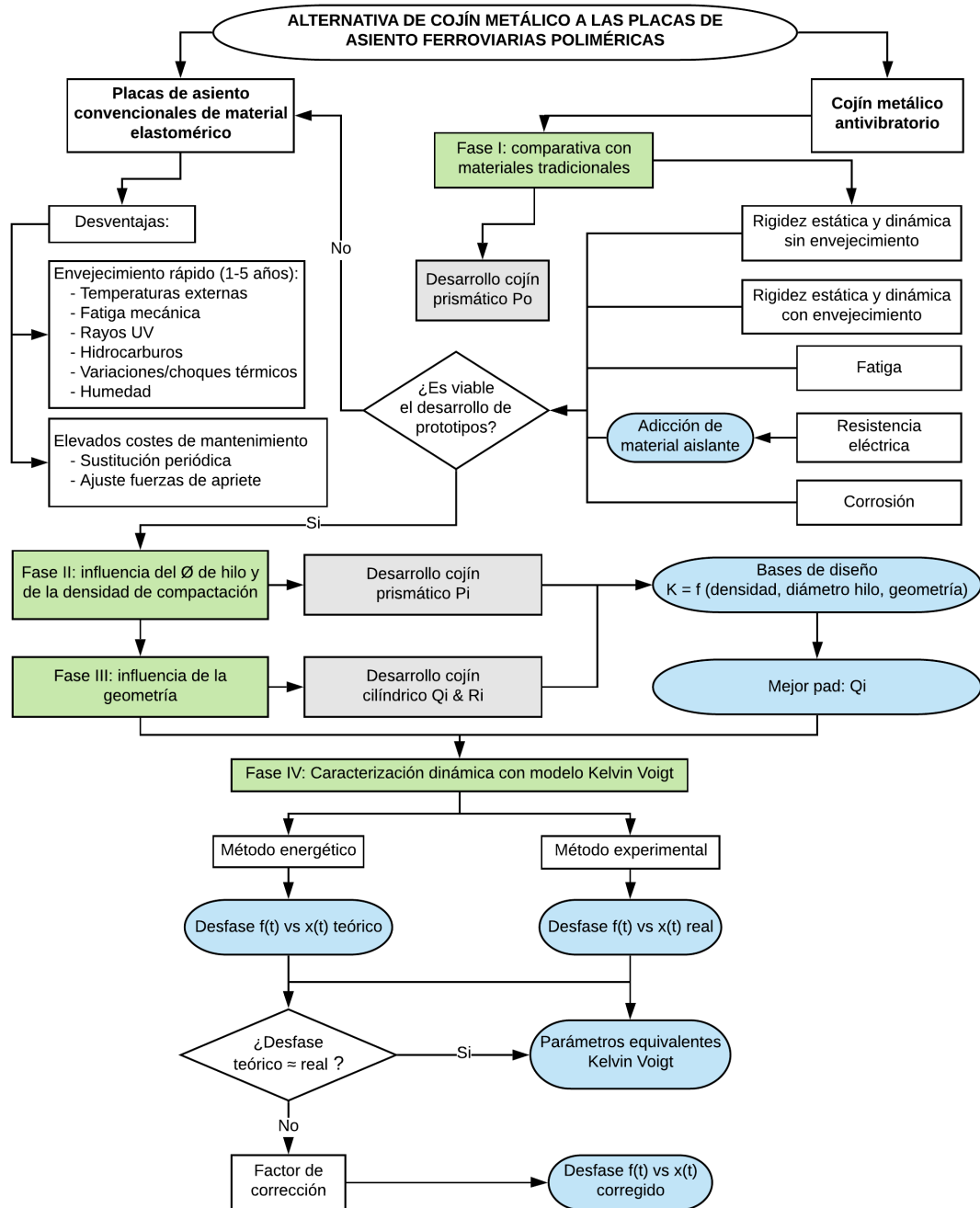


Figura 1. Flujograma de trabajo del proyecto de investigación en base a cumplimiento de objetivos marcados

CAPITULO 1:

ESTADO DEL ARTE

1. ESTADO DEL ARTE DE LA TECNOLOGÍA

1.1. PLACAS DE ASIENTO BAJO RAIL (RAIL PADS – RP)

El uso generalizado de la traviesa de hormigón en la vía ferroviaria ha supuesto la evolución de los sistemas de sujeción hacia el empleo de la placa de asiento elástica, ya que, **se hace necesario intercalar un elemento amortiguador entre el carril y la propia traviesa para evitar, en la medida de lo posible, los impactos entre ambos componentes y suplir la excesiva rigidez del hormigón.** En la actualidad, se están utilizando materiales poliméricos (elastómero termoplástico, caucho de monómero de polietileno propileno dieno, poliuretano termoplástico, etc.) para la fabricación de las placas elásticas de asiento. En la Figura 2, se puede ver un esquema desglosado en el que aparece la placa de asiento ensamblada dentro de una solución de sujeción tipo. En la Figura 3, se detalla una sujeción tipo HM de un carril estándar, donde se aprecia la ubicación y el encaje de la placa de asiento correspondiente.

Debido a la naturaleza de los materiales constituyentes de las placas de asiento, su rigidez se puede ver alterada por diferentes agentes ambientales como pueden ser los rayos UV, los hidrocarburos, la temperatura, la humedad, el desgaste o el deterioro debido a los esfuerzos mecánicos continuados de fatiga en compresión, que modifican la rigidez de la placa de asiento [17,18].

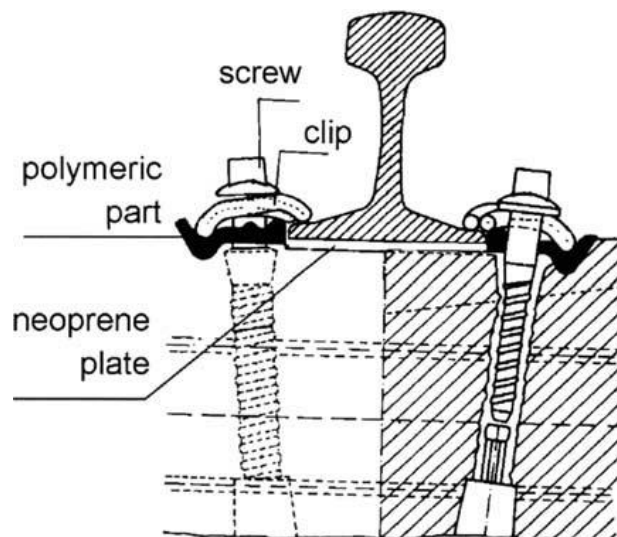


Figura 2. Esquema general de sujeción directa con la placa de asiento posicionada bajo el carril [19]

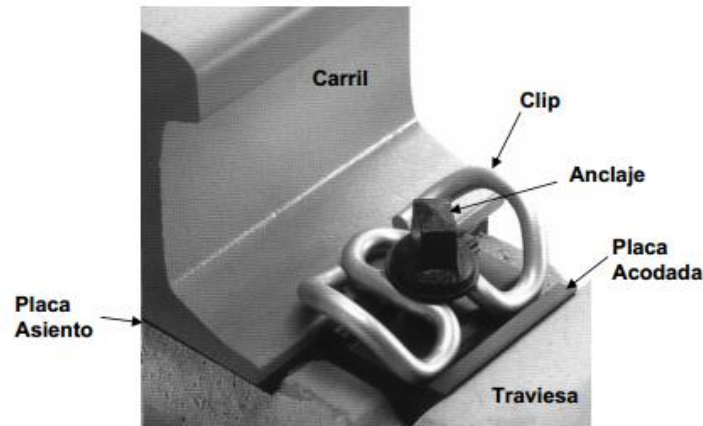


Figura 3. Ejemplo de placa de asiento bajo carril en sujeción tipo HM [18]

Las placas de asiento, también conocidas como Rail Pads (RP) en la literatura, han demostrado disminuir considerablemente los efectos dinámicos sobre las vías de ferrocarril al paso de material rodante, modificando la rigidez del conjunto de la infraestructura [20]. En algunos trabajos, se analiza detalladamente la importancia de esta variación de rigidez en referencia a los efectos dinámicos sobre la vía [4] [21]. Incluso Teixeira propone un modelo económico que trata de cuantificar el coste de mantenimiento en función de la rigidez total [5].

Según se establece en los diferentes modelos planteados por los autores a lo largo de los años [17, 22, 23], el RP es uno de las variables más importantes en el comportamiento global del sistema, que condiciona la rigidez total del modelo de vía utilizado en los cálculos. Por lo tanto, la placa elástica de asiento tendrá una importancia fundamental sobre el conjunto de acciones y costes a invertir en las infraestructuras ferroviarias y en la transmisión de efectos dinámicos a través de esta.

1.1.1. DESCRIPCIÓN GENERAL

La placa de asiento es, como se ha dicho, el elemento encargado de apoyar el carril sobre la plataforma con el fin de disminuir la rigidez en esta zona de contacto a través de sus características elásticas. Tanto el material, como la geometría y las dimensiones pueden variar en función de unas tipologías a otras de placa de asiento, así como del tipo de sujeción, como se verá posteriormente.

La Figura 4 recoge una distribución del reparto tensional a lo largo de la superestructura de carril, destacándose la contribución de la placa de asiento.

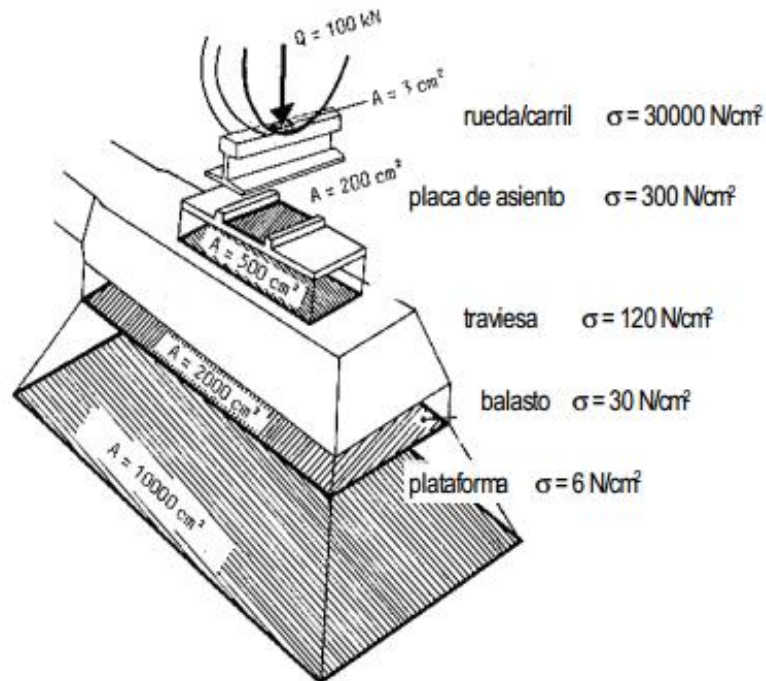


Figura 4. Progresión en el reparto tensional en la infraestructura ferroviaria e importancia de la presencia de la placa de asiento en la atenuación de las cargas [17]

1.1.1.1. MATERIALES Y GEOMETRÍAS

Existe en la literatura una cierta variedad en los materiales empleados para la fabricación de los RP, pero generalmente todos ellos son de naturaleza polimérica. Los materiales que tradicionalmente han sido utilizados para la confección de placas de asiento son:

- **IR:** Caucho sintético, el cual puede fabricarse en base a un proceso de polimerización de monómeros como el isopreno, 1.3-butadieno, cloropreno e isobutileno con isopreno. Estos (y otros monómeros) pueden ser mezclados en diferentes proporciones para lograr la copolimerización y conseguir así ciertas propiedades físicas y mecánicas. Se ha planteado recientemente incluso el reciclado de neumáticos para producir este tipo de placas [24]. Este caso es conocido como NFU (neumático fuera de uso), fabricado con un tamaño de grano inferior a 2 mm, aglutinado con resina para formar una placa de 7,5 mm de espesor.

- **TPE:** elastómeros termoplásticos, una clase de polímeros o mezcla física de polímeros (generalmente de plástico y caucho) que dan lugar a materiales con buenas propiedades termoplásticas y elastoméricas. Combinan las ventajas típicas de las gomas y de los materiales plásticos. Presentan una rigidez media y se han empleado en la placa de asiento PAE-2 de 7 mm de espesor con resaltes en forma de oblongos (dureza: 45-47 HS-D), que es una solución adoptada en la alta velocidad española [25].
- **EPDM:** El caucho de etileno propileno dieno tipo M. Se trata de un elastómero cuya composición contiene, generalmente, entre un 45% y un 75% de etileno. Su resistencia a la abrasión y al desgaste aumenta con este porcentaje. Se ha empleado como solución en la superestructura de la alta velocidad de Arabia Saudí (dureza: 21 HS-D).
- **TPU:** el poliuretano termoplástico es una de las variedades existentes dentro de los poliuretanos que pueden ser conformados por los procesos habituales para termoplásticos. Este caso es una solución adoptada en los ferrocarriles mejicanos (dureza: 30 HS-D).
- **EVA:** Etileno-vinil-acetato, es un polímero termoplástico conformado por unidades repetitivas de etileno y acetato de vinilo. La goma EVA se empleó como solución en la primera línea de alta velocidad española Madrid-Sevilla (dureza: 46 HS- D).
- **HDPE:** el propileno de alta densidad es un polímero termoplástico conformado por unidades repetitivas de etileno. Presenta buenas condiciones resistentes dentro del campo de los polímeros. Es empleado para la configuración de sujeciones tipo PANDROL y por la RailCorp en Australia.

Atendiendo a la geometría, las placas de asiento pueden ver modificados su espesor, su superficie de apoyo y su morfología. Se puede determinar un rango de magnitudes para los espesores típicos de los RP, que puede variar desde los 4,5 a los 15 mm [26]. En cuanto a alto y ancho, en caso de railes tipo UIC 54, las medidas generales son 159 x 140 mm, mientras que, para el UIC 60, las medidas son 172 x 150 mm. Por otro lado, como se ha dicho, los RP pueden tener forma de placa simple, o bien constar, en los casos más actuales, de pestañas y oblongos que permiten una fijación estable y rápida, que impide que se salgan de su posición ante los esfuerzos verticales, transversales y longitudinales que sufre el carril ante el paso del material rodante. Algunos ejemplos pueden verse en la Figura 5.

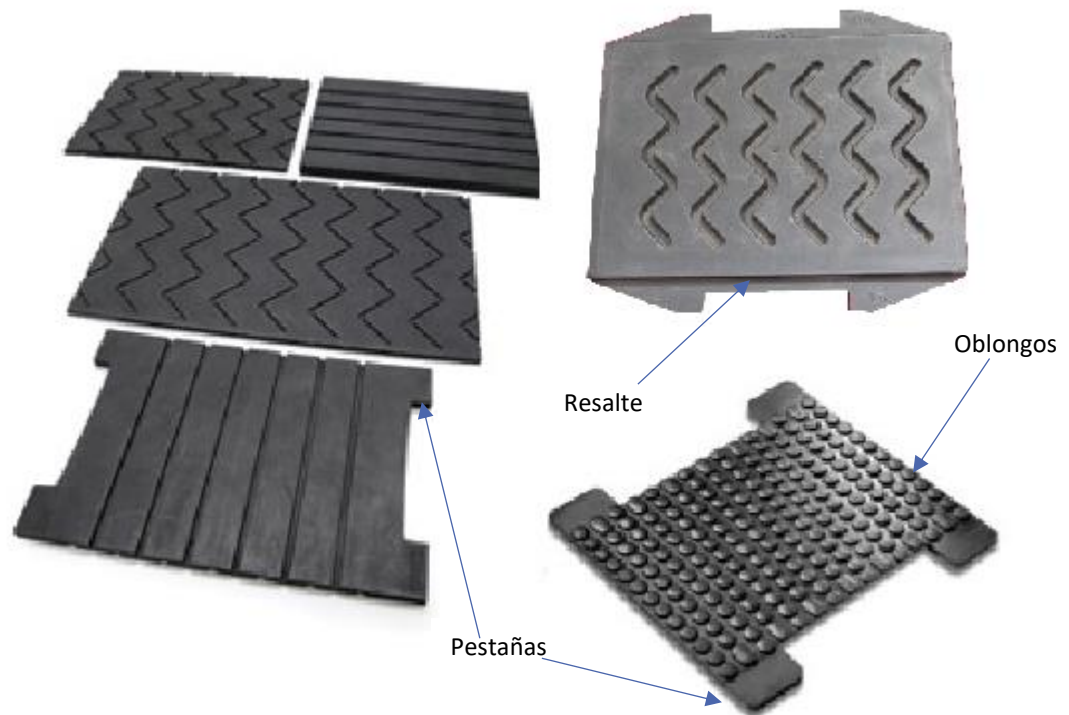


Figura 5. Ejemplos de placas de asiento donde pueden verse pestañas, oblongos y resaltes.

1.1.1.2. SISTEMAS DE SUJECIÓN

Las placas de asiento se adaptan y diseñan con el propósito de ser aplicadas en diferentes tipos de sujeción y cumplir una serie de requisitos mínimos, tanto desde el punto de vista mecánico, como eléctricos y ambientales. Atendiendo a los elementos que constituyen los sistemas de sujeción, estos pueden ser:

- Directos, un único elemento se encarga de fijar el carril y la placa a la traviesa.
- Indirectos, la fijación por un lado del carril a la placa, y de la placa a la traviesa por otro, se realiza por elementos independientes.
- Mixtos, cuando se da una combinación de los dos anteriores.

Por otra parte, en función de la naturaleza de los elementos básicos que constituyen el sistema de sujeción, las soluciones pueden clasificarse en:

- Sujeciones rígidas, la transmisión del esfuerzo entre carril y traviesa se realiza mediante elementos rígidos.

- Sujeciones elásticas, cuando la transmisión de esfuerzos del carril a la traviesa se efectúa por medio de elementos de comportamiento flexible. Estas, a su vez, pueden ser ‘simples’ o ‘doblemente elásticas’, en función del número de elementos de la superestructura (carril, placa y traviesa) que actúan elásticamente.

La principal función de las sujeciones elásticas es la de permitir movimientos verticales de forma que, al paso del material rodante, se absorba la energía procedente de los impactos contra la superestructura. Las sujeciones elásticas constan de una serie de componentes que se encargan de configurar un anclaje que evite posibles juegos de movimiento entre el carril y la traviesa. Las placas elásticas son las que principalmente se deforman y sirven como amortiguador antivibratorio en este tipo de sujeciones [17].

Los sistemas de sujeción más comúnmente empleados son los del tipo elásticos directos. El diseño de los mismos varía en función de las características y el tipo de vía donde van instalados:

- **SUJECCIÓN RN:** se usa principalmente en traviesas de tipo RS (mixtas de acero y hormigón), pero puede funcionar en otras muchas tipologías. La propiedad elástica de la sujeción se garantiza por medio de la grapa. Además de la placa de asiento, esta disposición cuenta con un elemento amortiguador adicional, como es un sector de caucho colocado entre la grapa y la traviesa.

La sujeción tiene un comportamiento elástico en los dos sentidos de la dirección vertical: ante fuerzas separadoras de carril y traviesa, y frente a fuerzas que tienden a hundir el carril en la misma.

En la Figura 6, se puede ver un esquema técnico en el que se describe, detalladamente, la tipología de dicho sistema de sujeción.

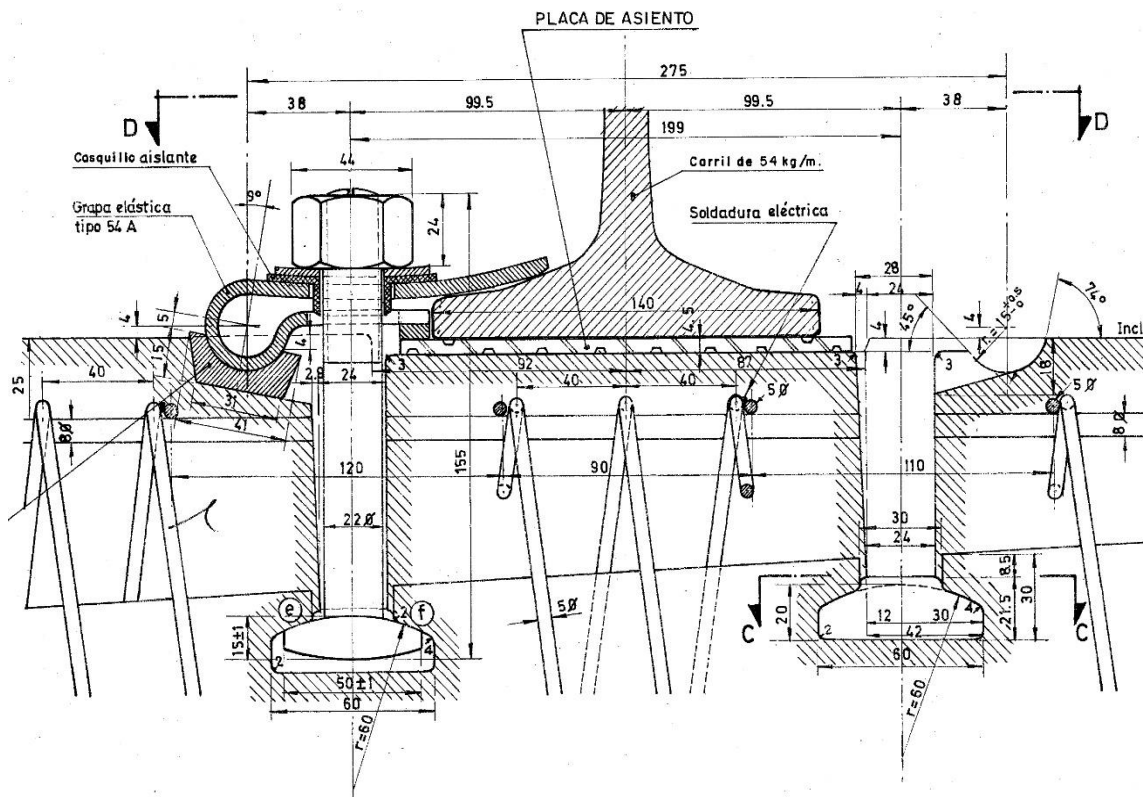


Figura 6. Sujeción RN [27]

- SUJECIÓN P2:** La conjunción de la traviesa bloque RS y la sujeción RN vista anteriormente presenta una serie de problemas técnicos. Para evitar uno de ellos (el aislamiento eléctrico entre sus dos hilos) fue desarrollada la sujeción P2. Las grapas están conformadas, principalmente, mediante una pieza aislante polimérica comprimida por medio de un perno, a través de una lámina elástica, según se puede apreciar en la Figura 7. Son precisamente las propiedades aislantes de esta grapa las que aportan una solución al problema de aislamiento eléctrico mencionado.

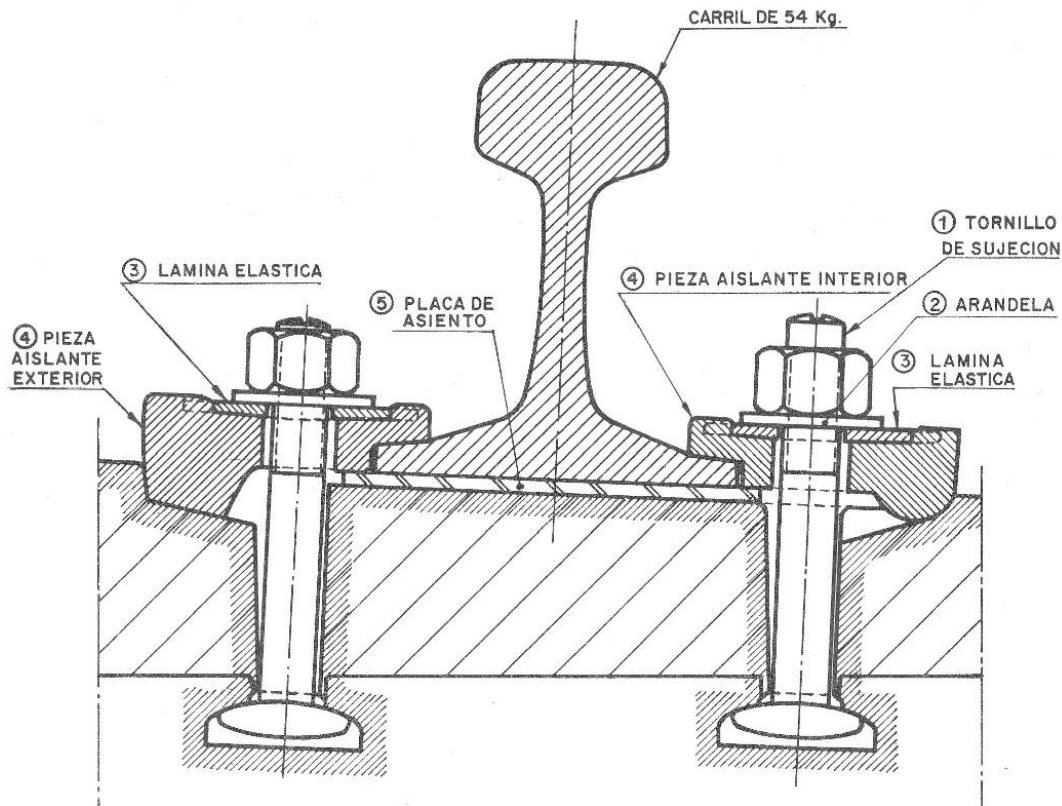


Figura 7. Sujeción P2 [28]

- **SUJECIÓN J-2:** debido a las cargas de apriete en los pernos de sujeción, junto con las producidas al paso de circulaciones por la vía, la serie de esfuerzos de fatiga derivados reducen, de forma indeseada, la vida útil en las sujeciones tipo P2. Para evitarlo surgen las sujeciones tipo J-2.

El modelo J-2, mostrado en la Figura 8, presenta un desarrollo de grapa elástica aislante que evita el eventual contacto con la lámina elástica. Esta ya no transmitirá todos los esfuerzos verticales a la cara superior de la grapa aislante, ya que esta última viene dotada de escalones que derivan estas tensiones de un modo más favorable a la hora de soportar un mayor número de ciclos de fatiga.

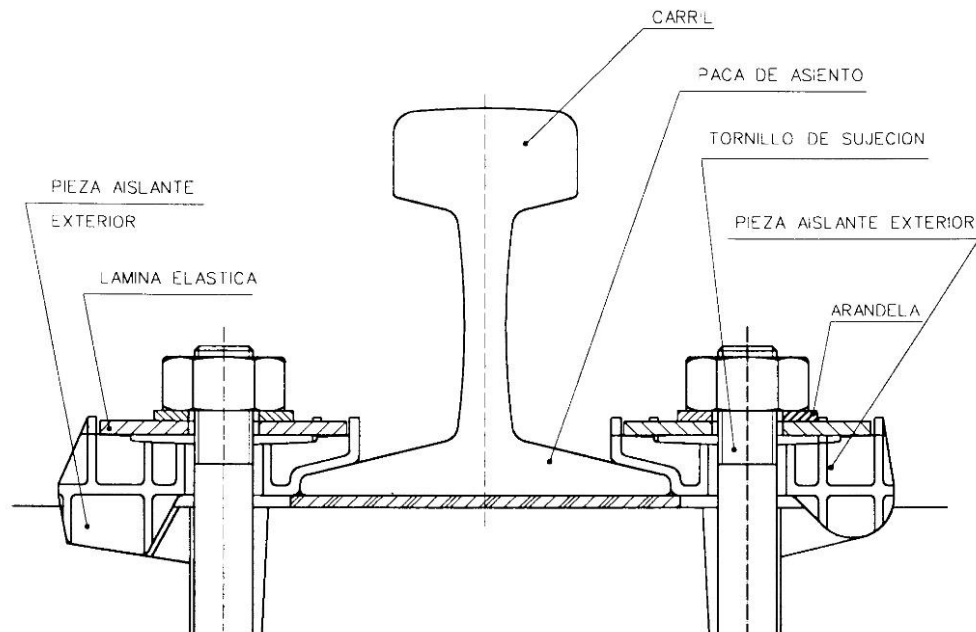


Figura 8. Sujeción J-2 [29]

- **SUJECIÓN NABLA:** En Francia surgen traviesas bloque innovadoras que impiden aplicar la sujeción tradicional RN, por lo que se desarrolla la de tipo NABLA con el fin de cumplir la misma misión, pero, además, solventando los problemas de aislamiento eléctrico, el de variaciones del ancho de vía y la complejidad en la instalación, todas ellas propias de la sujeción tipo RN a sustituir.

Con la sujeción NABLA, representada en la Figura 9, se realiza un potente desarrollo en la mecánica de la placa de asiento. La elasticidad de esta RP debe quedar ajustada a la que tengan la grapa y el tope con el fin de mantener una presión sobre el carril ante las deformaciones del conjunto, impidiendo los desplazamientos de este. Existen varios espesores para esta placa de asiento (4.5, 6.5 y 9.0 mm). El espesor de 9.0 mm se usa en el caso de alta velocidad para conseguir características amortiguadoras óptimas.

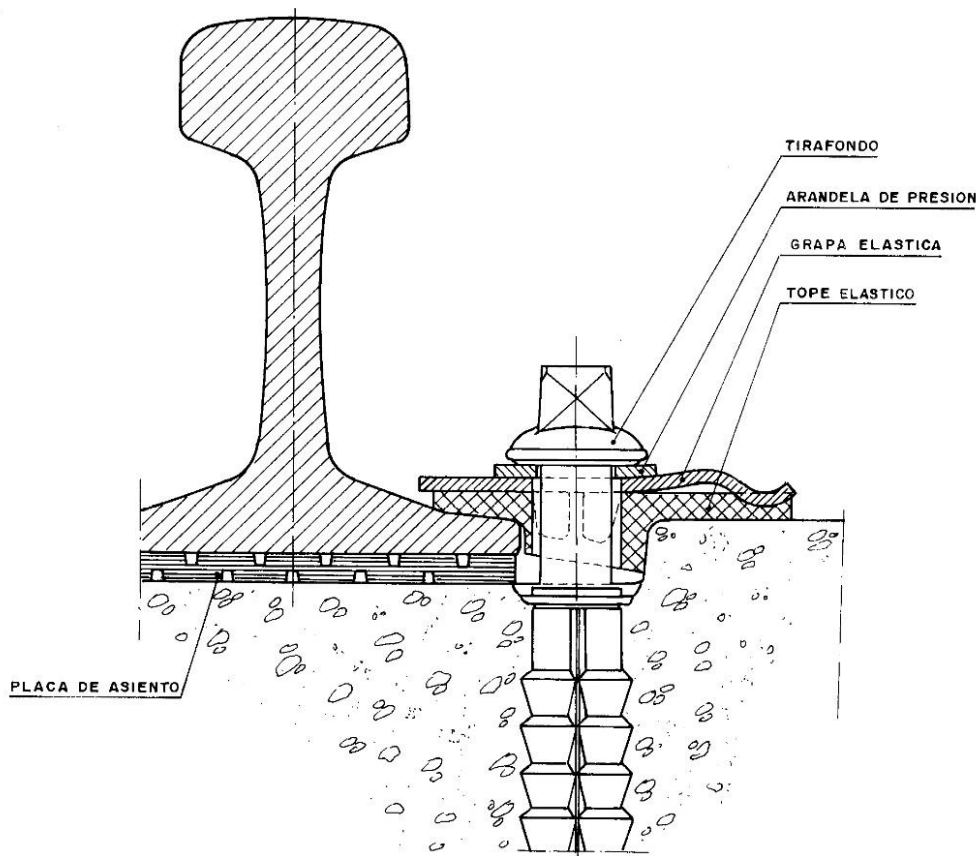


Figura 9. Sujeción NABLA sobre un modelo de traviesa bloque francesa [30]

- **SUJECIÓN PANDROL:** Un elemento común en todas las sujeciones anteriores es la existencia de elementos roscados para el apriete, lo que implica, en todos ellos, una cierta complejidad y una serie de requerimientos que dificultan su instalación y mantenimiento. La sujeción PANDROL surge con el fin de evitar esta barrera y crear una solución F&F ("*fit and forget*") que permita una colocación sin grandes complicaciones en su mantenimiento posterior.

La sujeción PANDROL, cuyo esquema se detalla en la Figura 10, fue planteada, además, para poder instalarse en múltiples tipos de traviesa: hormigón armado, madera y metálica. Ofrece una resistencia adecuada al desplazamiento longitudinal y admite varios tipos de placa de asiento [31]. Es sencilla de instalar y mantener, no requiere mano de obra especializada, aunque sí utillajes adaptados.

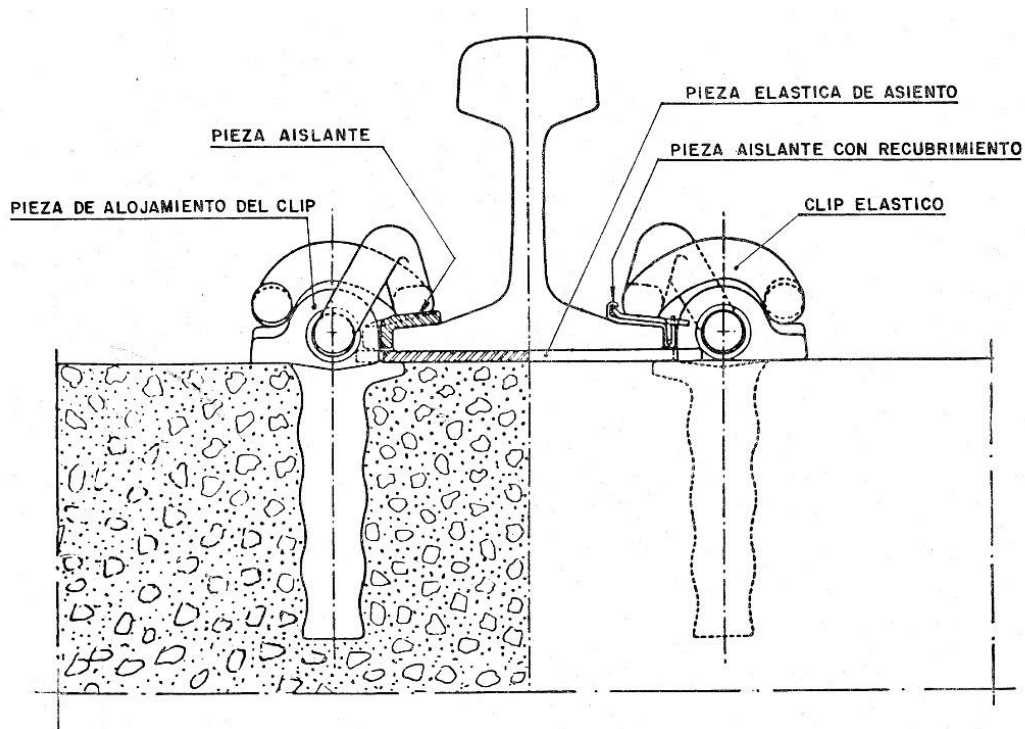


Figura 10. Sujeción PANDROL aplicada al caso de traviesas de hormigón [32]

- SUJECIÓN HM:** existen varias versiones distintas de la sujeción tipo HM, de entre las que destacan una directa, la SKL 1, que se considera una versión de anclaje directo, y la otra, de tipo anclaje indirecto, que presenta una placa nervada de acero, denominada SKL 12. En el caso concreto de la variante HM SKL 1, que se puede ver en la Figura 11, fue especialmente diseñada para traviesas monobloque tipo DW de hormigón (en sus variantes de 54 y 60 kg) o madera, donde se ajusta mediante un tirafondo de altas prestaciones. También está contemplada para su uso en traviesas de tipo metálico, donde la fijación se lleva a cabo mediante una tuerca roscada sobre un espárrago fijo.

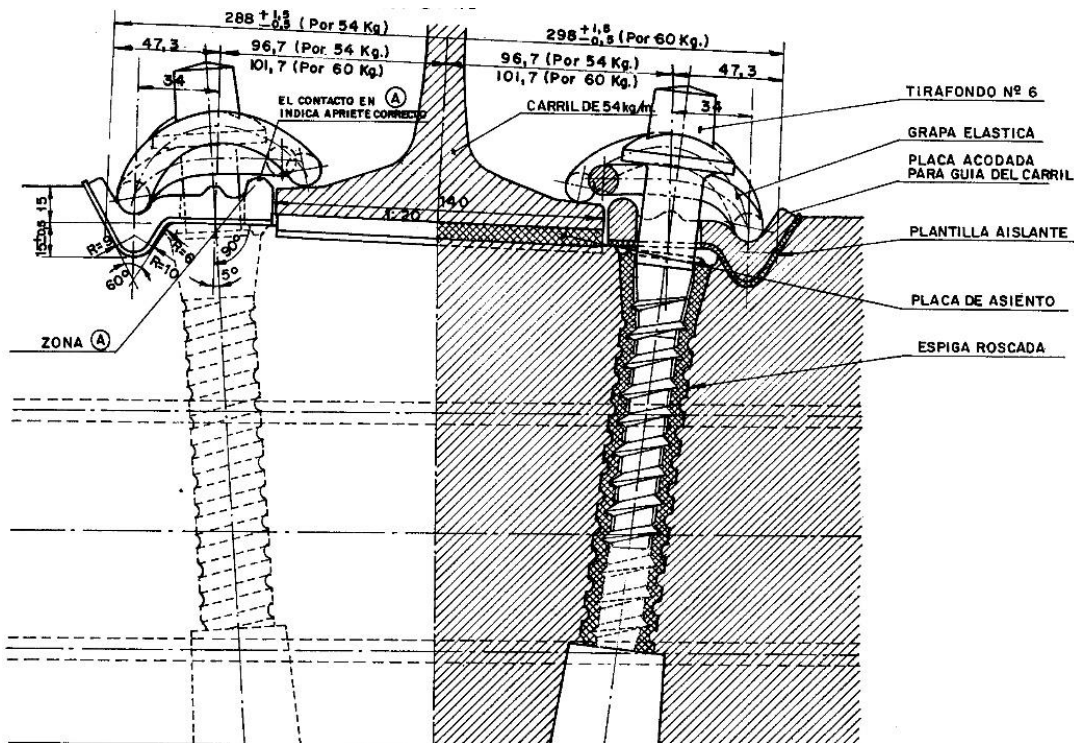


Figura 11. Sujeción tipo HM SKL 1 [33]

1.1.1.3. PRINCIPIO DE TRABAJO

Desde el punto de vista de la mecánica de vibraciones, el RP se puede considerar como un material viscoelástico cuyo objetivo es la atenuación de los efectos dinámicos producidos por la interacción rueda/rail al paso de circulaciones por las infraestructuras ferroviarias, que evita los efectos nocivos de las vibraciones surgidas en la interacción rail/travesía.

Como se verá más adelante en este Capítulo, existen diferentes enfoques en cuanto al modelo de caracterización desde el cual interpretar cuantitativa y cualitativamente este mecanismo de atenuación y respuesta dinámica.

El principio de trabajo, según estos modelos, puede analizarse con diferentes grados de complejidad. Desde el punto de vista lineal, se puede considerar dinámicamente al RP como un elemento puramente elástico lineal, tipo resorte, que aporta un cierto grado de aislamiento al paso de las vibraciones (ver Figura 12) [34].

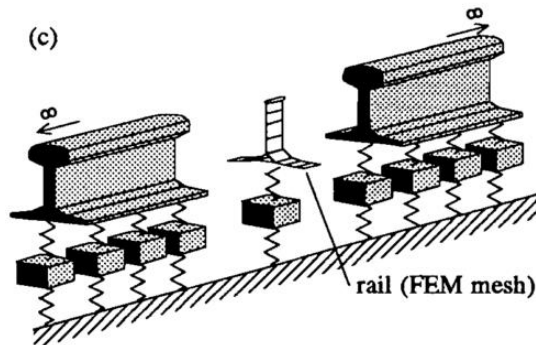


Figura 12. Consideración del RP como un elemento puramente aislante de vibraciones desde el punto de vista lineal [34]

Otras interpretaciones lineales incorporan, además, el concepto de amortiguamiento viscoso disipativo de la energía vibratoria. Este análisis puede contemplar modelos tradicionales lineales o bien modelos estado-dependientes [35, 36] como los mostrados en la Figura 13. En este último caso, al efecto de aislamiento mediante los términos de rigidez, se le añade la consideración del también fenómeno amortiguador inherente a las propiedades elastoplásticas de los polímeros utilizados tradicionalmente para la confección de los RP en todo tipo de sujeciones de carril.

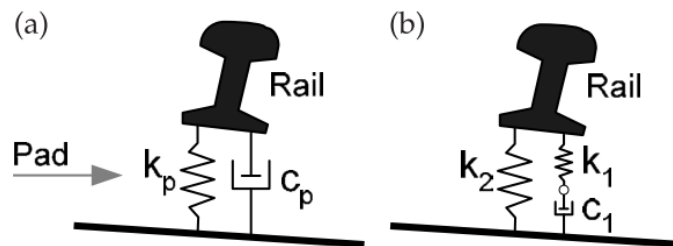


Figura 13. Consideración del RP como un elemento puramente aislante y amortiguador desde el punto de vista lineal, mediante un enfoque tradicional (a) y un planteamiento estado-dependiente (b) [36]

En función de estos últimos es posible ver como el principio de trabajo de los RP se puede considerar, a priori, desde el punto de vista de la mera transmisibilidad de los efectos dinámicos según el modelo de comportamiento representado en la Figura 14. En función de esta perspectiva de análisis, es posible percibir cómo un incremento del amortiguamiento es capaz de anular la influencia de la frecuencia propia del sistema y garantizar una transmisibilidad <100% para todo el espectro de frecuencias en las ondas excitadoras [37], lo que se traduce en una minimización de los efectos dinámicos sobre el carril y la traviesa.

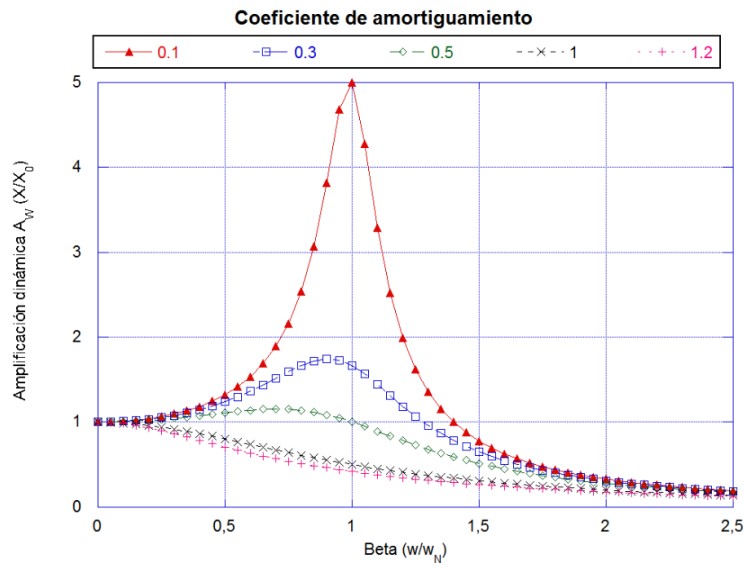


Figura 14. Curvas de transmisibilidad de los efectos dinámicos de un elemento tipo Kelvin Voigt en función del coeficiente de amortiguamiento característico

Por tanto, se puede analizar cómo el paso del material rodante, afectado por fenómenos nocivos como los defectos de rueda, unido a factores de defecto en las propias infraestructuras ferroviarias, como la corrugación de los raíles, que generan unas excitaciones forzadas de frecuencia y amplitud determinadas, las cuales pueden ser atenuadas por el mecanismo aislante y amortiguador de las placas de asiento. Además, no se debe olvidar la importancia de interponer un elemento intermedio entre el rail y la traviesa de forma que se evite el contacto directo entre el acero del perfil y el hormigón de esta última, eludiendo, así, los efectos de lascado, agrietamiento, ruidos y choques que afectan gravemente a la zona de contacto y suponen graves problemas para el funcionamiento efectivo y el mantenimiento de las infraestructuras ferroviarias.

1.1.1.4. IMPORTANCIA DE LA PLACA DE ASIENTO EN EL COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE LA VÍA

Trabajos pormenorizados como los de Grassie [38] y Knothe [39] ya abogaban por un conocimiento más profundo de los modelos dinámicos de las placas de asiento a la hora de determinar su enorme influencia sobre el comportamiento dinámico de la vía (ver Figura 15).

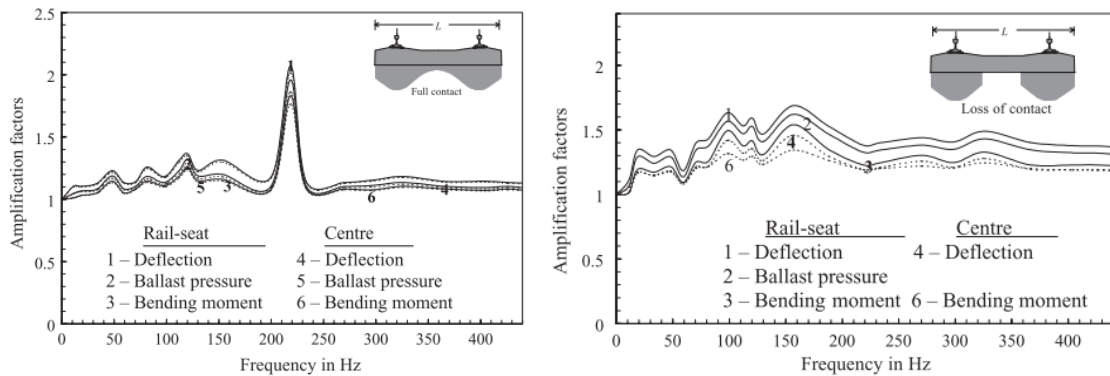


Figura 15. Factor de amplificación dinámica en una vía sin placa de asiento en las sujeciones (izquierda) frente al mismo modelo de vía con placa de asiento (derecha). Los efectos mecánicos de la vía sin elemento resiliente presentan un pico de amplificación muy notable en frecuencias del entorno de los 215 Hz [40].

Con modelos aún no ampliamente desarrollados en este sentido, se llegaron incluso a realizar estudios detallados, contrastados con resultados de laboratorio, en los que se puede ver como la placa de asiento influye notablemente en las aceleraciones verticales de vía, las aceleraciones laterales y la propagación de efectos de onda [34,41]. Estos resultados muestran, por ejemplo, resonancias en el carril a frecuencias próximas a 1 kHz fuertemente influenciadas por las placas de asiento, así como fenómenos de antirresonancia a frecuencias menores (500 Hz), en cuanto a aceleración vertical.

Es posible incluso contrastar la influencia de las placas de asiento en cuanto al factor de amplificación dinámica existente en las vías de ferrocarril al paso de circulaciones, cuando las vías adolecen de defectos. La amplificación dinámica en un escenario supuesto en el que el rail descansa sobre la traviesa sin intermediación de un elemento resiliente es muy grande, destacando, así, la importancia de estos elementos en las sujeciones de carril [40].

Por otra parte, y como se verá en los siguientes apartados, hay estudios en los que se analizan varios aspectos de cómo el comportamiento de la vía se ve claramente influenciado por la rigidez vertical, la cual, a su vez, es fuertemente dependiente de la rigidez de la placa de asiento [42]. Uno de los efectos más palpables de la transmisión de vibraciones en la vía, es la percepción de ruido al paso de vehículos por el carril.

En este trabajo se detecta un óptimo (mínimo) en la transmisión de ruido para una rigidez vertical de la placa de asiento de en torno a los 2000 kN/mm. Sin embargo, se señala cómo las rigideces por debajo de 100 kN/mm son más interesantes, sobre todo en líneas de alta velocidad, a la hora de reducir los efectos dinámicos sobre la infraestructura y, por tanto, de recortar los costes de mantenimiento de esta.

Como se verá en este Capítulo, las placas de asiento presentan un carácter no lineal frente a la frecuencia y la amplitud de las vibraciones de entrada. Muchos modelos y normativas trabajan con metodologías basadas en idealizar las placas mediante un comportamiento lineal en el que su rigidez (y amortiguamiento) no depende de la frecuencia.

No obstante, hay estudios donde se analiza el efecto de esta no linealidad en el comportamiento dinámico de la vía al paso de vehículos por encima [43]. Se puede ver en la Figura 16 cómo al considerar esta no linealidad, es posible captar el crecimiento de los efectos dinámicos en vía en frecuencias entre 65 y 150 Hz.

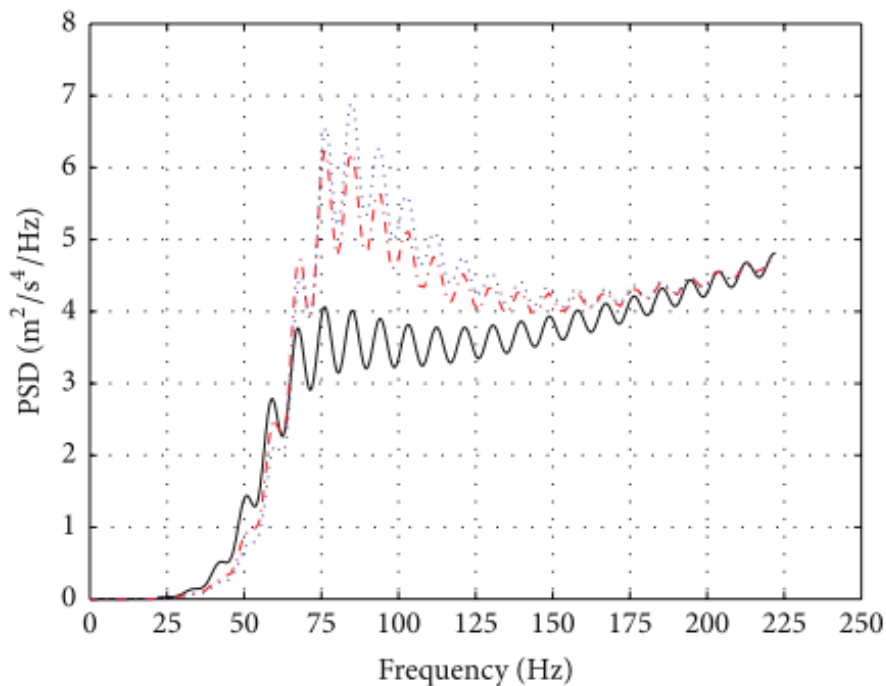


Figura 16. Potencia de densidad espectral de vibraciones en vía considerando la rigidez lineal según métodos tradicionales en el modelo de cálculo (trazo negro), considerando la no linealidad frente a la frecuencia (trazo rojo) y considerando la no linealidad frente a frecuencia y amplitud (trazo azul) [43]

1.1.2. COMPORTAMIENTO MECÁNICO

1.1.2.1. CARÁCTER NO LINEAL DE LA PLACA DE ASIENTO

En 1995, Fenander [44] llevó a cabo en Suecia un ensayo real en vía, instrumentando la zona de ensayos en torno a sujeciones Pandrol en las que se posicionaron unas placas de asiento precomprimidas con diferente rigidez. Sobre los RP se realizaron varios análisis estáticos y dinámicos (con frecuencias de hasta 200 Hz). En los ensayos estáticos se puede ver como la rigidez ya presentaba un carácter no lineal en función del desplazamiento/amplitud, especialmente en el caso del RP más blando (ver Figura 17).

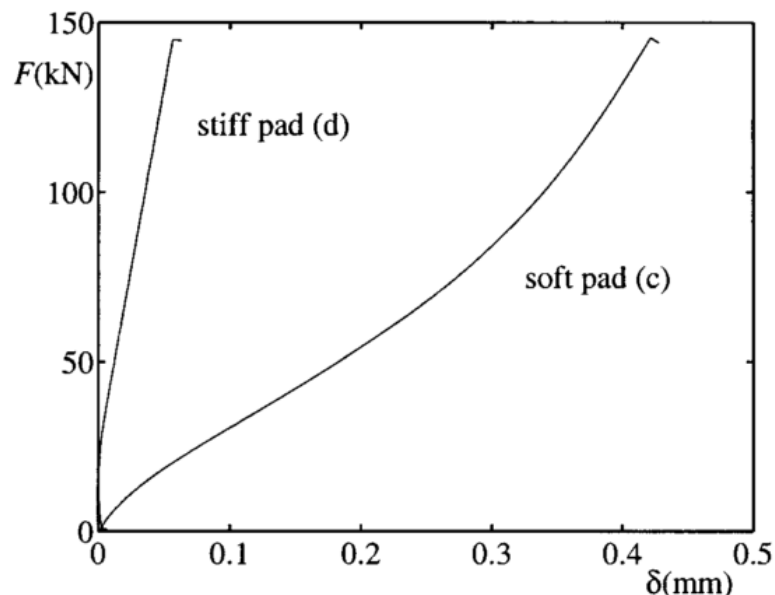


Figura 17. Resultados de rigidez estática medida sobre el conjunto rail-traviesa, cuando la sujeción lleva un RP blando (c) y uno duro (d) [44]

Por otro lado, en los ensayos dinámicos se puede ver cómo, para diferentes grados de precarga, la rigidez calculada para el RP de tipo duro y blando depende, también, de la frecuencia de excitación (ver Figura 18).

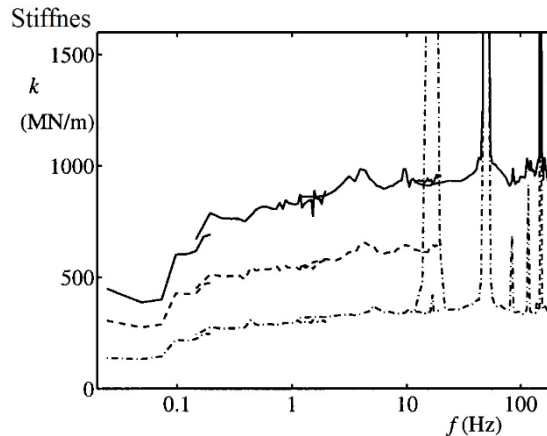


Figura 18. Rigidez calculada en función de la frecuencia de excitación, para un RP duro en diferentes grados de precarga (línea superior precargada a 130 kN, intermedia a 90 kN e inferior a 50 kN) [44].

Igualmente, se calcula, en dicho trabajo, un factor de pérdidas que viene a indicar el grado de amortiguamiento de la energía vibratoria de entrada. Este factor de pérdidas, también analizando diferentes grados de precarga para la RP blanda, se presenta en la Figura 19, donde se puede observar igualmente que es dependiente de la frecuencia excitadora.

Se repitieron las pruebas en laboratorio para un espectro de frecuencias de entrada de hasta 1000 Hz. Las conclusiones fueron las mismas que para los ensayos de campo: la rigidez aumenta notablemente con la precarga (sobre todo en el caso de la placa más dura), mientras que aumenta menos con la frecuencia. En el caso de la amortiguación, el factor de pérdidas tiene una mayor dependencia con la frecuencia y menor respecto de la precarga [44].

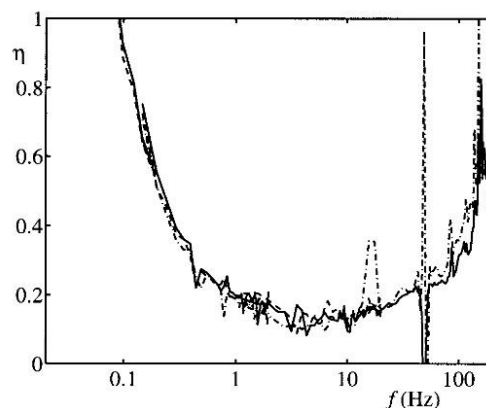


Figura 19. Factor de pérdidas η calculado para la placa de asiento blanda correspondiente a la Figura 18, en sus diferentes grados de precarga y diferentes frecuencias de excitación [44]

En 1999 Thompson [45] realizó un estudio relativo a la transmisibilidad del ruido a lo largo de la vía en función de la rigidez de la placa de asiento. En dicho trabajo, también se pone de manifiesto la no linealidad de la rigidez en función de la carga estática para la placa de asiento de elastómeros. Así mismo, se pudo analizar cómo la transmisibilidad de la potencia de sonido generado al paso del material rodante (ver Figura 20), es también no lineal en función de la frecuencia excitadora.

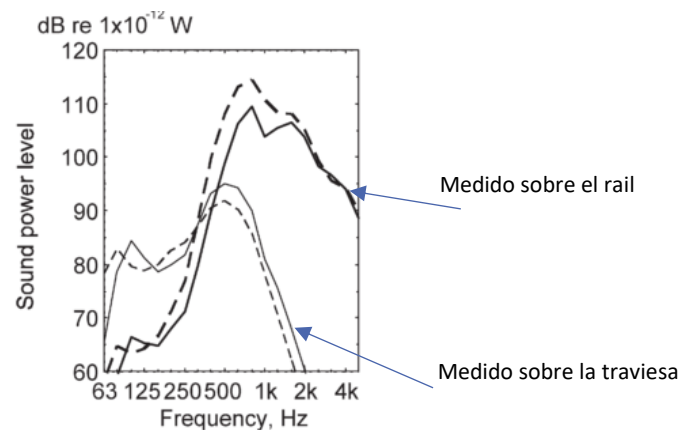


Figura 20. Potencia espectral de sonido medido en el rail, y sobre la traviesa, para una vía cargada (línea continua) y otra descargada (línea a trazos) [45]

La transmisibilidad de un sistema antivibratorio depende tanto de la componente amortiguadora como de la rigidez [37], por lo que, si esta varía con la frecuencia de entrada de modo distinto para una vía cargada o descargada, ello implica una no linealidad del sistema amortiguado en función de la precarga.

En 2014, Zhu et al. [46] llevan a cabo un estudio sobre una placa de asiento viscoelástica, observando que la rigidez dinámica y el factor de amortiguamiento del RP aumentan con la frecuencia excitadora, mientras que se aminoran en función de la amplitud de desplazamiento. Posteriormente, los mismos autores completan el análisis anterior mediante un estudio exhaustivo [22] donde se asume, dentro del modelo matemático utilizado para el análisis, la patente dependencia de la amplitud y frecuencia que muestra el RP (ver Figura 21). El submodelo utilizado para introducir la influencia de la placa de asiento dentro del modelo total, donde se tienen en cuenta el propio vehículo y el resto de la infraestructura, utiliza un componente en derivadas fraccionales, que asumen esta influencia de la amplitud y la frecuencia, junto con un elemento de fricción no lineal.

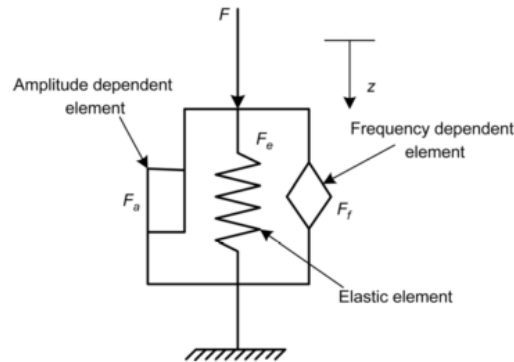


Figura 21. Modelo matemático del RP, donde se asume la no linealidad del elemento frente a la amplitud y la frecuencia de la excitación de entrada [22]

1.1.2.2. RIGIDEZ

El papel de la rigidez vertical juega un papel fundamental en las condiciones de servicio y mantenimiento de las vías de ferrocarril. En estudios previos, se enfatiza la importancia de esta rigidez vertical a la hora de reducir el ruido ocasionado por el paso de circulaciones, así como a la de optimizar los costes de servicio de la infraestructura ferroviaria [21, 47].

Teixeira et al. [5] proponen la siguiente fórmula matemática para definir la rigidez vertical del conjunto de la vía:

$$K_S = \frac{K_{RP} K_{B-P}}{K_{RP} + K_{B-P}} \quad (1)$$

Donde K_S es la rigidez vertical total del conjunto de vía, K_{RP} es la rigidez del RP y K_{B-P} es la rigidez que aportan el resto de los elementos inferiores de la vía. Se puede apreciar, por tanto, la enorme influencia de la rigidez vertical de la placa de asiento a la hora de determinar directamente el nivel de costes de servicio en una infraestructura ferroviaria.

Por otra parte, como se ha visto en el apartado anterior, resulta complicado determinar la rigidez vertical de una placa de asiento si se tiene en cuenta su carácter no lineal. Esto hace que tanto prescriptores como fabricantes asuman un criterio sencillo para cuantificar la rigidez de estas, si bien, de forma simplificada. El método en cuestión más extendido es la determinación de la secante entre dos puntos de carga característicos dentro de la curva no lineal que representa la rigidez, tal y como se muestra en la Figura 22.

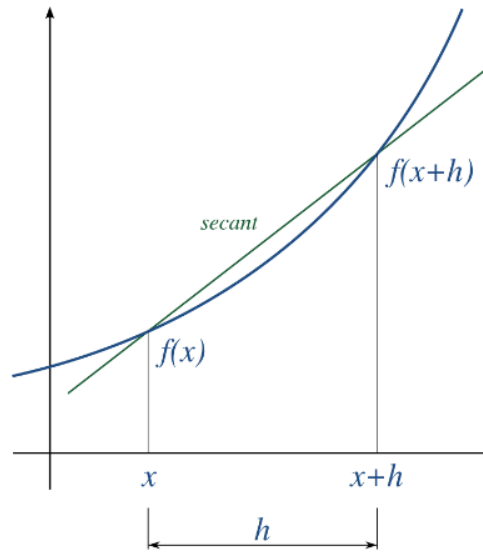


Figura 22. Recta secante entre dos puntos de una curva no lineal empleada para la definición de la rigidez característica de las placas de asiento

En la norma UNE-EN 13146-9:2011+A1:2012 [48], se establecen métodos prescriptivos para el cálculo de esta rigidez, tanto en el rango dinámico como en el estático, teniendo en cuenta que la placa de asiento puede estar aislada o formar parte de un sistema de sujeción. Partiendo de lo representado en la Figura 22, la fórmula empleada para la determinación es:

$$K_e = \frac{f(x+h) - f(x)}{(x+h) - x} = \frac{f(x+h) - f(x)}{h} \quad (2)$$

Donde K_e es la rigidez estática, $f(x+h)$ y $f(x)$ son los valores de carga en los dos puntos de interés que definen un determinado rango de cumplimiento. Este no es otro método que el de la secante. Además, se puede ejecutar este mismo cálculo mediante la aplicación de la carga, de forma cíclica, a diferentes frecuencias de 5, 10 ó 20 Hz. En este caso la norma permite calcular la rigidez dinámica para cada una de ellas, denominándose K_d .

Siguiendo lo expuesto en el párrafo anterior, la Especificación Técnica de ADIF [49] establece un método para calcular la rigidez estática equivalente denominada $K_{e20/95}$ que se calcula para una $f(x) = 20\text{kN}$ y una $f(x+h) = 95\text{ kN}$. En este caso, se realizan tres ciclos de carga y descarga entre esos márgenes y, en el último, se toma medida de la deflexión h entre ambos puntos de carga y se calcula con todo ello la rigidez.

La especificación establece para vías de alta velocidad un rango válido de $80 < K_{e20/95} < 125$ kN/mm. Además, en la mayoría de las normativas internacionales, se emplea una metodología similar para el cálculo representativo de la rigidez de la placa de asiento.

Sin embargo, en el caso de modelos computacionales, donde los cálculos realizados tratan de caracterizar dinámicamente el comportamiento de la vía para un amplio espectro de frecuencias, el consenso no es tan alto y los diferentes autores optimizan modelos donde el RP, como se ha visto en la Figura 21, se caracteriza de forma no lineal con diferentes metodologías.

Sol-Sánchez et al. [26] realizan una somera descripción del desarrollo, a través de los países y los años, de la rigidez exigida a la placa de asiento, así como de sus implicaciones en el comportamiento mecánico de la vía y la aparición de diferentes fenómenos sobre la misma. Según algunos autores, la rigidez de las placas de asiento se puede clasificar en varios niveles cualitativos. Entrar en una clasificación u otra depende mucho de los diferentes enfoques existentes en la literatura, pero, en principio, destacan dos interesantes (ver Tabla 1):

Tabla 1. Clasificación de la rigidez de la placa de asiento según [21] y [50]

Autor	Niveles cualitativos de la rigidez estática de una placa de asiento (kN/mm)		
	Blando	Medio	Duro
López Pita [21]	<80	$80 < k < 150$	>150
Gomes Correia [50]	≈ 130	≈ 410	≈ 1300

Considerando esta clasificación es posible, a la luz de lo expuesto en los apartados siguientes, determinar qué fenómenos mecánicos sobre la vía van a tomar un mayor o menor protagonismo (ver Tabla 2).

Tabla 2. Fenómenos mecánicos acentuados en función de la rigidez de la placa de asiento seleccionada

Fenómenos mecánicos sobre la vía	Importancia en función de la clasificación de la rigidez de la placa de asiento (ver Tabla 1)	
	Duro	Blando
Reducción de daño en las traviesas		•
Menor transmisibilidad a las capas inferiores de la infraestructura		•
Atenuación de impactos		•
Reducción en la corrugación		•
Menor deflexión de carril (menor consumo de energía por parte de las circulaciones)	•	
Reducción del efecto de los cambios de rigidez cambios de sección		•
Menor movimiento de carril (mayor vida útil de la sujeción)	•	
Minoración de ruido y vibraciones en el carril debido al contacto rueda-carril	•	
Minoración de ruido y vibraciones en la traviesa debido al contacto rueda-carril		•

1.1.2.2.1. Influencia de la rigidez en el deterioro del balasto

En países como Alemania, España, Francia y Grecia se optó, inicialmente, por placas de asiento con una rigidez elevada en las líneas de alta velocidad (400 – 600 kN/mm en el caso de los dos primeros países).

Esto se sumó a la rigidez propia de la constitución de sus infraestructuras, lo que derivó en una excesiva rigidez que trajo consigo un rápido deterioro del balasto, por lo que se tuvo que optar, siguiendo las implicaciones de la ecuación (1), por rigideces menores en la placa de asiento (60 – 100 kN/mm) para reducir la rigidez total del conjunto [3].

En la misma línea, Günther Leykauf [51] concluye que una menor vibración en las partículas del balasto es posible usando RP de menor rigidez. También, las variaciones de rigidez de una sección de tramo a otra pueden incrementar la tensión sobre el balasto hasta en un 40%. Aunque siempre que se trabaje con RP de rigidez baja, se minoran estos efectos dinámicos en zonas de transición (entrada a puentes y túneles, entre otros).

1.1.2.2.2. Influencia de la rigidez en el deterioro de la traviesa

En otros casos, como en Grecia, se logró reducir un 20% la tensión sufrida por las traviesas, evitando la rotura prematura en zonas localizadas de las mismas, al reducir la rigidez de la placa de asiento desde los 250 kN/mm a los 40 kN/mm [7].

Kaewunrueen y Remennikov [13] llevan a cabo un profundo estudio de la influencia de la rigidez de la placa de asiento sobre los modos de vibración en una traviesa común de vía. Los resultados muestran que el carácter no lineal de la rigidez de las placas de asiento influye, notablemente, en la rigidez efectiva del conjunto del sistema de vía, incidiendo de forma acusada en los tres primeros modos de vibración, por lo que la placa de asiento demuestra tener una influencia indudable en los efectos vibratorios de la propia traviesa (ver Figura 23).

Se aprecia, además, cómo el uso de placas de asiento mal planteadas, o desgastadas pueden desplazar el segundo y tercer modo de vibración hacia frecuencias propias de los efectos de corrugación (300 ó 600 Hz), lo que puede situar a todo el sistema cerca de resonancias debidas al paso de cercanías sobre carriles afectados por este fenómeno. Esto puede producir la rotura en alguno de los puntos de apoyo de las sujeciones sobre la traviesa.



Figura 23. Segundo y tercer modo de vibración en la traviesa debido a la utilización de una placa de asiento muy rígida [13].

Los resultados están en relativa buena concordancia con los presentados en estudios previos llevados a cabo sobre los efectos dinámicos en las traviesas [52].

1.1.2.2.3. Influencia de la rigidez en la absorción de impactos

Así mismo, hay estudios que relacionan la rigidez de las placas con la capacidad de absorción de energía de impacto al paso de circulaciones, que puede llegar a ser del 50% solo en base a las placas de asiento de HDPE. Esto se podría equiparar a lo que posteriormente se absorbe en todo el conjunto de suspensión de los trenes y el resto de los elementos con comportamiento elástico de la infraestructura ferroviaria conjuntamente.

Carrascal [12] llega a esta conclusión en cuanto al porcentaje de absorción, para placas de TPE de 7.0 mm de espesor y una rigidez de 100 kN/mm, observando, además, una considerable reducción en la deformación que sufre la traviesa cuando disminuye la rigidez de la placa de asiento (ver Figura 24).

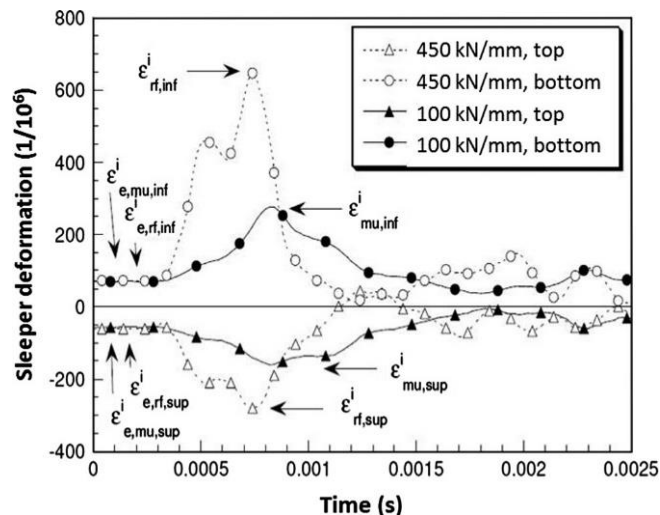


Figura 24. Influencia de la rigidez de la placa de asiento en la atenuación de impactos de carga sobre traviesa [12]

1.1.2.2.4. Influencia de la rigidez en la corrugación del rail

Ilias [53] ha investigado profusamente la influencia de la rigidez de la placa de asiento y su relación con el fenómeno de la aparición de la corrugación del carril. Si bien se producen efectos dinámicos de propagación de ondas sobre el perfil metálico en el corto plazo, donde la rigidez también tiene influencia, en el largo plazo se pueden materializar daños permanentes en la vía, como la deformación ondulada de la misma. Las placas de asiento con rigideces más altas incrementan el crecimiento de este fenómeno sobre el carril.

Varios autores han señalado cómo la utilización de rigideces menores del RP consigue reducir notablemente tanto la amplitud del corrugado como su longitud. Concretamente, Egana et al. [9] observan como el reemplazo de pads con una rigidez de 90 kN/mm por otros de 60 kN/mm logran una minoración del 55% en estos dos parámetros de la geometría de corrugado.

1.1.2.2.5. Influencia de la rigidez en la transmisión de vibraciones y ruido

Las placas de asiento, en función de lo expuesto en el apartado 1.1.1.3, son elementos que reducen notablemente la transmisión de vibraciones y, por ello, aplicando las leyes de la mecánica antivibratoria es fácil formular expresiones que permitan predecir este comportamiento y la consiguiente minoración del ruido producido por el paso de material rodante [11, 54, 55].

Aunque, según algunos modelos desarrollados, lo que ocurre precisamente con los RP, incluso de rigidez más baja, es que, al permitir estos un mayor movimiento relativo entre el carril y la traviesa, por ser elementos elásticos, se detecta un aumento del ruido transmitido debido al contacto rueda–carril. Si bien, el mismo se ve compensado por el efecto amortiguamiento, el cual supone un menor movimiento en las traviesas y un menor ruido generado por estas. A medida que se incrementa la rigidez del RP, el efecto es el contrario [10]. La influencia de las placas de asiento en la variación del nivel de sonido transmitido afecta principalmente a frecuencias de hasta 250 Hz (baja rigidez), 450 Hz (rigidez media) y 800 Hz (alta rigidez) [11].

1.1.2.2.6. Rigidez en el rango dinámico

En muchos de los trabajos anteriormente mencionados, se habla de dos tipos de rigidez, la más común, que es la medida en condiciones estáticas, o rigidez estática y aquella que se mide en condiciones dinámicas, que es sensiblemente mayor [12].

Una de las claves del comportamiento no lineal de los elastómeros es la dependencia de su rigidez con la frecuencia de excitación. En la Figura 25, se expone una metodología para la medición indirecta de la rigidez, extendida, también, a los estándares internacionales, que estudia los valores de rigidez en puntos cercanos a la resonancia del sistema de ensayo [56].

Se puede ver, para una placa de asiento Pandrol 5877 con 10 mm de espesor y dimensiones 194 x 160 mm, cómo la rigidez medida estáticamente en estos experimentos para un RP elastomérico puede estar en torno a 3.5 veces por debajo de la dinámica medida en una serie de frecuencias clave (Tabla 3).

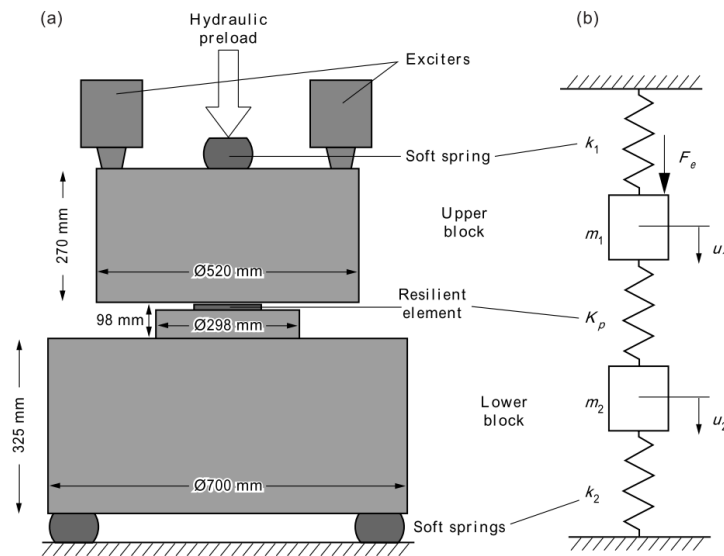


Figura 25. Infraestructura de ensayo propuesta para la medición indirecta de la rigidez de los elementos resilientes [56].

Tabla 3. Resultados experimentales donde puede observarse el ratio $\frac{K_d}{K_e} \approx 3.5$ [56]

Precarga de ensayo, (kN)	20	30	40	60	80
Rigidez estática, (kN/mm)	19	25	37	95	200
Frecuencia quasi-resonante, (Hz)	74	84	106	166	245
Rigidez dinámica, (kN/mm)	65	85	135	330	720
Ratio	3.4	3.4	3.6	3.5	3.6

Por otro lado, existen normas y disposiciones internacionales, como la UNE-EN 13146-9:2011+A1:2012 [48], que implican la necesidad de ensayar las placas a diferentes frecuencias con el fin de conocer la rigidez en el rango dinámico y el ratio de proporción entre la rigidez dinámica K_d y la rigidez estática K_e .

Igualmente, se han llevado a cabo estudios trascendentes donde se relaciona la dependencia de la rigidez vertical de la infraestructura de vía y sus modos vibratorios (frecuencias naturales), con la rigidez de la placa de asiento y cómo esta se ve afectada por la frecuencia dinámica de los esfuerzos de entrada [57].

Además, con el fin de mejorar la precisión en el cálculo del comportamiento en el dominio de la frecuencia, tanto en los elementos del bogie (material rodante), como en las ruedas del ferrocarril, así como para la propia estructura de vía, es preciso considerar desde la rigidez inicial en baja frecuencia hasta las altas frecuencias [58] Esto remarca la necesidad de caracterizar el material frente a ambos tipos de rigidez (estática y dinámica).

1.1.2.3. AMORTIGUAMIENTO

Inherente a los materiales elastoméricos (resilientes), las placas de asiento exhiben una característica amortiguadora que representa la absorción y disipación de energía en cada ciclo histerético de la vibración inducida sobre las mismas.

Como se ha descrito en el apartado 1.1.2.1, el amortiguamiento presenta un carácter no lineal. Fenander [44] lleva a cabo un estudio para un barrido de frecuencias de 0.01 a 200 Hz en base a un ensayo de campo, completado con el espectro de frecuencias de 50 a 1000 Hz realizado en laboratorio.

El amortiguamiento, que viene representado por el factor de pérdidas analizado por este autor, no manifiesta una dependencia importante con la precarga ejercida sobre la placa de asiento, si bien, en lo referente a la frecuencia de entrada, tal y como se muestra en la Figura 19, la dependencia es muy pronunciada y tiene una gran incidencia.

Esto se recoge paralelamente dentro de un modelo de cálculo, desarrollado por el mismo autor, y basado en el método de las derivadas fraccionales, el cual viene a integrar el carácter no lineal del amortiguamiento y la rigidez de forma conjunta con relativa buena precisión [59].

La escasa influencia de la precarga en el amortiguamiento también queda reflejada en otros estudios. Aunque, por otro lado, materiales como el HDPE requieren de una precarga inicial para activar el mecanismo de amortiguamiento. Si bien, ante grandes estados de precarga, el estudio muestra cómo el amortiguamiento pierde mucho peso significativo frente a la influencia de la rigidez [35].

Remennikov et al. [60] realizan un planteamiento de la placa de asiento como un sistema de aislamiento de vibraciones lineal homogéneo de coeficientes constantes:

$$m\ddot{x} + C_p\dot{x} + k_p x = f(t) \quad (3)$$

Donde C_p representa el amortiguamiento de la placa de asiento, m la masa suspendida, k_p la rigidez y $f(t)$ la fuerza excitadora. Los autores plantean un análisis modal en el que $f(t)$ se introduce mediante un martillo instrumental de ensayo que permite estudiar un espectro de frecuencias de entrada de entre 0 y 500 Hz.

Como consecuencia del análisis modal, se logra la caracterización de dos materiales de placa de asiento (HDPE y caucho), planteados en diferentes pruebas con el martillo de ensayo. Los resultados (Tabla 4) fueron acordes con estudios previos similares llevados a cabo para un espectro mucho más amplio de materiales [61].

Tabla 4. Caracterización dinámica de diferentes placas de asiento mediante martillo instrumentado sobre muestra de sujeción PANDROL, donde se destaca el coeficiente de amortiguamiento [60]

Material	Área (cm ²)	Espesor (mm)	Precarga (kN)	Rigidez dinámica (kN/mm)	Coficiente de amortiguamiento (kNs/m)
HDPE	208	7.5	20	470	6
HDPE	246	10.0	20	628	4
Caucho	225	6.5	20	89	8
Caucho	267	10.0	20	66	5

Wei et al. [62] llevan a cabo un análisis, esta vez no lineal, sobre los parámetros de rigidez y amortiguamiento de las placas de asiento en vías de paso de túnel, analizando la influencia que esto tiene en el nivel de vibraciones transmitido. El amortiguamiento en este caso es caracterizado por una expresión de tipo polinómico según:

$$C_i = C_0(a_3 f_i^3 + a_2 f_i^2 + a_1 f_i + a_0) \quad (4)$$

Donde C_i es el coeficiente dependiente de la frecuencia, C_0 es una constante de amortiguamiento y a_j son los coeficientes multiplicadores de los exponentes de frecuencia, que se establecen de forma empírica en base a la observación de resultados reales.

Los mismos autores, en otro estudio [63], trabajan con este planteamiento y observan cómo a bajas frecuencias esta no linealidad dependiente de la frecuencia no tiene gran influencia en el cálculo respecto a asumir un valor constante, aunque sí predice la atenuación de la vibración máxima a medida que se incrementa la frecuencia de estudio.

1.1.2.4. EFECTO DE LA PRECARGA

En los apartados anteriores, se puede apreciar que la precarga es, también, un factor determinante a la hora de condicionar tanto la rigidez como el amortiguamiento. Mientras que, la precarga puede suponer un importante aumento de la rigidez, esta no se verá tan afectada por la variación de frecuencia una vez la placa de asiento se encuentra en condiciones nominales de carga de trabajo.

Un aumento de la precarga en 20 kN puede incrementar la rigidez estática y dinámica en torno a un 48 - 51% [56, 64] como se puede apreciar en la Figura 26. Sin embargo, el factor de pérdidas solo crece muy ligeramente en el rango dinámico cuando se incrementa la frecuencia [59].

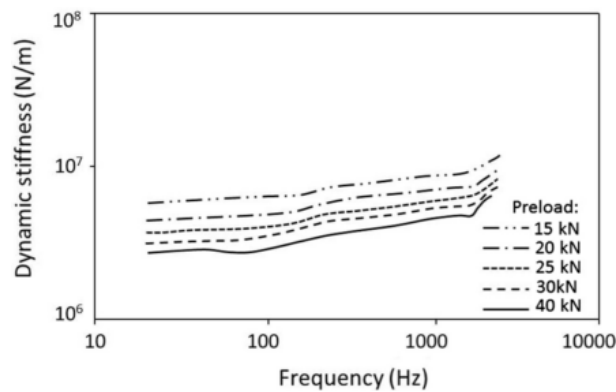


Figura 26. Efecto de la precarga sobre la rigidez vertical de la placa de asiento [65]

Remennikov [66] analiza la influencia de la precarga en la determinación del parámetro de rigidez y amortiguamiento en el rango dinámico (ver Figura 27). Queda patente en este estudio lo expuesto en los párrafos anteriores: la precarga tiene una mayor incidencia en la variación de rigidez respecto al amortiguamiento. Si bien esto puede depender, también, del material utilizado para la confección de la placa de asiento.

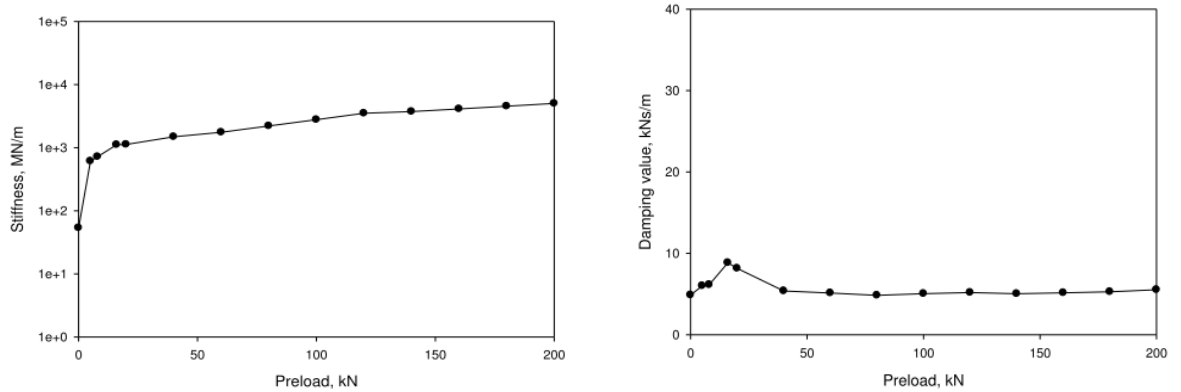


Figura 27. Influencia de la precarga en la rigidez dinámica y el amortiguamiento para una placa de HDPE [66]

Conocida la influencia de la precarga a la hora de alcanzar determinados valores de estos parámetros, es posible generar modelos de decisión/predicción para la implementación óptima de estos elementos en las vías de ferrocarril [67].

1.1.2.5. INFLUENCIA DE LA TEMPERATURA Y DE OTROS FACTORES AMBIENTALES

Las propiedades mecánicas de las placas de asiento, por su naturaleza elastomérica, presentan una notable dependencia de la temperatura. En el caso de algunos pads actuales, es notoria la sensibilidad de sus rigideces estática y dinámica a las variaciones de temperatura en regímenes por debajo de los 0 °C. El factor de pérdidas alcanza su punto álgido en torno a -45 °C, cuando se produce la transición entre estado cristalino y gomoso del material [68].

Wei et al. [69] refuerzan esta hipótesis cuando observan cómo la rigidez estática muestra una variación no lineal pronunciada con la temperatura para un rango por debajo de los 20 °C. Así, el material CR (policloropreno) presentó una mayor sensibilidad que el TPEE y el EPDM (los cuales exhiben una sensibilidad similar). Por encima de esta temperatura, la variación es menos pronunciada. Esta dependencia, además, se remarca en dos frecuencias muy particulares del espectro estudiado: 31.5 y 63 Hz.

Como se ha visto en apartados anteriores, la rigidez tiene una profunda influencia en el comportamiento dinámico de la placa de asiento y, también, en el de todo el sistema, por lo que su dependencia con la temperatura es igualmente importante.

Carrascal et al. [65] analizan la influencia de la temperatura sobre placas de asiento termoplásticas fabricadas en TPE. En este trabajo, se puede ver como un incremento de 30 °C en la temperatura produce una reducción del 10% en la rigidez dinámica, lo que puede ser aún más notable en régimen estático.

Estos mismos autores [70] realizan un profundo estudio del comportamiento dinámico de las placas de asiento en las sujeciones de la vía de ferrocarril. Dentro del mismo, la influencia de la temperatura en el comportamiento de la placa de asiento se evaluó introduciendo el dispositivo de ensayo dentro de una cámara climática adaptada a la máquina de ensayo (ver Figura 28).



Figura 28. Cámara climática empleada en ensayos sobre sistema de sujeción de carril [70]

Aparte del fenómeno de fatiga, se realizó un análisis de la variación de la frecuencia dinámica frente a la temperatura. Concretamente se aplicaron 1000 ciclos de carga de naturaleza sinusoidal entre 20 y 95 kN a una frecuencia de 5 Hz, realizándose la medida de la rigidez en los 10 últimos ciclos. La rigidez dinámica se analizó para diferentes temperaturas: 20, 40, 60 y 80 °C. Los resultados se muestran en la Figura 29.

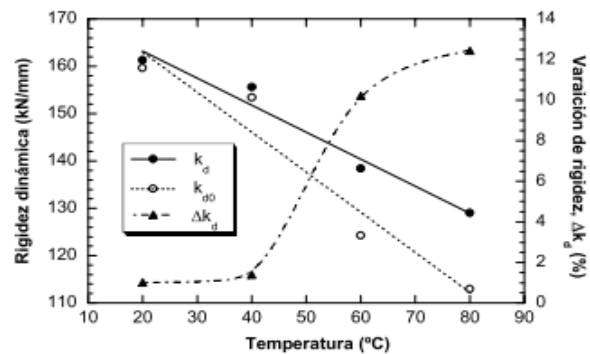


Figura 29. Rigidez dinámica medida -a diferentes temperaturas- en el primero de los ciclos, k_{d0} , y la medida en el ciclo 1000, k_d , así como la variación entre estos dos parámetros [70]

El salto en la rigidez dinámica medida tras los 1000 ciclos de carga, entre los 40 °C y los 60 °C, se debe a que la temperatura de transición vítrea del material correspondiente a la placa de asiento ensayada se encuentra en este rango de temperaturas. Se observa, además, que hasta 40 °C la variación no supera el 1.5%, llegando a alcanzar el 10 % para 60 °C. Este estudio también determina que los valores extremos de temperatura en vía (-20 y 80 °C) establecen condiciones de uso límite para estas placas de asiento.

1.1.2.6. DURABILIDAD

Muchos autores han evaluado la durabilidad de las placas de asiento, principalmente atendiendo a su degradación físico-química. Sawada et al. [16] llevan a cabo una serie de pruebas con placas de asiento de caucho estireno-butadieno (SBR) sometido a dos tipos de procesos de curado (con tiuram y sulfuro) y diferentes elementos de refuerzo tipo filler. Se llevaron a cabo varias pruebas con cada variante constitutiva, tanto a nivel de laboratorio como de campo. Se demostró que los cauchos curados con tiuram presentaban mejores características de durabilidad que las muestras preparadas con sulfuro.

Tanto bajo un funcionamiento suave y regular, así como en una vía con defectos, la durabilidad de las placas de asiento es limitada siempre. Las cargas e impactos repetitivos que sufren estos elementos al paso de circulaciones van limitando progresivamente la vida útil remanente de los pads, los cuales deben ser sustituidos después de un cierto periodo de servicio. La importancia que esto tiene para los ingenieros de vía a la hora de coordinar el mantenimiento de esta y los costes derivados es muy alta.

Remennikov et al. [71] desarrollan un método de regresión lineal enfocado a predecir este envejecimiento de las placas ensayadas (PANDROL HDPE con 5.5 mm de espesor). Para este caso, se infiere una media de envejecimiento por año de 13 kN/mm en cuanto a rigidez y de 41 N/s·mm, en lo referido al amortiguamiento [14] (ver Figura 30).



Figura 30. Placas de asiento envejecidas en servicio bajo una sujeción tipo PANDROL [14]

Otros estudios específicos para líneas de alta velocidad y con el objetivo de modelizar el envejecimiento al paso de circulaciones y el paso del tiempo, así como su influencia en la rigidez, fueron llevados a cabo por Kim et al. [1].

Para el caso de TPE, Carrascal et al. [15] tienen en cuenta varios factores de deterioro físico y químico en el entorno de vía y se estudia cómo afectan evolutivamente al ciclo de vida útil de las placas de asiento fabricadas con este material. Se puede observar un crecimiento progresivo de la rigidez de un 33 a un 44 % al cabo de una vida de servicio de 1 a 3 años, respectivamente.

1.1.2.7. FATIGA Y RECEPCIÓN DE CARGAS REPETITIVAS

Las cargas repetitivas también afectan al comportamiento dinámico de las placas de asiento y así queda demostrado en la literatura recopilada. La fatiga se manifiesta en forma de aumento de la rigidez y descenso de la energía disipada por cada ciclo de carga-descarga [70]. Valores de aumento de la rigidez por fatiga en torno a un 18% pueden suponer descensos de un 40% en la energía disipada por ciclo (ver Figura 31).

Es decir, la fatiga en las placas de asiento incrementa la dureza de esta y minora su capacidad de amortiguamiento. Por otro lado, la aplicación de ciclos de fatiga también produce un acortamiento de la placa. Las mismas observaciones fuera realizadas en otros trabajos [72], en los que, además, se concluye que un incremento en el espesor de la placa reduce el porcentaje de la rigidización progresiva con la fatiga e incrementa, notablemente, la capacidad de disipación energética en cada ciclo (ver Figura 32).

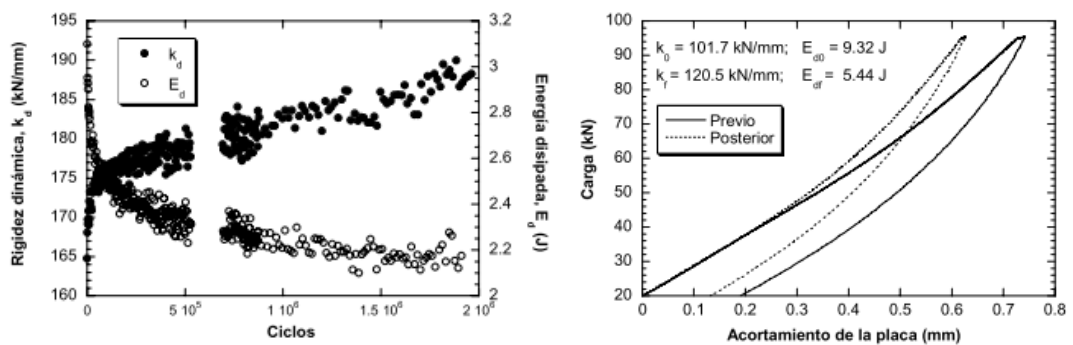


Figura 31. Incremento de la rigidez y minoración de la energía disipada por ciclo como causa de la fatiga ensayada (izquierda) y acortamiento de la placa en ensayos estáticos anterior y posterior al ciclo de aplicación de la fatiga (derecha) [70]

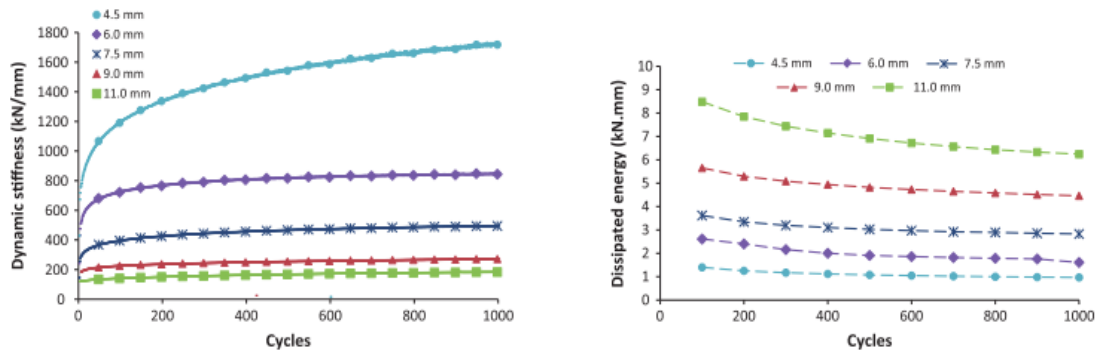


Figura 32. Variación de la rigidización dinámica por fatiga y de la capacidad de disipación energética en función del espesor de la placa de asiento (izquierda) [72]

1.1.3. MODELOS DE CARACTERIZACIÓN

1.1.3.1. MODELOS FÍSICOS

Algunos autores [73] han señalado la falta de modelos físicos consistentes para las placas de asiento, limitándose a estudiar la definición de la rigidez equivalente de las mismas en diferentes rangos dinámicos de estudio (régimen cuasiestático, media frecuencia y alta frecuencia) en función de las curvas de ensayo obtenidas en dichas condiciones de ensayo.

Sin embargo, existen multitud de trabajos, incluso anteriores, donde se han aplicado y desarrollado modelos físicos, que han presentado, además, una buena adaptación y seguimiento de las curvas de ensayo obtenidas experimentalmente.

1.1.3.1.1. MODELO MAXWELL

El modelo físico de Maxwell es uno de los más sencillos a la hora de representar el comportamiento elástico-amortiguador de las placas de asiento. Se trata de un elemento resorte en serie con uno de tipo amortiguador, ambos caracterizados mediante su rigidez equivalente (k) y su amortiguamiento equivalente (C), ver Figura 33.

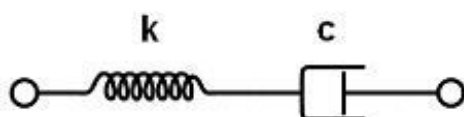


Figura 33. Modelo de Maxwell empleado para modela placas de asiento.

Kaewunruen et al. [13] emplean este procedimiento para incluir el comportamiento de la *pad antivibratorio* dentro de un modelo ampliado que trata de caracterizar toda la infraestructura de la vía. En la Tabla 5, se puede ver el resultado de los modos de vibración de la infraestructura completa en función de los diferentes parámetros de k_{eq} y C_{eq} introducidos para la placa de asiento.

Tabla 5. Variación de los modos de vibración en la traviesa en función de la variación de parámetros k_{eq} y C_{eq} de la placa de asiento [13]

Pad stiffness (MN/m)	Effective stiffness (MN/m)	Frequencies (Hz)						
		Rigid body motion		Flexural vibrations				
		Translation	Rotation	Mode 1	Mode 2	Mode 3	Mode 4	Mode 5
0	0	48.29	48.27	121.57	311.14	604.04	995.63	1485.11
20	17	68.66	70.59	122.21	313.45	607.30	997.47	1485.49
33	25	76.08	78.70	122.61	314.55	608.84	998.34	1485.67
100	50	94.16	99.16	124.64	318.15	613.69	1001.08	1486.23
200	67	102.85	110.35	127.22	320.71	617.00	1002.95	1486.61
300	75	105.95	115.09	128.94	321.95	618.57	1003.84	1486.79
500	83	108.44	119.54	131.04	323.20	620.14	1004.72	1486.97
800	89	109.95	122.71	132.83	324.15	621.32	1005.39	1487.11
1000	91	110.38	123.74	133.46	324.47	621.71	1005.61	1487.16
1500	94	110.99	125.25	134.44	324.95	622.30	1005.95	1487.22
2500	96	111.34	126.24	135.12	325.28	622.70	1006.17	1487.27
3500	97	111.53	126.73	135.46	325.44	622.89	1006.28	1487.29
5000	98	111.70	127.22	135.80	325.60	623.09	1006.39	1487.32
∞	100	112.03	128.19	136.50	325.92	623.49	1006.62	1487.36

1.1.3.1.2. MODELO ZENER

Los modelos Zener entran dentro de las tipologías reológicas, pudiendo incluir diversos elementos tipo muelle, puntos viscosos, elementos de fricción de Coulomb. Bruni et al. [74] utilizan un modelo Zener elemental reducido como el que puede verse en la Figura 34.

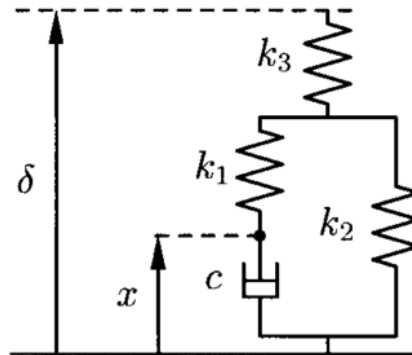


Figura 34. Modelo semi-físico (reológico) empleado en [74]

La respuesta en frecuencia de este modelo toma la siguiente forma compleja:

$$H_{F\delta}^Z = k_1 \frac{1}{\frac{1}{\gamma} + \frac{1}{\beta + \frac{j\alpha}{1 + j\alpha}}} \quad (5)$$

Donde α es un factor adimensional que relaciona el amortiguamiento con k_1 , $\beta = \frac{k_2}{k_1}$ y $\gamma = \frac{k_1}{k_3}$. Para identificar los parámetros del modelo se llevan a cabo una serie de ensayos con una placa de asiento determinada, a través de los cuales se obtiene la respuesta $H_{F\delta}$ basada en datos empíricos. Con dichos resultados se plantea un análisis de la rigidez y del amortiguamiento equivalente según:

$$k_{eq}(A, f) = \text{real}(H_{F\delta}) \quad (6)$$

$$C_{eq}(A, f) = \frac{\text{imag}(H_{F\delta})}{2\pi f} \quad (7)$$

Posteriormente se comparan los resultados con $H_{F\delta}^Z$ y se establecen los parámetros α , β y γ por mínimos cuadrados. Es interesante considerar además que en [74] el factor de pérdidas se determina según:

$$\eta = \frac{2\pi f C_{eq}}{k_{eq}} \quad (8)$$

Estos ensayos fueron llevados a cabo a múltiples frecuencias, en cada una de las cuales se pudieron establecer los parámetros del modelo y analizar el ciclo de histéresis para diferentes amplitudes, según se puede ver en la Figura 35 y en la Figura 36.

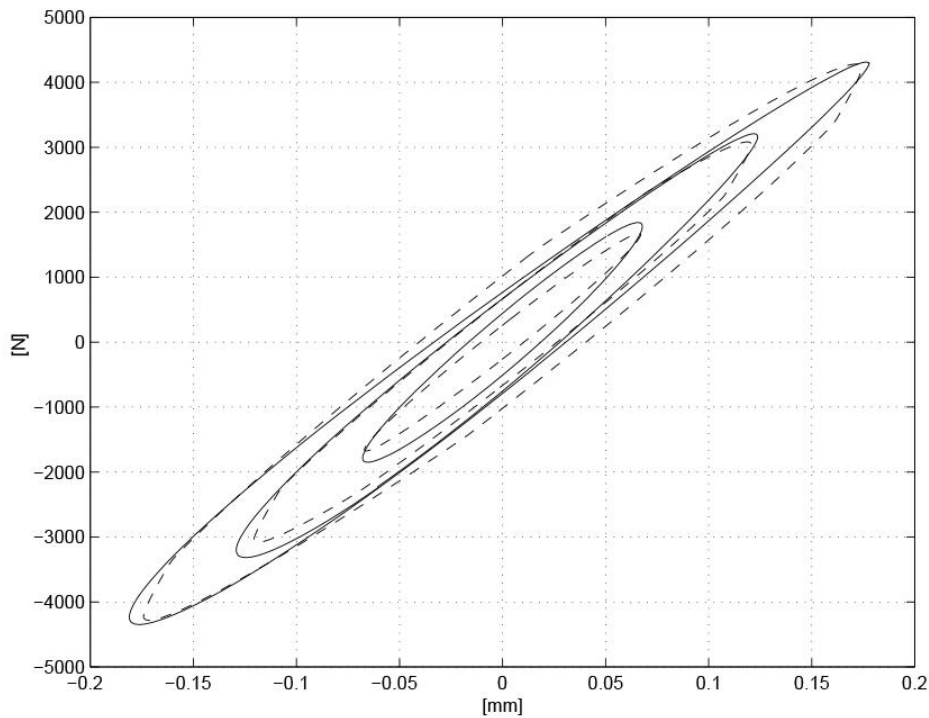


Figura 35. Comparación entre las medidas analizadas y las previsiones del modelo Zener caracterizado en función de dichas medidas, para una frecuencia excitadora de 100 Hz [74]

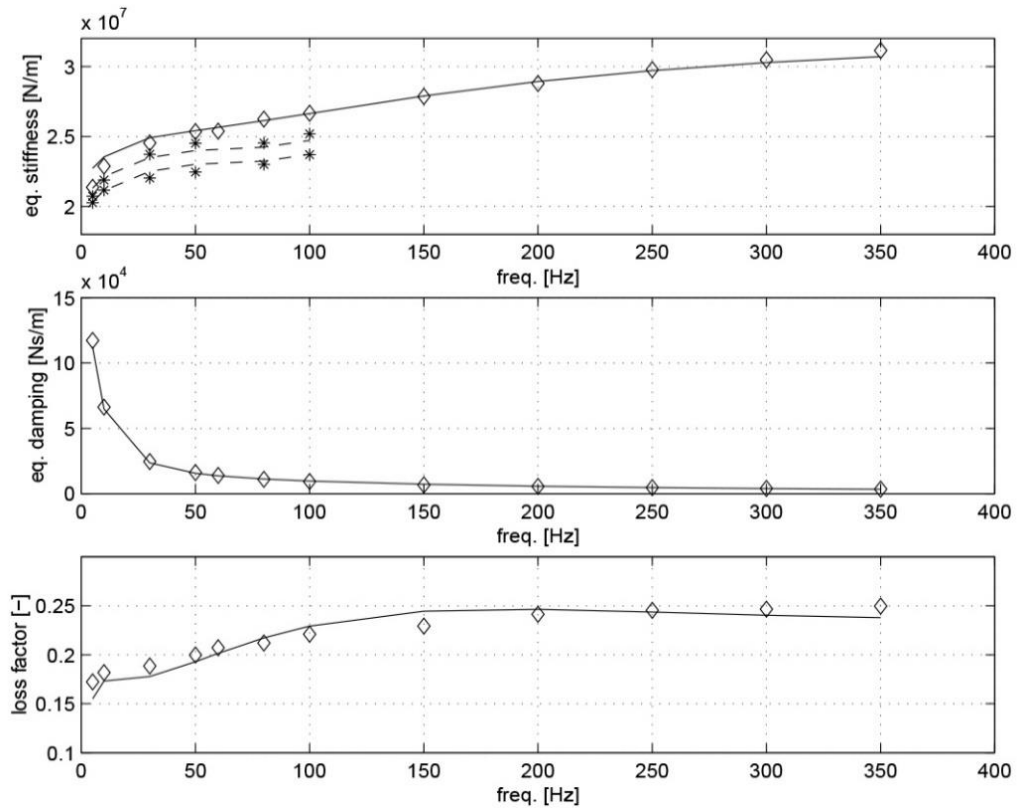


Figura 36. Comparaciones entre la rigidez equivalente, el amortiguamiento equivalente y el factor de pérdidas obtenidas mediante ensayos y a través del modelo Zener simplificado, a diferentes frecuencias [74]

1.1.3.1.3. MODELO POYNTING–THOMSON

El modelo Poynting–Thomson (P-T) tiene el objetivo de asumir el carácter no lineal de la placa antivibratoria en cuanto a la dependencia con la frecuencia de entrada. Maes et al. [75], y de forma muy similar Kaewunruen et al. [36], emplean un modelo estadependiente P-T adaptado, que permite una buena aproximación hasta frecuencias de 2000 Hz (ver la Figura 37).

La correspondencia entre la rigidez y el amortiguamiento dinámicos establecidos mediante el modelo P-T adaptado y los resultados medidos en condiciones de ensayo, se muestran en la dicha Figura 37.

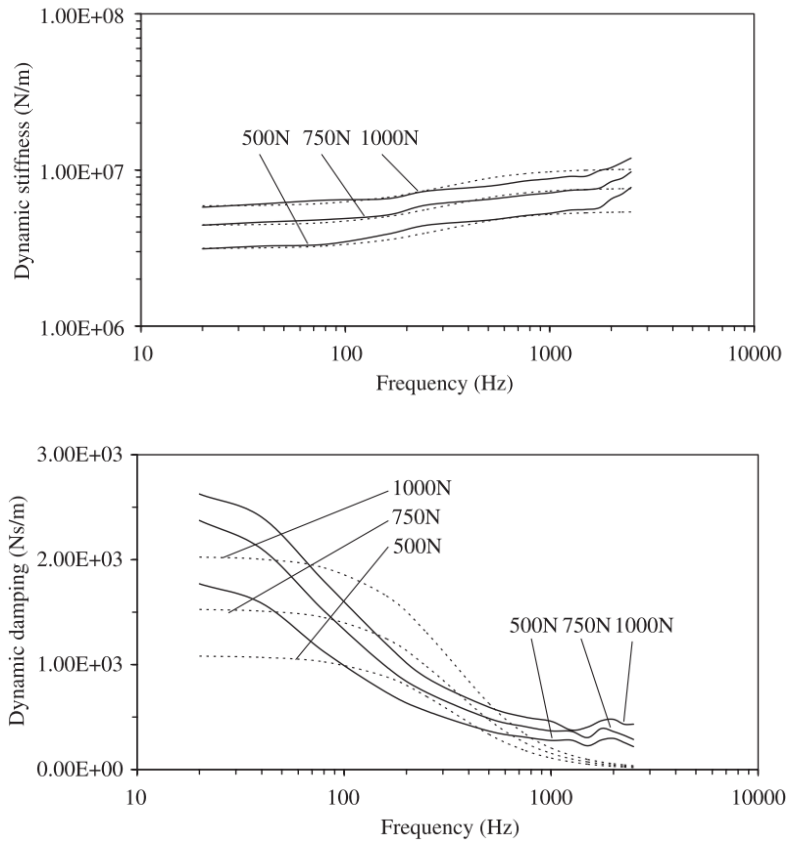


Figura 37. Comparación entre las estimaciones del modelo P-T adaptado (- - -) y las mediciones (—) llevadas a cabo en [75], para la rigidez dinámica (arriba) y el amortiguamiento dinámico (abajo)

En la Figura 38, se puede ver el modelo P-T empleado para caracterizar la placa de asiento. Los parámetros de k_{eq} y C_{eq} se obtienen según la siguiente formulación:

$$k_{eq} = k_1\beta_1 + k_2\alpha\beta_2 \quad (9)$$

$$C_{eq} = C_2\alpha \frac{\zeta^2}{(2\pi f)^2} \beta_3 \quad (10)$$

Siendo:

- α un factor adimensional dependiente de f y $\zeta = \frac{k_2}{C_2}$
- $\beta_{1,2,3}$ Coeficientes establecidos en base a la precarga, $k_{1,2}$ son coeficientes definitorios de la rigidez y C_2 del amortiguamiento.

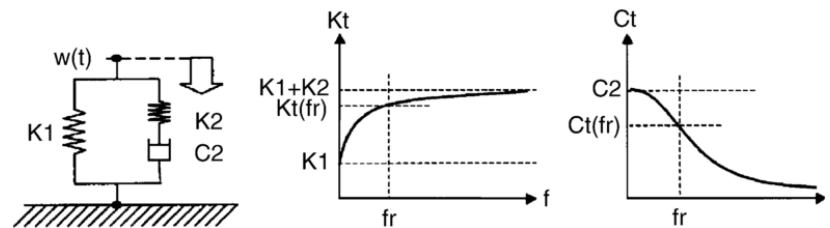


Figura 38. Modelo Poynting–Thomson (P-T) empleado en [75] para asumir el carácter no lineal y dependiente con la frecuencia de entrada

1.1.3.1.4. MODELO KELVIN

En la literatura, el modelo de Kelvin es comentado en algunas referencias como en [46], donde Zhu et al. lo emplean de forma contrastada frente a un modelo no lineal de tipo viscoelástico fraccional-derivativo. En otros trabajos, Sjöberg et al. [76] discuten varios modelos, entre ellos el de Kelvin-Voigt, para describir el comportamiento de materiales elastoméricos en función de cómo estos representan comportamientos no lineales frente a la frecuencia. En [36] Kaewunruen et al. comparan este mismo modelo viscoelástico con otros modelos estado-dependientes. En general, si bien no es un modelo que represente con precisión fenómenos no lineales en el rango dinámico, es capaz de ajustar relativamente bien el comportamiento viscoelástico de los materiales constitutivos de las RP, y supone una ventaja a la hora de caracterizar su rigidez y amortiguamiento equivalente, cuando se integra en modelos completos de la superestructura de vía.

1.1.3.2. MODELOS NO FÍSICOS

Los modelos no físicos, también conocidos como ‘cajas negras’, permiten el modelado físico y matemático de las placas de asiento sin necesidad de enarbolar hipótesis o ecuaciones específicas que gobiernen su comportamiento. Estos métodos consisten en definir el sistema en base a relaciones entrada-salida de tipo general, en vez de ecuaciones de estado.

Se parte de una ecuación que se asume definirá, de forma general, el comportamiento de la placa de asiento para cualquier valor de entrada. Para ello, se requiere una amplia experimentación, la cual debe facilitar los datos necesarios para fijar los parámetros matemáticos definitorios de dichas relaciones [74].

Uno de estos modelos, el ARMA (*Auto Regressive Moving Average*) se puede ajustar mediante la ecuación:

$$F(t) + a_1F(t_{-1}) + \dots + a_nF(t_{-n}) = b_0\delta(t) + b_1\delta(t_{-1}) + \dots + b_m\delta(t_{-m}) \quad (11)$$

Donde $F(t)$ y $\delta(t)$ son, respectivamente, la fuerza aplicada sobre la placa y la deflexión sufrida bajo dicha fuerza. Los valores a_n y b_m se establecen de tal forma que los ciclos reales de histéresis procedentes de los ensayos sean reproducidos por el modelo con la mayor aproximación posible. Uno de los métodos que se mencionan en la literatura para el ajuste de dichos parámetros es el de las conocidas Redes Neuronales. No obstante, dado que este modelo se basa en un patrón de relación lineal entre $F(t)$ y $\delta(t)$, solo es aplicable para una frecuencia dada y en amplitudes bajas, donde se puede considerar este comportamiento por parte de las observaciones ensayadas, más allá comienza a ser impreciso.

1.2. COJÍN METÁLICO AMORTIGUADOR (METAL RUBBER – MR)

1.2.1. DESCRIPCIÓN GENERAL

El **cojín metálico antivibratorio** (CMA) es un material básicamente amortiguador, constituido por una determinada masa de malla de hilo metálico, ordenada mediante diferentes metodologías de conformación y altamente comprimida hasta constituir un *pad* con una forma y dimensiones deseadas para una aplicación específica.

En función de su geometría, porosidad interna, tipo de metal constitutivo, formas y dimensiones del hilo de conformación, entre otras variaciones de diseño, adquiere una serie de propiedades de rigidez y amortiguamiento interno que le permiten ser aplicado en soluciones técnicas antivibratorias en las que se presentan exigentes condiciones ambientales y térmicas que imposibilitan el uso de otros amortiguadores principalmente constituidos por elastómeros.

En la literatura adquiere otras muchas denominaciones, como ***Metal Rubber (MR)***, ***Wire Mesh (MM)***, ***Entangled Metallic Wire Material (EMWM)***, entre otros.

1.2.1.1. MATERIALES

Si bien uno de los principales materiales utilizados en la fabricación del cojín metálico antivibratorio (CMA) es el acero, siendo un caso habitual el de tipo inoxidable austenítico en calidad AISI 304 y otros aceros con propiedades no magnéticas, también se emplean en su fabricación otros metales y aleaciones, como el aluminio, cobre, níquel-titanio (NiTi) e incluso otros más avanzados como como las superaleaciones austeníticas de base níquel-cromo (Inconel) [77].

Los materiales para la fabricación de un cojín metálico se seleccionan en función de las exigencias térmicas y mecánicas del entorno donde van a ser aplicados, teniendo en cuenta otros factores como la fabricabilidad y el coste. El tipo de material elegido tiene una gran influencia en el comportamiento mecánico del cojín metálico [77].

La capacidad amortiguadora es muy diferente en el caso de materiales estándar (como el acero y el cobre) en comparación con otros menos habituales como las aleaciones NiTi, incluso para las mismas dimensiones y estructura constructiva. Por el contrario, tanto el módulo equivalente de Young como la resistencia a tracción son mayores en los primeros [78].

Las curvas de tensión-deformación para el acero, cobre y aluminio, se han comparado en [79], demostrando que, la resistencia, así como la rigidez intrínseca en el caso del acero, son mayores que las del cobre y estas, a su vez, superiores a las del aluminio.

Por su parte, las conocidas como SMAs (*Shape Memory Alloys*) se han empleado en los cojines metálicos para multitud de operaciones de alto requerimiento térmico y mecánico, como en aplicaciones para turbinas y motopropulsores para sistemas aeronáuticos. Este tipo de materiales dotan al cojín de la capacidad de control sobre la rigidez y el amortiguamiento a través del cambio en la fase martensita-austenita inducido mediante temperatura [80, 81, [82] [83, 84, 85].

1.2.1.2. ESTRUCTURA

Algunos autores han desarrollado modelos matemáticos que describen la respuesta global del cojín metálico antivibratorio basándose en sus propiedades microestructurales [83, 86], esto es, en la disposición específica de las espiras. Estos modelos tienen en cuenta los desplazamientos de los hilos de metal bajo ciertas condiciones de carga, así como la interacción que estos provocan entre varios filamentos. Por el contrario, la mayoría de los modelos hacen el estudio desde el punto de vista macroestructural, describiendo la respuesta del cojín metálico de forma global en base a curvas de histéresis [81, 87, 88]. Algunos autores ponen de manifiesto la relación directa entre ambas caracterizaciones microscópica y macroscópica del cojín [89].

Si bien, la estructura en ambos niveles de observación se ve fuertemente condicionada por los métodos de fabricación y conformación de los cojines metálicos antivibratorios, ya que no existe, tampoco, una única forma constructiva. A continuación, se expone la influencia del método constructivo en la estructura del cojín metálico antivibratorio:

- Fabricación basada en **malla de filamento entrettejido/tricotado** [84, 78]. Muestran un grado similar en la distribución homogénea de masa, pero tienden a estructurarse por capas. Así se destaca que la distribución de hilo es más aleatoria, pero el grado de definición geométrica es más alto.
- Fabricación basada en el **conglomerado de filamento metálico de tipo espiral** [80, 90]. Se caracterizan por una masa homogénea de espiras con ciertas zonas de orientación visible, aunque suponen un grado de definición geométrica bajo (aristas poco marcadas) y baja consistencia.

En ambos casos los pads de cojín metálico se conforman axialmente. Este eje geométrico principal es paralelo a la aplicación de la carga que tienen que soportar. Y ambos, a su vez, coinciden con la dirección de aplicación de la carga de moldeo durante el proceso de fabricación, ver Figura 39.

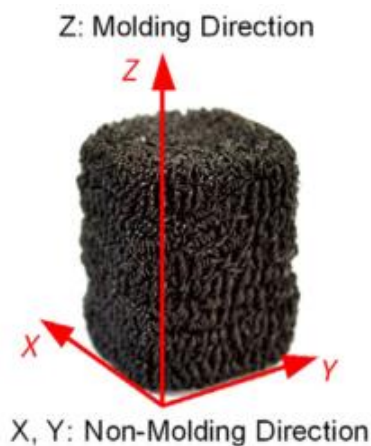


Figura 39. Ordenación macroestructural del cojín metálico antivibratorio paralela a las caras de prensado y perpendicular a la dirección de aplicación de la carga nominal [83]

Desde el punto de vista macroestructural y atendiendo a los fenómenos de densificación (aumento de la tasas de contacto entre filamentos) durante la compresión, se debe asegurar una estructura global uniforme en el reparto de material durante el proceso de compresión que conforma el cojín en esta fase de fabricación [83]. Esto permite una distribución uniforme de la densidad y asegura su homogeneidad durante los ciclos de carga. La distribución de densidades dentro del pad depende, a su vez, de la ordenación interna de la porosidad, que debe ser lo más regular posible dentro del cojín metálico antivibratorio, ya que, como se ha dicho en el punto anterior, está altamente ligada a la caracterización mecánica del mismo.

Desde el punto de vista microestructural, varios trabajos describen la fenomenología de interacción entre los hilos metálicos y el proceso de cambio frente a la aplicación de una carga compresiva[77, 78, 79, 89]. Existen tres niveles de interacción (Figura 40):

- Sin contacto:** espiras próximas, pero inicialmente relativamente distantes.
- Contacto deslizante (Slip):** directamente relacionados con el fenómeno de la fricción seca y la disipación de energía en forma de calor durante los ciclos de carga y descarga.
- Contacto solapado (Stick):** directamente relacionados con la rigidez del cojín metálico.

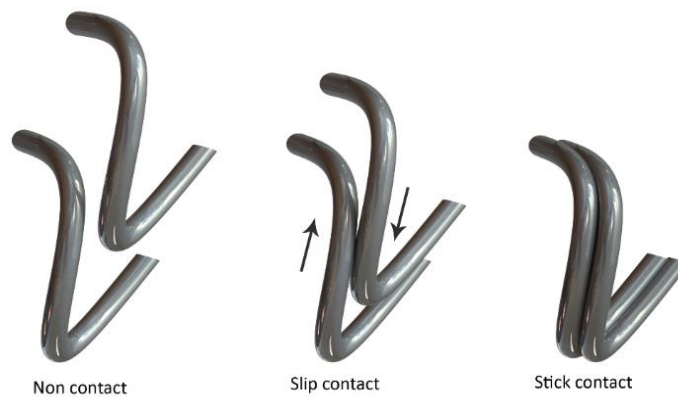


Figura 40. Contacto relativamente distante (a), deslizante (b) y solapado (c)

Los modelos teóricos de los trabajos citados anteriormente muestran cómo la rigidez del cojín metálico antivibratorio tiende a incrementarse a medida que los contactos cambian de tipología en sentido **a) → b) → c)**.

Al contrario, el amortiguamiento interno y, por tanto, la energía disipada, crecen cuando se avanza en el sentido **c) → b) → a)**.

La forma en que se cambia de una tipología de contacto a otra es a través de la carga compresiva, según se muestra en la Figura 41. A medida que se comprime el pad en la dirección del eje principal, aumenta el número de contactos tipo b) para luego comenzar a descender, junto con los de tipo a), que disminuyen desde el principio. En cambio, los de tipo c) aumentan a medida que se comprime el cojín, de forma que estos predominan al final de la compresión del pad en relación con los contactos de otros tipos.

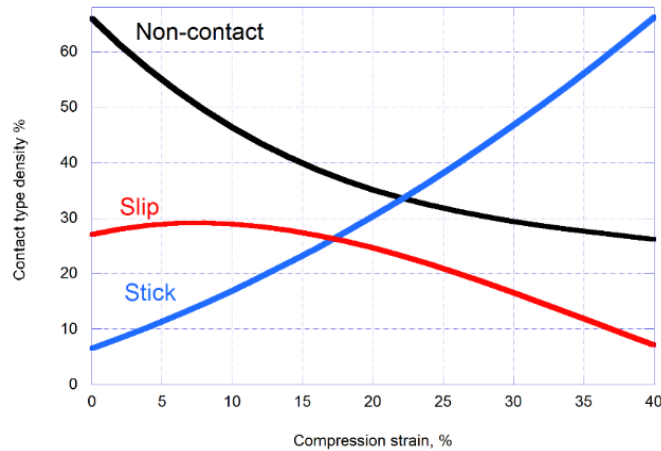


Figura 41. Evolución de las diferentes tipologías de contacto a medida que se comprime el cojín [77]

1.2.1.3. GEOMETRÍAS

Las dos geometrías que generalmente se utilizan son principalmente la de tipo prismático y la de tipo cilíndrico. La elección de una u otra geometría suele estar condicionado por razones técnicas, así como límites de tamaño o imposiciones de servicio. Cada una de las geometrías supone unas capacidades diferentes en el cojín metálico:

- Generalmente se utilizan morfologías de tipo cilíndrica, o axisimétrica radial respecto de la dirección de aplicación de la carga cuando interesa que las tensiones se distribuyan radialmente respecto del eje central. Este es el caso más común de todos los que aparecen en la bibliografía [84, 86, 91, 92] ya que el cojín metálico antivibratorio se utiliza principalmente para soportar cargas en una sola dirección, la de aplicación de la carga (o dirección de moldeo). Su comportamiento es mucho menos eficaz en direcciones perpendiculares a la misma.
- Por el contrario, la morfología prismática solo permite una distribución igual de tensiones respecto de los planos de simetría geométrica [77] y se utiliza cuando, además de soportar esfuerzos en la dirección paralela a su eje de moldeo, se busca estabilidad de asiento en el plano de reposo [82]. O bien, cuando se necesita restringir el pad en más planos de los requeridos que las propias caras de aplicación de la carga vibratoria y la base de apoyo [89].

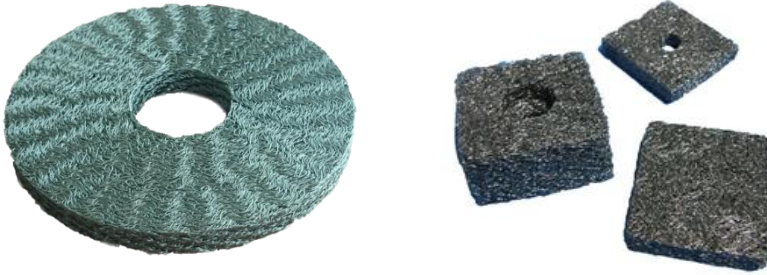


Figura 42. Morfología cojín metálico antivibratorio de tipo cilíndrico (izquierda) y de tipo prismático (derecha)

1.2.1.4. FABRICACIÓN

Como se ha dicho anteriormente, los modelos que describen el comportamiento mecánico del pad revelan que el proceso de fabricación es un fuerte condicionante sobre la respuesta del cojín metálico antivibratorio. Aunque los métodos para la fabricación del cojín metálico amortiguador han sido descritos por varios autores y diversos trabajos se están centrando en la tecnología aplicada al efecto [93, 94], existen, en realidad, muchos procedimientos posibles para su producción, bien a nivel de laboratorio, bien en el campo industrial, como la particular técnica de adicción de gránulos metálicos mallados [91].

El objetivo de la fabricación de un cojín metálico es triple:

- Lograr una dispersión ordenada y homogénea del hilo metálico en toda la geometría del cojín metálico.
- Garantizar el reparto suficiente de contactos de tipo deslizante de forma que se aseguren unas buenas condiciones amortiguadoras.
- Lograr que existan los suficientes contactos de tipo solapado que garanticen la integridad estructural del cojín durante los ciclos de carga-descarga.

Existen dos métodos de fabricación extensamente empleados, diferenciados, principalmente, por el formato de la materia prima utilizada:

- Fabricación basada en el conglomerado de filamento metálico de tipo espiral [80, 90]. (Figura 43).



Figura 43. Pad cojín metálico antivibratorio fabricado mediante malla de hilo metálico entretejido, antes del proceso de prensado (izquierda) y posterior al mismo (derecha)

- Fabricación basada en malla de filamento entretejido/tricotado [84, 78] (Figura 44).

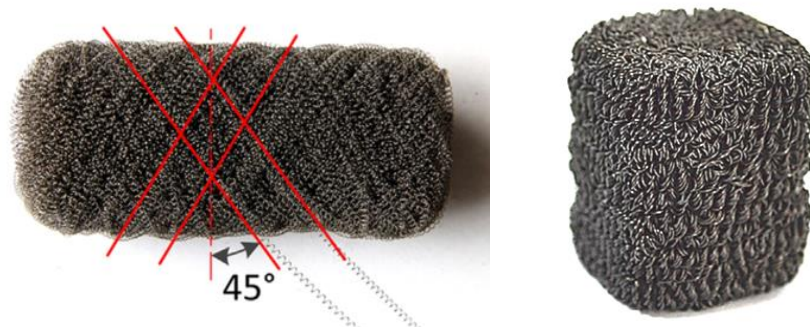


Figura 44. Pad fabricado mediante hilo metálico espiral antes de la compresión en el molde (izquierda) y después de la misma (derecha)

En los dos métodos hay una serie de pasos comunes en el proceso de manufactura, aunque, según el caso, se aprecian una serie de particularidades que diferencian a ambos procedimientos.

A continuación, se describe el procedimiento general común a ambos tipos de material de partida:

1. **Preparación del hilo metálico en el formato de partida:** filamento estándar, generación helicoidal, pretensionado, entre otros [77].
2. **Pre-posicionamiento del hilo, de forma ordenada, en un formato de capa:** bien por entrecruzamiento secuencial de hilo espiral, en el primer caso o mediante la confección de una manga de malla tricotada, en el segundo caso [84].
3. **Conformación del bruto blando** antes de su introducción en el molde (generalmente mediante enrollado de la capa generada en el paso 2).

4. **Introducción del bruto en el molde y prensado a altas cargas:** la presión de la fase de moldeo incide de forma directa en la porosidad final del cojín metálico.
5. **Desmoldeo y liberación del pad.**

En el caso de pads basados en conglomerados de hilo espiral, el proceso de generación de la capa ordenada se ejecuta mediante entrecruzamiento secuencial sin necesidad de grandes medios mecánicos [80] (Figura 45). Por su parte, cuando se trabaja con manga de hilo tricotado, es necesario disponer de medios al efecto y jugar con un campo mucho menor de diámetros de hilo posibles [84, 78], los que permite la propia tricotadora (Figura 46).

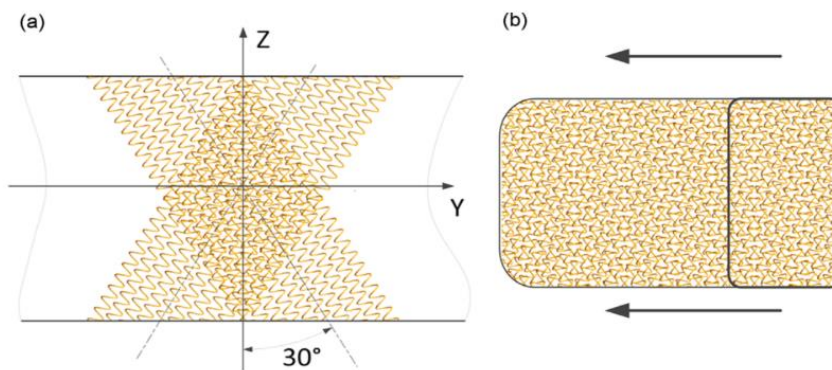


Figura 45. Pre-posicionamiento del hilo de forma ordenada, en un formato de capa para el caso del cojín metálico antivibratorio fabricado mediante hilo en espiral [80]

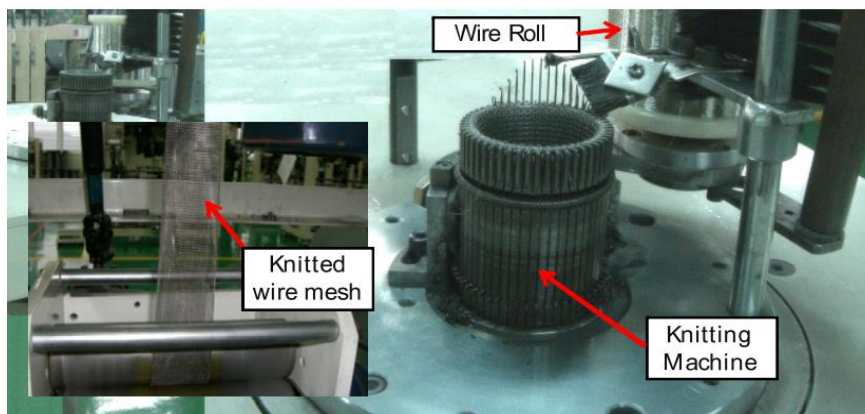


Figura 46. Pre-posicionamiento del hilo de forma ordenada, en un formato de capa para el caso del cojín metálico antivibratorio fabricado mediante malla tricotada [84]

Finalmente, y de forma especial para el caso de los cojines metálicos fabricados mediante filamentos de hilo en espiral, y no con malla tricotada, se puede combinar un tratamiento térmico a altas temperaturas entre ≈ 400 y 500 °C, justo en el punto de máxima presión en la fase de moldeo [81]. Con esto se consigue una mayor estabilidad geométrica a temperaturas superiores a las de la fase de transición.

Yang et al. [95] proponen un modelo paramétrico para el caso de cojín fabricado mediante filamento metálico helicoidal, en el que se analizan cinco tipos de patrón de ordenamiento en forma de onda mediante una configuración tridimensional. Sin embargo, la alta variabilidad que en la realidad manifiesta un cojín metálico en cuanto a la distribución de contactos y sus tipologías predominantes, dificulta, notablemente, el análisis mediante estos métodos basados en CAD 3D.

1.2.1.5. APLICACIONES

Las primeras aplicaciones patentadas datan de principios del siglo XXI, principalmente en el sector de la automoción [96]. En la misma línea de invenciones, ya en 1959, surgen las primeras patentes específicas para cubrir problemas técnicos en el campo del piping y la amortiguación de conductos a alta temperatura [97].

En Francia, 1992, surgen patentes donde se generaliza el uso del cojín metálico como amortiguador de vibraciones, ruidos y choques en sistemas no rotativos [98]. Si bien, es, igualmente, una tecnología ampliamente aceptada como material amortiguador en gran variedad de sistemas dinámicos rotativos [82].

En general, el cojín metálico es especialmente aplicable cuando:

- Se requiere un elemento amortiguador estable y duradero frente a soluciones fabricadas con elastómero.
- Régimen de trabajo en temperaturas extremas, desde los -40 °C a los 300 °C.
- Presencia de vapores o sustancias químicas agresivas en el ambiente de trabajo, tales como ácidos corrosivos, gasóleos, humedad y radiación, entre otros.

Esto lleva al planteamiento idóneo del cojín metálico antivibratorio como elemento amortiguador de vibraciones y choques en:

- Mecanismos rotodinámicos en sistemas aeronáuticos [99, 100].
- Sistemas aeronáuticos y astronáuticos en general [84, 101].
- Sistemas propulsados por cohete [102]
- Amortiguación contra vibraciones y dilataciones en sistemas *piping* [103]
- Sistemas turbo-motrices y elementos dinámicos en el sector de la automoción [104]
- Tacos amortiguadores en puntos de sujeción de motores y turbinas [80, 99]

Por otro lado, su uso se está extendiendo notablemente en sectores como las aplicaciones ferroviarias, tanto en el material suspendido como en el no suspendido [105, 106]. De la misma forma, numerosas y diversas aplicaciones industriales que se engloban dentro de la problemática ambiental expuesta en este apartado, están comenzando a reclamar a sus fabricantes y proveedores pads de cojín metálico antivibratorio que puedan implementarse como solución puramente amortiguadora o en combinación con otros sistemas de aislamiento de vibraciones mecánicas.

1.2.2. COMPORTAMIENTO MECÁNICO

El comportamiento del cojín metálico presenta, en todo el rango de trabajo, un carácter no lineal, algo en lo que todos los autores coinciden y a lo que tratan de aproximar sus modelos de estudio utilizando diferentes enfoques [101, 107]. Este comportamiento no lineal implica, además, una desviación en el carácter de la rigidez y el amortiguamiento respecto de los modelos ideales que la literatura representa mediante sistemas diferenciales lineales homogéneos [37]. También, por este motivo, las características del proceso de carga y de la excitación, así como la duración de los choques que recibe el cojín metálico, van a tener una influencia en la respuesta vibratoria [108], como es propio de los sistemas no lineales.

En el caso del cojín metálico, tanto la rigidez como el amortiguamiento están profundamente influenciados por la estructura interna del material, explicada en el apartado 1.2.1.2. Esta constitución interna de contactos y entrelazamientos metálicos se traduce en la denominada *fricción seca* [92] (Figura 47).

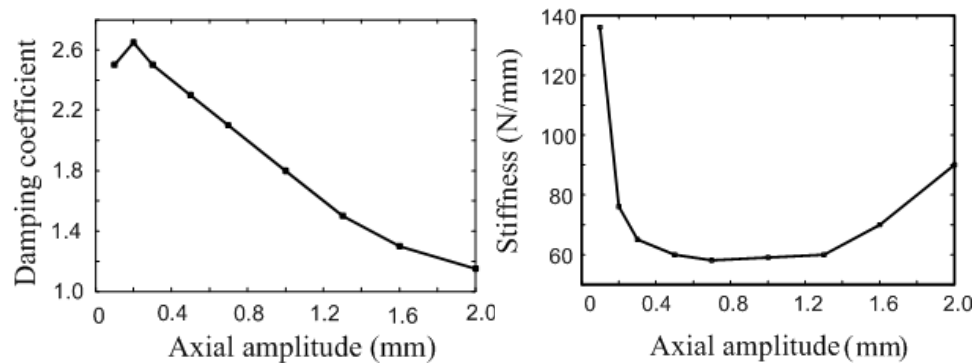


Figura 47. Ejemplo de no linealidad para los parámetros de rigidez y amortiguamiento, frente a la amplitud máxima del ciclo de histéresis, obtenidos para el cojín estudiado en [92]

Este fenómeno supondrá una ventaja técnica a la hora de aprovechar el incrementado carácter amortiguador del cojín metálico y su gran capacidad para disipar la energía vibratoria [109]. Sin embargo, es importante destacar que, tanto la rigidez como el amortiguamiento del cojín metálico antivibratorio, dependen de la dinámica de las cargas aplicadas en cuanto que la amplitud de la excitación, el espectro de frecuencias correspondiente y la precarga, determinan fuertemente a ambos.

1.2.2.1. RÉGIMEN ESTÁTICO

El régimen estático (o cuasiestático) es considerado en la literatura relativa al cojín metálico antivibratorio como aquel en el que la carga se aplica a una velocidad tal que los fenómenos dinámicos pueden despreciarse, quedando patente la influencia de factores estáticos en la definición del ciclo de histéresis, como la amplitud máxima de la deflexión bajo carga, o la carga máxima.

Los micromecanismos de deformación que ocurren dentro de un cojín metálico bajo una compresión uniaxial en la dirección del eje de moldeo han sido estudiados por muchos autores. Los resultados de estas investigaciones sugieren que la curva fuerza-desplazamiento se debe dividir en tres regiones de comportamiento, correspondiendo con tres regímenes de rigidez. En este sentido, tal y como describen Wang et al. [110], la curva definitoria general que determina el régimen estático, mostrada en la Figura 48, mantiene una morfología que difiere sustancialmente del régimen dinámico, sobre todo en las etapas iniciales de aplicación de la carga.

Si bien, las zonas características propias del ciclo de histéresis estático pueden manifestarse en un mayor o menor grado en función del material constitutivo del cojín metálico antivibratorio, así como sus parámetros de diseño (densidad relativa, diámetro de filamento, geometría, etc.).

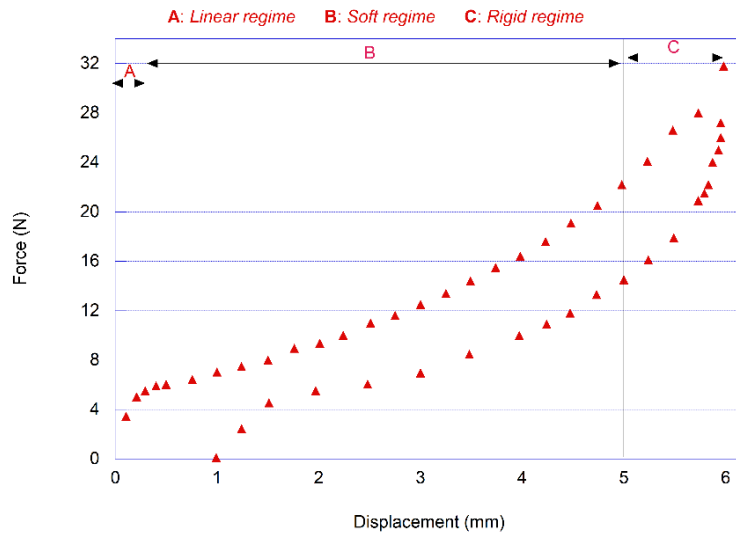


Figura 48. Curva característica de la aplicación de una carga/descarga estática para el cojín metálico antivibratorio

Al inicio de la curva, existe un crecimiento rápido de la carga frente a la deformación. Se denomina **régimen lineal** por ser este crecimiento de un carácter homónimo. Este fenómeno solo se produce en algunos casos, en los que se ponen de manifiesto efectos locales donde los contactos de tipo deslizante entran en juego y no se ha superado la fricción resistente para comenzar el deslizamiento. Predomina la acumulación de energía elástica.

A medida que aumenta la compresión, se van generando movimientos en los contactos de tipo deslizante ya existentes. Por otro lado, los puntos alejados comienzan a entrar en contacto deslizante. Esto produce un régimen suave que abarca la mayor parte de la curva de carga. Esta etapa de la curva, denominada **régimen suave**, tiende a presentar una pendiente (rigidez) más pronunciada a medida que, al final de la misma, los contactos solapados pasan a tener peso en la estructura interna. Predomina la disipación de energía a través de la fricción seca.

Finalmente, la aparición generalizada de contactos de tipo solapado, produce un aumento de la rigidez repentino en el último tramo de la curva de carga, el **régimen rígido**.

En la curva de descarga, por el contrario, la rigidez y la energía elástica acumulada en la compresión sobre contactos deslizantes genera una descompresión, que se manifiesta mediante una rigidez decreciente progresiva hasta que se generalizan los contactos de tipo no deslizante. La curva de descarga tiende a ser paralela a la de carga.

Además, en caso de haber alcanzado durante la carga un punto crítico, la recuperación de la deformación no es total en tanto que la compresión sobre puntos solapados conduce a deformaciones permanentes en diferentes partes de la estructura interna del cojín. Este límite, se debe establecer en base a una pérdida de altura, en un % respecto del estado inicial [90]. Este límite, incluso con el mismo material de fabricación, pero variando el proceso de fabricación del cojín metálico, así como sus parámetros de diseño (densidad relativa y diámetro del filamento), puede variar sustancialmente.

Sin embargo, la deformación permanente también ocasiona un incremento de la densidad relativa y una disminución de la porosidad, lo cual hace que los enlaces deslizantes y solapados aumenten. Por otro lado, hay que tener en cuenta la resiliencia de los puntos donde ha habido deformación plástica interna. Todo ello contribuye a una mejora en la rigidización del cojín al cabo de varios ciclos de carga y la superación del mismo sin alcanzar mayores puntos de deformación permanente.

1.2.2.2. RÉGIMEN DINÁMICO

El comportamiento dinámico, en el caso del cojín metálico, difiere del estático [111], apreciándose, claramente, la diferencia morfológica en las curvas tensión-deformación de ambos casos. Algunos trabajos [87, 112], en los que se han empleado muestras basadas en cojín de tipo helicoidal, se describe el comportamiento dinámico del cojín metálico atendiendo al ciclo de histéresis. Tal y como se muestra en la Figura 49, el ciclo de histéresis total se describe como la combinación de una fuerza de restauración asimétrica (Figura 49-b), un amortiguamiento viscoso (Figura 49-c) y un ciclo de histéresis bilineal, que representa la fricción de Coulomb (Figura 49-d) [113].

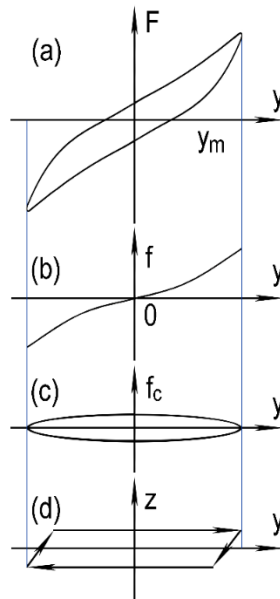


Figura 49. Ciclo de histéresis característico del cojín metálico (a) como sumatorio segregado de una fuerza restauradora no lineal de tipo asimétrico (b), una disipación viscosa representada mediante un ciclo helíptico (c) y un ciclo de fricción seca de Coulomb (d) [113]

Gracias a este modelo de interpretación, la no linealidad que presenta mecánicamente el cojín metálico antivibratorio puede ser fácilmente entendida como la suma combinatoria de un acumulador de energía y dos mecanismos de amortiguación por disipación. Por una parte, la fuerza restauradora asimétrica no lineal representa el acumulador de energía elástica. Por otro lado, la fuerza viscosa actúa como un amortiguador, el cual se une al ciclo bilineal de Coulomb, representando la fricción seca mediante un ciclo rectangular [114].

Ambos fenómenos disipadores de la energía mecánica de entrada son considerados conjuntamente como 'amortiguamiento combinado'. En trabajos como [107], se señala esta combinación como la mejor opción a la hora de modelar el comportamiento dinámico del cojín metálico.

1.2.2.3. RIGIDEZ

En las investigaciones llevadas a cabo hasta el momento, se recogen varios factores que afectan a la rigidez de los pads de cojín metálico. La precompresión es una de ellas, teniendo una influencia directa en la respuesta del amortiguador durante los ciclos de carga y descarga.

Algunos experimentos muestran que la rigidez dinámica de los cojines metálicos se reduce ligeramente cuando se aumenta la precarga [105]. Otros estudios se centran en la relación entre la frecuencia y la amplitud de la fuerza excitadora con la rigidez del pad.

Zhang et al. [101] proponen un nuevo enfoque que analiza la funcionalidad del cojín metálico como anillo metálico amortiguador, concluyendo que para diferentes porcentajes de deformación (5, 10, 15 y 20%) y distintas frecuencias (entre 0.1 y 3 Hz), el estrés sufrido por el material se reduce ligeramente cuando aumenta la deformación, mientras que se mantiene para los cambios de frecuencia. San Andrés et al. corroboran estas observaciones [104].

Otros estudios han puesto de manifiesto la reducida influencia de la frecuencia respecto de la rigidez [115, 116]. Solo, en unos pocos casos, se constata un incremento de la rigidez dinámica con la frecuencia excitadora de forma casi proporcional [105].

La temperatura también tiene una influencia poco notable en el caso de cojines metálicos fabricados con materiales de tipo estándar, como el acero inoxidable. Hou et al. [113] estudian la fuerza elástica de restauración del cojín metálico en un rango de temperaturas entre 20 y 300 °C, detectando pequeños cambios.

Por el contrario, en el caso de las *Shape Memory Alloys* (SMAs) la influencia es mucho más remarcada, por su propia definición [81, 83, 84], como se ha comentado anteriormente. Por ejemplo, en el caso del SMA conocido como Nitinol, se observa cómo un cojín metálico fabricado con este material ve su rigidez aumentada hasta seis veces después de subir la temperatura desde los 20 a los 90 °C, manteniendo la frecuencia a 150 Hz [82]. Ma et al. [83] muestran una casuística similar.

Hay algunos trabajos que describen cómo afectan los diferentes factores de diseño al comportamiento estático del cojín metálico. Así, Cheng et al. [117] observan que para valores de densidad o de diámetro de filamento más altos, la pendiente de la curva carga-desplazamiento aumenta. Lee et al. [78] obtienen que la rigidez lineal aumenta 2.71 veces tras modificar la densidad desde el 13.1% al 31.6% cuando el diámetro de hilo se mantiene constante. Ello se debe al incremento de la cantidad de contactos de tipo solapado. Por el contrario, si se aumenta el diámetro del hilo manteniendo constante la densidad, la rigidez global se ve reducida, ya que la cantidad de puntos de contacto solapado disminuye [118].

Es necesario mencionar otros autores que han centrado sus estudios en conocer la evolución de la rigidez dentro de un ciclo fijo de histéresis, durante el proceso de carga y la descarga [119]. Se llega incluso a analizar relativamente la fluencia y el papel que juega la reestructuración interior del material durante ciclos de carga y descarga de muy larga duración.

1.2.2.4. AMORTIGUAMIENTO

Como ocurría con el caso de la rigidez, en el del amortiguamiento hay diversos factores que afectan a su caracterización en el caso del cojín metálico. La precarga tendrá una notable influencia en la capacidad del SMA para disipar energía [120].

Por su parte, la amplitud de carga juega un papel importante, ya que es necesario un mínimo de amplitud para superar la barrera energética que pone en funcionamiento los contactos deslizantes para que comiencen a disipar energía. Zhang et al. [101] observan cómo los micromecanismos internos del cojín metálico tienden hacia la fricción seca una vez que se aumenta la amplitud de la fuerza excitadora.

Zhao et al. [115] concluyen que el ratio equivalente de amortiguamiento se ve reducido cuando aumenta la amplitud de desplazamiento cortante. En el caso de cojines metálicos con forma de anillo que trabajan bajo condiciones dinámicas, se puede ver como el amortiguamiento equivalente viscoso se reduce rápidamente con la frecuencia excitadora y la amplitud de movimiento [104]. En este sentido, Hou et al. [113] comprueban cómo el factor de disipación decae de 0.3 a 0.2 cuando la frecuencia excitadora pasa desde los 2 a los 8 Hz.

Además de todo ello, se ha demostrado, experimentalmente, que algunos parámetros de diseño como el diámetro del filamento, la densidad relativa [115], la amplitud y la precarga tienen una remarcable influencia en la capacidad amortiguadora del cojín metálico. Aumentando estos parámetros, se mejora el amortiguamiento [116]. La disipación energética crece en un 63%, tras pasar de una densidad del 13.1% al 31.6% [78]. Al mismo tiempo, el factor de amortiguamiento cambia de 0.15 a 0.35.

En lo relativo a la temperatura, para materiales estándar la influencia es despreciable, pasando apenas el factor de disipación desde 0.2 a 0.3 en un rango térmico de -100 a 300 °C [113]. Incluso para los SMAs, la influencia de la temperatura es pequeña [82].

Algunos autores [121] realizan una búsqueda experimental de la relación que existe entre el valor ponderado de la rigidez, la fuerza interna de amortiguamiento por fricción y la cantidad de energía disipada, en base a un coeficiente. Además, lo relacionan con los parámetros constructivos y de diseño. De esta forma, se realiza un intento de aproximar un modelo integrable con los métodos de cálculo por elementos finitos.

Ao et al. [120] muestran un análisis comparativo mediante experimentación, en el que se pone de manifiesto el efecto de la precarga tanto en la vida útil del elemento como en el coeficiente de amortiguamiento. La menor precarga resulta más favorable a la hora de disipar energía mediante amortiguamiento y añadir una mayor vida funcional al cojín metálico antivibratorio.

Tal como ya se ha descrito en apartados anteriores, el tipo de material influye, también, en el comportamiento dinámico del cojín metálico. Ertas et al. [122] llevan a cabo una extensa comparativa entre diferentes cojines metálicos antivibratorios fabricados mediante filamento de acero inoxidable AISI 304, inconel 600, cobre y una SMA basada en Níquel-Titanio.

En el trabajo, se analizan diversos aspectos del comportamiento del cojín metálico antivibratorio en régimen permanente, bajo condiciones de vibraciones forzadas de tipo senoidal. Principalmente, se llevan a cabo una serie de ensayos que tienen el objetivo de caracterizar el comportamiento del cojín metálico antivibratorio frente a las variaciones de amplitud y frecuencia de entrada ante un planteamiento de excitación forzada.

Si bien la rigidez sigue una tendencia similar en todos los casos estudiados, en lo referido al amortiguamiento existen dos casos bien diferentes a medida que aumenta la amplitud máxima de la excitación, así como su frecuencia:

- Las aleaciones de cobre, acero e inconel ven reducido su factor de pérdidas asociado al amortiguamiento.
- Las aleaciones NiTi ven incrementado su factor de pérdidas asociado al amortiguamiento.

Todo lo descrito anteriormente se refleja de forma ilustrativa en la Figura 50.

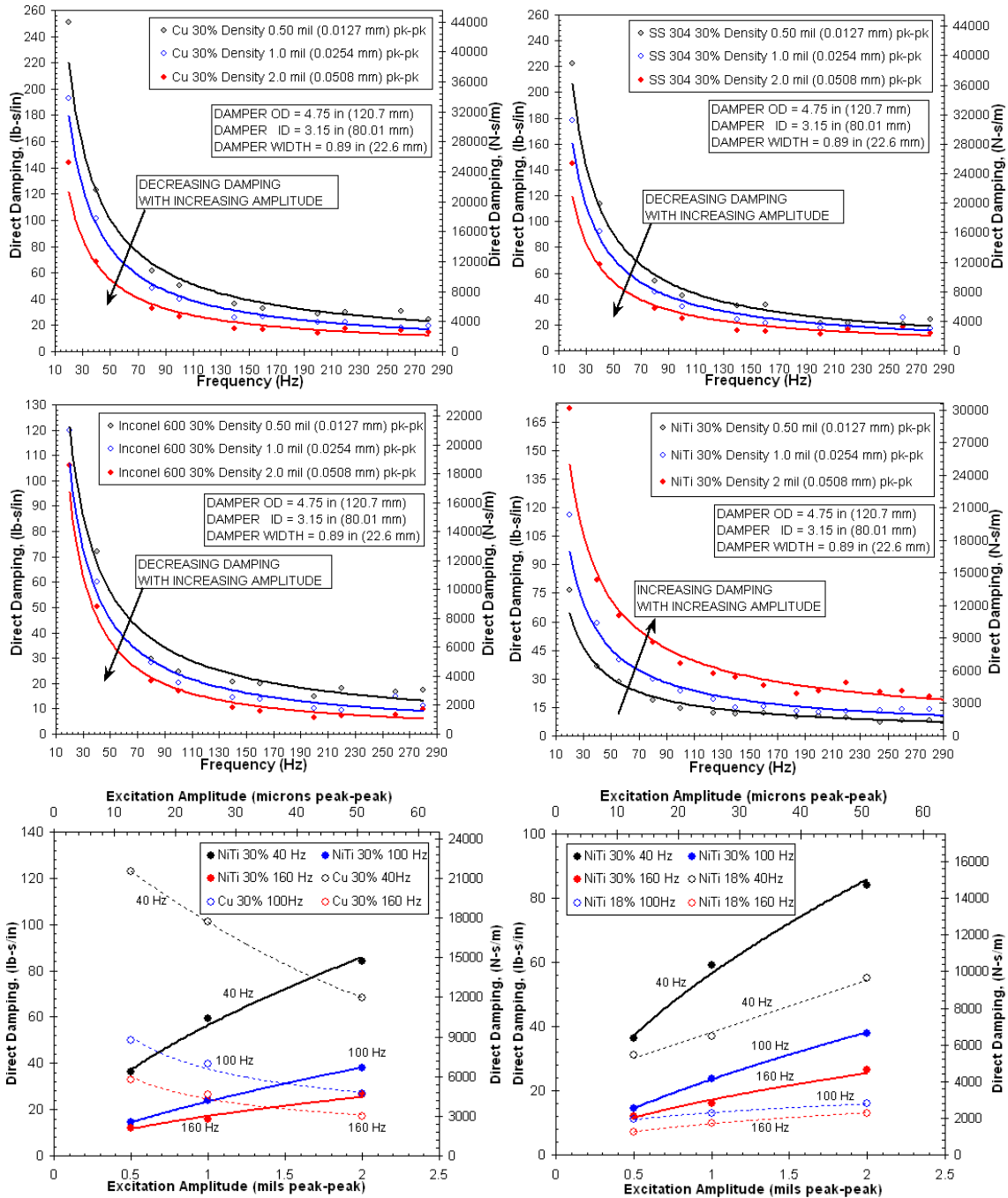


Figura 50. Variación en el factor de amortiguamiento de un pad metálico a medida que aumentan tanto la amplitud máxima de la excitación como la frecuencia correspondiente [122]

1.2.2.5. LA FRECUENCIA DE RESONANCIA

Yu et al. [105] relacionan la influencia e interacción de la rigidez y el amortiguamiento en la resultante de la fuerza restauradora. En dicho trabajo, se compara, también, el comportamiento del cojín metálico antivibratorio, con otro homólogo, pero fabricado en elastómero (Figura 51). Mientras que ambos materiales evolucionan de la misma forma, incrementando su rigidez frente al aumento de frecuencia de excitación, por el contrario, el aumento de la precarga reduce la rigidez del cojín metálico antivibratorio. En el caso de la muestra de elastómero no ocurre esto último, su rigidez se mantiene relativamente estable con la precarga.



Figura 51. Ejemplos de las dos muestras analizadas en el rango dinámico [105]

De forma experimental y con un carácter más práctico que analítico, Wang et al. [110] llevan a cabo una comparativa en términos de primera frecuencia de resonancia (F_{r1}), la cual engloba la rigidez y el amortiguamiento. De la teoría de vibraciones en materiales elásticos, en el caso de vibraciones forzadas para sistemas amortiguados de un grado de libertad, la frecuencia de resonancia ($f_{resonanciaSA}$) se puede obtener a partir de la expresión:

$$f_{resonancia SA} = f_{resonancia SNA} \cdot \sqrt{1 - \xi^2} \quad (12)$$

Donde $f_{resonanciaSA}$ es la frecuencia de resonancia del mismo sistema, considerando nulo el amortiguamiento, y ξ es el factor de amortiguamiento finalmente considerado.

Por otro lado, si k es el parámetro que define la rigidez y m la masa representativa del esfuerzo director de la vibración forzada:

$$f_{\text{resonancia SNA}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{k}{M}} \quad (13)$$

Es decir, se puede ver que la frecuencia de resonancia, en términos genéricos, es representativa del comportamiento en cuanto a rigidez y a amortiguamiento. Ya que, por ella misma, se implica una formulación general que engloba ambos parámetros y los pone de manifiesto en el régimen dinámico. Sin embargo, tal y como se puede analizar en un ciclo de histéresis característico del cojín metálico antivibratorio en el régimen dinámico, tanto la rigidez como el amortiguamiento se muestran como fenómenos no lineales, por lo que esta formulación ideal, en el caso del cojín metálico antivibratorio, deja de ser válida.

Se puede ver cómo se ve afectada por la precarga, de forma que F_{r1} se incrementa con la misma. Por el contrario, se comprueba que, a medida que aumenta la amplitud máxima de la entrada forzada (Figura 52), así como la velocidad a la que se aplica la misma (que se puede asimilar a su frecuencia de aplicación en términos analíticos), esta F_{r1} decrece notablemente.

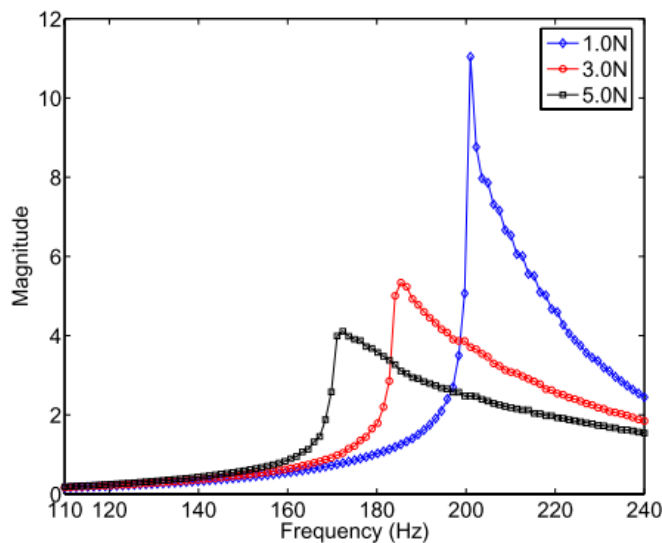


Figura 52. Influencia de la amplitud de la onda excitadora en la variación de la frecuencia de resonancia del cojín metálico antivibratorio [110]

1.2.3. MODELOS DE CARACTERIZACIÓN

En las dos últimas décadas, se han desarrollado modelos matemáticos predictivos enfocados a describir el comportamiento del cojín metálico antivibratorio, tanto cuando es sometido a cargas estáticas como dinámicas, para inferir, posteriormente, su respuesta ante diferentes tipos de sollicitaciones mecánicas. Tal y como se ha descrito en los apartados anteriores, el cojín metálico antivibratorio puede describirse en términos de rigidez y amortiguamiento, ya que son los dos parámetros directamente relacionados con su microestructura interna y su macroestructura general y, con estas variables, se modifican y se comportan ante una carga externa.

Tanto la rigidez, como el amortiguamiento interno, son no lineales frente a la amplitud máxima de esta excitación exterior, así como frente a la frecuencia de excitación. Además, mantienen esa no linealidad -a amplitud y frecuencia constantes- para todo el rango de desplazamiento dentro de ciclo de carga/descarga.

Sin embargo, la formulación propia de los sistemas lineales homogéneos sometidos a una sollicitación exterior, tradicionalmente planteados como una ecuación, también homogénea y lineal [37], (expresión (14)) puede ser válida para plantear un modelo funcional para el MR, a saber:

$$m \cdot \ddot{x} + \mu \dot{x} + kx = F(t) \quad (14)$$

Donde m es la masa suspendida, μ el coeficiente lineal de amortiguamiento, k la rigidez y $F(t)$ es la fuerza externa de sollicitación. Siendo μ y k lineales frente a x , \dot{x} y F_{max} .

Por otra parte, el fenómeno de rozamiento interno entre las espiras, conocido como ‘fricción seca’, que supone un amortiguamiento añadido al de tipo viscoso, dificultará, aún más, la interpretación matemática del comportamiento mecánico del cojín metálico antivibratorio, siendo necesario caracterizar, también, este particular mecanismo de disipación energética por ciclo.

1.2.3.1. MODELO POLINÓMICO DE ECUACIONES. RÉGIMEN ESTÁTICO

Yuyan et al. [123] desarrollan un modelo de ecuaciones constitutivas del cojín metálico antivibratorio, considerando este como un material elástico poroso, que presenta un mecanismo interno de rozamiento conocido como ‘fricción seca’ que se combina con un comportamiento estático no lineal en los procesos de carga y descarga estáticas.

Plantea un sistema cúbico de deformación estática para un material poroso y formula las ecuaciones constitutivas basándose en un modelo de viga elástica biapoyada y cargada puntualmente mediante una carga F (Figura 53).

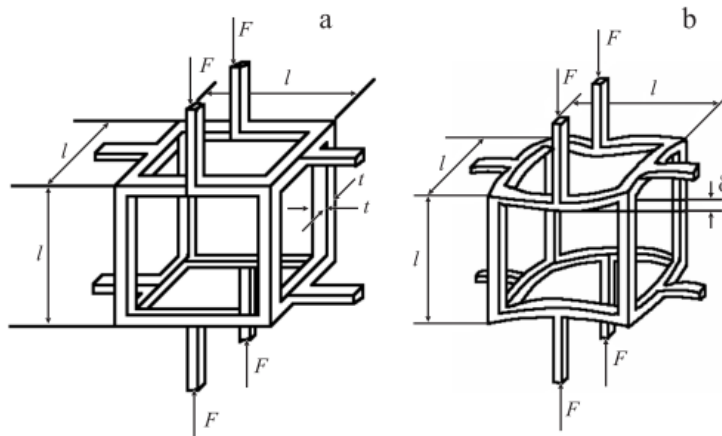


Figura 53. Modelo de estructura porosa tridimensional postulada en [123] sin deformar (a) y deformada tras la aplicación de una carga estática

El modelo plantea las ecuaciones constitutivas para el proceso de carga y descarga según las expresiones (15) y (16), de la siguiente forma:

$$F_{carga} = ApX + BqX^2 + CrX^3 \quad (15)$$

$$F_{descarga} = DpX + GqX^2 + HrX^3 \quad (16)$$

Donde los parámetros p , q y r se determinan mediante expresiones analíticas que dependen del diseño y de la estructura interna que definen el material, tales como las dimensiones de la estructura tridimensional y la densidad relativa, entre otros. Por otro lado, los términos A , B , C , D , G y H se determinan numéricamente mediante experimentación.

Por ello, para el cálculo de dichos parámetros, se realizan una serie de ensayos cíclicos de tipo estático. Se puede observar una convergencia en la evolución de estos parámetros empíricos frente a la variación de la densidad relativa del material poroso.

De esta forma se realiza un análisis del ajuste del modelo estático para F_{carga} y $F_{descarga}$, en función de la variación de la densidad relativa, con los resultados reales procedentes de los ensayos. Los resultados arrojan diferentes grados de precisión en la predicción del comportamiento real del cojín metálico, tal y como se puede ver en la Figura 54 y la Figura 55.

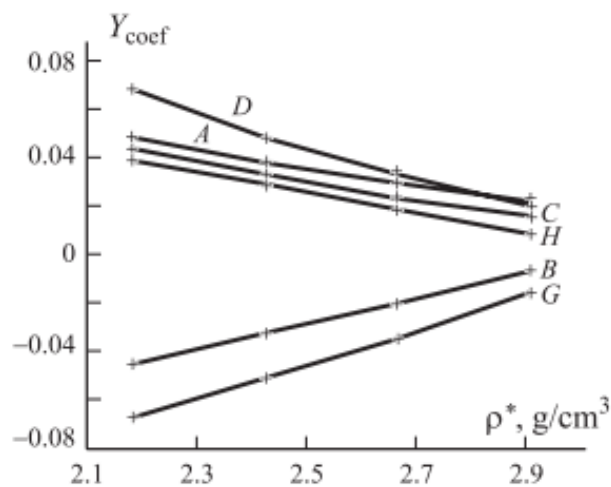


Figura 54. Valor de los coeficientes de las ecuaciones constitutivas (15) y (16) [123].

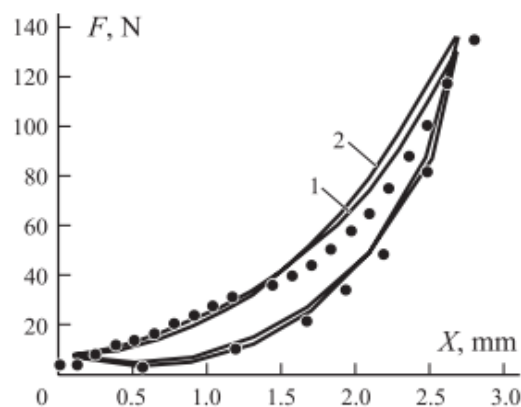


Figura 55. Comparativa entre el ciclo de histéresis real (—) y el arrojado por el modelo (●●●), ante un pad cojín metálico antivibratorio con una densidad característica de $2.668 g/cm^3$

Siguiendo esta línea de modelos construidos sobre ecuaciones constitutivas de carácter polinomial basadas en los procesos de carga y descarga estáticas, algunos autores, aprovechando las ventajas de los últimos avances en las redes neuronales artificiales (ANN), han desarrollado modelos para el cojín metálico antivibratorio especialmente enfocados a aplicaciones de tipo estático, como los sistemas de sellado [124]. Según el citado trabajo, las ecuaciones constitutivas del cojín metálico antivibratorio se pueden construir siguiendo la formación matemática siguiente:

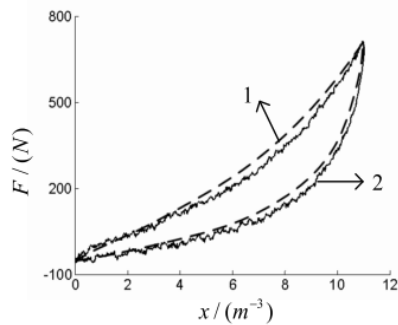
$$F(x) = a_0 \cdot \text{sgn}|x| + \sum_{i=1}^{n_1} a_i |x|^{i-1} x + b_0 \cdot \text{sgn}|\dot{x}| + \sum_{i=1}^{n_1} b_i |\dot{x}|^{i-1} x \quad (17)$$

En este caso, puesto que se busca el modelo únicamente de la situación estática, se pueden despreciar los términos en b_i y se generalizan dos ecuaciones nuevamente, una para la carga y otra para la descarga, que pueden verse en las ecuaciones (18) y (19):

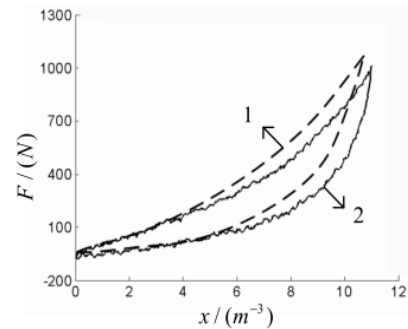
$$F_{carga} = a_{c0} + a_{c1}x + a_{c2}x^2 + a_{c3}x^3 \quad (18)$$

$$F_{descarga} = a_{d0} + dx + a_{d2}x^2 + a_{d3}x^3 \quad (19)$$

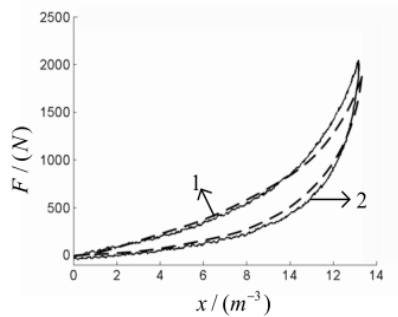
Se realizan una serie de ensayos sobre un pad de cojín metálico en forma de anillo, con un diámetro interior, un diámetro exterior y una altura geométrica determinada. En total se obtienen 19 grupos de datos experimentales que se utilizan para actualizar el algoritmo interno de aprendizaje sobre la experiencia de laboratorio. En estos 19 experimentos se fijan como variables de entrada: la densidad del cojín metálico, el diámetro de filamento, el radio exterior del pad, el radio interior y su altura. De esta forma, a través de la propia red neuronal, es posible establecer todos los coeficientes a_{ci} y a_{di} de las ecuaciones (18) y (19), una vez se modifican estos parámetros de diseño, y realizar un ensayo simulado predictivo de la curva estática de carga y de descarga. Tras la introducción del proceso de aprendizaje, se realizan algunas pruebas de simulación variando los datos de entrada y contrastando con el comportamiento real del cojín metálico antivibratorio para el escenario constructivo correspondiente a la simulación. Se puede comprobar el grado de concordancia entre los resultados experimentales y los ofrecidos por el modelo ANN, dentro de la Figura 56.



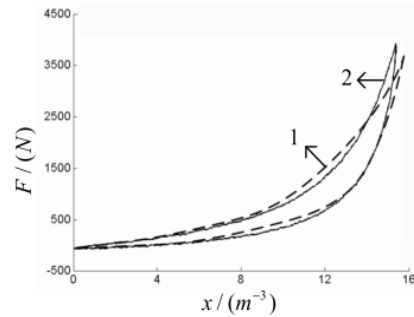
Force-displacement relationship for a metal rubber product with $\rho_a = 2.011 \text{ g/cm}^3$, $d_w = 0.10 \text{ mm}$, $r_e = 5.0 \text{ cm}$, $r_i = 4.6 \text{ cm}$, $r_h = 0.4 \text{ cm}$: 1-prediction, 2-experiment



Force-displacement relationship for a metal rubber product with $\rho_a = 2.226 \text{ g/cm}^3$, $d_w = 0.10 \text{ mm}$, $r_e = 6.0 \text{ cm}$, $r_i = 5.6 \text{ cm}$, $r_h = 0.5 \text{ cm}$: 1-prediction, 2-experiment.



Force-displacement relationship for a metal rubber product with $\rho_a = 2.516 \text{ g/cm}^3$, $d_w = 0.12 \text{ mm}$, $r_e = 8.0 \text{ cm}$, $r_i = 7.2 \text{ cm}$, $r_h = 0.8 \text{ cm}$: 1-prediction, 2-experiment.



Force-displacement relationship for a metal rubber product with $\rho_a = 2.977 \text{ g/cm}^3$, $d_w = 0.15 \text{ mm}$, $r_e = 10.0 \text{ cm}$, $r_i = 9.0 \text{ cm}$, $r_h = 1.0 \text{ cm}$: 1-prediction, 2-experiment.

Figura 56. Curvas reales experimentales, enfrentadas a los resultados predictivos del modelo ANN [124]

1.2.3.2. MODELOS DE LA FUERZA DE REACCIÓN BASADOS EN LA DESCOMPOSICIÓN DE LA CURVA DE HISTÉRESIS. RÉGIMEN DINÁMICO

En modelos como los anteriormente descritos, no se recogen totalmente los fenómenos de no linealidad de las constantes de rigidez (k) y amortiguamiento (c) frente a las variaciones de la amplitud máxima del ciclo de histéresis, la frecuencia de excitación o la deformación inherente a un ciclo de histéresis determinado.

Esto dificultará la caracterización del comportamiento del cojín metálico antivibratorio cuando se trate de predecir la respuesta a una entrada genérica mediante métodos computacionales que deban tener en cuenta la complejidad de una excitación real para poder emplearse en metodologías aplicadas de ingeniería.

Estas pueden ser, por ejemplo, valorar el uso de un cojín metálico antivibratorio para minimizar la transmisibilidad de vibraciones a un elemento estructural de una estructura ferroviaria ante un espectro de vibraciones característico de un tren de alta velocidad.

El modelo debe permitir una predicción de la respuesta tal que evite efectos catastróficos derivados de una mala interpretación de la no-linealidad del cojín metálico amortiguador, tales como una resonancia desplazada por efecto de la precarga que sintoniza con una de las frecuencias de paso del tren.

Los modelos matemáticos basados en la descomposición de la curva de histéresis profundizan en la interpretación de dicho ciclo a la hora de inferir el comportamiento elástico (rigidez), por un lado, y el rozamiento por otro, que permitan sacar conclusiones sobre el aislamiento elástico y la absorción/disipación de energía, de forma separada.

No obstante, en el caso del cojín metálico antivibratorio, el amortiguamiento no puede representarse totalmente mediante una tipología reológica o newtoniana dependiente únicamente de la velocidad de desplazamiento resultante. Como ya se ha dicho en los apartados anteriores, el fenómeno denominado como ‘fricción seca’ va a implicar la superposición de otros modelos de amortiguamiento, basados en el desplazamiento, para mejorar la precisión y el alcance del modelo predictivo.

Hou et al. [113] proponen un modelo mecánico constitutivo para el cojín metálico antivibratorio que disgrega los efectos de rigidez y amortiguamiento según la expresión (20):

$$F(y, \dot{y}) = f(t) + c\dot{y} + z(t) \quad (20)$$

Donde:

- $y(t)$ es el desplazamiento producido en el cojín metálico antivibratorio al aplicar la entrada forzada F .
- $f(t) = f(\text{sgn}(y), y)$ es la fuerza elástica no lineal de tipo asimétrico que engloba los efectos dinámicos asociados a la rigidez.
- $c\dot{y}$ representa el amortiguamiento de tipo viscoso ideal representado en forma de elipse de la Figura 57.

- $z(t)$ es la fuerza restauradora de Coulomb que representa la histéresis de tipo bilineal asociada al desplazamiento, que introduce el fenómeno de rozamiento conocido como 'fricción seca'.

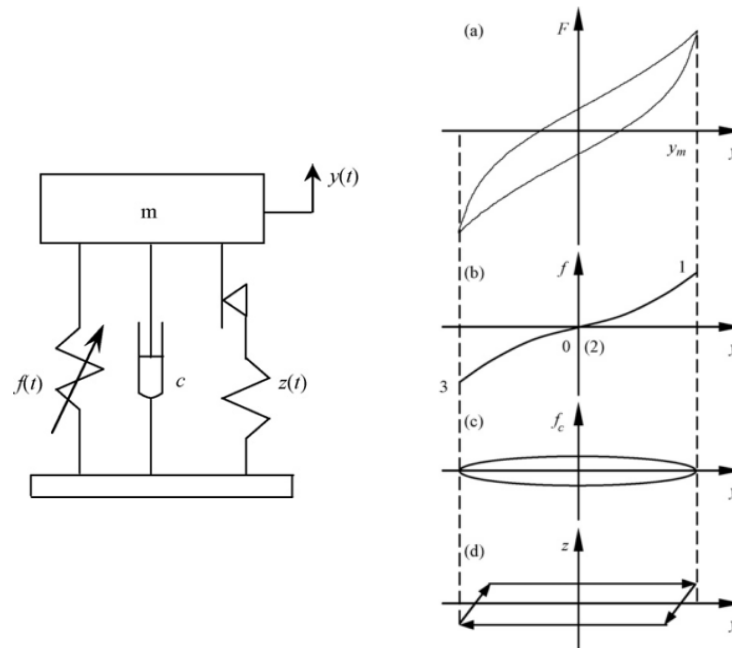


Figura 57. Modelo matemático propuesto para la caracterización de cojín metálico antivibratorio en [113], donde se puede apreciar la segregación del ciclo de histéresis en un término elástico $f(t)$ (b), un amortiguamiento de tipo viscoso $c\dot{y}$ (c) y la fricción seca, representada mediante un amortiguamiento de Coulomb $z(\dot{t})$ (d)

En el citado trabajo se realiza un planteamiento matemático para la determinación del modelo, para cada función del sumatorio de la ecuación (20). Además, propone un planteamiento energético para la obtención del parámetro de amortiguamiento equivalente μ , también denominado en el trabajo como factor de pérdidas:

$$\mu = \frac{W_c + W_z}{2\pi W} = \tan \theta \quad (21)$$

Siendo θ el ángulo equivalente de desfase

- W_c es la energía total disipada debido al amortiguamiento viscoso.
- W_z es la energía total disipada en el dispositivo amortiguado bilineal de Coulomb.
- W es la energía elástica almacenada en el ciclo de histéresis derivado de la fuerza elástica no lineal de tipo asimétrico.

Añadido al planteamiento anterior, los autores realizan una serie de pruebas experimentales mediante las cuáles obtienen diferentes ciclos de histéresis variando la máxima amplitud del ciclo entre 0 y 2.5 mm, diferentes frecuencias de entrada (1, 2, 4, 6, 8 y 10 Hz), e incluso modificando la temperatura de ensayo entre los 20 y los 300 °C.

Se puede comprobar que, en el caso del modelo de cojín metálico antivibratorio estudiado, el factor de pérdidas μ es prácticamente invariable frente a la temperatura y a las variaciones de amplitud máxima, pero que la frecuencia de excitación produce cambios en el mismo de hasta del 40 %. Este hecho, se puede observar contrastando la Figura 58 y la Figura 59.

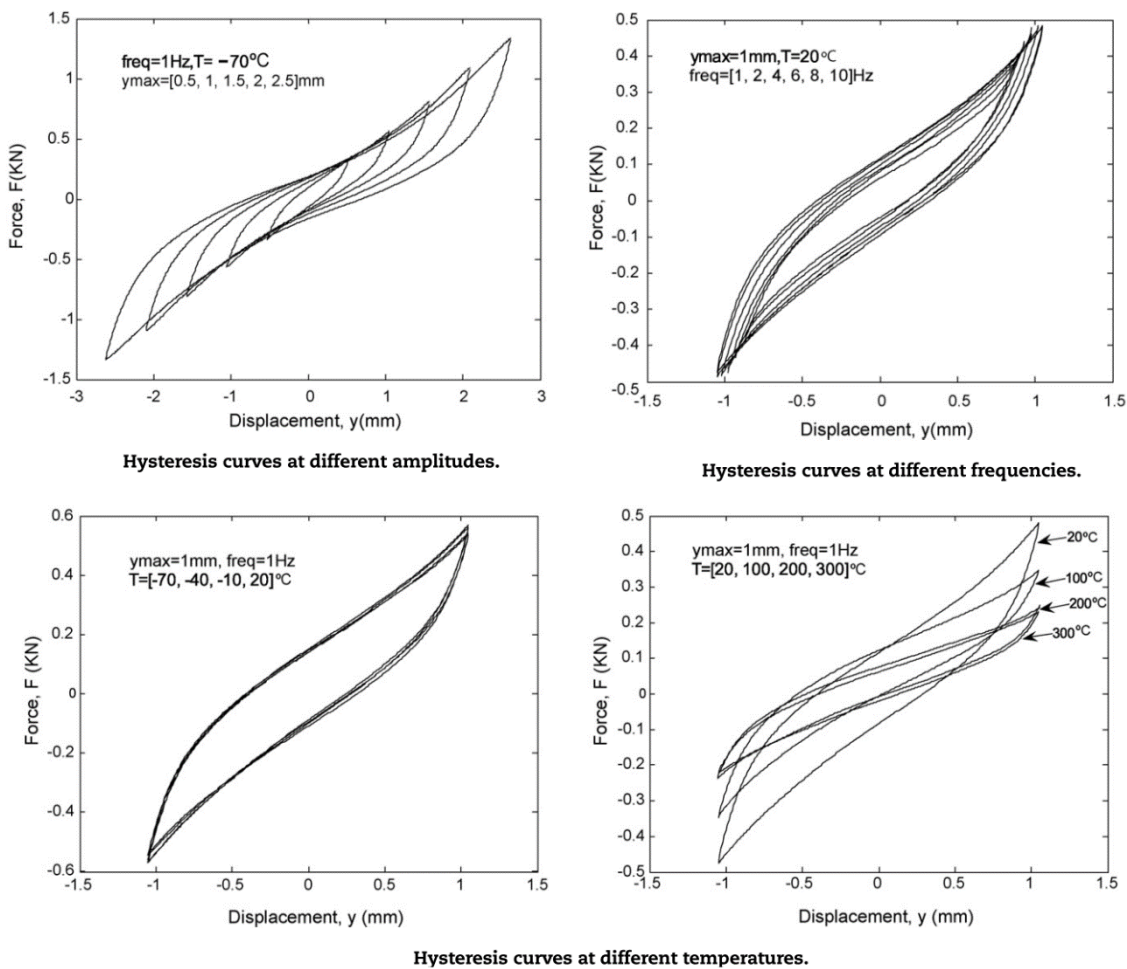


Figura 58. Diferentes ciclos de histéresis variando la amplitud máxima, frecuencia de excitación, así como la temperatura de trabajo [113].

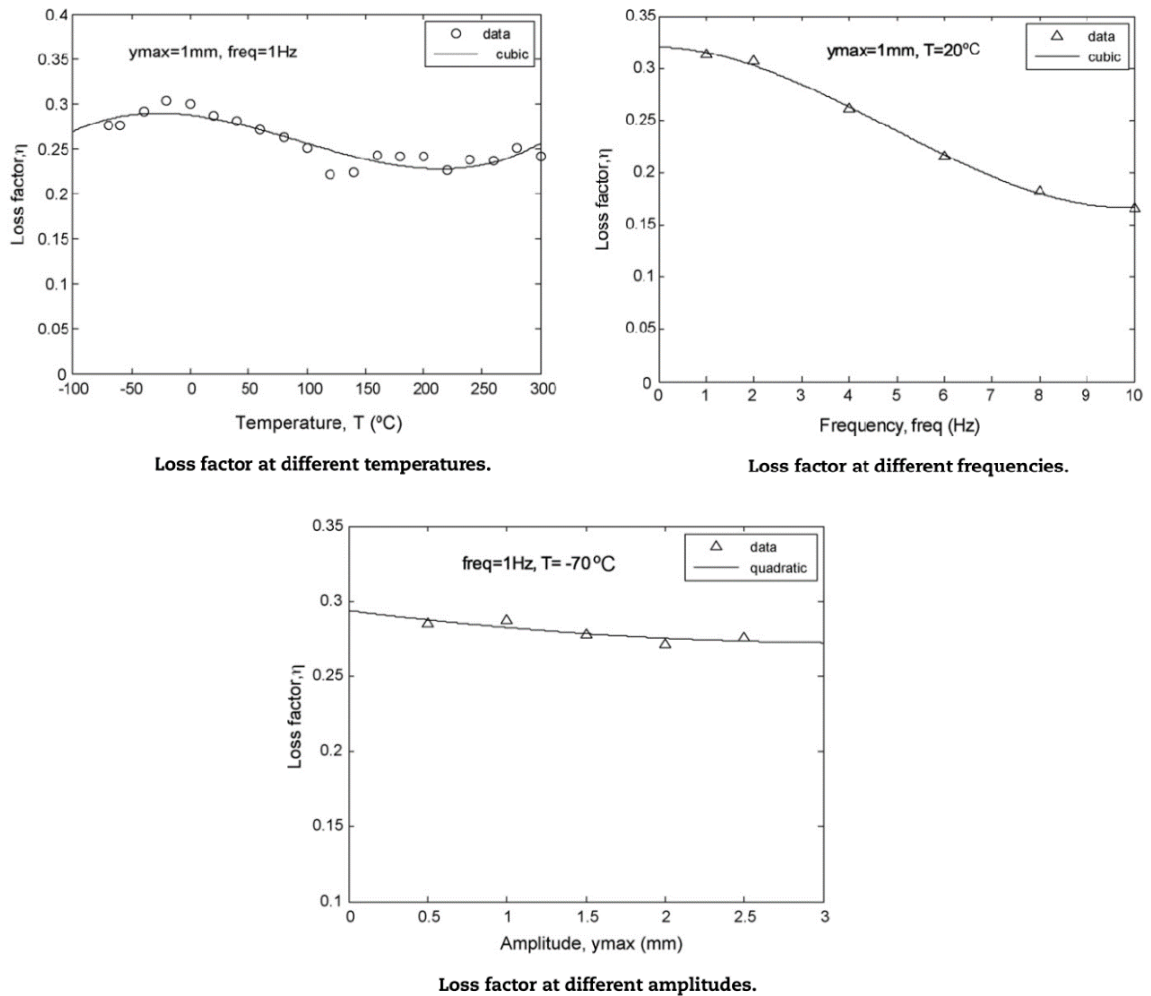


Figura 59. Variación del factor de pérdidas asociado al amortiguamiento del pad de cojín metálico antivibratorio, para los diferentes escenarios de ensayo mostrados en la Figura 58 [113]

Además, en trabajos posteriores [101] se realiza un planteamiento similar, pero más simplificado, en el que se identifican, dentro de una expresión empírica de la fuerza resiliente basada en los factores experimentales (expresión (22)), todos los efectos no lineales contemplados anteriormente (Figura 60).

$$F_f = F_k + F_c = k_1x + k_3x^3 + k_5x^5 \pm c\sqrt{(A^2 - x^2)^\alpha} \quad (22)$$

Siendo $F_k = k_1x + k_3x^3 + k_5x^5$ la fuerza no lineal asociada a la elasticidad/resorte del modelo y k_i son los parámetros de la curva polinómica usada para representar la curva elástica asimétrica característica de la no linealidad elástica.

$F_c = \pm c\sqrt{(A^2 - x^2)}^\alpha$ representa la fuerza de amortiguamiento no lineal, estando expresada la amplitud máxima del desplazamiento como A y siendo el parámetro c y el coeficiente α dos factores a determinar experimentalmente para la muestra ensayada. Para el ajuste de dichos factores, se utilizan metodologías de mínimos cuadrados a los resultados obtenidos a fin de equiparar convenientemente el modelo matemático resultante con la curva real experimental.

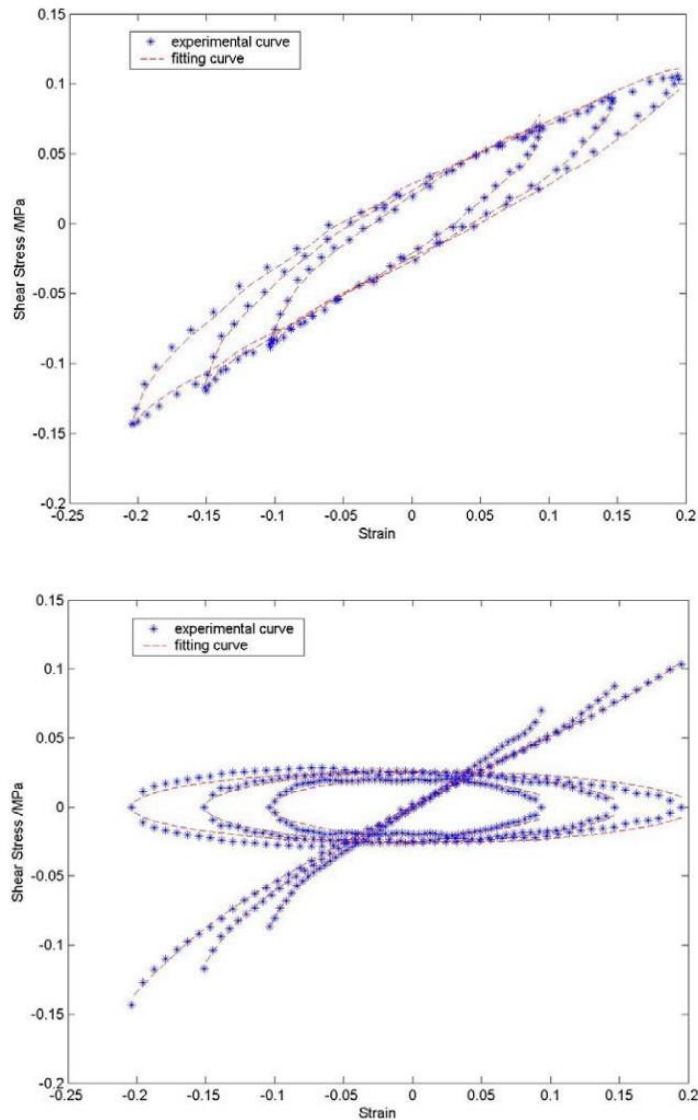


Figura 60. Reconstrucción de un ciclo de histéresis enfrentando el modelo a los resultados experimentales para la frecuencia de 1 Hz y amplitudes de entrada del 10%, 15% y 20% (arriba). Representación de las curvas segregadas de elasticidad (rigidez) y amortiguamiento (abajo) [101].

Otros autores [112] realizan un planteamiento similar al que se acaba de describir, pero limitando el modelo de la parte elástica hasta el elemento de tercera potencia del polinomio, y aproximando el amortiguamiento de una forma más simplificada (Figura 61). Como particularidad añadida, estos autores realizan un análisis para valorar la evolución de los parámetros definitorios del modelo frente a variaciones de la amplitud máxima del ciclo de histéresis, así como de su frecuencia. Fruto de este análisis establecen mapas para la rigidez y amortiguamiento en función de las variables de entrada.

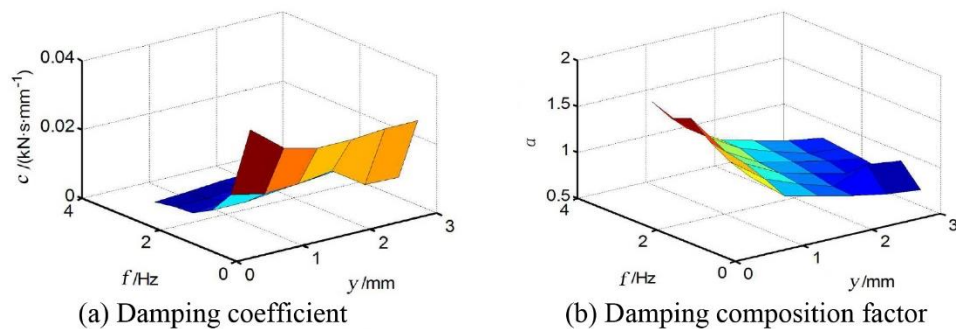


Figura 61. Mapas paramétricos para el coeficiente de amortiguamiento [112]

1.2.3.3. MODELO DINÁMICO CON TÉRMINO DE CRUZAMIENTO

Entre los diferentes enfoques que pueden darse al planteamiento del modelo, en función del interés específico para el cual se desarrollan, es posible realizar un planteamiento en base a la transformada de Fourier con el fin de estudiar el comportamiento del cojín metálico antivibratorio frente a entradas de excitación periódicas de tipo no senoidal. Hao et all. [87] estudian un caso particular donde se obtiene una respuesta en términos de fuerza de reacción ante una entrada de desplazamiento. Si bien la entrada es perfectamente senoidal, se observa, debido a las no linealidades dinámicas del cojín metálico, una fuerza de reacción no lineal.

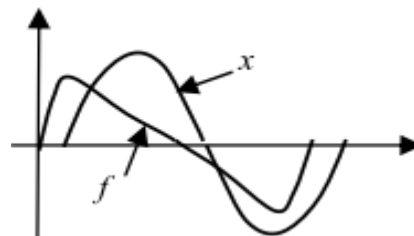


Figura 62. Entrada senoidal en desplazamiento (x), sobre un cojín metálico antivibratorio modelado, y fuerza de reacción (no senoidal) resultante (f) [87].

Los autores del citado estudio realizan una descomposición de Fourier de la fuerza de reacción hasta el tercer orden. Así mismo, plantean una expresión generalizada que asume el carácter no lineal, tanto de la rigidez como del amortiguamiento, introduciendo, además, un término de cruzamiento. Adicionalmente a la composición de este modelo, el trabajo se centra en la observación de cómo $F(x,y)$ se ajusta a una superficie de tipo ciclo de histéresis y Lissajous.

Dentro de dicha expresión se tiene en cuenta una rigidez no lineal únicamente dependiente del desplazamiento $k(x)$, un amortiguamiento newtoniano que depende únicamente de la velocidad $c(\dot{x})$ y un término de cruzamiento, $\delta(x,\dot{x})$, que depende de la velocidad y el desplazamiento, el cual trata de representar la influencia de la fricción seca y su dependencia no lineal con el desplazamiento y la velocidad a la hora de jugar un papel determinante en los procesos dinámicos que afectan al cojín metálico.

$$F(x, \dot{x}) = k(x) \cdot x + c(\dot{x}) \cdot \dot{x} + \delta(x, \dot{x}) \quad (23)$$

Finalmente, desarrollando todas las expresiones trigonométricas que intervienen en el planteamiento, se tiene un modelo matemático que, expresado de forma genérica, resulta:

$$F(x, \dot{x}) = k_1 \cdot x + k_3 \cdot x^3 + c_1 \cdot \dot{x} + c_3 \cdot \dot{x}^3 + d_1 \cdot x^2 \cdot \dot{x} + d_2 \cdot \dot{x}^2 \cdot x \quad (24)$$

Donde los parámetros k_1, k_3, c_1, c_3, d_1 y d_3 serán función de la frecuencia fundamental de la señal de entrada ω , de la amplitud de la excitación de entrada X , de la amplitud de los términos de Fourier de la resultante F_i (para $i=1,3$), así como de la fase de arranque de la señal de excitación β y de los desfases de la resultante φ_j (para $j=1,3$).

1.2.3.4. **MODELO DE CONSTANTES MECÁNICAS**

Como todo material de carácter aplicado a problemas mecánicos, también es posible caracterizar el cojín metálico antivibratorio en términos relativos a la mecánica de materiales elásticos y obtener los parámetros correspondientes: módulo de Young, módulo de cizallamiento, coeficiente de Poisson, y coeficiente superficial de fricción.

Wang et al. [118] llevan a cabo un exhaustivo análisis en este sentido, obteniendo numerosas expresiones empíricas que permiten relacionar estos parámetros con la densidad relativa del cojín metálico antivibratorio y el diámetro del filamento con el que se fabricó la muestra utilizada.

En primer lugar, modelan la tensión elástica σ_L a través de la expresión:

$$\sigma_L = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} \quad (25)$$

σ_L que representa la línea media que divide el área del ciclo de histéresis del ensayo estático de la Figura 63.

Por otra parte, la tensión de rozamiento interno será σ_H viene dada por la expresión:

$$\sigma_H = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \quad (26)$$

σ_H que representa únicamente el valor de tensión inherente al ciclo de histéresis.

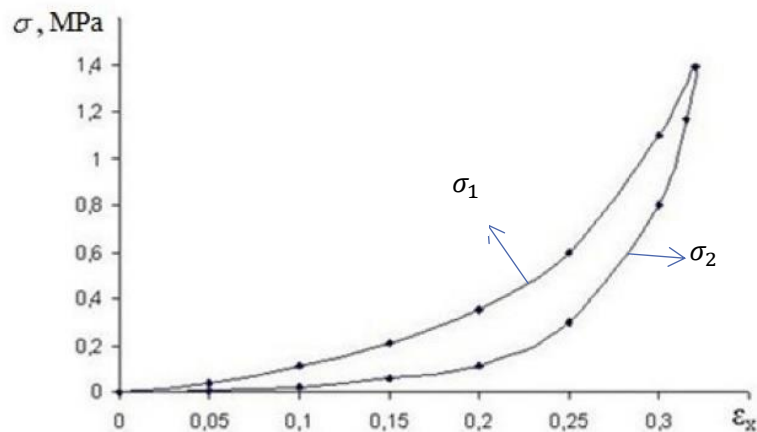


Figura 63. Asignación de las tensiones de histéresis (carga y descarga) [118]

En base a esta consideración y a una serie de experimentos realizados donde se analiza la tensión y deformación en el sentido de aplicación de la carga y el transversal, se determinan todos los parámetros (Figura 64).

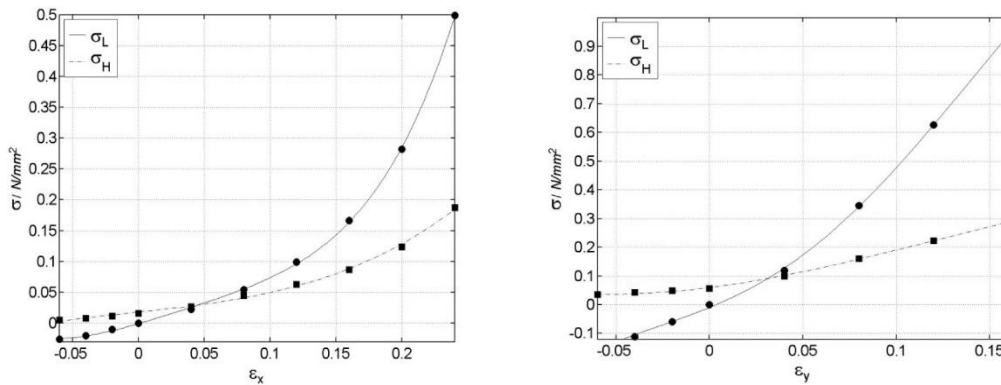


Figura 64. Representación de σ_H y σ_L para las direcciones de aplicación de la carga (izquierda) y transversal (derecha) [118]

Siempre teniendo en cuenta la muestra ensayada según el procedimiento desarrollado por los autores del trabajo, el módulo de Young, se determina según (27):

$$E \approx 10.5d_w(54.1\bar{\rho} - 1.38) \quad (27)$$

El módulo de cizallamiento se expresará siguiendo las ecuaciones (30) y (31) :

$$G_{yx} = 6.65\bar{\rho}^{1.7} \text{ MPa y } \tau_{Hxy} = 0.151\bar{\rho}^{1.3} \text{ MPa} \quad (28)$$

$$G_{yz} = 18.3\bar{\rho}^{1.7} \text{ MPa y } \tau_{Hxy} = 0.301\bar{\rho}^{1.3} \text{ MPa} \quad (29)$$

El coeficiente de Poisson se formula para un estado de multicompresión y se establece cerca de los valores $\mu_{xy} = 0.49$ y $\mu_{yz} = 0.31$. Igualmente, el coeficiente de rozamiento se plantea para diferentes escenarios de presión entre 0.1 y 0.125.

1.2.4. FACTORES DE DISEÑO

El proceso de fabricación, la geometría exterior y el tipo de material seleccionado tienen una gran influencia en el comportamiento del cojín metálico.

Varios estudios han identificado una serie de puntos clave de cara a dirigir u optimizar la respuesta mecánica del cojín metálico hacia un determinado comportamiento.

Desde el punto de vista de diseño estructural se puede condicionar de forma notable la capacidad del cojín metálico para absorber vibraciones y choques [125]. Además, puede destacarse la importancia de dos factores clave [78, 122]:

- La densidad relativa de malla metálica $\bar{\rho}$, entendida como la relación entre la masa del pad y su volumen externo (no debe ser confundida con la densidad inherente al propio metal constitutivo). La porosidad es un concepto relacionado con el grado de densidad de la malla, de forma que, cuanto mayor es la porosidad, menor es esta densidad relativa de malla.
- El diámetro de hilo d_h empleado para conformar la malla. La influencia entre la rigidez global de cojín metálico y la disipación de energía mecánica del mismo con el diámetro d_h es notable. Jiang et al. [121] estudian esta relación y la determinan experimentalmente.

Casado et al. [126] proponen un método para relacionar estos parámetros con la variación de la rigidez del cojín metálico. En este trabajo, se puede apreciar una dependencia lineal entre el comportamiento mecánico y la densidad relativa, el diámetro de hilo y la geometría.

Además, existen investigaciones donde se ponen de manifiesto factores como la inclinación de las espiras de hilo metálico en el caso de cojines metálicos conformados mediante hilo helicoidal [83], puesto que esto tendrá una fuerte relación con el tipo y densidad de los contactos predominantes en el pad.

1.2.5. FATIGA Y RESISTENCIA

No existe en la literatura una línea concreta para estudiar la vida útil del cojín y especialmente su comportamiento frente a la fatiga. Ao et al. [120] realizan un estudio de la influencia de la precarga en las condiciones amortiguadoras del cojín metálico. No solo concluyen que, para el pad concreto de cojín analizado, disipa mejor la energía y mejora sus características de amortiguamiento a medida que la precarga inicial disminuye, sino que la vida a fatiga es sustancialmente mayor a medida que disminuye la precarga de inicio. Ma et al. [90] llegan a una conclusión similar al relacionar la mayor vida útil del cojín metálico antivibratorio con el menor grado de carga de trabajo respecto de las condiciones de diseño.

En este estudio, se concluye como una buena propuesta a la hora de definir un criterio de fallo (límite de la vida útil del cojín metálico) el alcance de un determinado % de deformación permanente a lo largo de la aplicación de ciclos de carga dinámica y/o cargas estáticas permanentes.

Por otro lado, Cao et al. [127] plantean y analizan el fenómeno de fatiga en el cojín metálico antivibratorio. En primer lugar, se definen dos parámetros determinantes para el amortiguamiento y la rigidez no lineales del ciclo de histéresis mediante las expresiones (30) y (31):

$$K_f = \frac{F_{max} - F_{min}}{2 \cdot y_{max}} \quad (30)$$

$$C_f = \frac{F_{cmax} - F_{cmin}}{2 \cdot \dot{y}_{max}} \quad (31)$$

Donde K_f y C_f son los factores que caracterizan la rigidez y el amortiguamiento, y_{max} e \dot{y}_{max} son la amplitud y velocidad de desplazamiento máximas. El resto de los valores de fuerza pueden analizarse siguiendo la representación de la Figura 65.

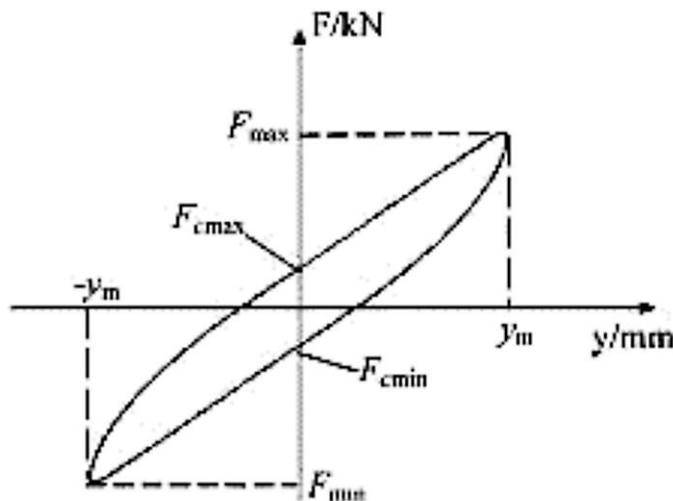


Figura 65. Valores característicos del ciclo de histéresis de fatiga [127]

En función de estos parámetros, se establecen los criterios de fallo según (32) y (33).

$$D_1(N) = \frac{K_f(0) - K_f(N)}{K_f(0)} = 1 - \frac{K_f(N)}{K_f(0)} \quad (32)$$

$$D_2(N) = \frac{C_f(0) - C_f(N)}{C_f(0)} = 1 - \frac{C_f(N)}{C_f(0)} \quad (33)$$

Siendo $K_f(N)$ y $C_f(N)$ los factores característicos de rigidez y amortiguamiento al cabo de N ciclos de histéresis efectuados sobre el material. Se puede notar cómo $D_1(0)$ y $D_2(0)$ toman el valor 0, pasando a valores comprendidos entre 0 y 1 al cabo de N ciclos.

La vida útil del cojín metálico antivibratorio se puede determinar estableciendo un valor límite para $D_1(N)$ y $D_2(N)$ y, logrados estos valores, establecer como vida útil los N ciclos necesarios para alcanzar dicho valor límite, como se observa en la Figura 66.

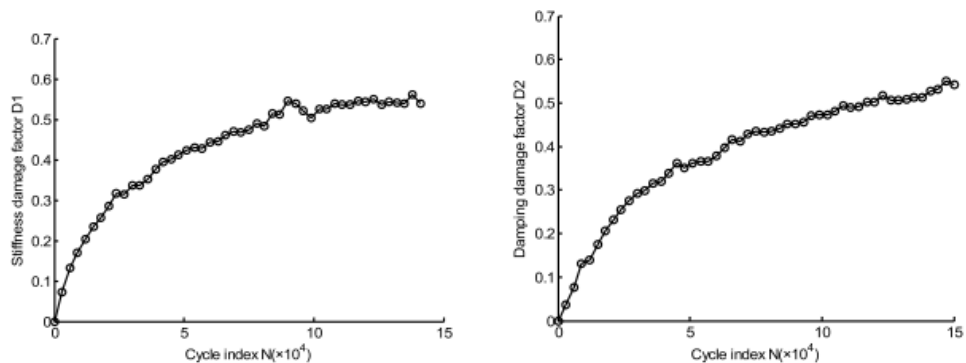


Figura 66. Resultados experimentales de la evolución de los factores de daño para la rigidez $D_1(N)$ (izquierda) y el amortiguamiento $D_2(N)$ (derecha) [127]

1.2.6. CARACTERIZACIÓN ELÉCTRICA

De la misma forma que para el caso de la fatiga, existe un bagaje de estudios muy limitado de cara a caracterizar eléctricamente el cojín metálico. Chen et al. [128] elaboran un modelo respecto para un cojín metálico antivibratorio fabricado en NiTi, bajo el punto de vista del límite de microsoldadura. Es decir, se asume que, para un determinado valor de corriente eléctrica pasando a través del cojín metálico, I_e , muchos de sus contactos deslizantes se transforman en uniones sólidas.

Se caracteriza, mediante un modelo ANSYS de tipo eléctrico, el contacto puntual entre dos filamentos de la estructura interna del cojín metálico, analizando su respuesta de descarga ante un pulso eléctrico y obteniendo la impedancia correspondiente al modelo eléctrico de contacto puntual.

Según se deriva de la Figura 67, se infiere que, junto a la resistencia eléctrica correspondiente al propio material de fabricación del cojín, debe añadirse un valor de resistencia puntual de contacto entre las espiras, lo que incrementa el valor de resistencia R_g eléctrica global del MR.

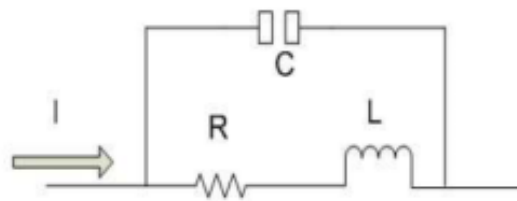


Figura 67. Modelo eléctrico para el contacto puntual entre filamentos dentro de la estructura constitutiva del cojín metálico antivibratorio [128]

Así mismo, es necesario, por fenómenos de inducción y capacitancia interna propios de la presencia de numerosos filamentos en proximidad y/o contacto, tener en cuenta los fenómenos de inducción L_g y capacitancia C_g global en el mismo.

CAPITULO 2: MARCO TEÓRICO

2. MARCO TEÓRICO

2.1. MODELO DEL COMPORTAMIENTO DINÁMICO DEL COJÍN METÁLICO ANTIVIBRATORIO EMPLEADO COMO PLACA DE ASIENTO

2.1.1. JUSTIFICACIÓN DEL EMPLEO DEL MODELO VISCOELÁSTICO DE KELVIN VOIGT

Uno de los modelos más ampliamente utilizados en la bibliografía para caracterizar dinámicamente el comportamiento de placas de asiento bajo carril, así como de otros elementos de tipo elástico existentes en la infraestructura de vía, es el modelo viscoelástico de Kelvin Voigt [20, 23, 67, 129] (Figura 68).

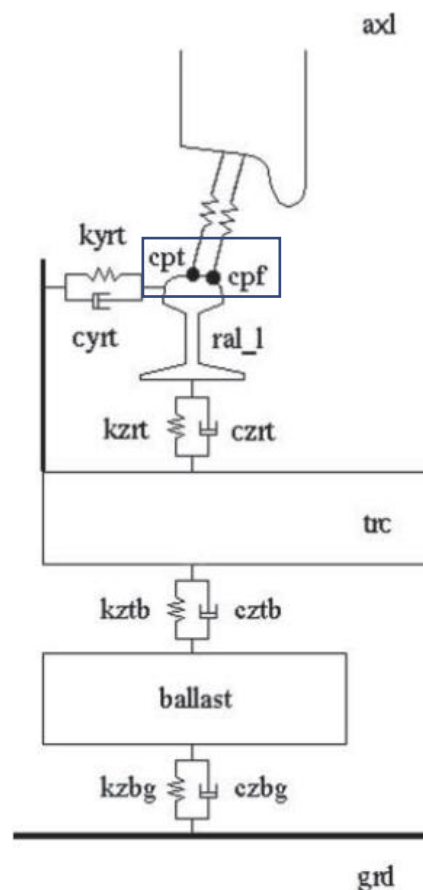


Figura 68. Representación del modelo de interacción dinámica de la infraestructura de vía al paso de circulaciones, empleando diversos modelos dinámicos de Kelvin Voigt, en especial aplicado para el caso de la placa de asiento [20]

Si bien, como se ha expuesto en el Estado del Arte, existen varias tipologías adicionales propuestas, como es el caso de Poynting–Thomson, Zener y aquellos que tienen en cuenta directamente las dependencias con la amplitud y la frecuencia de las diferentes características del modelo definitorio del pad. El modelo empleado para la presente Tesis es el de Kelvin Voigt debido a su flexibilidad y versatilidad a la hora de caracterizar tanto la rigidez, como el amortiguamiento.

Este modelo superpone un muelle y un amortiguador viscoso en paralelo, representado el almacenamiento de energía elástica, por una parte, y la disipación progresiva, por otra, recogiendo, a su vez, la influencia de la deformación dependiente del tiempo que provoca este fenómeno.

Se trata de un modelo que reproduce relativamente bien el comportamiento viscoelástico de los polímeros. No obstante, se debe tener en consideración que el fenómeno de la fricción seca, propio de las placas de cojín metálico, puede desviar ligeramente el comportamiento viscoelástico. A través de los ensayos realizados, la morfología de las curvas experimentales que se presentan más adelante permite aproximar el comportamiento del pad de cojín metálico mediante este modelo. Además, al ser propio de los polímeros, es aplicable a las muestras de placa de asiento comúnmente empleadas en el ferrocarril fabricadas con estos materiales, que posibilita comparar ambas tipologías dentro del campo dinámico.

Por otra parte, siendo el objetivo del proyecto de investigación el poder determinar la influencia de los factores de diseño del cojín metálico antivibratorio sobre el comportamiento dinámico del mismo, el modelo viscoelástico de Kelvin Voigt conduce a un correcto análisis cuantitativo y cualitativo a este respecto.

2.1.2. DESCRIPCIÓN GENERAL DEL MODELO

El modelo de Kelvin Voigt representa al material como sumatorio del fenómeno de la rigidez estática y del amortiguamiento de forma paralela. El esquema del modelo consiste en una placa de asiento sobre la que se posiciona una masa m , y sobre la que posteriormente actúa una fuerza dinámica $F(t)$, todo ello acorde a lo representado en la Figura 69.

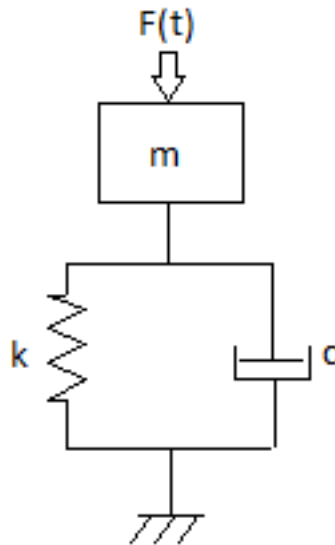


Figura 69. Modelo viscoelástico de Kelvin Voigt utilizado habitualmente en los macromodelos de simulación de la infraestructura ferroviaria, concretamente el que sirve para para representar a la placa de asiento antivibratoria

Matemáticamente, y teniendo en cuenta la fuerza aplicada sobre la placa de asiento durante los ensayos normalizados de laboratorio dentro del presente trabajo de Tesis, la ecuación que define el modelo es:

$$m_{din}\ddot{x}(t) + C_{eq}\dot{x}(t) + K_{eq}x = F(t) = f(t) + f_m \quad (34)$$

Donde m_{din} es la masa que actúa dinámicamente, en adelante m , C_{eq} y K_{eq} los parámetros equivalentes de amortiguamiento y rigidez de la placa de asiento. La fuerza $f(t) + f_m$ es siempre de tipo compresivo, pudiéndose interpretar el sumatorio como la aplicación de una fuerza de compresión media, f_m , y una fuerza de tipo armónico simple (de amplitud f_0), de forma que tomen siempre valores ≥ 0 (Figura 70).

A raíz de esta fuerza aplicada sobre el material, la deformación compresiva que se produce en este toma, también, valores ≥ 0 y se puede definir como una reacción, igualmente de tipo armónico (de amplitud Δ_0), superpuesta a un desplazamiento inicial, Δ_m , producido por la fuerza f_m (Figura 70).

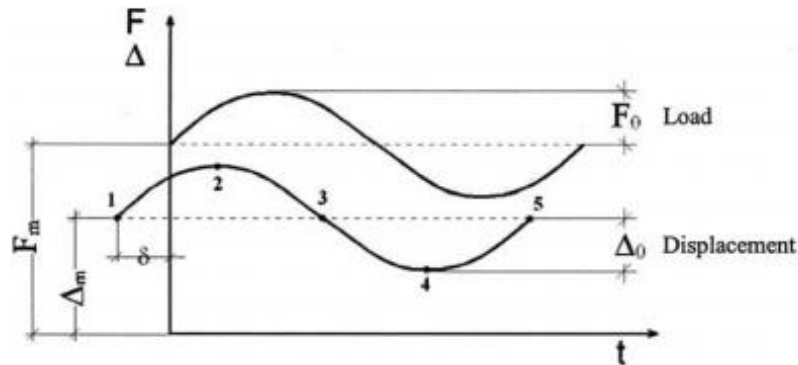


Figura 70. Representación de la fuerza aplicada sobre un elemento elástico $F(t)$ y su respuesta $\Delta(t)$, bajo un ensayo normalizado en laboratorio [19]

Puesto que en este caso el modelo planteado es de tipo lineal homogéneo, es aplicable el principio de superposición para resolver (34). En este sentido, se debe proceder con la búsqueda de soluciones analíticas por separado de cara a analizar el comportamiento estático del modelo frente a una fuerza constante f_m , por una parte, y el dinámico, por otra, para una entrada de fuerza dependiente del tiempo.

En esta línea, si se entiende la fuerza estática media f_m como el efecto de una masa estática m_{est} suspendida sobre el material elástico amortiguador produciendo una deformación Δ_m , los términos $\dot{x}(t)$ y $\ddot{x}(t)$ se anulan en estado estacionario al no haber un desplazamiento tiempo dependiente, y se tendrá que:

$$f_m = m_{est} \cdot g \quad (35)$$

En donde el desplazamiento medio (Δ_m) se define como:

$$\Delta_m = \frac{f_m}{K_{eq}} \quad (36)$$

Desde el punto de vista únicamente dinámico, se considerará que sobre el sistema solo actúa una excitación forzada dependiente del tiempo y de tipo armónico, la cual se representa, en el campo complejo, según la expresión (37):

$$f(t) = f_0 e^{i\omega t} = f_0 (\cos\omega t + i \cdot \sen\omega t) \quad (37)$$

En este caso, para obtener la respuesta $x(t)$ se debe particularizar (37) dentro de (34), siendo $F(t) = f(t)$, quedando como resultado la expresión (38):

$$m\ddot{x}(t) + C_{eq}\dot{x}(t) + K_{eq}x = f_0e^{i\omega t} \quad (38)$$

En este sentido, se plantea una solución de esta ecuación diferencial con una expresión de la forma:

$$x(t) = Ae^{i\omega t} \quad (39)$$

Según se resuelve analíticamente en la bibliografía [37]:

$$A = \frac{f_0}{k_{eq}} \cdot \frac{1}{1 - \beta^2 + i \cdot 2\zeta\beta} \quad (40)$$

Donde se emplean dos parámetros característicos, siendo uno de ellos la frecuencia relativa β :

$$\beta = \omega / \omega_{natural} \quad (41)$$

Es decir, β , representará la relación entre la frecuencia de la fuerza excitadora de tipo senoidal y la frecuencia natural del propio modelo dinámico. Cuando $\beta=1$, la frecuencia excitadora coincidirá con la frecuencia natural del sistema, que viene dada por la expresión:

$$\omega_{natural} = \sqrt{\frac{k_{eq}}{m}} \quad (42)$$

El otro parámetro a tener en cuenta es el amortiguamiento relativo ζ , el cual queda definido mediante la ecuación (43). En base a este parámetro, se pueden reconocer tres estados del propio sistema, como son:

- Subamortiguado, o sistema con amortiguamiento subcrítico: $\zeta < 1$
- Crítico: $\zeta = 1$
- Sobreamortiguado, o sistema con amortiguamiento supercrítico: $\zeta > 1$

$$\zeta = \frac{C_{eq}}{2m\omega_{natural}} \quad (43)$$

En los casos con amortiguamiento subcrítico, característico de las placas de asiento ferroviarias, se puede calcular la frecuencia resonante del sistema mediante:

$$\omega_{resonancia} = \omega_{natural} \cdot \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (44)$$

Sustituyendo (40) en (39), se tiene:

$$x(t) = X e^{i(\omega t - \delta)} = f_0 / K_{eq} \cdot \frac{1}{\sqrt{(1 - \beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2}} e^{i(\omega t - \delta)} \quad (45)$$

Donde δ es el ángulo de desfase entre $f(t)$ y $x(t)$, representado en la Figura 70, que se calcula según:

$$tg\delta = \frac{2\zeta\beta}{1 - \beta^2} \quad (46)$$

Por otra parte, según la Figura 70 la amplitud oscilatoria de la respuesta dinámica (amplitud dinámica) es:

$$X = \Delta_0 \text{ (para } \omega \neq 0) = f_0 / K_{eq} \cdot \frac{1}{\sqrt{(1 - \beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2}} = \frac{\Delta_{max} - \Delta_{min}}{2} \quad (47)$$

Además, introduciendo en el módulo de la ecuación (40) la definición (46), se puede despejar β de la siguiente manera:

$$\beta = \sqrt{1 - \frac{f_0}{K_{eq} \Delta_0 \sqrt{1 + (tg\delta)^2}}} \quad (48)$$

Y el amortiguamiento relativo quedaría también definido en función del ángulo de desfase, según la expresión (49):

$$\zeta = \frac{(1 - \beta^2) tg\delta}{2\beta} \quad (49)$$

Es interesante interpretar la **amplitud estática** como aquella que se produce cuando la excitación se produce a frecuencia $\omega = 0$. Si esto se particulariza en la ecuación que expresa la amplitud general (47), la amplitud estática queda definida como:

$$X_0 = \Delta_0 \text{ (para } \omega = 0) = f_0 / K_{eq} \cdot \frac{1}{\sqrt{(1 - 0^2)^2 + (2 \cdot 0)^2}} = f_0 / K_{eq} \quad (50)$$

A partir de ahí, se puede obtener la amplificación dinámica A_ω como la relación entre la amplitud dinámica y la estática, tal que:

$$A_\omega = \frac{X}{X_0} = \frac{1}{\sqrt{(1 - \beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2}} \quad (51)$$

En la Figura 71 se puede ver una relación entre los términos de amortiguamiento relativo ζ , frecuencia relativa β y la amplificación dinámica A_ω dentro de la expresión (51). Cabe destacar que los sistemas críticamente amortiguados o sobreamortiguados tendrán siempre un valor de la amplificación dinámica ≤ 1 . En el caso de sistemas subamortiguados, para coeficientes de ζ comprendidos entre 0.5 y 1.0, el máximo de la amplificación dinámica quedará siempre próximo a la unidad. Para valores de amortiguamiento relativo inferiores a 0.4, la amplificación dinámica comienza a tener una entidad sensible.

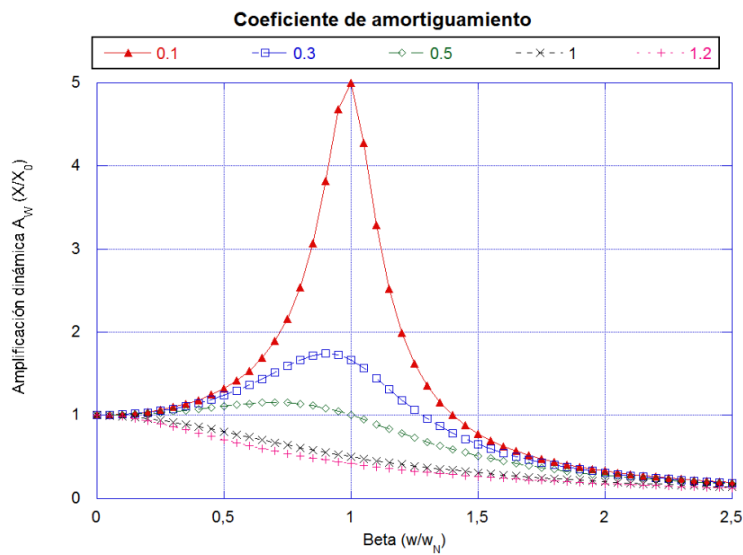


Figura 71. Representación gráfica de la relación existente entre los términos ζ , β y la amplificación dinámica A_ω

2.1.3. DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DEL MODELO. RECEPTANCIA MECÁNICA. DOMINIO DE LA FRECUENCIA (ω). TRANSFORMADA DE FOURIER

En la presente investigación, se emplean dos métodos para la determinación de los parámetros del modelo. El primero de ellos es de base experimental, partiendo de la lectura directa del desfase entre las señales de fuerza $f(t)$ y de desplazamiento $x(t)$.

El segundo procedimiento, se basa en la estimación analítica obtenida matemáticamente mediante aplicación de principios energéticos del propio ciclo dinámico de histéresis, que permite estimar el valor del desfase entre ambas funciones [19].

Como ayuda al estudio del sistema diferencial que describe el modelo Kelvin Voigt, se plantea la posibilidad de llevar el estudio al dominio de la frecuencia a través del empleo de la transformada de Fourier. Para aplicar al modelo dicha transformada es necesario tener en cuenta la equivalencia entre la derivada de una función en el dominio del tiempo (t) y su correspondiente imagen en el dominio de frecuencias (ω):

$$\frac{df(t)}{dt} = j \cdot \omega \cdot F(\omega) \quad (52)$$

$$\frac{d^2f(t)}{dt^2} = (j \cdot \omega)^2 \cdot F(\omega) = -\omega^2 \cdot F(\omega) \quad (53)$$

La transformada de Fourier permite la interpretación de las ecuaciones diferenciales en términos fasoriales. El desfase entre la señal senoidal de la fuerza aplicada a un sistema amortiguado de un grado de libertad y su respuesta en desplazamiento, será el mismo tanto en el dominio del tiempo como en el de la frecuencia.

Esta transformada se va a emplear a fin de obtener los parámetros equivalentes de rigidez y amortiguamiento en base a la ecuación (34). Si dicha ecuación se pasa al dominio de la frecuencia, el resultado es una expresión compleja fasorial que define la oscilación forzada amortiguada en un sistema resorte amortiguador de Kelvin Voigt:

$$\bar{F} = (K_{eq} - m\omega^2 + j\omega C_{eq}) \cdot \bar{X} \quad (54)$$

Donde \bar{F} y \bar{X} son respectivamente la Fuerza y el Desplazamiento expresadas en el dominio complejo. Sus módulos son F y X respectivamente. Dicha ecuación se puede expresar en términos del módulo complejo:

$$\sqrt{(K_{eq} - m\omega^2)^2 + (\omega C_{eq})^2} = \frac{F}{X} \quad (55)$$

O de su ángulo de desfase entre los fasores de Fuerza y Desplazamiento:

$$\tan \delta = \frac{\omega C_{eq}}{K_{eq} - m\omega^2} \quad (56)$$

De esta ecuación se puede despejar el término del amortiguamiento equivalente:

$$C_{eq} = \tan \delta \frac{K_{eq} - m\omega^2}{\omega} \quad (57)$$

Si dicho término se sustituye en (55), es posible obtener la expresión del módulo de la siguiente forma:

$$\sqrt{(K_{eq} - m\omega^2)^2 + (\omega \tan \delta \frac{K_{eq} - m\omega^2}{\omega})^2} = \frac{F}{X} \quad (58)$$

En base a esta última expresión se puede ahora despejar la fórmula para determinar la rigidez equivalente:

$$K_{eq} = m\omega^2 + \frac{F}{X\sqrt{(1 + \tan^2 \delta)}} \quad (59)$$

Se puede ver cómo conociendo los valores de la amplitud de desplazamiento X y de la fuerza excitadora F , así como el desfase entre ambas señales δ , para una frecuencia ω dada y una determinada masa dinámica oscilante m , es posible obtener los parámetros de la rigidez y el amortiguamiento equivalentes.

Por otro lado, y atendiendo a la ecuación (56), es importante considerar el término $(K_{eq} - m\omega^2)$ del denominador de dicha expresión. Para valores bajos de la frecuencia de excitación se puede considerar que fácilmente se cumplirá que $K_{eq} \geq m\omega^2$, por lo que el desfase entre la excitación y la respuesta será siempre $\delta \geq 0$ y atendiendo a la ecuación (57) el amortiguamiento equivalente también tomará términos con sentido físico ($C_{eq} \geq 0$).

Sin embargo, manteniéndose la masa dinámica constante, a medida que aumentan las frecuencias se cumplirá que $K_{eq} \leq m\omega^2$, por lo que, tanto el desfase como el amortiguamiento equivalente toman valores negativos. La interpretación física de este último hecho es que el sistema se ha vuelto inestable debido al efecto de la masa dinámica a alta frecuencia, haciendo que se invierta el retardo de la respuesta de \bar{X} respecto de \bar{F} .

2.1.3.1. DETERMINACIÓN EXPERIMENTAL

A través de un ensayo de tipo dinámico se puede aplicar en el laboratorio una fuerza excitadora de tipo sinusoidal con amplitud F sobre una placa de asiento. Se obtendrá una respuesta en deformación, también de tipo sinusoidal, con una amplitud X y desfasada un ángulo δ .

Hay que tener en cuenta que, la señal de fuerza excitadora es perfectamente conocida a través del control de la máquina de ensayos. Por el contrario, la señal de movimiento/deformación, puede ser captada utilizando sensores LVDT (transductor diferencial de variación lineal) de alta precisión. Ambas señales pueden ser, por tanto, muestreadas y superpuestas en el tiempo experimental. Además, según el Teorema de muestreo de Shannon, la frecuencia con la que la señal es almacenada en el laboratorio deberá ser mayor o igual a dos veces la frecuencia más alta de la señal de entrada.

Si bien, toda captación de señal capturada de forma discreta no estará exenta de ruido. Según las diferentes técnicas existentes para el tratamiento de señal, este ruido puede ser controlado de diferentes formas y técnicas, siendo las principales:

- Empleo de filtros de paso bajo.
- Empleo de ajuste de curvas sinusoidales a la señal muestreada. Se puede ver un ejemplo en la Figura 72.
- Descomposición en serie de Fourier, eliminando todos los elementos de la serie superiores a la frecuencia fundamental.

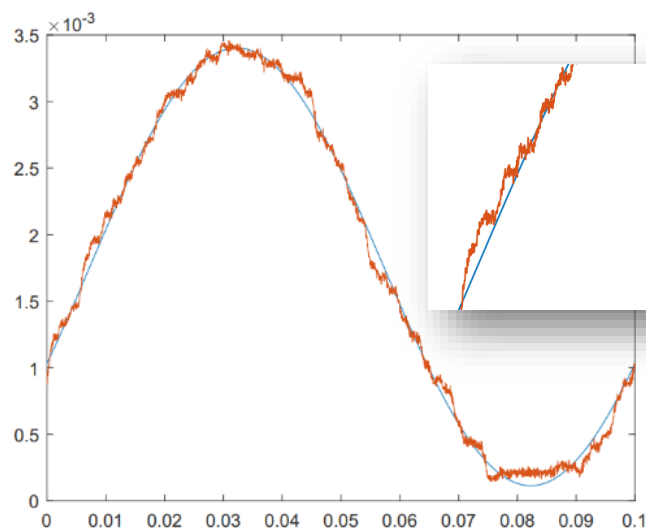


Figura 72. Señal de desplazamiento frente al tiempo registrada en un ensayo dinámico sobre una placa de asiento sometida a una excitación sinusoidal. El eje de ordenadas representa el desplazamiento en m. La señal sinusoidal pura, en color azul representa la curva de ajuste entre los puntos muestreados con ruido

Filtradas dichas señales, es posible conocer con relativamente buena precisión el valor del ángulo de desfase entre las mismas. Finalmente, mediante el empleo de acelerómetros sobre la parte excitada del pad y de diversos elementos de pesaje calibrados, se determina el valor de la masa dinámica actuante sobre la muestra experimental. Este proceso se describe en el apartado 3.2.8.

Todo ello permite conocer el valor de los parámetros de ensayo: (velocidad angular, ω , y, por tanto, frecuencia de excitación), amplitud de la fuerza excitadora, F ; así como los resultados experimentales de desfase, δ , masa dinámica, m , y amplitud de la señal de deformación, X .

Por tanto, mediante la aplicación de las ecuaciones (57) y (59) es posible determinar el valor de los parámetros de rigidez K_{eq} y amortiguamiento equivalente C_{eq} del modelo Kelvin Voigth que representa el comportamiento de la muestra experimental bajo la acción de una fuerza excitadora en una determinada frecuencia.

2.1.3.2. METODO DE LAS ENERGÍAS RELATIVAS

Según la bibliografía de referencia en el campo de los fundamentos de la mecánica de vibraciones, en casos como el plantado, donde se modeliza un sistema antivibratorio real, el amortiguamiento puede ser planteado en términos energéticos respecto del ciclo de histéresis resultante de la aplicación de una excitación armónica simple [37].

Por otra parte, otros autores [19] han demostrado la relación existente entre la energía almacenada y disipada, así como de los parámetros de fuerza aplicada en los ciclos de histéresis a los que son sometidos los materiales elastoplásticos, según la expresión (58):

$$tg\delta = \frac{4f_m \frac{E_d}{E_a}}{\pi f_0 (2 + \frac{E_d}{E_a})} \quad (60)$$

Donde E_d y E_a representan la energía disipada y la almacenada de forma viscoelástica por ciclo de carga-descarga, en el ensayo de referencia, Figura 73. En capítulos posteriores, este ángulo de desfase δ será considerado como como 'desfase teórico', δ_t .

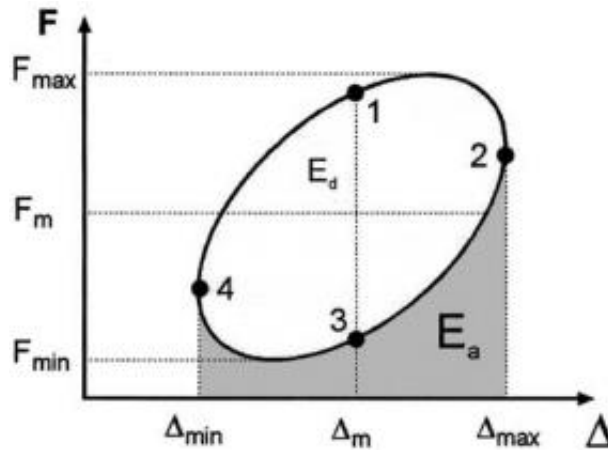


Figura 73. Representación de la energía disipada E_d y la energía almacenada elástica E_a , en cada ciclo de histéresis [19]

Por la tanto, bajo este procedimiento, también es posible conocer el valor de los parámetros de ensayo ω y F , si bien, en el caso de los resultados experimentales, la masa dinámica m y amplitud de la señal de deformación X se obtienen, según se ha descrito, mediante el empleo de los transductores adecuados, mientras que el desfase es calculado, directamente, a través de la ecuación (60). La aplicación de las ecuaciones (57) y (59) es lo que permitirá, una vez más, la caracterización del modelo de Kelvin Voigt.

CAPITULO 3:

METODOLOGÍA EXPERIMENTAL

3. METODOLOGÍA EXPERIMENTAL

3.1. MATERIAL EMPLEADO

3.1.1. COJÍN METÁLICO ANTIVIBRATORIO

Las muestras utilizadas consisten en un cojín de hilo inoxidable, tricotado, gofrado y prensado dentro de un molde con el fin de obtener la forma deseada. Con este método se logran diferentes geometrías en función de la aplicación, cambiando, únicamente, el molde en las diferentes fases explicadas en posteriores apartados.

Estos cojines, tanto en su referencia estándar como en los de fabricación particular, son 100% acero inoxidable AISI-304. Esta constitución material no se ve afectada por los hidrocarburos, el agua, los rayos UV, entre otros, y mantiene sus características elásticas a temperaturas extremas de $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $+300\text{ }^{\circ}\text{C}$, pudiendo llegar, en ciertas aplicaciones, a rangos de trabajo entre $-150\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $+400\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Se fabricaron muestras de cojín metálico antivibratorio en tres fases de desarrollo diferentes, buscando, principalmente, la evolución correcta del valor de rigidez arrojado durante los ensayos que van a describirse en posteriores apartados.

El empleo de este material de naturaleza metálica supondrá una obvia complejidad a la hora de superar la prueba de resistencia eléctrica, como se verá más adelante, por lo que una combinación de este cojín con otro tipo de componente, se estudia como solución en el apartado 3.2.6 a fin de poder superar este requerimiento.

3.1.1.1. MUESTRAS EMPLEADAS EN FASE I EXPERIMENTAL: ANÁLISIS COMPARATIVO DE MATERIALES DE USO HABITUAL EN LA FABRICACIÓN DE PLACAS DE ASIENTO PARA USO FERROVIARIO

Un primer nivel de muestras de cojín metálico de tipo prismático, descrito en la Figura 74, se han empleado para el análisis preliminar de las prestaciones mecánicas del cojín metálico antivibratorio bajo condiciones de ensayo de placa de asiento para uso ferroviario.

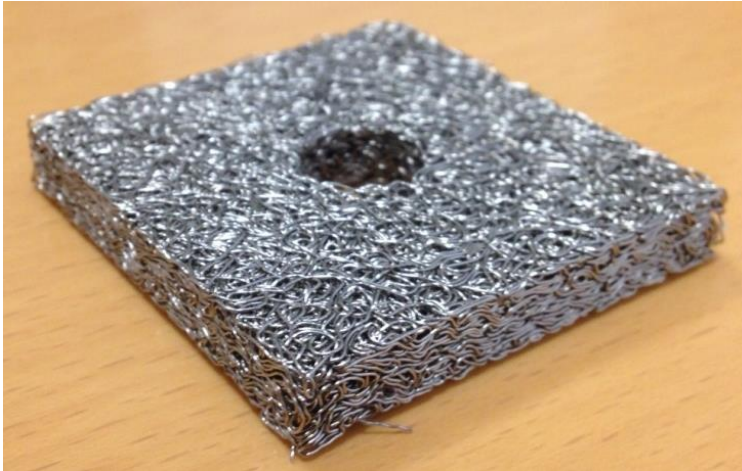


Figura 74. Cojín metálico prismático empleado en las Fase I y II de los ensayos

Se define el factor de forma como:

$$\varphi_i = \frac{A_N}{A_P} \quad (61)$$

Siendo A_N el área neta de la base, o área cubierta por el cojín metálico y A_P el área de la base abarcada por el perímetro exterior del mismo. En este caso:

$$\varphi_P = \frac{l_1 \cdot l_2 - \pi \cdot r_{interior}^2}{l_1 \cdot l_2} \quad (62)$$

Donde l_1 es el lado mayor, l_2 el lado menor, y $r_{interior}$ el radio del agujero interior del pad.

Las dimensiones de las muestras se describen en la Figura 75 y su peso es de 38 ± 1 gramos. El material empleado para su fabricación es hilo de 0.25 mm de diámetro en material AISI 304.

Por lo tanto, para el caso que nos ocupa:

$$\varphi_P = \frac{45 \cdot 42 - \pi \cdot (10/2)^2}{45 \cdot 42} = 0.95 \quad (63)$$

La razón para el uso, inicialmente, de este pad es por su alta disponibilidad en el mercado como tipología de cojín metálico ampliamente versátil debido a la capacidad de emplearlo individualmente o combinado por adición de unidades en diferentes disposiciones.

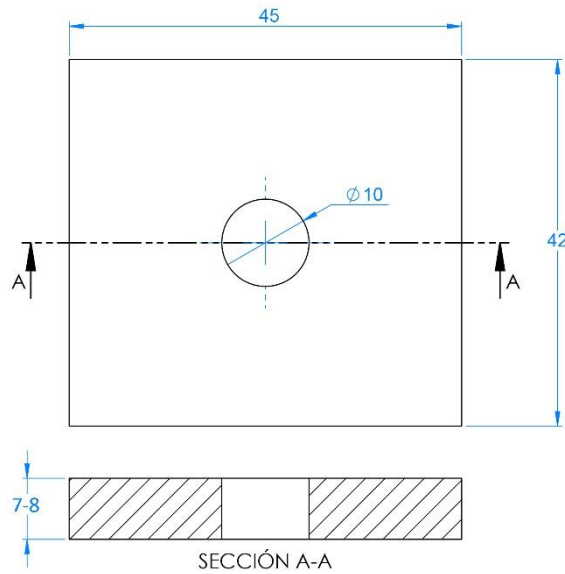


Figura 75. Dimensiones del cojín metálico prismático empleado en la Fase I de ensayos

3.1.1.2. MUESTRAS EMPLEADAS EN FASE II EXPERIMENTAL: VARIACIÓN DE DISEÑO MODIFICACIÓN DE LA RIGIDEZ

Ante la necesidad de establecer unas condiciones de diseño y control sobre los valores de la rigidez del cojín, se estudia la influencia de la densidad relativa en el comportamiento mecánico. Durante esta fase, se va a evitar retocar el espesor del cojín metálico, ya que este viene impuesto por el sistema de sujeción, así como otros parámetros geométricos o dimensionales exteriores del pad, variando únicamente la cantidad y sección del filamento empleado en la fabricación.

Analizando el proceso de fabricación de los cojines, aparecen dos variables sobre las que se puede actuar con el objeto de modifica la rigidez. Por un lado, el diámetro del alambre inoxidable empleado, y por el otro, sobre el grado de compactación del mismo, o lo que es lo mismo, la densidad aparente (definida en la ecuación (64)) del cojín o cantidad, o masa de alambre utilizado, m_{pad} , ya que el volumen envolvente, $V_{envolvente}$, del cojín es constante.

$$\rho_{aparente} = \frac{m_{pad}}{V_{envolvente}} \quad (64)$$

Para analizar la influencia de estas variables sobre la rigidez del componente, se han empleado tres diámetros diferentes de alambre: 0.3, 0.4 y 0.5 mm y dos grados de compactación por alambre.

Estos prototipos empleados, se han fabricado expresamente para este estudio, mientras que el cojín empleado en la Fase I se trata de un elemento comercial. Las muestras fabricadas en la fase II muestran el aspecto mostrado en la Figura 74. El material empleado para su fabricación sigue siendo AISI 304. Las dimensiones de este se muestran en la Figura 76.

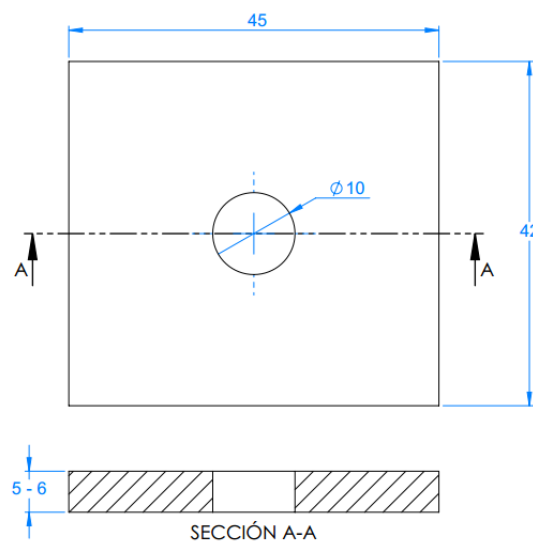


Figura 76. Dimensiones del cojín metálico prismático empleado en la Fase II experimental

Los diferentes diámetros de hilo empleados y los grados de compactación analizados en cada uno de esos tamaños (modificando el peso de cada muestra), se muestran en la Tabla 6:

Tabla 6. Diámetros de hilo y grados de compactación de los cojines metálicos empleados en la Fase II experimental

Código de muestra	Diámetro del alambre (mm)	Masa de la muestra (gramos)	$\rho_{aparente}$ (g/cm ³)
P1	0.5	34.8	3.20
P2	0.5	45.0	4.14
P3	0.4	34.3	3.16
P4	0.4	39.2	3.61
P5	0.3	30.0	2.76
P6	0.3	35.2	3.24

3.1.1.3. MUESTRAS EMPLEADAS EN LA FASES III Y IV EXPERIMENTALES: ANÁLISIS DE LA INFLUENCIA DE LA GEOMETRÍA

En este apartado se analiza la influencia de la geometría de las muestras en su comportamiento estático y dinámico, en las condiciones de ensayo establecidas. Para ello, se han empleado dos nuevos modelos de cojines, cuyo factor de forma se define como:

$$\varphi_{Q,R} = \frac{\pi \cdot r_{\text{exterior}}^2 - \pi \cdot r_{\text{interior}}^2}{\pi \cdot r_{\text{exterior}}^2} \quad (65)$$

La configuración de las muestras Qi utilizadas en la Fase III, se puede apreciar en la izquierda de la Figura 77. Sus dimensiones están expuestas en la Figura 78. Presentan una geometría axisimétrica, con un agujero central de relativamente gran diámetro en relación con el diámetro global del cojín metálico.



Figura 77. Cojines metálicos axisimétricos empleados en las Fase III de los ensayos

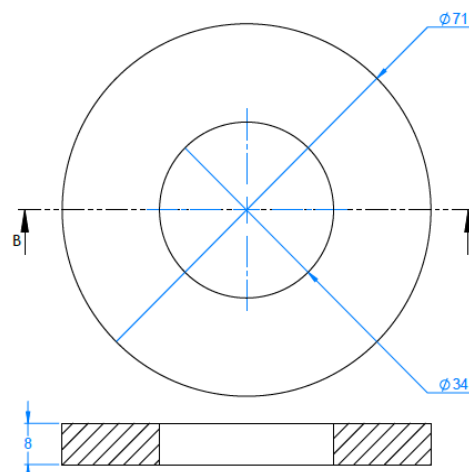


Figura 78. Dimensiones de la muestra Qi ensayada en la Fase III experimental

El valor de φ_Q es:

$$\varphi_Q = \frac{\pi \cdot (71/2)^2 - \pi \cdot (34/2)^2}{\pi \cdot (71/2)^2} = 0.77 \quad (66)$$

La masa de cada una de las muestras se muestra Q_i en la Tabla 7:

Tabla 7. Masa de los cojines tipo Q_i empleados en la Fase III experimental, con diámetro de hilo 0.5 mm

Código de muestra	Masa de la muestra (gramos)	$\rho_{aparente}$ (g/cm ³)
Q1	124,0	5.08
Q2	96,1	3.93
Q3	69,1	2.83
Q4	41,0	1.68

La configuración de las muestras R_i utilizadas en la Fase III, se puede apreciar en la derecha de la Figura 77. Sus dimensiones están expuestas en la Figura 79. Presentan una geometría axisimétrica, con un agujero central de relativamente pequeño diámetro en relación con el diámetro global del cojín metálico. El valor de φ_R es:

$$\varphi_R = \frac{\pi \cdot (47.3/2)^2 - \pi \cdot (9.62/2)^2}{\pi \cdot (47.3/2)^2} = 0.93 \quad (67)$$

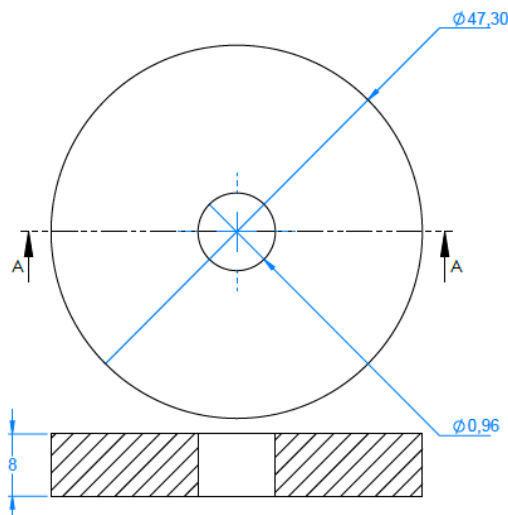


Figura 79. Dimensiones de la muestra R_i ensayada en la Fase III experimental

La masa de cada una de las muestras R_i se muestra en la Tabla 8:

Tabla 8. Masa de los cojines tipo R_i empleados en la Fase III experimental, con diámetro de hilo 0.5 mm

Código de muestra	Masa de la muestra (gramos)	$\rho_{aparente}$ (g/cm ³)
R1	61,2	4.53
R2	47,0	3.49
R3	34,1	2.52
R4	20,0	1.48

3.1.2. ELASTÓMEROS DE USO ESTANDARIZADO

Con la finalidad de comparar experimentalmente el comportamiento mecánico del nuevo pad de cojín metálico (ver apartado anterior) con diferentes soluciones de referencia que ya han sido adoptadas como placa de asiento para sistemas de sujeción elásticos en todo el mundo, se generan una serie de muestras geoméricamente equivalentes.

En la Figura 80, se muestran las probetas de las diferentes soluciones analizadas cortadas hasta una sección en planta similar a la utilizada para el cojín metálico (de 45 x 42 mm), con agujero central de diámetro 10 mm. Si bien, como se verá más adelante, algunos ensayos de tipo dinámico se han ejecutado de forma comparativa mediante el empleo de la geometría mostrada en la Figura 78, tanto para diversos elastómeros como para el cojín metálico.

Los materiales, geometrías y espesores de las diferentes soluciones adoptadas han sido elegidos para cubrir un rango amplio de rigideces:

- **TPE-M:** Termopolímero elastómero de poliéster (Hytrel), de rigidez media, empleado en la placa de asiento PAE-2 con resaltes en forma de oblongos (dureza: 47 HS-D). Solución adoptada en la alta velocidad española [25]. Espesor de la muestra: 7 mm.
- **TPE-S:** Termopolímero elastómero de poliéster (Hytrel) de rigidez reducida, empleado en una placa con resaltes en forma de oblongos (dureza: 45 HS-D). Se trata de un prototipo. Espesor de la muestra: 9 mm.
- **EPDM:** Copolímero de etileno-propileno. Placa maciza sin resaltes y solución adoptada en la alta velocidad de Arabia Saudí. (dureza: 21 HS-D). Espesor de la muestra: 7 mm.

- **TPU:** Poliuretano termoplástico. Placa maciza sin resaltes y solución adoptada en los ferrocarriles mejicanos (dureza: 30 HS-D). Espesor de la muestra: 9 mm.
- **NFU:** Neumático reciclado, con tamaño de grano inferior a 2 mm, aglutinado con resina para formar una placa al uso [24, 72]. Espesor de la muestra: 7.5 mm.
- **EVA:** Etileno-vinil-acetato, polímero termoplástico conformado por unidades repetitivas de etileno y acetato de vinilo. Placa maciza sin resaltes. Solución adoptada en la primera línea de alta velocidad española Madrid-Sevilla (dureza: 46 HSD). Espesor de la muestra: 6 mm.

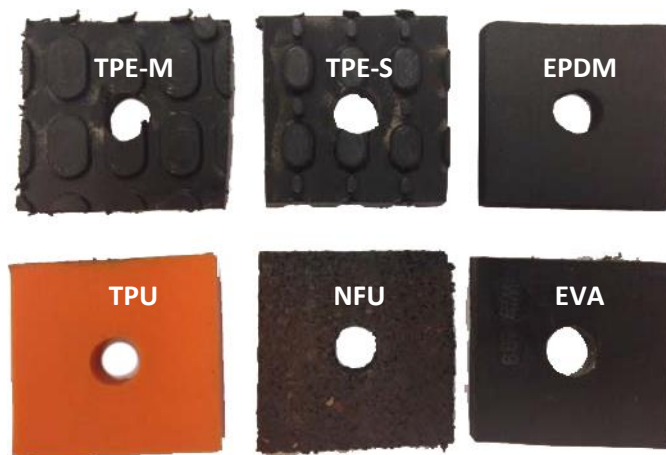


Figura 80. Diferentes soluciones poliméricas para comparar mecánicamente con la placa metálica elástica

3.2. ENSAYOS DE RIGIDEZ

3.2.1. EQUIPAMIENTO E INSTRUMENTACIÓN

Los medios empleados para la realización de los ensayos han sido:

- Máquina servohidráulica universal de ensayos estáticos y dinámicos con una célula de carga de ± 100 kN de capacidad, marca INSTRON, modelo 8500.
- Utillaje específico:
 - Base de acero de 20 mm con un agujero pasante concéntrico con las muestras, que permite el paso del comparador captador LVDT a su través
 - Plato de carga de acero, de 15 mm de espesor
 - Rótula de aplicación de carga

- Comparador captador de desplazamiento LVDT, marca Solartron.
- Útil de control de cotas para las placas de asiento A0.
- Software 'Wavematrix' de INSTRON, utilizado como control funcional de la máquina.
- Tarjeta de adquisición de datos para registrar, en modo continuo y a frecuencia de muestreo adecuada, tanto los valores de la fuerza del actuador como del LVDT.

El dispositivo de ensayo se puede ver en la fotografía de la Figura 81. La configuración del mismo parte de un plato de carga con un hueco semiesférico en su centro geométrico donde se aloja una rótula del mismo material, que asegura la perpendicularidad entre la carga aplicada y la superficie de la placa de asiento. La medida de los cambios de espesor de la placa de asiento con respecto del soporte se efectúa por medio del comparador LVDT.

En la parte derecha de la Figura 81, se aprecia un detalle de los puntos de contacto del captador de desplazamientos LVDT en la base del plato de carga (simulador del carril) con respecto del soporte de acero (simulador de la traviesa).

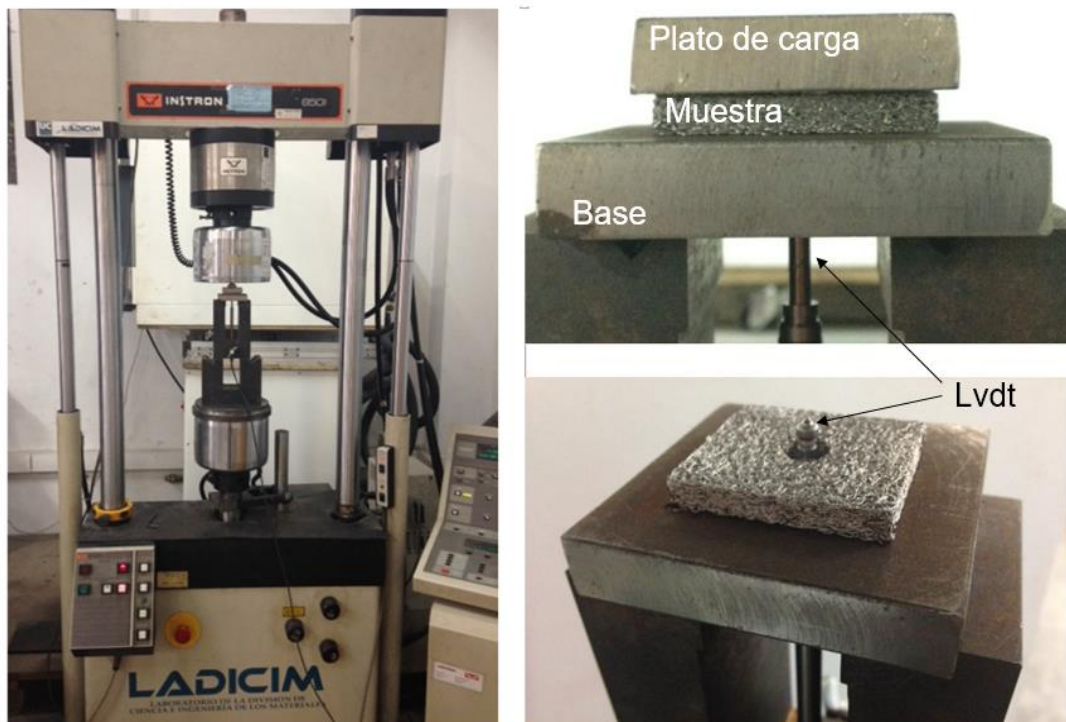


Figura 81. Dispositivo empleado en el LADICIM para la ejecución de los ensayos de rigidez estática y dinámica (izquierda). Detalle de los comparadores LVDT empleados para captar la deflexión (derecha)

3.2.2. ADECUACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE CARGA Y VELOCIDAD DE ENSAYO

Como se verá a continuación, dentro del procedimiento experimental se llevan a cabo ensayos para la determinación de la rigidez estática y dinámica, según normativas UNE-EN 13146-9 +A1 [130] y UNE-EN 13481-2: 2012 +A1: 2017 [131], considerando que se trata de un sistema de sujeción enfocado a la alta velocidad y corresponde, por tanto, a la categoría D. En todos los casos, resultan determinantes los parámetros prefijados de carga máxima y mínima, así como de la velocidad de aplicación de estas. Estos parámetros normativos se definen partiendo de muestras del tamaño de una placa de asiento de dimensiones estándar.

En esta investigación, la diferencia reside, precisamente, en el tamaño de las muestras a ensayar, menor al de una placa de asiento común. En base a esto, las cargas se redujeron con el objeto de mantener los mismos valores de tensión aplicados según la norma de referencia correspondiente.

En el mismo sentido, las velocidades de carga se ajustaron para que la velocidad de deformación fuese igual que en el ensayo normalizado o, lo que es lo mismo, que la duración de los ensayos fuese equivalente. En la Tabla 9, se recogen los valores considerados para las cargas y velocidades de experimentación en los ensayos de rigidez estática y dinámica realizados sobre las diferentes muestras.

Tabla 9. Parámetros utilizados en los ensayos de rigidez estática y dinámica (UNE-EN 13146-9 [130]) escalados según el tamaño relativo de las muestras a ensayar, considerando la categoría de sujeción tipo D (alta velocidad)

Tipo de muestra considerada	Superficie (mm ²)	F_{LFP1} (kN)	F_{LFPmax} (KN)	F_{SPmax} F_{SP2} F_{LF21} (KN)	V_e (kN/min)
Placa de asiento estándar	23.200	18	85	68	120
Prismática tipo P	1.811	1,41	6,64	5,31	9,4
Cilíndrica tipo Q	3.107	2.41	11.38	9.11	16.07
Cilíndrica tipo R	1.684	1.307	6.17	4.94	8.71

3.2.3. RIGIDEZ ESTÁTICA

El ensayo de rigidez estática se lleva a cabo siguiendo el procedimiento de la normativa UNE-EN 13146-9:2011+A1 [130]: *Aplicaciones ferroviarias. Vía. Métodos de ensayo de los sistemas de fijación. Parte 9: Determinación de la rigidez*, considerando una sujeción de Categoría D (alta velocidad).

Básicamente se aplica una serie de tres ciclos de carga y descarga de compresión a una velocidad v_e desde un valor mínimo, F_{SP1} , hasta otro máximo, F_{SPmax} . Se registra el desplazamiento vertical sufrido por la placa (d) por medio del comparador LVDT y se calcula la rigidez vertical estática (k_e) en la rama de carga durante el tercer ciclo según la expresión (68), entre los valores de fuerza F_{SP1} y $F_{SP2} = 0.8 \cdot F_{SPmax}$ (Figura 82).

$$k_e = \frac{F_{SP2} - F_{SP1}}{d_{SP}} = \frac{50}{d_{SP}} \quad (68)$$

Siendo d_{SP} la diferencia de aplastamiento entre los valores de carga F_{SP1} y F_{SP2} .

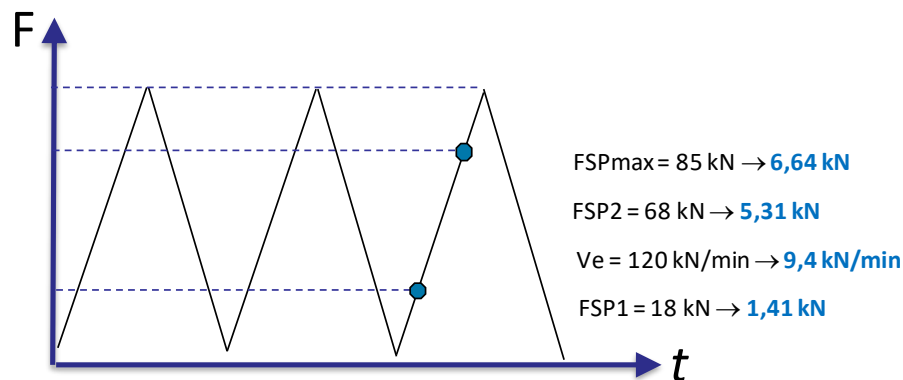


Figura 82. Secuencia de cargas en el ensayo de rigidez estática (UNE-EN 13146-9:2011 [130]) adaptadas al tamaño de muestra de ensayo tipo prismático (Pi)

3.2.4. RIGIDEZ DINÁMICA

El ensayo de rigidez dinámica, se lleva a cabo siguiendo el procedimiento de la normativa UNE-EN 13146-9:2011+A1 [130]: *Aplicaciones ferroviarias. Vía. Métodos de ensayo de los sistemas de fijación. Parte 9: Determinación de la rigidez*, considerando una sujeción de Categoría D (alta velocidad).

Para realizar los ensayos de rigidez dinámica, se utiliza la misma disposición que en el ensayo estático, y se aplicaron 1000 ciclos de onda sinusoidal entre valores de F_{LP1} y $F_{LP2}=0,8 \cdot F_{LPmax}$ (ver Figura 83) a las frecuencias de 5, 10 y 20 Hz. Con la media obtenida en los últimos 10 ciclos, se determina la rigidez dinámica a baja frecuencia (k_d) de acuerdo a la expresión (69):

$$k_d(5/10/15 \text{ Hz}) = \frac{F_{LFP2} - F_{LFP1}}{d_{LFP}} = \frac{50}{d_{LFP}} \quad (69)$$

Siendo d_{LP} la diferencia de aplastamiento (deflexión) entre los valores de carga F_{LP1} y F_{LP2} .

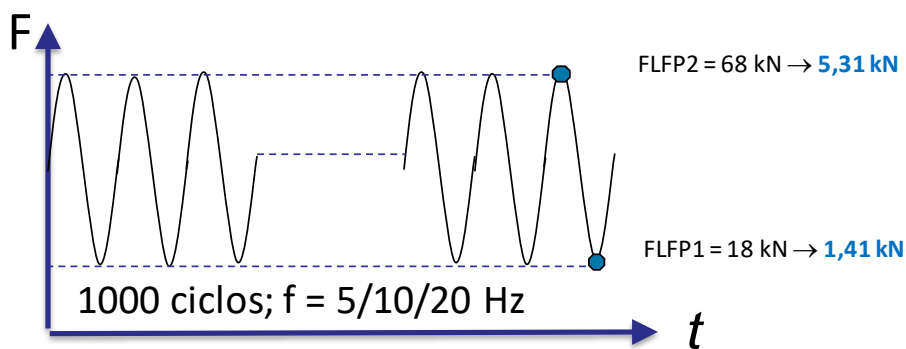


Figura 83. Secuencia de cargas en el ensayo de rigidez dinámica (UNE-EN 13146-9:2011+A1 [130]) adaptadas al tamaño de muestra de tipo prismático (Pi)

3.2.5. ENVEJECIMIENTO Y FATIGA

El ensayo de envejecimiento mecánico por fatiga, así como el propio ensayo de fatiga, se llevan a cabo siguiendo el procedimiento de la normativa UNE-EN 13146-4:2012+A1 [132]: *Aplicaciones ferroviarias. Vía. Métodos de ensayo de los sistemas de fijación. Parte 4: Efecto de las cargas repetidas.*

3.2.5.1. ENVEJECIMIENTO MECÁNICO

Los ensayos de envejecimiento mecánico se llevaron a cabo mediante la aplicación de $3.5 \cdot 10^5$ ciclos de naturaleza sinusoidal a una frecuencia de 5 Hz entre valores de carga F_{LP1} (1.41 kN) y F_{LPmax} (6.63 kN), empleando la misma disposición de ensayo que la descrita para los correspondientes de rigidez.

Los valores de la carga aplicada son un 35% superiores a la componente vertical de la fuerza empleada en el ensayo de fatiga sobre traviesa inclinada, siguiendo las directrices de la norma UNE-EN 13146-4:2012+A1 [132]. La frecuencia de ensayo se estableció en 10 Hz.

3.2.5.2. FATIGA

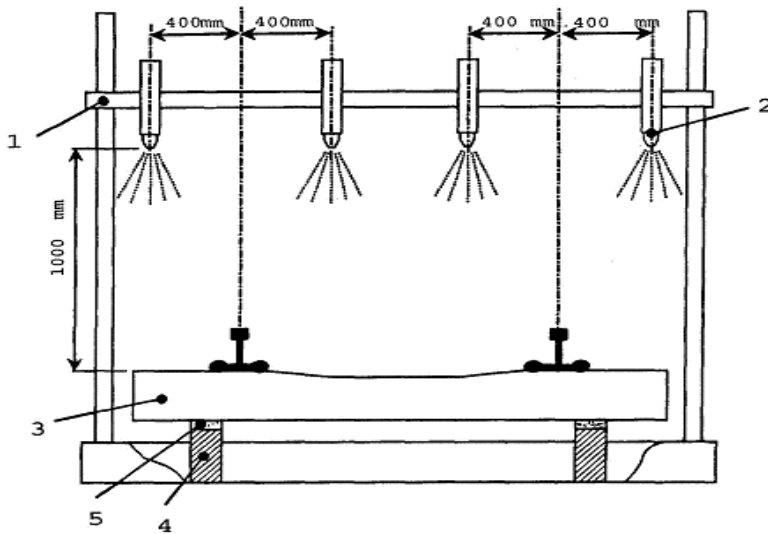
Con objeto de verificar el comportamiento tras una prueba de fatiga de larga duración, se somete al cojín metálico a $3 \cdot 10^6$ ciclos, con los mismos niveles de carga y frecuencia que los del ensayo anterior, es decir, un 35% superior a la componente vertical de la fuerza empleada en el ensayo de fatiga sobre traviesa inclinada y 10 Hz, respectivamente, según UNE-EN 13146-4:2012+A1 [132]

Tras este ensayo de fatiga, se repitieron los ensayos de rigidez estáticos y dinámicos a baja frecuencia con la componente vertical de la fuerza establecida en la norma UNE-EN 13146-4:2012+A1 [132].

3.2.6. RESISTENCIA ELÉCTRICA

Una de las principales razones que justifica el empleo de los materiales poliméricos en los sistemas de sujeción ferroviarios es garantizar el aislamiento eléctrico entre ambos carriles manteniendo unas propiedades mecánicas apropiadas. En el caso de esta investigación, al tratarse el cojín metálico de un buen conductor de electricidad, se ha creído oportuno verificar la resistencia eléctrica del sistema completo, incluyendo la muestra de cojín metálico como placa de asiento. Para la determinación de la resistencia eléctrica del sistema, se siguieron las prescripciones indicadas en la norma UNE-EN 13146-5:2017 [133]: *Aplicaciones ferroviarias. Vía. Métodos de ensayo de los sistemas de fijación. Parte 5: Determinación de la resistencia eléctrica.*

Se montan dos cupones de carril sobre una traviesa completa, con los componentes de la sujeción nuevos según la configuración indicada en la Figura 84. Para la medida de la resistencia eléctrica, se conectan los dos cupones de carril, aislados entre sí, por medio del circuito indicado en la misma figura. Además, en la Figura 85, se muestra una imagen real de la propia disposición del ensayo.



Leyenda:

1. Cuadro de riego.
2. Inyectores de riego.
3. Traviesa.
4. Tacos de madera.
5. Placas poliméricas.

Figura 84. Esquema del dispositivo de aspersión en el ensayo para la determinación de resistencia eléctrica [133]



Figura 85. Imagen de la configuración del ensayo para la determinación de resistencia eléctrica

La metodología del ensayo propone asegurar unas condiciones de trabajo muy desfavorables, ya que se humedece todo el conjunto mediante un rociado de agua con pulverizadores. Se mide la resistencia eléctrica entre los dos hilos de la traviesa ($R = V/I$), entre los que circula una corriente alterna, mientras se pulverizaba agua durante dos minutos con una disposición geométrica (Figura 86) y unas propiedades de caudal y temperatura determinada.

La medición de la resistencia se prolonga durante los 3 minutos posteriores a la finalización del riego, para completar un total de 5 minutos de ensayo. La operación se repite tres veces sobre el mismo sistema, dejando transcurrir 24 horas entre cada uno de los ensayos para conseguir el secado exterior de los componentes que intervienen.

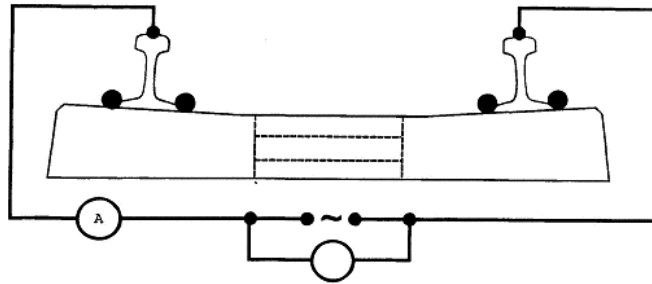


Figura 86. Esquema de la colocación del circuito eléctrico y de los sistemas de medición del ensayo para la determinación de la resistencia eléctrica [133]

Los parámetros de ensayo empleados son:

- Conductividad del agua utilizada (γ): 50 ± 5 mS / m
- T^a del agua: 10-20 °C y T^a ambiente: 15-30 °C
- Caudal de agua por cada pulverizador (q): 7 ± 1 l/min
- Cono de rociado: de 100° a 125° y boquilla de diámetro 3.6 mm
- Corriente alterna (AC): 30 ± 3 V RMS y 50 ± 15 Hz

A partir de la resistencia mínima obtenida en cada uno de los tres ensayos (R_c^i), se calcula la resistencia eléctrica característica del sistema de sujeción (R_c) como la media de todos ellos:

$$R_c = \frac{\sum_i^3 R_c^i}{3} \quad (70)$$

La especificación mínima para la resistencia eléctrica característica del sistema es de 5 k Ω , según se indica en la normativa de referencia [133].

Para realizar el ensayo se montaron 9 cojines para completar la superficie total ocupada por la placa de asiento, tal como se muestra en la Figura 87.



Figura 87. Disposición de las placas metálicas en el ensayo de resistencia eléctrica UNE-EN 13146-5:2003 [6]

3.2.6.1. COLOCACIÓN ADICIONAL DE UNA LÁMINA DE POLIAMIDA

Adicionalmente a lo especificado en la normativa de referencia (UNE-EN 13146-5:2017 [133]) y, en previsión de que el contacto directo entre traviesa-cojín metálico-carril pudiera ofrecer resultados fuera de especificación, se planteó una solución alternativa consistente en la colocación de una placa de 1.5 mm de espesor de poliamida entre el carril y los cojines metálicos.

3.2.7. CORROSIÓN ACELERADA EN CÁMARA DE NIEBLA SALINA

Por tratarse de un componente metálico, se realizó un ensayo de corrosión acelerada en cámara de niebla salina, ensayo adoptado para sujeciones de ferrocarril de acuerdo a la UNE-EN 13146-6: 2012 (*Aplicaciones ferroviarias. Vía. Métodos de ensayo de los sistemas de fijación. Parte 6: Efecto de las condiciones ambientales extremas*) [134], siguiendo las pautas recogidas en la norma UNE-EN ISO 9227 (*Ensayos de corrosión en atmósferas artificiales. Ensayos de niebla salina*) [135].

Para la realización del ensayo, se ha empleado una cámara de niebla salina WEISS TECHNIK SSC-1000 (Figura 88), siendo los parámetros de ensayo los siguientes:

- Agua desionizada con una conductividad de 0.5 $\mu\text{S}/\text{cm}$.

- Cloruro sódico de calidad farmacéutica (99% de pureza).
- Concentración de la disolución: 5% en peso de NaCl.
- Temperatura del ensayo: 35 °C.
- Caudal recogido a lo largo del ensayo: 1.42 ml/hora.
- pH de la solución recogida al final del ensayo: 7.1.
- Duración del ensayo: 250 horas.



Figura 88. Imagen de la cámara de niebla salina empleada en el ensayo de corrosión acelerada

3.2.8. ESTIMACIÓN DEL AMORTIGUAMIENTO Y RIGIDEZ EQUIVALENTES KV

Para la estimación del amortiguamiento, se lleva a cabo un ensayo de tipo dinámico con muestras, tanto para cojín metálico como para elastómeros, con la geometría descrita en la Figura 78. Las muestras empleadas fueron las de tipo Q_i .

Estas muestras, con diámetro de filamento de 0.5 mm fueron las que obtuvieron un mejor rango de resultados de rigidez en los ensayos normativos. Con interés comparativo se emplearon, además, muestras homólogas en geometría fabricadas en EPDM y EVA, que son los materiales poliméricos que han mostrado comportamientos extremos, tanto por debajo como por encima, respectivamente, durante los experimentos previos.

Para realizar el ensayo dinámico se ha utilizado una máquina INSTRON modelo 8803 provista de una célula de carga de 250 kN de capacidad. Cada ensayo se realizó a tres frecuencias de excitación fijas: 5, 10 y 20 Hz. Se aplicó una fuerza estática media de 5.5 kN, sobre la que se superpone una fuerza dinámica de 3.3 kN.

La evaluación del comportamiento deformacional de la placa se ha configurado posicionando 4 palpadores de tipo LVDT. Los datos se han registrado por medio de un datalogger de 16 canales acoplado al equipo para la captación de datos. Los resultados recogidos y almacenados para cada muestra y frecuencia se han analizado por medio de dos métodos a fin de obtener una estimación del amortiguamiento y la rigidez equivalente en el rango dinámico. Estos métodos están explicados en el Capítulo 2:

1. Cálculo teórico del ángulo de desfase entre las ondas de fuerza $f(t)$ y de desplazamiento $x(t)$ (apartado 2.1.3.2) y de parámetros equivalentes, empleando el algoritmo de procesamiento expuesto en el Anexo I.
2. Cálculo directo experimental del ángulo de desfase entre las ondas de fuerza $f(t)$ y desplazamiento $x(t)$ (apartado 2.1.3.1) y de parámetros equivalentes, empleando el algoritmo de procesamiento expuesto en el Anexo I.

Se emplearon, también, acelerómetros con el fin de medir el movimiento de la parte excitada respecto del chasis fijo de soporte y así poder conocer el valor de la masa dinámica total actuante sobre la muestra. Para este cálculo, se posicionan 4 acelerómetros en el utillaje que va unido al actuador de fuerza: esta masa vibrante unida al actuador está únicamente afectada por su propia inercia y la fuerza actuante. Midiendo esta aceleración y las fuerza aplicadas, se puede obtener, directamente, el valor de la masa mediante el planteamiento de equilibrio dinámico, teniendo esta un valor de 16.9 kg.

En la Figura 89, se muestra el layout del sistema experimental utilizado, con una indicación de las partes implicadas en la aplicación de la fuerza sobre la muestra de ensayo.

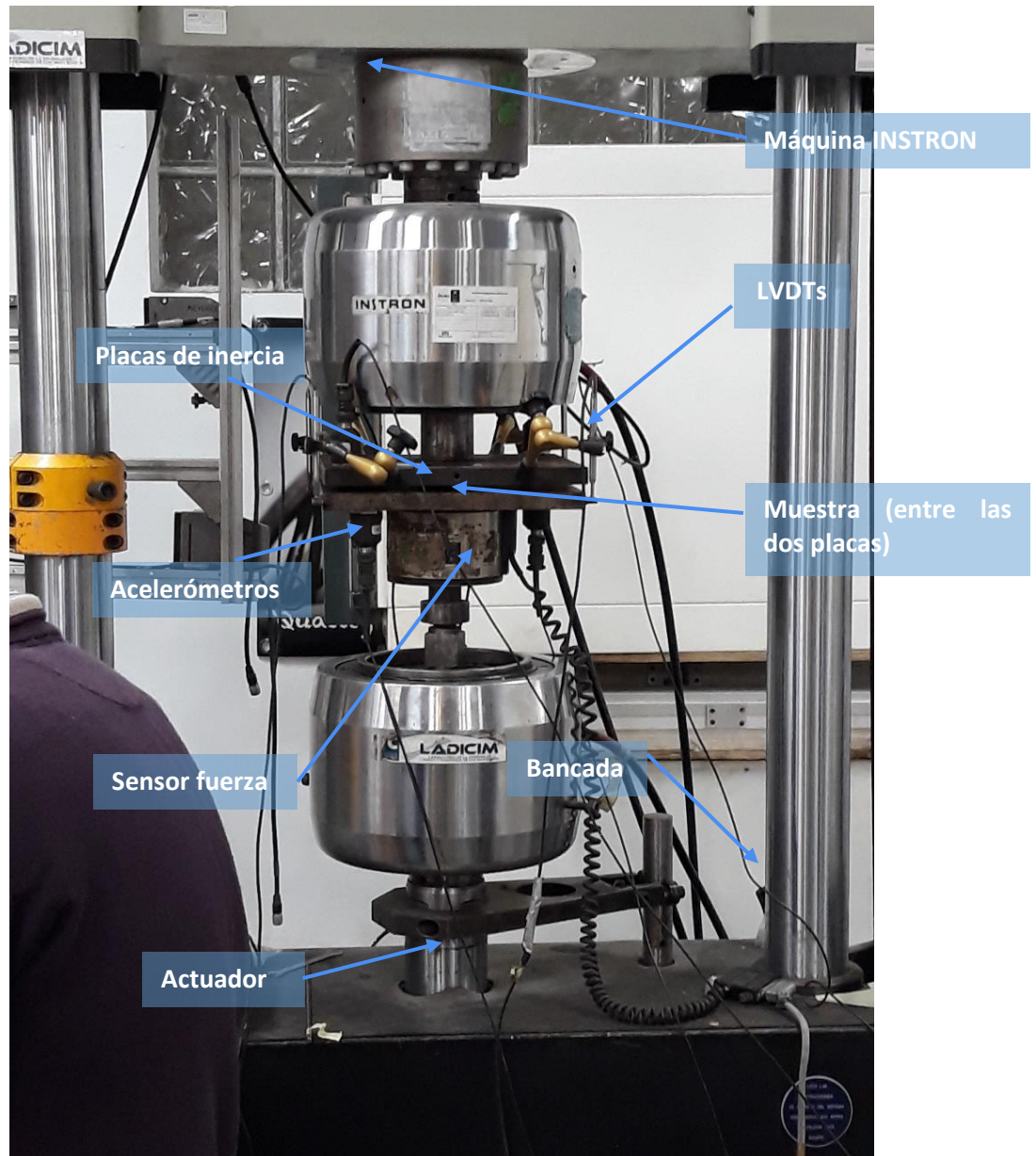


Figura 89. Layout empleado en los experimentos dinámicos desde 5 a 20 Hz sobre las muestras tipo Q

CAPITULO 4: RESULTADOS Y ANÁLISIS

4. RESULTADOS Y ANÁLISIS

4.1. ALGORITMO DE CÁLCULO

Se ha desarrollado un algoritmo numérico operable mediante el software Matlab disponible para investigación en el repositorio de recursos informáticos de la Universidad de Cantabria. Este algoritmo pretende aplicar todo lo expuesto en el Marco Teórico (Capítulo 2) y en la Metodología Experimental (Capítulo 3).

El código del mismo se presenta, de forma detallada, en el Anexo I. Las subrutinas programadas y llamadas desde el propio código se encuentran también descritas y comentadas dentro de dicho anexo. A modo de resumen, se enumeran las principales acciones efectuadas por el programa de cálculo:

1. Importación y obtención de datos desde los ficheros experimentales registrados en formato **.lvm* por medio de una tarjeta de adquisición de datos del laboratorio.
2. Interpolación de una función senoidal en las señales de fuerza $f(t)$ y de desplazamiento $x(t)$ registradas. Se toman los ciclos válidos atendiendo a una serie de criterios que descartan posibles ciclos atípicos, especialmente necesario en casos donde las señales presentan mucha distorsión por ruido.
3. Se muestran las gráficas de fuerza $f(t)$ y de desplazamiento $x(t)$, presentando tanto la señal real registrada como las curvas senoidales interpoladas. Esto permite al investigador corroborar visualmente que la interpolación se ajusta a los datos obtenidos.
4. Aplicación de la formulación desarrollada en el Marco Teórico a fin de calcular parámetros tales como la fuerza media, la fuerza dinámica, la energía almacenada, la disipada, el desfase teórico, el desfase real medido experimentalmente, la rigidez y el amortiguamiento equivalentes del modelo KV, entre otros.
5. Finalmente, representación del ciclo dinámico determinado de forma experimental, calculando y superponiendo el ciclo correspondiente al modelo teórico equivalente KV.

4.2. FASE I. COMPARATIVA PRELIMINAR SEGÚN LOS PARÁMETROS NORMATIVOS

4.2.1. RIGIDEZ ESTÁTICA Y DINÁMICA ANTES DEL ENVEJECIMIENTO POR FATIGA ($3.5 \cdot 10^5$ CICLOS)

En esta primera campaña experimental se han empleado las muestras de cojín metálico con forma prismática, de 38 ± 1 gramos de peso y alambre de acero inoxidable AISI 304 de 0.25 mm de diámetro, definidas en el punto 3.1.1.1 (Figura 75). Además, se han comparado con las muestras de elastómero de uso estandarizado, descritas con detalle en el apartado 3.1.2 (Figura 80). El dispositivo de ensayo e instrumentación utilizado se describe en el mencionado apartado.

Posteriormente, se corrigen los valores de carga en función de los tamaños de la muestra y se determinan la rigidez estática k_e y dinámica k_d según lo recogido en los puntos 3.2.3 y 3.2.4.

El comportamiento estático de las diferentes placas de asiento se muestra en la Figura 90. Se puede apreciar una amplia diferencia entre los valores de rigidez obtenidos para todas las muestras. En el caso del cojín metálico, su rigidez es de las más elevadas, solo superada por la placa de EVA y seguido de las muestras de TPE-M y TPU. Por el contrario, los pads de TPE-S, NFU y EPDM presentan gráficas mucho más tendidas, lo que implica un comportamiento menos rígido. Los dos últimos materiales exhiben una respuesta muy pareja.

En el rango dinámico, se puede observar el comportamiento obtenido analizando las gráficas mostradas en la Figura 91 (ensayo a 5 Hz), la Figura 92 (ensayo a 10 Hz) y la Figura 93 (ensayo a 20 Hz). En dinámico, el comportamiento de las muestras sigue el mismo patrón descrito para el rango estático. Se puede ver, además, que el área comprendida en el ciclo de histéresis es mayor a medida que la frecuencia aumenta, lo que indica una mayor disipación de energía cuando la frecuencia es más alta, siendo el efecto más remarcable cuanto menor es la rigidez de las muestras. En este sentido, el incremento de la frecuencia viene parejo a la disminución de la deformabilidad de la placa o, lo que es lo mismo, a un aumento de la rigidez de esta. En la Tabla 10, se muestra un sumario de los resultados alcanzados.

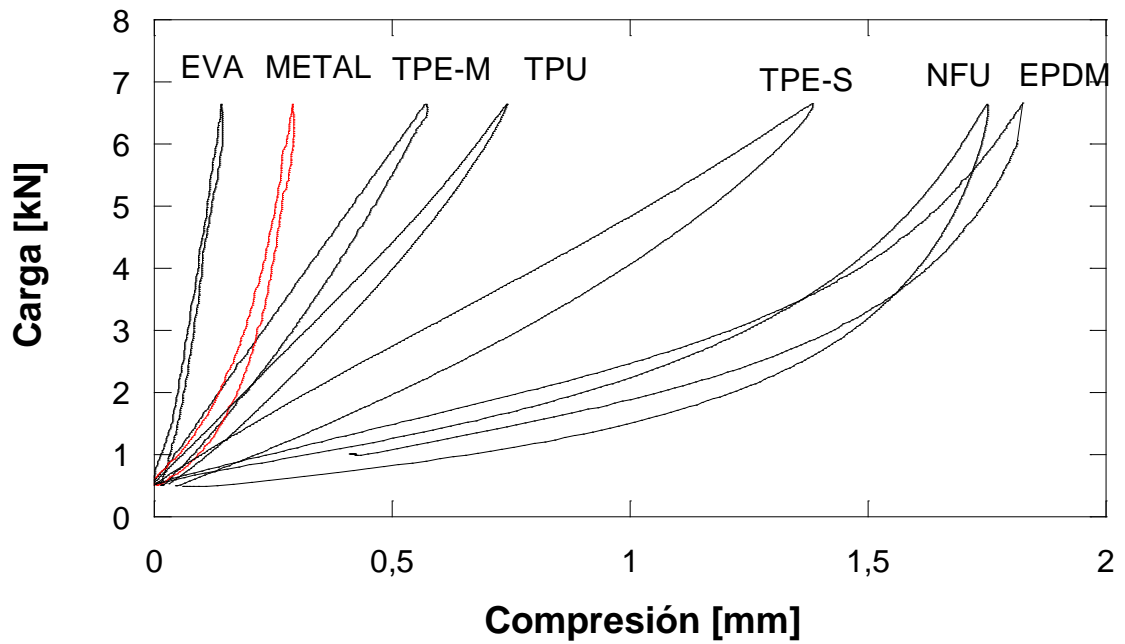


Figura 90. Comportamiento estático de las muestras prismáticas de la Fase I

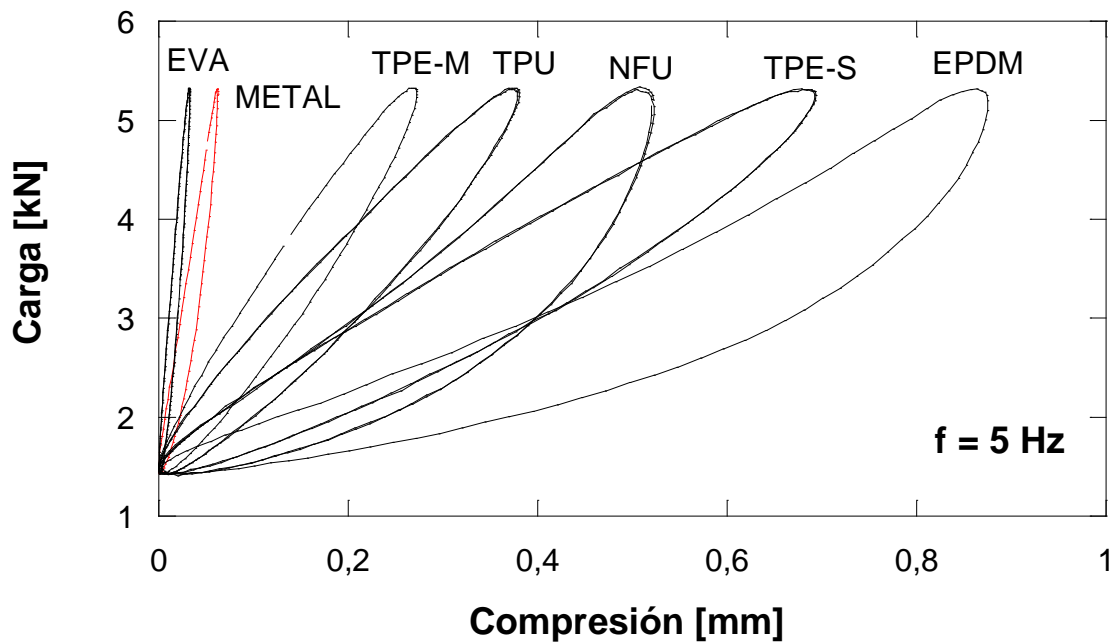


Figura 91. Comportamiento dinámico, a 5 Hz, de las muestras prismáticas de la Fase I

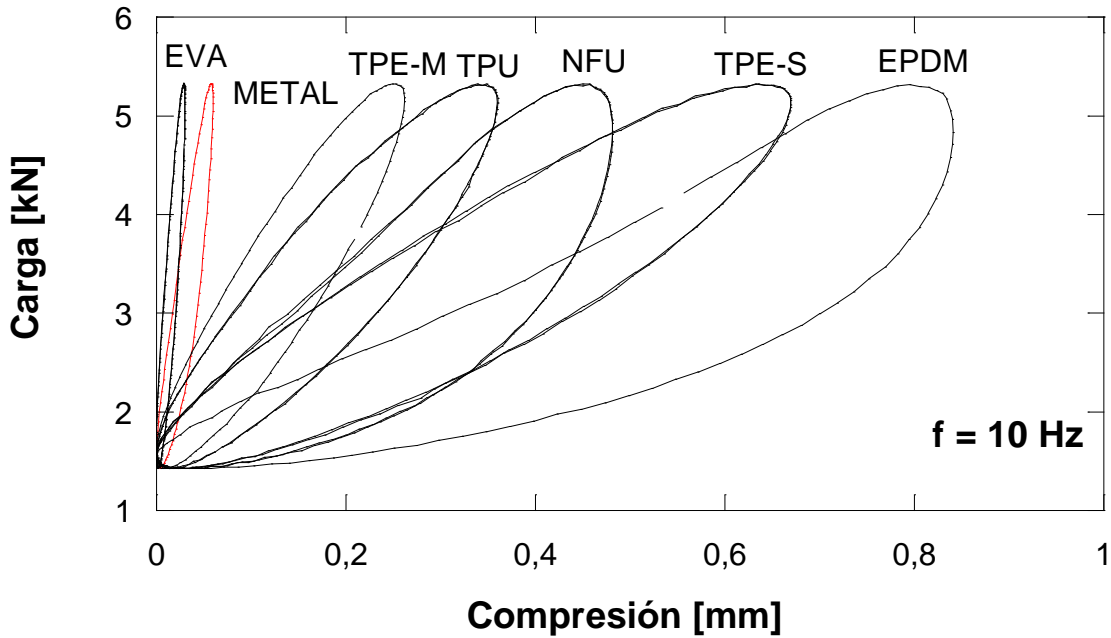


Figura 92. Comportamiento dinámico, a 10 Hz, de las muestras prismáticas de la Fase I

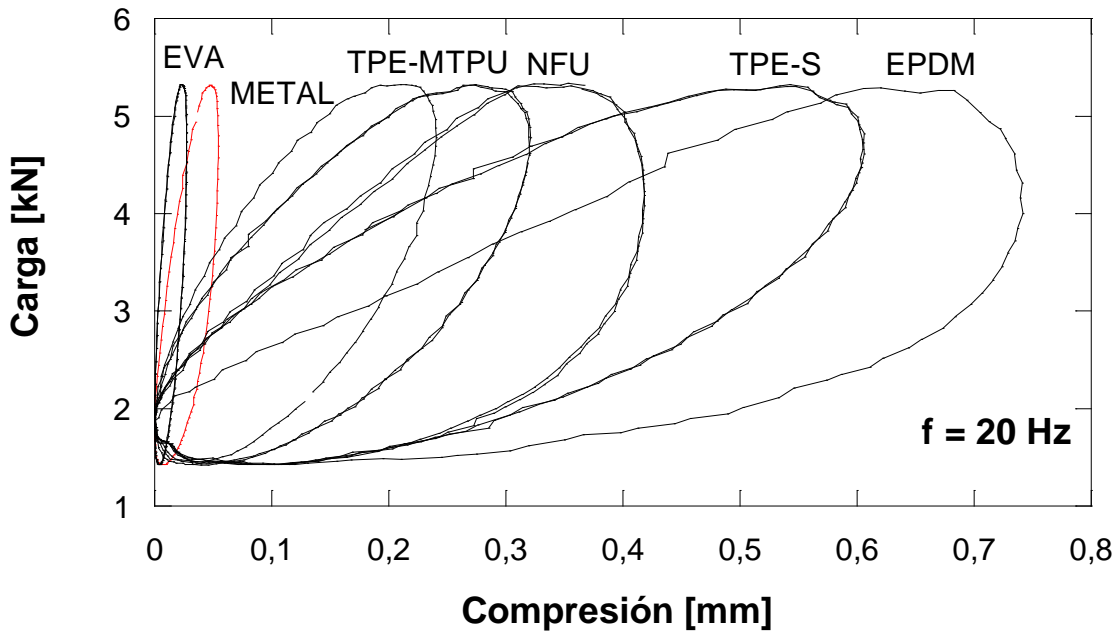


Figura 93. Comportamiento dinámico, a 20 Hz, de las muestras prismáticas de la Fase I

Tabla 10. Sumario de resultados de rigidez estática y dinámica para las muestras prismáticas ensayadas en la Fase I

REF.	Rigidez Estática [kN/mm]	Rigidez Dinámica (5 Hz) [kN/mm]	Rigidez Dinámica (10 Hz) [kN/mm]	Rigidez Dinámica (20 Hz) [kN/mm]	Rigidez Dinámica Media [kN/mm]	k_{da}/k_e
EPDM	40.8	57.1	59.4	67.4	61.3	1.50
NFU	48.2	95.6	103.7	119.6	106.3	2.20
TPE-S	54.5	72.1	74.6	82.6	76.4	1.40
TPU	101.4	131.6	138.9	156.3	142.3	1.40
TPE-M	146.6	183.8	191.6	208.3	194.6	1.33
METAL	324.7	806.4	838.9	925.9	857.1	2.64
EVA	819.7	1533.7	1655.6	1824.8	1671.4	2.04

Analizando los valores obtenidos, se puede observar cómo en el caso estático la rigidez del cojín metálico es 8 veces superior a la del polímero más flexible (EPDM). Sin embargo, en el rango dinámico, esta relación se incrementa hasta 14 veces. Analizando el factor de rigidización dinámica, k_{di}/k_e , se comprueba que es mayor en el caso de la muestra de cojín metálico respecto al resto de muestras poliméricas.

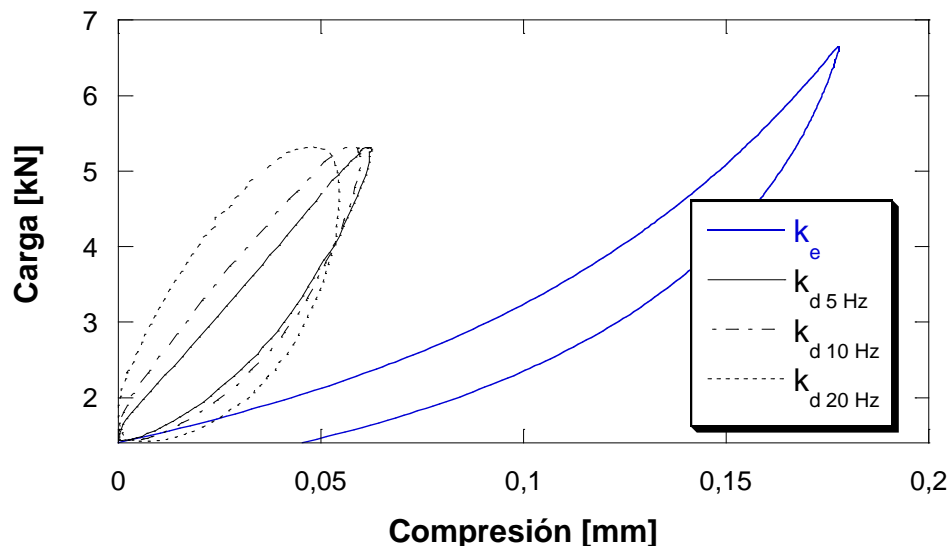


Figura 94. Comparativa del comportamiento estático y dinámico (a 5, 10 y 20 Hz) de la muestra de cojín metálico

En la Figura 94 se representa una comparativa de las curvas estática y dinámicas (para las frecuencias de 5, 10 y 20 Hz) para la muestra de cojín metálico. Se puede apreciar el aumento en la energía disipada a medida que aumenta la frecuencia, analizando el área interior del ciclo de histéresis. Estáticamente, además, la misma es mayor que en los ciclos dinámicos. Esto denota la necesidad de analizar el amortiguamiento de las muestras en el rango dinámico debido a su influencia en el comportamiento mecánico de las placas de asiento.

4.2.2. RIGIDEZ ESTÁTICA Y DINÁMICA DESPUÉS DE LA FATIGA ($3.5 \cdot 10^5$ CICLOS)

Para analizar la influencia que la carga repetitiva puede tener sobre cada uno de los pads, en comparación con el primer modelo de cojín metálico, las muestras empleadas en el apartado anterior se han sometidos a $3.5 \cdot 10^5$ ciclos de solicitud dinámica a una frecuencia de 5 Hz y con los valores de carga explicados en el apartado 3.2.5.1.

Tras la fatiga de las muestras, se lleva a cabo la misma serie de ensayos para la determinación de la rigidez estática y dinámica que se ejecutaron inicialmente. En la Tabla 11, se recopilan los resultados medidos. En la Figura 95, se presenta una gráfica donde se reflejan los valores relativos de variación, tanto en estático como en dinámico.

Tabla 11. Resultados de rigidez estática y dinámica para las muestras ensayadas en la Fase I, tras aplicar $3.5 \cdot 10^5$ ciclos de fatiga

REF.	Rigidez Estática [kN/mm]	Rigidez Dinámica (5 Hz) [kN/mm]	Rigidez Dinámica (10 Hz) [kN/mm]	Rigidez Dinámica (20 Hz) [kN/mm]	Rigidez Dinámica Media [kN/mm]	k_{da}/k_e
EPDM	46.9	65.6	66.7	75.1	69.1	1.47
NFU	53.4	112.9	118.5	137.0	122.8	2.30
TPE-S	54.5	71.9	73.2	80.6	75.2	1.38
TPU	107.1	135.1	142.0	159.2	145.4	1.36
TPE-M	145.8	181.2	187.3	204.9	191.1	1.31
METAL	362.3	811.7	831.9	896.1	846.6	2.34
EVA	833.3	1529.0	1602.6	1851.1	1660.9	1.99

El cambio en los valores de rigidez antes y después de la fatiga es un indicador de la estabilidad de las placas ante la presencia de cargas repetitivas. Se pueden distinguir tres grupos en función de su tendencia. En el primer bloque están el TPE-S, TPE-M y la EVA, los cuales apenas ven modificado su comportamiento de rigidez. En segundo lugar, están el EPDM, el TPU y el NFU, para los que los efectos de la fatiga se dejan ver de forma mucho más notable. Finalmente, el tercer lugar lo ocupa el cojín metálico, que muestra un comportamiento particular al verse notablemente afectado en cuanto a rigidez estática, manteniendo una ligera variación en su rigidez dinámica.

En todos los casos, se produce un aumento de la rigidez dinámica excepto en el caso de los TPE, produciéndose una ligera disminución en el caso del TPE-M. Por otro lado, los materiales de EPDM y NFU presentan altos valores de rigidización dinámica, mucho menor en el caso del TPU. Además, para el resto de los materiales (TPE-S y TPE-M, METAL y EVA) la variación es no solo mucho menor, sino que sufre el efecto contrario al verse reducida su rigidez dinámica.

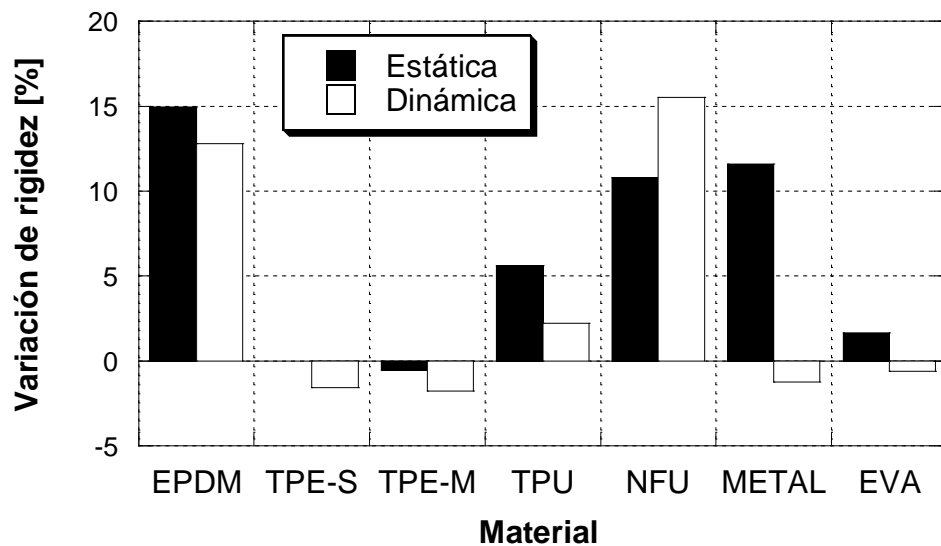


Figura 95. Variación de los valores de rigidez estática y dinámica tras la aplicación de $3.5 \cdot 10^5$ en la Fase I

En la Figura 96 se muestra una evolución de la rigidez de tipo dinámico, medida cada 500 ciclos durante todo el proceso de fatiga de $3.5 \cdot 10^5$ ciclos de carga dinámica. Es importante señalar el caso del cojín metálico, el cual sufre una evolución inicial hasta un número de ciclos inferior a 10^4 , deteniendo su avance posteriormente y permaneciendo invariable. En el caso del TPE-M ocurre un fenómeno similar, con una variación incluso menor de la rigidez dinámica en la fase inicial de cambio. El comportamiento de la placa EVA sigue esta tendencia, pero no mantiene su rigidez dinámica constante a partir de la fase inicial de incremento —el cual de por sí es relativamente pequeño— reduciéndose su valor, posteriormente, para pasar luego a una etapa de recuperación. Para el resto de los materiales, el aumento del valor de la rigidez dinámica es sensible y no se estabiliza durante el rango de ciclos de carga aplicado en esta primera fase de fatiga.

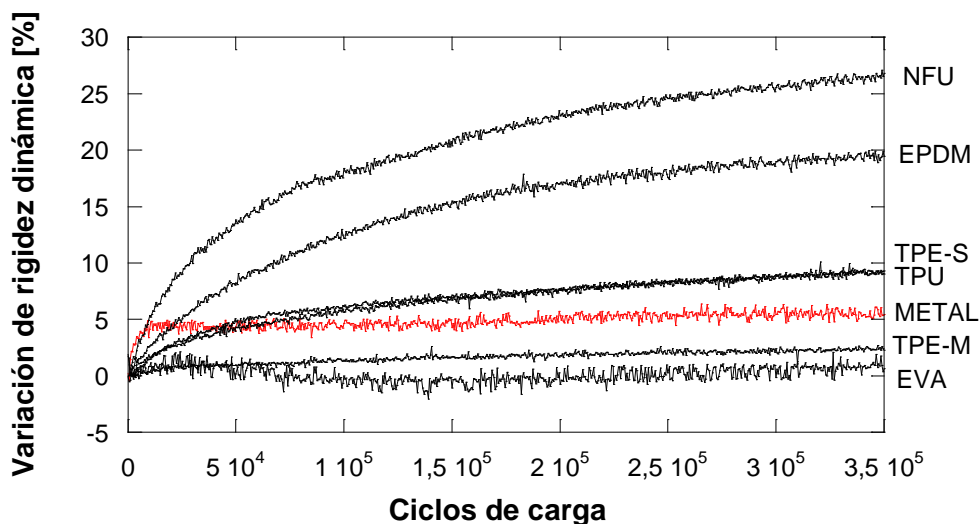


Figura 96. Evolución de la rigidez dinámica de los diferentes pads ensayados a fatiga en la Fase I

La Figura 97 muestra la relación entre la rigidez estática inicial y la variación de la rigidez dinámica tras la aplicación de los $3.5 \cdot 10^5$ ciclos de carga dinámica. Se puede ver que materiales inicialmente más rígidos como el metal, la EVA o el TPE-M son los que finalmente acusan menos las consecuencias de la aplicación de ciclos de carga repetitiva. En el caso de los más flexibles, este daño acumulado es notablemente mayor. El caso peor se da para el NFU y el EPDM, mientras que los materiales menos afectados por este envejecimiento mecánico son la EVA y el cojín metálico.

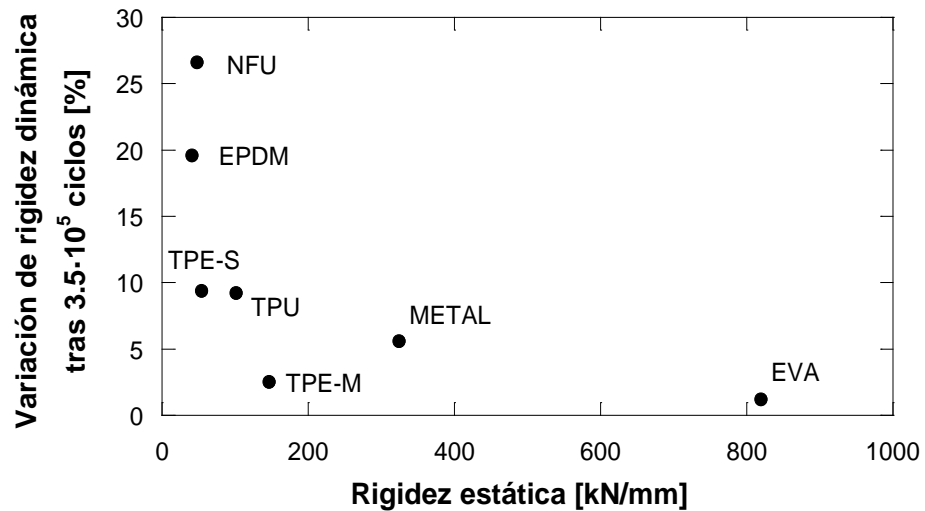


Figura 97. Variación de la rigidez dinámica de los diferentes pads ensayados en la Fase I durante los $3.5 \cdot 10^5$ ciclos de fatiga frente a los valores iniciales de rigidez estática

Es importante remarcar que, mientras en la Figura 95 se representa la variación de resultados - en ensayos normalizados y aislados - de las rigideces estática y dinámica media, antes y después del proceso de envejecimiento de $3.5 \cdot 10^5$ ciclos de carga dinámica, en la Figura 96 se muestra la evolución de la rigidez dinámica, medida cada 500 ciclos, durante todo ese envejecimiento. Obviamente los valores difieren relativamente dado que los ensayos finales, necesarios para la elaboración de la Figura 94 se llevaron a cabo entre uno y varios días después de la ejecución del envejecimiento. En este periodo de espera se produce un enfriamiento y una recuperación parcial de las características mecánicas de algunos materiales.

4.2.3. ENSAYO DE FATIGA DE LARGA DURACIÓN ($3 \cdot 10^6$ CICLOS)

En este apartado, se pretende analizar la respuesta de la muestra de cojín metálico al estar sometida a un rango de carga repetitiva de mayor alcance a fin de confirmar su estabilidad ante el fenómeno de envejecimiento característico del paso de material rodante ferroviario. Para ello, se plantea un segundo ensayo de fatiga, incrementando los ciclos hasta los $3 \cdot 10^6$ en las mismas condiciones de ensayo que en el caso de la rigidez, si bien la frecuencia es mayor (se eleva a 10 Hz), manteniéndose los mismos valores de carga aplicada (apartado 3.2.5.2).

En la Figura 98 se puede ver, por un lado, el valor que va adquiriendo nuevamente la rigidez dinámica a lo largo de los 3 millones de ciclos ensayados y, además, en la misma gráfica se va mostrando el % de variación relativa. Inicialmente, ante el nuevo caso de amplitud mayorada de la carga dinámica, el material vuelve a mostrar una relativamente pequeña evolución (en aumento) de la rigidez dinámica.

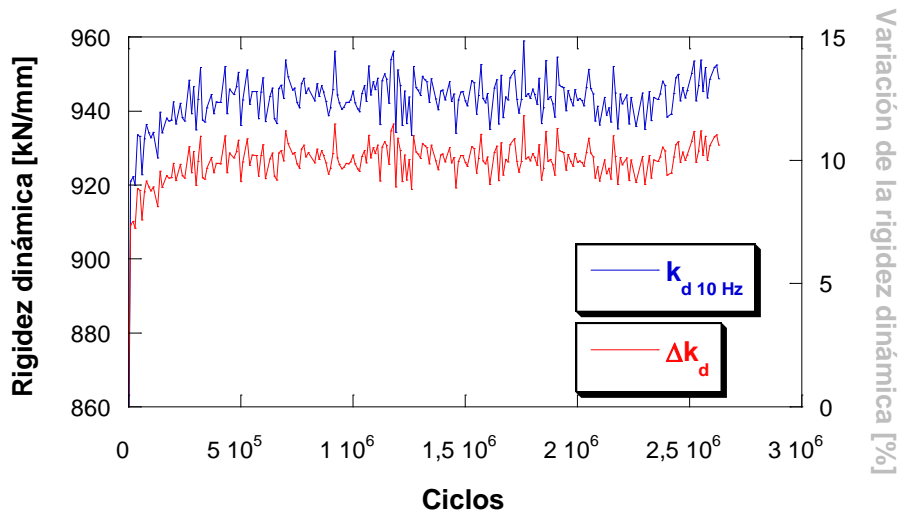


Figura 98. Evolución de la rigidez dinámica y su variación, del cojín metálico ensayado en la Fase I durante los $2.5 \cdot 10^6$ ciclos de fatiga

Se constata que, a partir de un estadio muy temprano ($3.0 \cdot 10^5$), el valor de la rigidez se mantiene constante durante el resto del proceso de envejecimiento mecánico. La variación de dicha rigidez se concreta en el 10%, prácticamente el doble que en el ensayo de fatiga anterior.

4.2.4. CARACTERIZACIÓN DE LA RESISTENCIA ELÉCTRICA

Los ensayos para la caracterización de la resistencia eléctrica se han llevado a cabo siguiendo la normativa UNE-EN 13146-5, colocando nueve muestras de cojín metálico entre el carril y la traviesa, según lo expuesto en el apartado 3.2.6. En la Figura 99, se recoge la evolución de la resistencia eléctrica medida durante esta primera fase experimental, en la que se ensaya únicamente el cojín metálico. La zona sombreada se corresponde con los 2 minutos que dura el rociado.

La conductividad y del agua empleada durante el experimento fue de 53.5 mS/m. Según se observa en la gráfica, la resistencia eléctrica cae rápidamente, alcanzando a los 20 segundos de ensayo, el valor límite admisible por la normativa (5 k Ω). Por otro lado, se aprecia que, al finalizar el rociado sobre el conjunto, la resistencia eléctrica no se recupera.

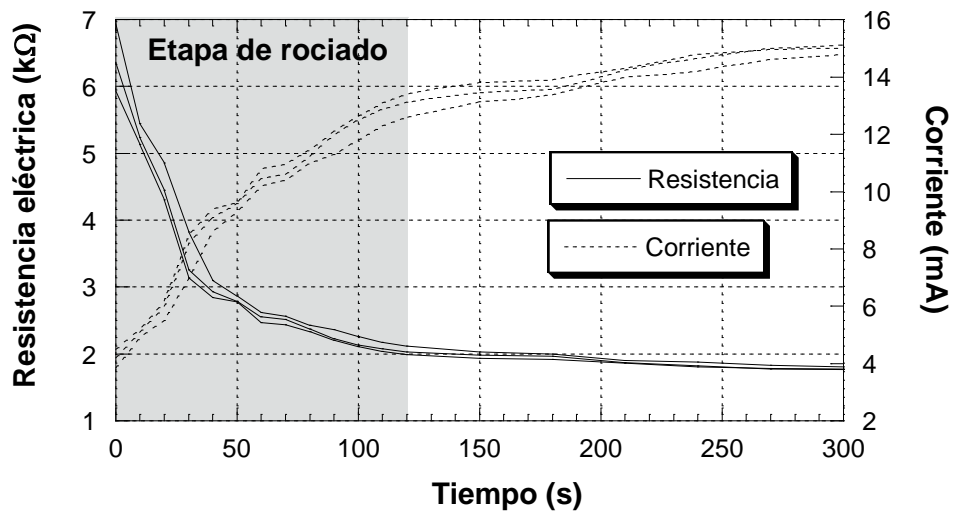


Figura 99. Evolución de la resistencia y de la corriente eléctrica en una traviesa con cojín metálico sin interposición de lámina aislante

En una segunda fase experimental, se interpuso una fina lámina de poliamida 6 de 1.5 mm de espesor colocada entre las muestras de cojín metálico y la base del carril, actuando de interfase entre ambos elementos de la sujeción, según se explica en el apartado 3.2.6.1. El resultado del ensayo se presenta en la Figura 100, en la que se puede apreciar que:

- La resistencia de partida aumenta de forma considerable respecto de la fase experimental anterior hasta el entorno de los 1000 k Ω .
- EL valor asintótico de la resistencia al final de la etapa de rociado es superior a 10 k Ω , superando el mínimo establecido en la normativa.
- Tras la etapa de rociado, se produce una recuperación del valor de la resistencia hasta valores cercanos a los 50 k Ω .

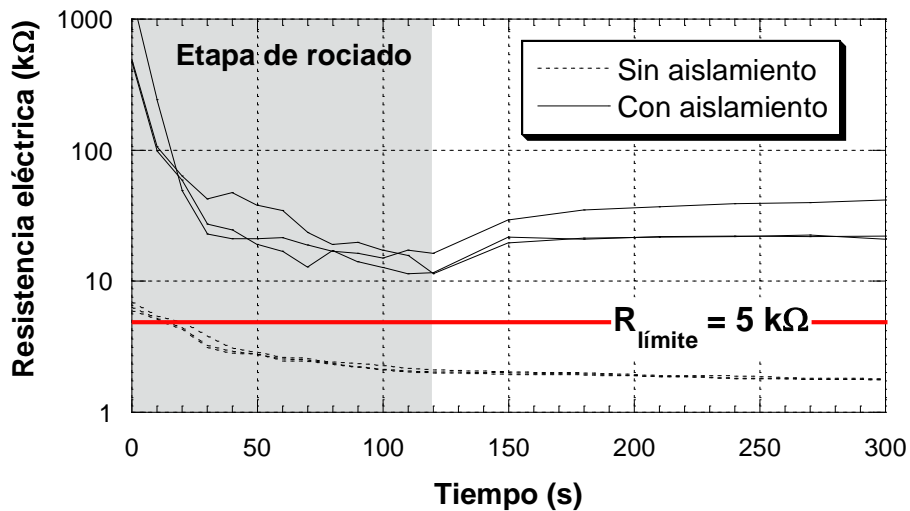


Figura 100. Resistencia eléctrica en una travesía con cojín metálico con y sin interposición de lámina aislante

La capa de poliamida no realiza otra función aparte del aislamiento eléctrico. Al estar posicionada bajo la base del carril queda protegida de la intemperie, lo que minimiza la posibilidad de una modificación de sus propiedades dieléctricas con el paso del tiempo.

Con este ensayo se ha querido demostrar que no es complejo aislar eléctricamente los dos carriles empleando como placa de asiento un cojín metálico. Por otro lado, esta no es la única solución que puede proponerse para superar el valor límite exigido en la normativa, si bien dicho aspecto queda fuera del objetivo inicial de la presente Tesis Doctoral.

4.2.5. CARACTERIZACIÓN DE LA RESISTENCIA A LA CORROSIÓN

Tras exponer a la muestra de cojín metálico a 250 horas bajo las condiciones de la cámara de niebla salina descritas en el epígrafe 3.2.7, no se aprecian signos de degradación, afectación o corrosión roja en la misma. Solo se aprecian algunas partículas salinas depositadas entre los filamentos de hilo metálico concentradas, mayoritariamente, en la superficie de la muestra. Aparentemente, no parecen causar un efecto perjudicial sobre el material inoxidable (AISI 304).

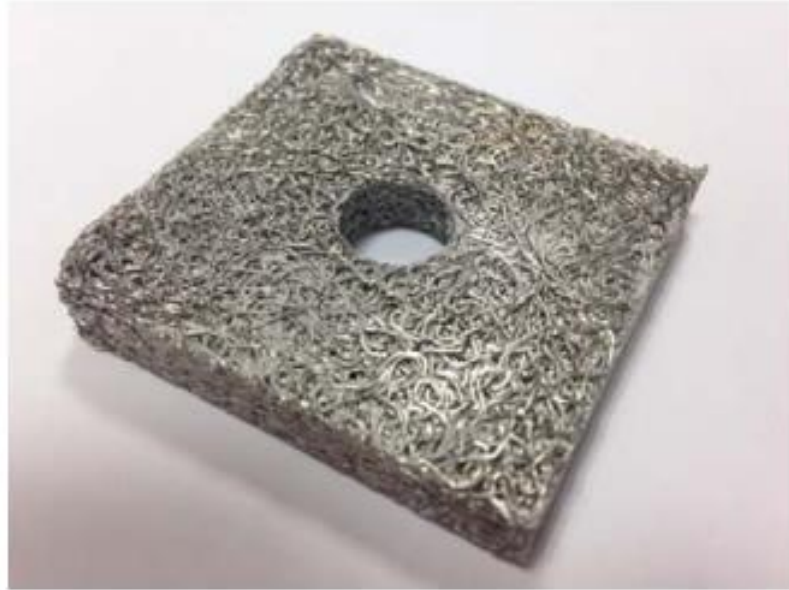


Figura 101. Imagen de la muestra ensayada en la cámara de niebla salina tras la exposición de 250 horas, donde no se aprecian signos de corrosión roja o similar

4.3. FASE II. MEJORA DE LOS VALORES DE RIGIDEZ. INFLUENCIA DE LA DENSIDAD Y EL DIÁMETRO DEL ALAMBRE

En la Fase II, se ensayan las muestras de cojín prismático descritas en el apartado 3.1.1.2, cuyos diámetros de hilo constitutivo varían de 0.3 a 0.5 mm, en tres etapas, empleando dos valores de densidad en cada una de ellas. En la Tabla 12, se muestra un resumen de los resultados alcanzados para las muestras P, con los valores de la rigidez estática k_e , dinámica k_{da} (a frecuencias de 5, 10 y 20 Hz) y el ratio de rigidización dinámica k_{da}/k_e .

Tabla 12. Rigidez estática y dinámica de las muestras P ensayadas en la Fase II

Ref.	Diámetro de hilo [mm]	Densidad aparente [g/cm ³]	Rigidez Estática [kN/mm]	Rigidez Dinámica (5 Hz) [kN/mm]	Rigidez Dinámica (10 Hz) [kN/mm]	Rigidez Dinámica (20 Hz) [kN/mm]	Rigidez Dinámica Media [kN/mm]	k_{da}/k_e
P1	0.5	3,20	501	857	903	1020	927	1.85
P2	0.5	4,14	525	889	960	1064	971	1.85
P3	0.4	3,16	556	894	1005	1086	995	1.79
P4	0.4	3,61	578	1029	1082	1137	1083	1.87
P5	0.3	2,76	776	1156	1204	1282	1214	1.56
P6	0.3	3,24	855	1388	1427	1567	1461	1.71

En la Figura 102, se muestran las gráficas de los resultados de los ensayos a partir de los cuales se ha elaborado la Tabla 12. En ella, se observa una tendencia al aumento de la rigidez dinámica cuanto mayor es la frecuencia de aplicación de cargas en la experimentación. Por otro lado, analizando la Figura 103, que recoge en un diagrama de barras los valores expuestos en la mencionada tabla, se comprueba que la rigidez dinámica de las muestras P5 y P6, cuyo diámetro de hilo metálico constitutivo es de 0.3 mm (el más pequeño de todos) es sensiblemente mayor a la de las muestras con diámetro de hilo mayor.

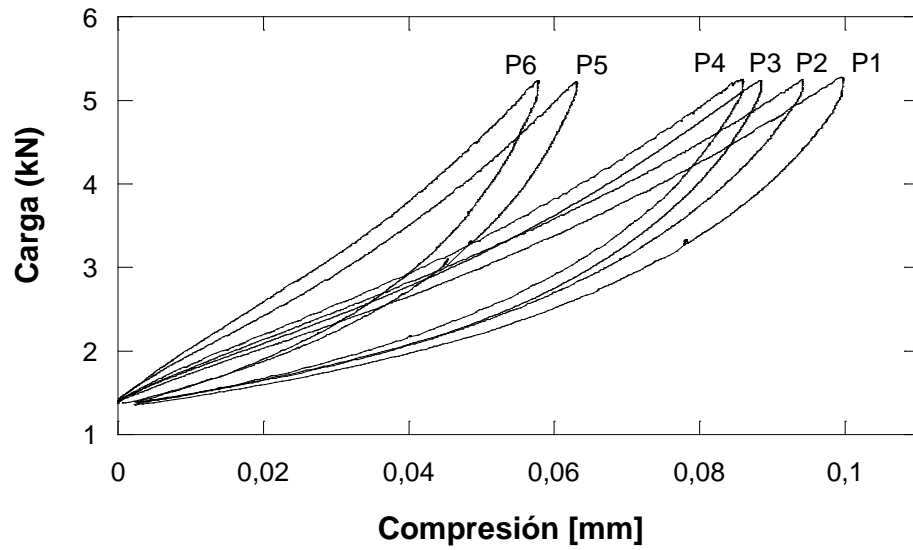


Figura 102. Comportamiento estático para los pares de muestras P1 y P2 ($\phi = 0.5$ mm), P3 y P4 ($\phi = 0.4$ mm), P5 y P6 ($\phi = 0.3$ mm), con valores de densidad creciente en cada diámetro de alambre constitutivo

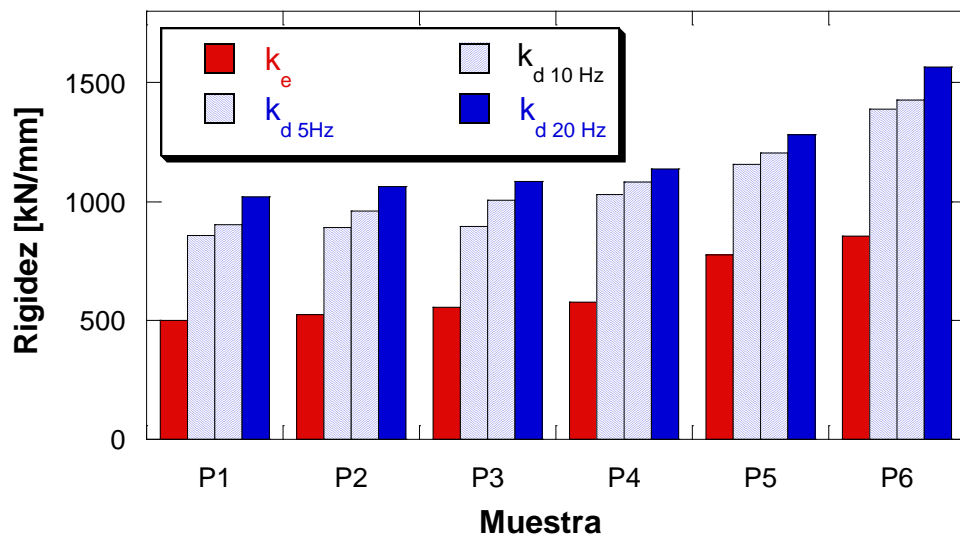


Figura 103. Representación gráfica de los resultados expuestos en la Tabla 12

Los resultados permiten comparar las muestras P1, P3 y P6, las cuales constan de un diámetro de filamento metálico diferente, pero de similar densidad ($\approx 3.20 \text{ g/cm}^3$). Puede apreciarse un aumento de la rigidez estática y dinámica a medida que se reduce el diámetro del hilo. La rigidez estática de la P6 es un 70% mayor a la de P1, mientras que, la dinámica media es un 62% superior. La distribución de las rigideces estática y dinámica de estas muestras se presenta en la Figura 104.

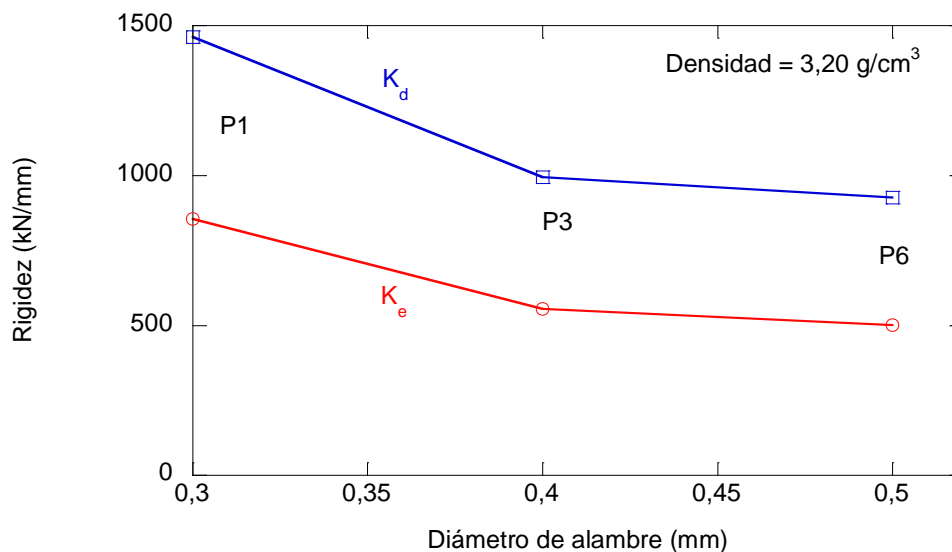


Figura 104. Distribución de la rigidez para pads con una densidad de 3.20 g/cm³ en las muestras P1, P3 y P6

Por otro lado, si se consideran los pares de igual diámetro de hilo, P1 y P2, P3 y P4, P5 y P6, puede verse cómo a menor densidad relativa, menor es, también, la rigidez, estática y dinámica, para cada diámetro de alambre constitutivo. Al comparar P5 con P6, muestras con igual diámetro de alambre, cuando la densidad aumenta un 17.4%, la rigidez estática lo hace en un 20.1% y la dinámica en un 20.3%. A medida que se incrementa el diámetro del hilo esta influencia es menos notable: un aumento de la densidad de P4 respecto de P3 en un 14.2%, conduce a que la rigidez estática sea un 3.9% superior, y la dinámica un 8.8%. En el caso de la P2, cuando su densidad es un 29.3 % superior a la de P1, la rigidez estática aumenta en un 4.8% y la dinámica un 4.3%. Estas observaciones se pueden contemplar gráficamente en la Figura 105.

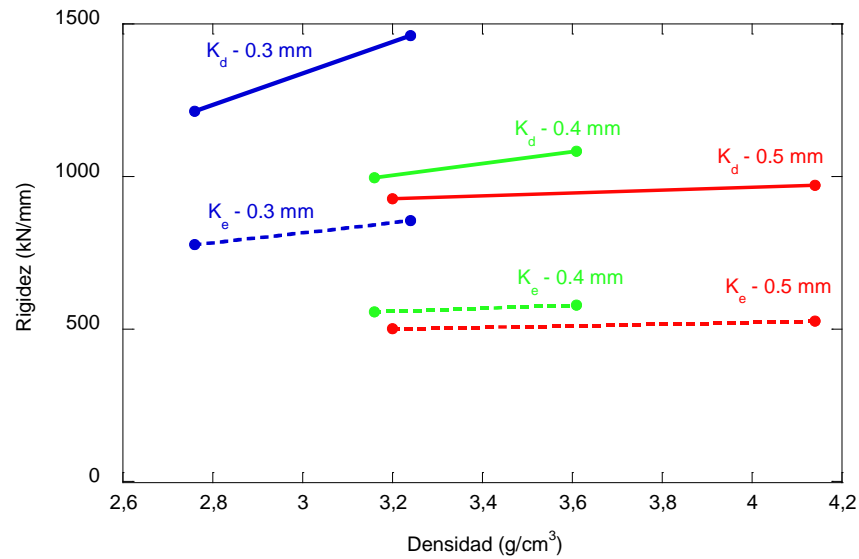


Figura 105. Variaciones en los valores de rigidez estática y dinámica frente a la densidad para los diferentes diámetros de alambre constitutivo, en el caso de muestras prismáticas tipo P

4.4. FASE III. MODIFICACIÓN DE LA RIGIDEZ DEL COJÍN. INFLUENCIA DE LA GEOMETRÍA

El espesor de las muestras es un parámetro geométrico sobre el que no se puede actuar, al ser un factor definido por el diseño del sistema de sujeción. La influencia de la geometría en los resultados de caracterización mecánica de los cojines metálicos, se analizar ensayando las alternativas descritas en el apartado 3.1.1.3. Las muestras Q y R están fabricadas con alambre de diámetro de hilo de 0.5 mm, buscando los valores de rigidez más bajos y que más los asimila a los de los pads desarrollados anteriormente.

En la Tabla 13 y la Tabla 14 se muestra un resumen de los resultados para las muestras Q y R respectivamente, en el que figuran nuevamente la rigidez estática k_e , dinámica k_{da} (a frecuencias de 5, 10 y 20 Hz) y el ratio de rigidización dinámica k_{da}/k_e . La familia de muestras Q tiene un factor de forma de 0.96 frente a los 0.93 que presentan las tipo R. Dentro de cada familia se analiza una gama de densidades. Se puede apreciar una vez más como un incremento en la densidad aparente de la muestra de cojín metálico supone un incremento de la rigidez. En el caso de las muestras Q, un incremento de la densidad del 29.3% entre Q1 y Q2, supone un aumento de las rigideces estática y dinámica media del 32.5 y el 17.2%, respectivamente.

Tabla 13. Resultados de rigidez estática y dinámica para las muestras Q ensayadas en la Fase III

Factor de forma: 0.77							
Diámetro de filamento constitutivo: 0.5 mm							
Ref.	Densidad [g/cm ³]	Rigidez Estática [kN/mm]	Rigidez Dinámica (5 Hz) [kN/mm]	Rigidez Dinámica (10 Hz) [kN/mm]	Rigidez Dinámica (20 Hz) [kN/mm]	Rigidez Dinámica Media [kN/mm]	k_{da}/k_e
Q1	5,08	759	1187	1218	1276	1227	1,62
Q2	3,93	573	980	1032	1129	1047	1,83
Q3	2,83	495	870	907	987	921	1,86
Q4	1,68	264	401	450	552	467	1,77

Tabla 14. Resultados de rigidez estática y dinámica para las muestras R ensayadas en la Fase III

Factor de forma: 0.93							
Diámetro de filamento constitutivo: 0.5 mm							
Ref.	Densidad [g/cm ³]	Rigidez Estática [kN/mm]	Rigidez Dinámica (5 Hz) [kN/mm]	Rigidez Dinámica (10 Hz) [kN/mm]	Rigidez Dinámica (20 Hz) [kN/mm]	Rigidez Dinámica Media [kN/mm]	k_{da}/k_e
R1	4,53	647	1453	1415	1461	1443	2,63
R2	3,49	556	1167	1189	1205	1187	2,13
R3	2,52	469	821	848	870	864	1,84
R4	1,48	228	535	583	618	578	2,52

En el caso de las muestras R, un aumento similar de la densidad entre R1 y R2 supone un crecimiento de las rigideces estática y dinámica media del 16.4% y 21.6%, respectivamente.




Por otro lado, si se comparan muestras de densidad semejante, como la Q2 y la R2 o la Q4 y la R4, se puede observar cómo la rigidez estática es mayor en el caso de muestras con un factor de forma menor, mientras que en el caso de la rigidez dinámica el efecto se invierte. No se observan variaciones apreciables en el ratio k_{da}/k_e respecto de las diferentes densidades dentro de cada familia. Sin embargo, la rigidez dinámica mayor en la familia R, cuyo factor de forma es mayor.

En la Tabla 15, se muestra un resumen de todos los resultados de rigidez estática y dinámica (sin envejecimiento por fatiga) realizados sobre las muestras de cojín metálico. Analizando dicho cuadro es posible comparar muestras fabricadas con el mismo tipo de hilo (diámetro de filamento de 0.5 mm) y similar valor de densidad relativa. Este es el caso de las muestras P1 (cojín prismático con factor de forma φ_i de 0.96), Q3 (cojín cilíndrico con factor de forma φ_i de 0.77) y R3 (cojín cilíndrico con factor de forma φ_i de 0.93).

Se pueden apreciar valores de rigidez estática y dinámica similares en las muestras de cojín prismático respecto de los cilíndricos dado que los valores de densidad relativa están dentro del mismo orden. Sin embargo, en el caso de las muestras tipo Ri, con un factor de forma menos compacto ($\varphi_i = 0.93$) estas presentan valores más altos en el ratio de rigidización dinámica k_{dal}/k_e . En muestras de igual geometría, el cojín con mayor factor de forma permite configurar muestras estables con menor cantidad de material. La menor densidad aparente (1.48 g/cm^3) se ha conseguido con el mayor factor de forma dentro de los cojines cilíndricos. El menor valor de densidad permitió, a su vez, lograr el valor de rigidez estática más baja, de 228 kN/mm.

Por otro lado, en el caso del cojín cilíndrico con factor de forma $\varphi_i = 0.77$ se logró el menor valor de rigidez dinámica promedio (467 kN/mm) con una densidad relativa de 1.68 g/cm^3 . En esta disposición, el valor del ratio k_{dal}/k_e es, también, relativamente bajo. Se debe tener en cuenta que, con las muestras de cojín metálico con geometría de tipo cilíndrica, el mayor diámetro de hilo constitutivo posible en las condiciones de fabricación actuales (0.5 mm) y menor densidad posible, se ha logrado reducir en un 30% en el valor de rigidez estática que se obtuvo en la Fase I para el cojín metálico. La rigidez dinámica promedio se ha minorado en casi un 45% y el ratio de rigidización dinámica k_{dal}/k_e en un 33%. Esto supone un acercamiento a valores dentro de un orden de magnitud próximo al de materiales empleados actualmente en la fabricación de placas de asiento, como el TPE-M y del TPU, alejándose de uno de los más rígidos, como es el caso de la EVA

Tabla 15. Resultados de rigidez de las muestras de cojín metálico sin envejecimiento

Ref,	Fase experimental	Factor de forma	Masa [gr]	Diámetro de hilo [mm]	Densidad aparente [g/cm ³]	Rigidez Estática [kN/mm]	Rigidez Dinámica (5 Hz) [kN/mm]	Rigidez Dinámica (10 Hz) [kN/mm]	Rigidez Dinámica (20 Hz) [kN/mm]	Rigidez Dinámica Media [kN/mm]	Rigidización dinámica
P0	I	0,96 	38	0,25	2,62	362	812	832	896	847	2,34
P1	II		34,8	0,5	3,2	501	857	903	1020	927	1,85
P2	II		45	0,5	4,14	525	889	960	1064	971	1,85
P3	II		34,3	0,4	3,16	556	894	1005	1086	995	1,79
P4	II		39,2	0,4	3,61	578	1029	1082	1137	1083	1,87
P5	II		30	0,3	2,76	776	1156	1204	1282	1214	1,56
P6	II	35,2	0,3	3,24	855	1388	1427	1567	1461	1,71	
Q1	III	0,77 	124	0,5	5,08	759	1187	1218	1276	1227	1,62
Q2	III		96	0,5	3,93	573	980	1032	1129	1047	1,83
Q3	III		69	0,5	2,83	495	870	907	987	921	1,86
Q4	III		41	0,5	1,68	264	401	450	552	467	1,77
R1	III	0,93 	61	0,5	4,53	647	1453	1415	1461	1443	2,63
R2	III		47	0,5	3,49	556	1167	1189	1205	1187	2,13
R3	III		34	0,5	2,52	469	821	848	870	864	1,84
R4	III		20	0,5	1,48	228	535	583	618	578	2,52

La Figura 106 y la Figura 107 muestran los valores de la rigidez estática y dinámica promedio, respectivamente, frente a la densidad relativa empleada en la fabricación de las muestras de cojín metálico ensayadas en las distintas fases de experimentación.

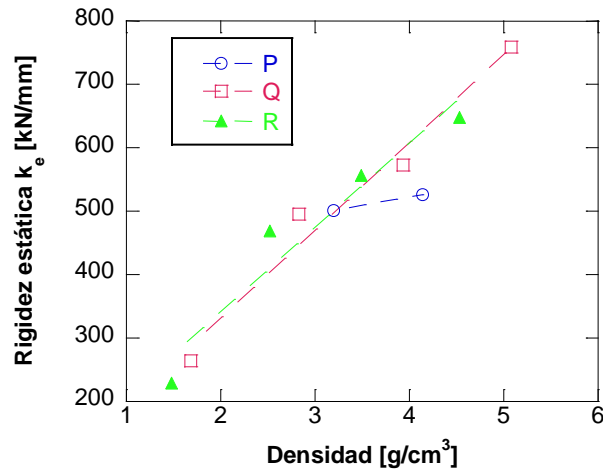


Figura 106. Variación de la rigidez estática con densidad del cojín metálico para los tres grupos de muestras ensayadas (Pi, Ri y Qi)

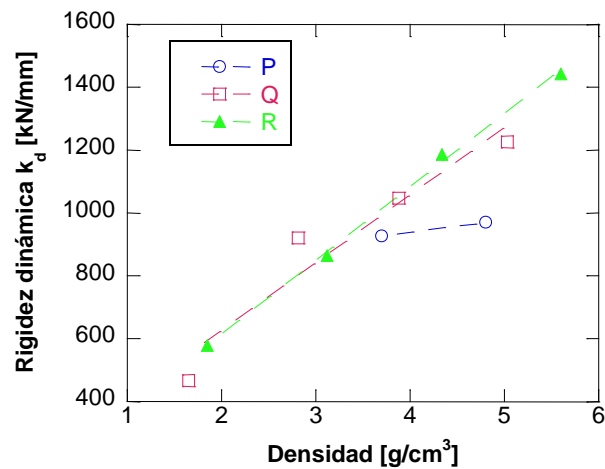


Figura 107. Variación de la rigidez dinámica con la densidad del cojín metálico para los tres grupos de muestras ensayadas (Pi, Ri y Qi)

En el caso de la rigidez estática, para las muestras de tipo cilíndrico (Qi y Ri) las pendientes de la tendencia lineal son similares. Sin embargo, para las muestras prismáticas Pi, la pendiente es mucho menor. En el caso de la rigidez dinámica promedio el comportamiento se repite. La dependencia de la rigidez de las muestras cilíndricas (Qi y Ri) con la densidad aparente de diseño es mayor, por tanto, respecto del caso de las prismáticas (tipo P), para ambas situaciones estática y dinámica.

4.5. FASE IV. DETERMINACIÓN DE LA CAPACIDAD DISIPATIVA

La capacidad disipativa de los materiales estudiados se puede determinar cuantificando la energía mecánica que logran transformar en energía térmica debido al rozamiento interno. La relación entre la energía disipada y la almacenada es indicativa, por tanto, del amortiguamiento de los diferentes materiales y permite comparar al cojín metálico frente a otras soluciones comerciales existentes en cuanto a sus propiedades para retirar energía mecánica del sistema proveniente de excitaciones forzadas.

La capacidad disipativa está intrínsecamente relacionada con el desfase entre la onda excitadora y la respuesta del material, representada por su deformación frente al tiempo. Si la onda de excitación forzada es senoidal, la respuesta de deflexión será tanto más senoidal cuanto más lineal sea el comportamiento del material.

En este Capítulo, el estudio del desfase se emprende a través de los métodos descritos en el apartado 3.2.8, acompañados de la correspondiente determinación de la rigidez y del amortiguamiento equivalentes del modelo Kelvin Voigt. Se realiza, además, un análisis de la influencia inercial de la masa dinámica propia del procedimiento experimental.

4.5.1. ESTUDIO DEL DESFASE MEDIANTE EL MÉTODO ENERGÉTICO

Tal y como se describe en la metodología experimental, las cuatro muestras Q1, Q2, Q3 y Q4 se comparan con placas de EVA y EPDM de dimensiones iguales, a frecuencias de 5, 10 y 20 Hz dentro del equipo Instron 8830. En el caso de las frecuencias más altas, a fin de reducir el ruido, se minoró ligeramente la fuerza media de excitación de 5.5 a 5 kN. No se espera que esta minoración de cargas del 10% tenga influencia en el objetivo de esta Fase, que es el estudio de la capacidad disipativa y la obtención de parámetros equivalentes del modelo Kelvin Voigt. Las cargas y la frecuencia aplicadas a cada material se detallan en la Tabla 16, en la que, además, se recoge la energía almacenada elásticamente en el ciclo, la disipada y el desfase teórico obtenido mediante el método energético.

Tabla 16. Energía almacenada, energía disipada, fuerza media, amplitud de la fuerza dinámica y desfase calculado según la ecuación (60) para cada material y frecuencia experimental

REF.	Frecuencia Experimental [Hz]	Fuerza Media [N]	Amplitud de Fuerza dinámica [N]	Energía almacenada [J]	Energía disipada [J]	E_d/E_a	$\delta_{teórico}$ [°]
EVA	5	5579	3336	0.13	0.05	0.40	19.48
EPDM	5	4986	3095	3.27	1.25	0.38	18.18
Q1	5	5579	3329	0.22	0.07	0.32	16.52
Q2	5	5578	3329	0.27	0.08	0.29	15.20
Q3	5	5560	3326	0.35	0.11	0.31	15.77
Q4	5	5522	3312	0.55	0.22	0.41	19.68
EVA	10	5535	3360	0.11	0.07	0.68	28.07
EPDM	10	4924	3017	2.75	1.67	0.61	25.84
Q1	10	5519	3347	0.19	0.11	0.56	24.68
Q2	10	5507	3351	0.23	0.13	0.54	24.09
Q3	10	5492	3350	0.29	0.15	0.53	23.64
Q4	10	5376	3288	0.41	0.26	0.63	26.40
EVA	20	5250	3228	0.07	0.08	1.29	39.02
EPDM	20	5014	2884	2.10	2.06	0.98	36.07
Q1	20	5193	3186	0.13	0.14	1.08	36.05
Q2	20	5171	3204	0.15	0.17	1.10	36.04
Q3	20	5113	3202	0.20	0.20	0.98	33.83
Q4	20	5095	3267	0.27	0.30	1.09	35.06

Los resultados de los ciclos dinámicos obtenidos para las 6 probetas, a las 3 frecuencias de experimentación, se recopilan en el Anexo II. Desde la Figura 115 a la Figura 132 se muestran los resultados de este ensayo: el ciclo de carga senoidal aplicada a cada caso, así como su respuesta al desplazamiento experimental. Sobre cada uno de ellos se aplica el algoritmo desarrollado en código Matlab, descrito en el Anexo I. Como se verá en el apartado 4.5.2, una onda senoidal se ajusta en cada caso a fin de caracterizar el desfase real entre ambas señales registradas.

Mediante los valores representados en la Tabla 16, el cálculo del desfase teórico $\delta_{teórico}$ entre la señal de fuerza senoidal aplicada $f(t)$ y el aplastamiento correspondiente $x(t)$, cuyos valores se muestran en la última columna, se obtiene aplicando la ecuación (60) (apartado 2.1.3.2). Del análisis de los datos mostrados en la misma, junto con los representados en la Figura 108 y en la Figura 109, se destacan varios aspectos:

- A medida que la frecuencia experimental aumenta, lo hace, también, el desfase teórico $\delta_{teórico}$ obtenido entre las dos señales. El carácter no lineal de todos los materiales ensayados hace que dicho desfase dependa de la frecuencia.
- A pesar de que el EPDM es un material sensiblemente más blando que el cojín metálico, el ratio de disipación energética E_d/E_a se equipara a frecuencias más bajas e incluso disminuye con respecto al del cojín metálico en frecuencias más elevadas.
- Tampoco la mayor o menor rigidez de las probetas de cojín metálico muestra una influencia sensible en los resultados del ratio de disipación energética E_d/E_a o el $\delta_{teórico}$ calculado entre la señal de fuerza senoidal aplicada $f(t)$ y el aplastamiento correspondiente $x(t)$.
- Los materiales elastómeros tienden a valores más altos de desfase, en general, que el cojín metálico para todo el rango de frecuencias experimental (5 a 20 Hz).

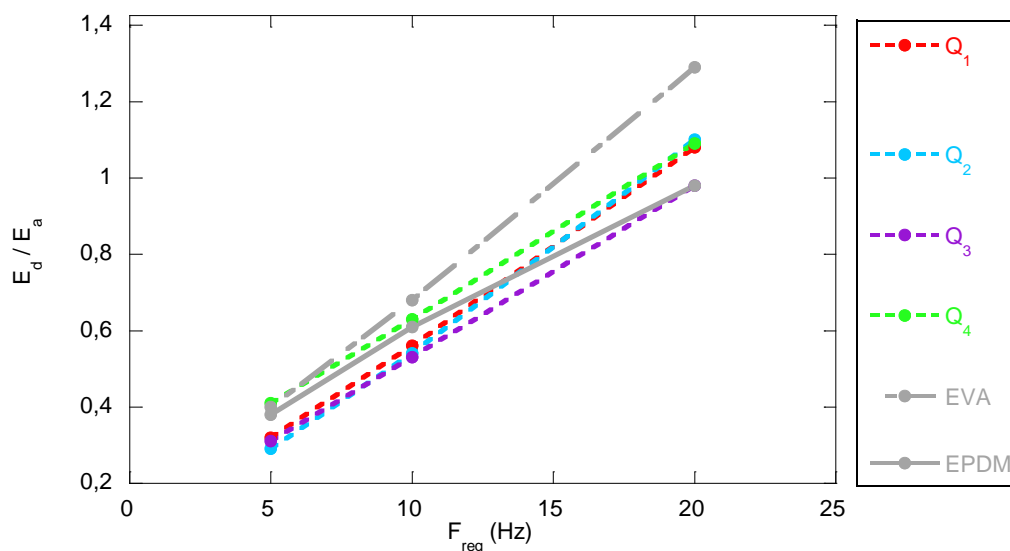


Figura 108. Ratio de disipación de energía en función de la frecuencia para las probetas Qi, EVA y EPDM

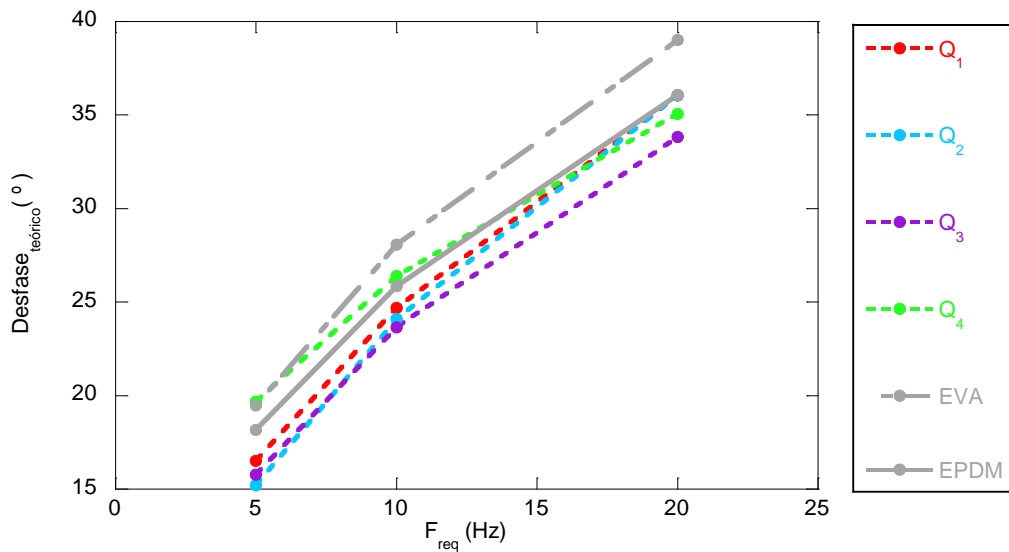


Figura 109. Desfase teórico en función de la frecuencia para las probetas Qi, EVA y EPDM

4.5.2. ESTUDIO DEL DESFASE MEDIANTE INTERPOLACIÓN DE ONDAS SENOIDALES

Como ya se ha comentado, el algoritmo de Matlab cuya programación se detalla en el Anexo I, también realiza una interpolación senoidal entre los puntos registrados para la señal de fuerza frente al tiempo, así como para el desplazamiento/aplastamiento registrado por los LVDT frente al tiempo.

Esta interpolación busca filtrar el ruido existente entre las señales de fuerza y desplazamiento para, posteriormente, medir el desfase entre ambas, permitiendo conocer este con la máxima precisión posible. Este valor de desfase se identificará como el valor real δ_{real} , medido de forma experimental.

En las figuras del Anexo II, se pueden observar las interpolaciones senoidales para las señales de fuerza y desplazamiento de las muestras Qi ensayadas. En la Tabla 17, se presentan los valores de δ_{real} medidos para las probetas Qi, EVA y EPDM.

Tabla 17. Desfase real existente entre las ondas senoidales interpoladas y su relación con el desfase teórico y el teórico corregido

REF	Frecuencia Experimental [Hz]	$\delta_{teórico}$ [°]	δ_{real} [°]	$\delta_{real}/\delta_{teórico}$	$\delta_{teórico\ corregido}$ [°]	$\Delta\delta$ entre δ_{real} y $\delta_{teórico\ corregido}$ [%]
EVA	5	19.48	20.7	1.06	20.34	1.74%
EPDM	5	18.18	19.17	1.05	18.99	0.94%
Q1	5	16.52	17.19	1.04	17.25	-0.35%
Q2	5	15.2	15.71	1.03	15.87	-1.02%
Q3	5	15.77	16.34	1.04	16.47	-0.80%
Q4	5	19.68	20.89	1.06	20.55	1.63%
EVA	10	28.07	32.21	1.15	31.40	2.51%
EPDM	10	25.84	27.54	1.07	28.90	-4.94%
Q1	10	24.68	27.33	1.11	27.61	-1.02%
Q2	10	24.09	26.53	1.10	26.95	-1.58%
Q3	10	23.64	25.99	1.10	26.44	-1.73%
Q4	10	26.4	29.74	1.13	29.53	0.71%
EVA	20	39.02	54.11	1.39	49.45	8.61%
EPDM	20	36.07	45.87	1.27	45.71	0.35%
Q1	20	36.05	46.70	1.30	45.68	2.18%
Q2	20	36.04	46.67	1.29	45.67	2.14%
Q3	20	33.83	42.11	1.24	42.87	-1.80%
Q4	20	35.06	40.5	1.16	44.43	-9.70%

En la Figura 110, se muestran los valores del desfase real frente a la frecuencia experimental. Las tendencias que se observan en la distribución del desfase real son las mismas que las descritas en el apartado anterior en cuanto al desfase teórico. Por lo tanto, la formulación del desfase teórico en base al ratio de disipación energética se considera válida, especialmente en el caso del cojín metálico.

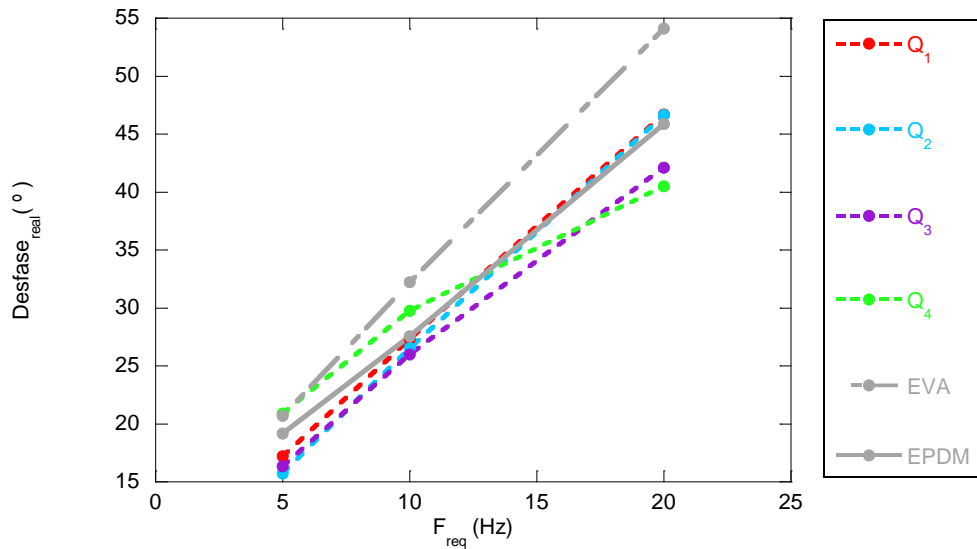


Figura 110. Desfase real en función de la frecuencia para las probetas Qi, EVA y EPDM

Según se expone en el apartado 4.5.3, la influencia de la inercia en el rango dinámico es importante a la hora de analizar la diferencia existente entre el δ_{real} obtenido y el $\delta_{teórico}$ calculado mediante (60). En la gráfica de la Figura 111, se muestra una representación de los valores presentados en la Tabla 17 para las muestras Q1, Q2 y Q3.

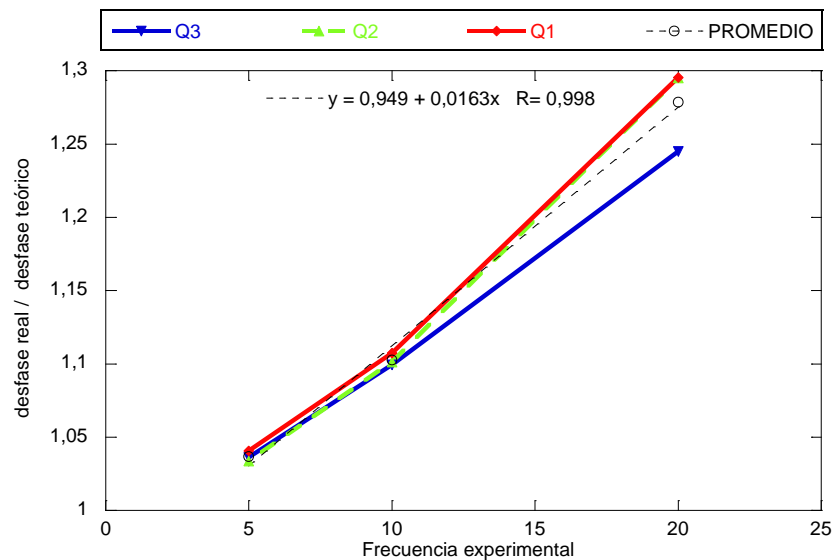


Figura 111. Representación del ratio $\delta_{real}/\delta_{teórico}$ frente a la frecuencia experimental para todas las muestras ensayadas a 5, 10 y 20 Hz durante la fase IV experimental

A medida que aumenta la frecuencia del ensayo, también se incrementa, y de forma lineal, la dispersión entre el δ_{real} y el $\delta_{teórico}$. Añadiendo un promedio de las ratios proporcionales promediados entre ambos desfases para cada frecuencia, se puede observar que es posible interpolar una función lineal que permita obtener una corrección del desfase teórico:

$$\delta_{teórico\ corregido} = (0.0163f_{exp} + 0.949)\delta_{teórico} \quad (71)$$

En el caso de la muestra Q4 para 20 Hz, se obtiene un valor atípico debido al ruido inevitable existente en los datos de desplazamiento leídos mediante los sensores LVDT. Sin embargo, observando el resto de casos de muestras Qi, se puede detectar una dispersión en el valor de $\delta_{real}/\delta_{teórico}$ obtenido, por lo que la ecuación (71) tiene una mayor aplicabilidad en el caso de las muestras ensayadas de cojín metálico. Los resultados del valor de $\delta_{realestimado}$ mediante esta ecuación se muestran, también, en la Tabla 17. Las diferencias entre el valor δ_{real} y $\delta_{realestimado}$ son mínimas en el caso del cojín metálico.

Por otro lado, se puede observar que la ecuación (68) permite obtener valores del desfase teórico corregido sensiblemente próximos a los valores del desfase real, especialmente en el caso del cojín metálico. La muestra Q4 a 20 Hz presenta un valor atípico, pero a frecuencias menores sigue la misma línea que el resto de las probetas.

4.5.3. INFLUENCIA DE LA MASA DINÁMICA Y DE LA INERCIA

En la Tabla 17, se muestra una relación para cada pad y frecuencia de ensayo de los desfases obtenidos mediante el método de proporciones de energía $\delta_{teórico}$ empleando la fórmula (60) y la lectura directa mediante la interpolación de ondas senoidales para las señales de fuerza y desplazamiento δ_{real} . Se muestra, también, un ratio de proporción entre el segundo de los valores de desfase y el primero.

Para el modelado del sistema Kelvin Voigt, la inercia de la masa dinámica juega un papel importante en el comportamiento del mismo. En la expresión (56) expuesta en el Capítulo 2, se puede ver como el desfase entre las señales de fuerza $f(t)$ y desplazamiento $x(t)$ del sistema KV depende inversamente de $(K_{eq} - m\omega^2)$.

Esto significa que un aumento de la frecuencia hará que la diferencia entre la rigidez equivalente K_{eq} y el producto de la masa dinámica por el cuadrado de la misma ($m\omega^2$) se vea cada vez más reducido, hasta el punto de que el sistema se desestabilice debido a una resonancia propia. Sin embargo, la expresión (60) basa su desarrollo teórico en el desfase entre ambas señales debido al reparto entre la energía entregada al sistema, la que este disipa y la que almacena y luego devuelve.

No asume, por tanto, el fenómeno de la inercia actuante en los medios mecánicos experimentales. Ambos hechos implican una diferenciación en los valores de desfase obtenidos por ambas vías. Dicha diferencia es mayor a medida que aumenta la frecuencia.

Es por ello razonable contemplar un valor máximo de separación entre ambos desfases para fijar un rango de aplicación de este método experimental de cara la obtención de los parámetros equivalentes KV. En el momento en que la inercia comience a tener efectos notables, manifestados en una separación inasumible entre el valor de δ_{real} respecto de $\delta_{teórico}$ se podrá entender que el modelo equivalente ha alcanzado su rango de validez representativa.

A efectos comparativos o normativos, podría interpretarse que el uso de $\delta_{teórico}$ será válido a la hora de obtener un modelo equivalente KV para realizar análisis relativos entre materiales. No obstante, a medida que aumenta la frecuencia experimental y superado el punto de inestabilidad comienzan a aparecer desfases $\geq 90^\circ$ (y valores de C_{eq} negativos). En este punto, otros métodos como la obtención de la curva de transmisibilidad mediante el impacto con martillo normalizado permiten un mejor conocimiento de lo que ocurre a altas frecuencias.

4.5.4. DETERMINACIÓN DEL MODELO EQUIVALENTE KV

En la Tabla 18, se muestran los parámetros equivalentes del modelo Kelvin Voigt correspondientes a las muestras ensayadas en las condiciones de la Fase IV experimental: C_{eq} , K_{eq} y amortiguamiento relativo ζ , calculados según las ecuaciones (57), (59) y (42), utilizando la metodología descrita en 3.2.8 en base al desfase real medido mediante interpolación senoidal, todo ello a través del algoritmo matemático descrito en el Anexo I. En las gráficas incluidas en el Anexo II (Figura 133 a Figura 150) se muestran los bucles correspondientes a los ciclos dinámicos de ensayo de la Fase IV de los pads Qi, para las frecuencias experimentales de 5, 10 y 20 Hz.

En las mismas, el modelo KV equivalente se representa de forma comparativa sobre el ciclo experimental obtenido. Se puede observar cómo el modelo teórico logra un buen ajuste en todos los casos, si bien hay que tener en cuenta lo comentado en el apartado 4.5.5 referente al ruido en las señales de los LVDTs. Todos los resultados se recogen, además, de forma resumida, en la citada Tabla 18.

Tabla 18. Valores equivalentes del modelo KV (C_{eq} , K_{eq} y amortiguamiento relativo ζ) obtenidos para todas las muestras ensayadas en la Fase IV experimental

REF.	Frecuencia Experimental [Hz]	C_{eq} [kN/mm]	K_{eq} [kN/mm]	ζ [kN/mm]
EVA	5	2.59	215.53	0.19
EPDM	5	0.08	7.50	0.17
Q1	5	1.37	138.62	0.15
Q2	5	1.05	116.75	0.14
Q3	5	0.81	86.83	0.15
Q4	5	0.62	51.37	0.19
EVA	10	2.18	217.11	0.31
EPDM	10	0.06	7.41	0.26
Q1	10	1.10	134.36	0.26
Q2	10	0.89	111.72	0.25
Q3	10	0.70	90.89	0.24
Q4	10	0.51	56.45	0.29
EVA	20	2.02	183.57	0.69
EPDM	20	0.05	6.70	0.50
Q1	20	0.99	117.49	0.53
Q2	20	0.82	97.28	0.53
Q3	20	0.59	82.40	0.45
Q4	20	0.39	59.84	0.43

Se aprecia que los valores de rigidez equivalente K_{eq} varían muy poco con la frecuencia y responden, en el caso de las muestras Qi, a la densidad relativa según lo visto en apartados anteriores. De forma comparativa, entre el cojín metálico y los materiales poliméricos, las rigideces siguen, también, el patrón de ordenamiento visto en las fases experimentales I y II. Una gráfica de los resultados se presenta en la Figura 112.

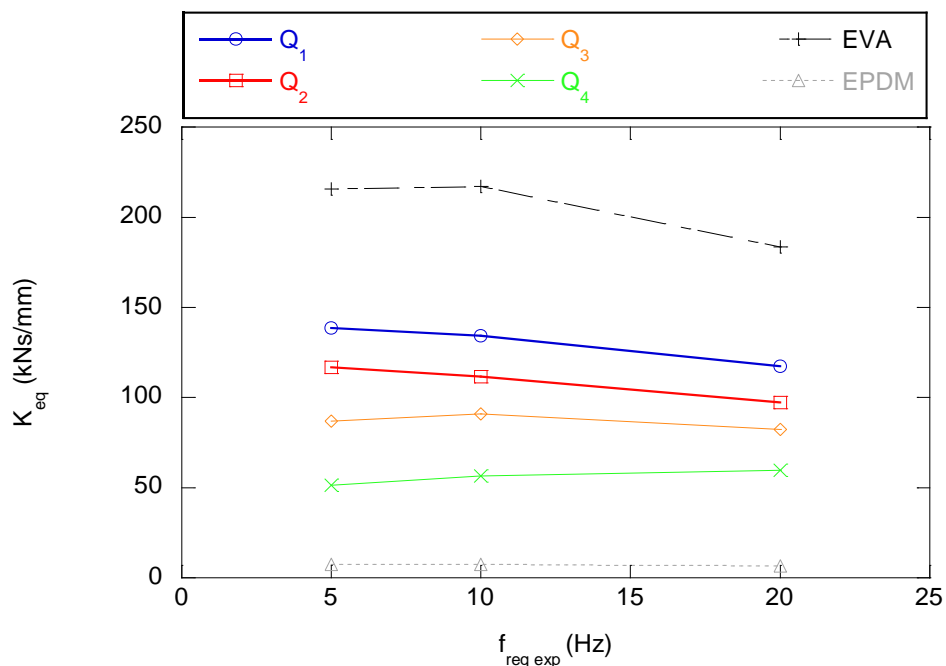


Figura 112. Evolución de la rigidez equivalente KV (K_{eq}) con la frecuencia experimental para las probetas ensayadas en la Fase IV experimental

Por el contrario, los valores de C_{eq} disminuyen ligeramente a medida que la frecuencia experimental aumenta. Para el caso de las muestras de cojín metálico, el amortiguamiento también disminuye con la densidad de las muestras fabricadas. En lo referente al EPDM, al tratarse de un material notablemente menos rígido que el resto, manifiesta valores de amortiguamiento sensiblemente inferiores al resto de los pads estudiados, ecuación (57), en tanto que $\tan(\delta_{real})$ toma valores comparables en todos los casos y la frecuencia y masa dinámica son comunes a todos ellos. Con la probeta de EVA, dada su elevada rigidez en comparación con el resto de las muestras, el efecto se invierte.

La representación del amortiguamiento equivalente frente a la frecuencia experimental, para las probetas ensayadas en la Fase IV, se muestra en la Figura 113.

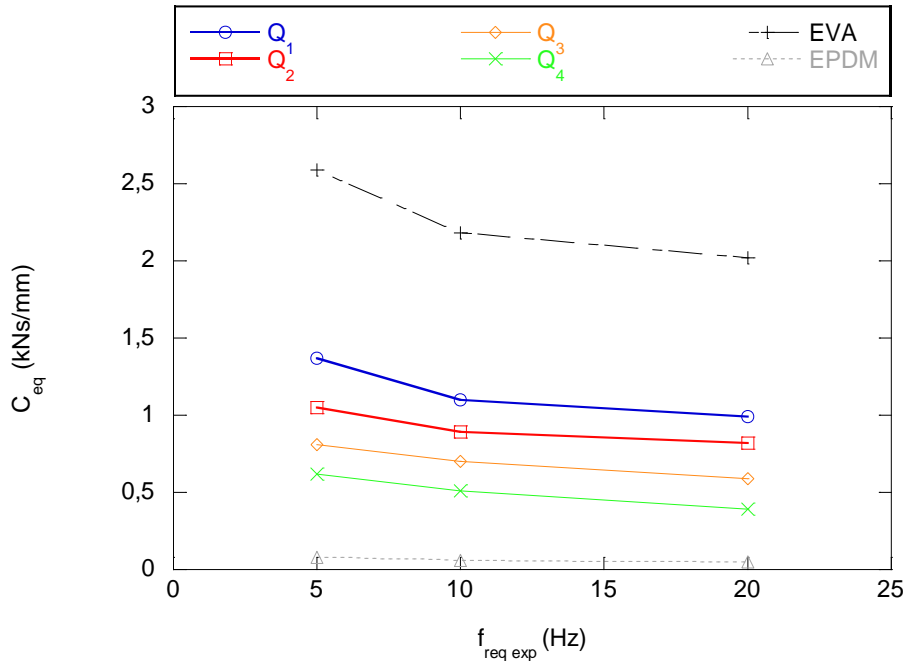


Figura 113. Evolución del amortiguamiento equivalente KV (C_{eq}) con la frecuencia experimental para las probetas ensayadas en la Fase IV experimental

Si se analiza el factor de amortiguamiento relativo, se comprueba que, en casi todos los casos toma valores $\zeta < 0.5$. Este parámetro es más homogéneo para todos los materiales, creciendo a medida que aumenta la frecuencia del ensayo. En lo referente al pad de EVA, a la frecuencia de 20 Hz se obtiene un valor atípico. Observando la Figura 120, se percibe una distorsión en los resultados debida al ruido experimental para este caso. El efecto del ruido se analiza en el apartado 4.5.5. En la Figura 114, se muestra una evolución del amortiguamiento relativo únicamente para el caso de las probetas Qi. Se aprecia una tendencia similar a la obtenida para el desfase de la señal del aplastamiento $x(t)$ respecto de la fuerza de excitación $f(t)$.

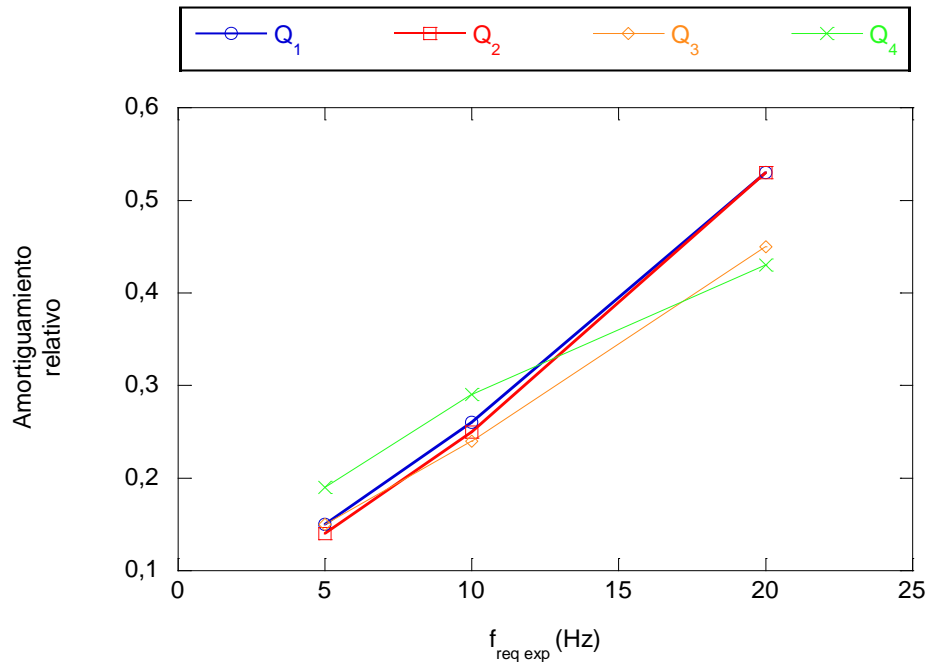


Figura 114. Amortiguamiento relativo ζ frente a la frecuencia para las muestras Q_i ensayadas en la Fase IV experimental

4.5.5. INFLUENCIA DEL RUIDO EN LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES

Al revisar las interpolaciones senoidales para las señales de fuerza y desplazamiento de la Figura 115 a la Figura 132, se puede ver que, a pesar del filtrado realizado por la plataforma de medición empleada, aún existe algo de ruido que no puede ser limpiado en la señal de desplazamiento registrada mediante los sensores LVDT. Este aspecto es especialmente pronunciado para el caso de la frecuencia de ensayo de 20 Hz: Figura 117, Figura 120, Figura 123, Figura 126, Figura 129 y Figura 132.

Esto repercute, también, en su representación, donde pueden verse los efectos del ruido sobre todo en las gráficas mostradas en: Figura 135, Figura 138, Figura 141, Figura 144, Figura 147 y Figura 150. Los datos registrados para el Q4 y el EVA en los ensayos a 20 Hz han demostrado ser atípicos debido a la alta distorsión de la señal obtenida, si bien para el resto de los casos entra dentro de un margen razonable.

CAPITULO 5: CONCLUSIONES

5. CONCLUSIONES

5.1. RESUMEN DEL TRABAJO REALIZADO

El trabajo desarrollado ha seguido una serie de pasos encaminados a optimizar el cumplimiento de los objetivos planteados en el proyecto investigador. El presente documento de Tesis Doctoral los describe detalladamente. Como parte del Capítulo de conclusiones, se recogen, a continuación, en forma de sumario:

- 1) Se ha realizado una investigación del Estado del Arte referente a las placas de asiento actualmente empleadas en las vías de ferrocarril. Los materiales, geometrías y características de las placas, los sistemas de sujeción donde se implementan, su principio de trabajo y la importancia de la placa de asiento para mejorar el comportamiento de la infraestructura se han analizado pormenorizadamente. En lo concerniente al comportamiento mecánico, se ha hecho hincapié en la influencia de la rigidez en el proceso de deterioro de la infraestructura ferroviaria, en la absorción de vibraciones y del ruido, así como en la prevención de fenómenos de desgaste del propio carril. Se ha valorado, además, el carácter amortiguador de las placas y la influencia de la precarga en su respuesta mecánica.

Con especial interés se han examinado los fenómenos de envejecimiento de mayor influencia en el deterioro de las placas de asiento, tales como la temperatura, la aplicación de cargas repetitivas y los factores ambientales, todos ellos determinantes a la hora de explicar la limitada durabilidad de estos componentes de vía.

Se han comparado los modelos de caracterización mecánica de las placas de asiento más empleados, como son el de Kelvin Voigt, Maxwell y Zener, junto con otros modelos alternativos.

- 2) Paralelamente se ha investigado el estado actual de la tecnología del cojín metálico antivibratorio, que es el elemento protagonista del presente proyecto de investigación. Esta solución amortiguadora, que se propone como alternativa al empleo de polímeros para la fabricación de placas de asiento, se ha analizado desde el punto de vista de su constitución material, estructura, geometría, método de fabricación y aplicaciones.

Se ha diferenciado entre su comportamiento mecánico en régimen estático y dinámico. Una vez más, la caracterización de la rigidez y del amortiguamiento del material se han considerado como objeto relevante para el estudio. Destaca, como punto clave, la fenomenología de contactos internos que hay detrás del comportamiento no lineal del cojín metálico.

- 3) Se ha llevado a cabo una comparativa entre los modelos de caracterización que se emplean para describir este comportamiento no lineal, remarcando, especialmente, los que describen la fricción seca entre filamentos en contacto.
- 4) Se ha comprobado la importancia de los factores de diseño más influyentes de cara a modificar las prestaciones mecánicas del cojín, como son el diámetro de hilo constitutivo, la densidad alcanzada tras la compresión en su conformado, su geometría y el factor de forma correspondiente.
- 5) Desde el punto de vista teórico, el presente trabajo se ha centrado en el empleo de un modelo de Kelvin Voigt como referencia para el estudio de la dinámica de funcionamiento de los materiales comparados en la investigación. El modelo se ha planteado mediante la exposición analítica y la formulación correspondiente a un sistema caracterizado por una masa dinámica que actúa sobre un medio amortiguador representado por un duplo resorte-amortiguador, ambos simulando la rigidez y el amortiguamiento equivalentes del material empleado como placa de asiento. La formulación desarrollada, se ha ampliado, posteriormente, al dominio de la frecuencia, lo que permite proponer la obtención de estos parámetros característicos por dos vías: una experimental basada en la lectura directa del desfase entre la fuerza dinámica ejercida sobre el amortiguador y su respuesta en desplazamiento/deflexión; y otra basada en el empleo de estimaciones energéticas y su correlación con el desfase teórico, siguiendo las indicaciones extraídas de la revisión bibliográfica [126].

- 6) Dentro del diseño de la metodología experimental, se ha acometido, también, un desarrollo del propio cojín metálico con la finalidad de ser propuesto como alternativa válida y mejorada respecto de los polímeros actualmente usados como materia prima en la confección de las placas de asiento. Para cumplir este objetivo, el estudio ha concatenado varias etapas sucesivas:
- a. En una primera fase, basándose en la normativa vigente, se ha comparado la rigidez estática y dinámica de las muestras de cojín metálico de tipo prismático frente a sus homólogos fabricadas con materiales estandarizados de naturaleza polimérica, sobre muestras extraídas directamente de placas de asiento comerciales (EVA, TPE, EPDM, TPU y NFU). La comprobación se ha realizado antes y después de un proceso de envejecimiento por fatiga. Con todo ello, se ha establecido una comparativa de los resultados para todos los materiales, incluyendo la evolución de su rigidez durante los mencionados ensayos de envejecimiento mecánico.
 - b. Se ha testado, también, el envejecimiento físico del cojín metálico mediante el empleo de cámara salina, según un experimento reglado que trata de analizar el comportamiento del material cuando se expone a unas condiciones de corrosión extremas.
 - c. Paralelamente, se ha ensayado eléctricamente el cojín con el objeto de analizar su capacidad de aislamiento. En este sentido, se ha valorado la incorporación de una fina lámina de poliamida que permita la superación de los requisitos de aislamiento exigidos por la normativa empleada como referencia en la investigación.
 - d. En una segunda fase experimental, se ha realizado el desarrollo de las muestras del cojín metálico con geometría cilíndrica. Se han propuesto nuevos patrones con diferentes densidades y diámetro de hilo constitutivo. Una vez más, las rigideces estática y dinámica se han estudiado para cada caso y se han discutido las mejoras encontradas en la respuesta mecánica del cojín gracias al incremento en la flexibilidad logrado con la modificación de dichos parámetros de diseño.

- e. En la tercera fase, se ha analizado el peso relativo de la influencia que tienen todos los factores de diseño: geometría, densidad, factor de forma y diámetro de hilo de fabricación. Para ello, se fabricaron varias muestras agrupadas en función de estos factores. Las rigideces estáticas y dinámicas, así como el endurecimiento dinámico, se han comparado para cada caso. Así mismo, se ha establecido un criterio de diseño basado en la densidad de fabricación de cada muestra de cara a lograr valores objetivos de rigidez y, en definitiva, un determinado comportamiento mecánico del cojín.
- f. La cuarta fase se ha centrado en el estudio de la capacidad disipativa del cojín metálico. En este caso, se ha planteado una comparación frente a los materiales poliméricos más cercanos en rigidez reconocidos tras la primera fase de la experimentación. Para ello, se ha optado por muestras con la geometría más favorable, en cuanto a rigidez, de entre todas las logradas en el desarrollo del cojín metálico hasta esta fase. Como resultado, se ha formulado específicamente un algoritmo matemático enfocado a procesar los resultados y a inferir la caracterización de las muestras según lo expuesto en el marco teórico respecto a la obtención de parámetros equivalentes de rigidez y amortiguamiento mediante el estudio de los ciclos dinámicos.
- 7) Finalmente, se analizan y discuten todos los resultados y desarrollos obtenidos para el cojín metálico, lo que ha permitido alcanzar numerosas conclusiones de importancia para el cierre de la investigación, las cuales se listan en los apartados sucesivos.

5.2. CONCLUSIONES GENERALES RELATIVAS AL COJÍN METÁLICO

En lo referente al uso del cojín metálico como alternativa a las soluciones convencionales de placas de asiento poliméricas, se destaca lo siguiente:

- Existen dos métodos de fabricación del cojín metálico; una de ellas parte de una estructura de espirales entrelazadas, mientras que, la otra, se conforma como un bloque de malla tricotada. La opción de uno u otro genera notables diferencias en la configuración interna del cojín y, por tanto, en su comportamiento mecánico.
- El cojín metálico manifiesta un excelente comportamiento frente a procesos de envejecimiento, tanto de naturaleza mecánica como medioambientales.
- En cuanto a la geometría, los cojines de planta circular y los de planta cuadrada son las alternativas de mejores prestaciones y de mayor facilidad de manufacturación.
- El cojín metálico se caracteriza por un comportamiento mecánico fuertemente no lineal, tanto en condiciones estáticas como dinámicas. Este comportamiento viene condicionado por las interacciones internas entre los diferentes filamentos de hilo empleado. Durante las etapas de carga y descarga existe una variación en el grado de compactación del cojín que aumenta o disminuye la proporción de unos tipos de contacto u otros (sin contacto, contacto deslizante, contacto solapado). La modificación en esa proporción de cada tipo de interacción, en base a la carga recibida por el cojín metálico, arroja unos valores de rigidez para cada grado de deflexión alcanzado.
- Los modelos que mejor describen los ciclos dinámicos del cojín son los basados en la descomposición del ciclo de histéresis, ya que separan el fenómeno de fricción seca entre filamentos de la disipación de energía de tipo ideal. No obstante, los ajustes más integrables, como es el caso de la propuesta de Kelvin Voigt, pueden representar ampliamente el ciclo dinámico del cojín.

- Los métodos de cálculo avanzado mediante elementos finitos no se pueden emplear para el estudio del macrocomportamiento del cojín en tanto que la aleatoriedad de la disposición interna de los filamentos metálicos y sus interacciones hacen muy difícil la caracterización partiendo de elementos homogéneos de tipo finito sometidos a un estado tensional continuo.

5.3. CONCLUSIONES DE LA INVESTIGACIÓN REALIZADA

Los resultados obtenidos tras la caracterización comparativa propuesta en esta investigación permiten formular las siguientes conclusiones:

- Los valores de la rigidez estática de las soluciones de cojín metálico estudiadas, si bien son ligeramente superiores a los recomendados en la bibliografía específica [3], se sitúan dentro del rango de los mostrados por el abanico de placas poliméricas actualmente disponibles en el mercado, elegidas para realizar la comparación. Concretando, los cojines metálicos prismáticos confeccionados con un filamento de acero inoxidable AISI 304 de diámetro 0,25 mm y densidad 2.62 g/cm³ exhiben una rigidez estática superior a las muestras comerciales fabricadas en TPE-M e inferior a las definidas con EVA.
- Las mismas conclusiones se extraen tras los ensayos de caracterización dinámica, para todas las frecuencias contempladas (5, 10 y 20 Hz).
- Tras someter a las muestras a un proceso de fatiga, se observa que, las más flexibles en los ensayos previos (EPDM y NFU), son las que manifiestan mayores valores de rigidización tras la aplicación de los ciclos de carga. Lo contrario ocurre con los menos flexibles (cojín metálico, TPE y EVA). El TPU queda en una situación intermedia.
- La resistencia eléctrica, determinada bajo las condiciones de las normativas de referencia empleadas en la investigación, no supera el valor límite de 5 kΩ cuando el cojín metálico se ensaya en contacto directo entre traviesa y carril.

- La interposición de una fina lámina de poliamida de 1.5 mm de espesor entre el cojín metálico y el carril incrementa la resistencia eléctrica hasta superar los límites exigidos por la normativa ferroviaria. Todo ello, sin introducir cambios significativos en la respuesta mecánica del prototipo modificado.
- Tras la exposición a un ambiente altamente corrosivo (250 horas en cámara de niebla salina) no se aprecian signos de ataque en los cojines metálicos. Cabe recordar que, para la confección de los mismos, se parte de un filamento de acero inoxidable AISI 304.
- A igualdad de densidad de compactación, el diámetro del filamento influye, notablemente, en la rigidez del cojín metálico. Así, para una densidad de 3.20 g/cm^3 , el utilizar un diámetro de 3 mm supone un aumento de la rigidez estática de un 70% y de la rigidez dinámica de un 62% respecto de decantarse por un diámetro de 5 mm.
- A igualdad de diámetro del filamento, un aumento en la densidad del cojín metálico induce mayores rigideces estática y dinámica. Para el caso de elegir un diámetro de 5 mm, con densidades entre 1.5 y 4.5 g/cm^3 , se obtiene un rango de rigideces estáticas de 250 a 650 kN/mm y de rigideces dinámicas de 500 a 1400 kN/mm.
- La comparativa llevada a cabo sobre cojines de geometría cilíndrica con factores de forma entre 0.77 y 0.93, concluye que este parámetro no presenta una gran influencia en las rigideces, tanto estática como dinámica, de las muestras caracterizadas (en todos los casos las diferencias son inferiores al 10%).
- Parecido comentario merece la influencia de variar la geometría del cojín de sección cuadrada a sección circular. De estas dos últimas conclusiones se desprende que, en estos aspectos, en la elección de la solución final debe pesar, en gran medida, la facilidad de manufacturación del elemento.

- Con diseños de geometría cilíndrica, se han conseguido alcanzar valores de las rigideces, tanto estática como dinámica, similares a los mostrados por las placas de asiento actualmente incorporadas a las sujeciones para la alta velocidad inyectadas con TPE-M y TPU.
- Una vez elegido el diámetro del filamento, se puede establecer un ajuste de tipo lineal entre la densidad de malla del cojín metálico y los valores de rigidez, estática y dinámica, del elemento.
- El comportamiento no lineal de los pads comparados (poliméricos y metálicos) condiciona el desfase δ registrado entre los valores de $f(t)$ y $x(t)$. Así, a medida que aumenta la frecuencia experimental, lo hace, también, el desfase δ obtenido entre ambas señales.
- La rigidez del cojín metálico no influye en los resultados del ratio de disipación energética E_d/E_a o el $\delta_{teórico}$ calculado entre la señal de fuerza senoidal aplicada $f(t)$ y el aplastamiento correspondiente $x(t)$.
- A pesar de que el EPDM es un material sensiblemente más blando que el cojín metálico, el ratio de disipación energética E_d/E_a se equipara a frecuencias más bajas e incluso disminuye con respecto al del cojín metálico en frecuencias más elevadas.
- Se ha obtenido una expresión que permite relacionar el valor del desfase real con el determinado teóricamente, según la ecuación (71):

$$\delta_{teórico\ corregido} = (0.0163f_{exp} + 0.949)\delta_{teórico}$$

- El modelo de Kelvin Voigt presenta un rango de validez condicionado por la frecuencia. El límite se establece cuando la influencia de la inercia conduce a una desestabilización del sistema debido a la aparición de una resonancia propia.

- El parámetro de rigidez equivalente K_{eq} obtenido para el modelo equivalente KV no tiene gran dependencia con la frecuencia experimental. Por el contrario, los valores de C_{eq} disminuyen a medida la frecuencia experimental aumenta. Para el caso de las muestras de cojín, el amortiguamiento también disminuye con la densidad de las muestras fabricadas.

5.4. PROPUESTA DE CARACTERIZACIÓN NORMALIZADA

Los actuales procedimientos de caracterización dinámica de las placas de asiento implican un cálculo de la rigidez equivalente basado en la toma experimental de únicamente dos puntos de la curva de carga, sin contemplar todo el ciclo dinámico, ni la valiosa información del comportamiento mecánico de la muestra analizada, fácilmente deducible del mismo, lo que implica, además, que los valores de rigidez característica varíen sustancialmente para las diferentes frecuencias de ensayo.

Se propone la siguiente metodología para la mejora del procedimiento de caracterización de la rigidez de las placas de asiento en base a los ensayos estandarizados:

- 1) Cálculo de la energía almacenada de forma elástica y de la disipada en el ciclo dinámico mediante la aproximación numérica de las áreas representativas del ciclo $f(t) - x(t)$ obtenido de forma experimental para cada frecuencia de ensayo.
- 2) Aplicación de la fórmula (60) para calcular el desfase teórico ($\delta_{teórico}$) de la señal $x(t)$ frente a $f(t)$ para cada frecuencia de ensayo.
- 3) Aplicación de la aproximación (71) como forma de obtener el desfase real que tenga en cuenta las implicaciones inerciales derivadas de la existencia de una masa dinámica experimental ($\delta_{teórico}$) para cada frecuencia de ensayo.
- 4) Cálculo de la rigidez equivalente para cada frecuencia de ensayo mediante (59) y, a través del promedio de todos los valores, la obtención de la K_{eq} característica del material.

5.5. LINEAS DE INVESTIGACION Y TRABAJO APLICADO PROPUESTOS

La presente investigación pone de manifiesto la posibilidad, y la necesidad, de desarrollar nuevos materiales enfocados a mejorar las capacidades mecánicas de las placas de asiento de ferrocarril ante las exigentes condiciones de servicio a las que se ven sometidas actualmente, en especial en zonas frías del planeta o aquellas expuestas a altas variaciones térmicas y condiciones de corrosión exigentes, como la recientemente instalada en la línea de Alta Velocidad de Medina a La Meca.

Dados los prometedores resultados alcanzados en la propuesta del cojín metálico como alternativa, su buena resistencia a los fenómenos de envejecimiento por carga repetitiva, así como su destacable comportamiento frente a factores ambientales agresivos, se abren nuevas posibilidades para la potencial implantación de este material en otras partes de la infraestructura ferroviaria.

Sería consecuente con la finalización de esta investigación y el cierre de sus objetivos el proponer un nuevo proyecto de investigación enfocado al logro de un prototipo de placa de asiento basado en los desarrollos de cojín metálico aquí obtenidos. Supondría un extenso trabajo enfocado a generar un elemento válido para los actuales sistemas de sujeción e incluso proponer cambios en el diseño de estos que permitan un mejor reparto de las cargas en el punto de contacto entre la vía y la traviesa, incorporando las ventajas resistentes que ofrece el cojín metálico como elemento amortiguador.

Este estudio deberá completarse mediante un análisis de la superestructura de vía a través de un modelo de simulación EF, que permita tener en cuenta el cojín metálico amortiguador como placa de asiento mediante la introducción de sus parámetros equivalentes C_{eq} y K_{eq} , estudiando la respuesta global del conjunto de vía.

Paralelamente, debe acometerse un estudio económico que enfrente el coste de una nueva placa de asiento basada en pads de cojín metálico con los actuales productos comerciales existentes.

A raíz de lo anterior se hace necesario analizar la minoración de costes que el cojín metálico va a conllevar en cuanto al mantenimiento de las vías, cuando se compare con la necesidad de sustitución periódica que implican los materiales poliméricos y la influencia de los factores ambientales en la comparación económica de ambas soluciones para la manutención ferroviaria.

6. BIBLIOGRAFÍA

- [1] E. Kim, S. C. Yang, and S. Y. Jang, "Investigation and Prediction of Stiffness Increase of Resilient Rail Pad due to Train and Environmental Load in High-Speed Railway" in Joint Rail Conference, 2015.
- [2] D. Álvarez and P. Luque, "Ferrocarriles: ingeniería e infraestructura de los transportes". Oviedo: Universidad de Oviedo, 2003.
- [3] A. Lopez Pita, "La rigidez vertical de la vía y el deterioro de las líneas de alta velocidad" Rev. Obras Públicas, vol. 148, nº 3415, pp. 7–26, 2001.
- [4] T. Dahlberg, "Railway track stiffness variations - consequences and countermeasures" Int. J. Civ. Eng., vol. 8, nº 1, pp. 1–12, 2010.
- [5] P. F. Teixeira, F. Robuste, and A. Lo, "High speed and track deterioration : the role of vertical stiffness of the track" Proc. Inst. Mech. Eng. Part F J. Rail Rapid Transit, vol. 218, nº 1, pp. 31–40, 2004.
- [6] R. Bajaram, "Dynamic response of elastic fastenings" Rail Int. Railw. Congr. Assoc., vol. 17, nº 6, pp. 29–36, 1986.
- [7] K. Giannakos, "Influence of Rail Pad Stiffness on Track Stressing, Life-Cycle and Noise Emission" in Second International Conference on Sustainable Construction Materials and Technologies, 2010.
- [8] G. X. Chen, W. J. Qian, J. L. Mo, and M. H. Zhu, "Influence of the rail pad stiffness on the occurrence propensity of rail corrugation" J. Vib. Eng. Technol., vol. 4, nº 5, pp. 455–458, 2016.
- [9] J. I. Egana, J. Vinolas, and M. Seco, "Investigation of the influence of rail pad stiffness on rail corrugation on a transit system" Wear, vol. 261, nº 2, pp. 216–224, Jul. 2006.
- [10] N. Vincent, P. Bouvet, D. J. Thompson, and P. E. Gautier, "Theoretical Optimization of Track Components To Reduce Rolling Noise" J. Sound Vib., vol. 193, nº 1, pp. 161–171, 1996.
- [11] T. X. Wu and D. J. Thompson, "The effects on railway rolling noise of wave reflections in the rail and support stiffening due to the presence of multiple wheels" Appl. Acoust., vol. 62, nº 11, pp. 1249–1266, 2001.
- [12] I. A. Carrascal, "Atenuación frente a impacto en sistemas de sujeción ferroviaria de alta velocidad" An. Mecánica la Fract. 2, 2011.
- [13] S. Kaewunruen, A. M. Remennikov, "Sensitivity analysis of free vibration characteristics of an in situ railway concrete sleeper to variations of rail pad parameters" J. Sound Vib., vol. 298, nº 1–2, pp. 453–461, Nov. 2006.

- [14] S. Kaewunruen, A. M. Remennikov, "Monitoring structural degradation of rail pads in laboratory using impact excitation technique" 1st Int. Conf. Struct. Cond. Assessment, Monit. Improv., 2005.
- [15] F. Gutiérrez-Solana, I. A. Carrascal, J. A. Casado, S. Diego, J. A. Polanco, "Efecto del envejecimiento de placas de asiento de carril inyectadas con TPE en la elasticidad de la vía para Alta Velocidad" in 31th Meeting of the Spanish Group of Crack, 2010.
- [16] T. Sawada and M. Watanabe, "Investigation on the durability of test rail pads by the field and quality tests" Railw. Tech. Res. Institute/Tetsudo Gijutsu Kenkyujo, vol. 20, nº 1, p. 26, 1979.
- [17] I. A. Carrascal, "Optimization and analysis of the performance of clamping systems for Spanish high speed railways" Universidad de Cantabria, 2006.
- [18] I. A. Carrascal, J. A. Casado, S. Diego, J. A. Polanco, A. Pérez, J. J. Martín, "Placa elástica de asiento metálica para alta velocidad" in X Jornadas Internacionales de Ingeniería para Alta Velocidad, 2016, p. 18.
- [19] J. A. Casado, I. A. Carrascal, J. A. Polanco, and F. Gutiérrez-Solana, "Fatigue failure of short glass fibre reinforced PA 6.6 structural pieces for railway track fasteners" Eng. Fail. Anal., vol. 13, nº 2 SPEC. ISS., pp. 182–197, 2006.
- [20] B. A. Pålsson and J. C. O. Nielsen, "Dynamic vehicle–track interaction in switches and crossings and the influence of rail pad stiffness – field measurements and validation of a simulation model" Veh. Syst. Dyn., vol. 53, nº 6, pp. 734–755, Jun. 2015.
- [21] Andrés Lopéz-Pita, "Infraestructuras ferroviarias". EDICIONES UPC, 2006.
- [22] S. Zhu, C. Cai, Z. Luo, and Z. Liao, "A frequency and amplitude dependent model of rail pads for the dynamic analysis of train-track interaction" Sci. China Technol. Sci., vol. 58, nº 2, pp. 191–201, Feb. 2015.
- [23] R. Ferrara, G. Leonardi, and F. Jourdan, "A contact-area model for rail-pads connections in 2-D simulations: sensitivity analysis of train-induced vibrations" Veh. Syst. Dyn., vol. 51, nº 9, pp. 1342–1362, 2013.
- [24] M. Sol-Sánchez, F. Moreno-Navarro, and M. C. Rubio-Gámez, "Viability analysis of deconstructed tires as material for rail pads in high-speed railways" Mater. Des., vol. 64, pp. 407–414, 2014.
- [25] ADIF, "Vía. Especificación Técnica. ET 03.360.570.0. Placas elásticas de asiento para sujeción VM. 1ª Edición" 2005.
- [26] M. Sol-Sánchez, F. Moreno-Navarro, and M. C. Rubio-Gámez, "The use of elastic elements in railway tracks: A state of the art review" Constr. Build. Mater., vol. 7, nº 8, pp. 5903–5919, 2014.
- [27] ADIF, "Mantenimiento de infraestructura de RENFE: N. R. V. 3-2-1.0. Sujeciones de carriles. Sujeción elástica R.N. 1ª Edición"
- [28] ADIF, "Mantenimiento de infraestructura de RENFE: N. R. V. 3-2-1.1. Sujeciones de carriles. Sujeción elástica P-2. 1ª Edición"

- [29] ADIF, "Mantenimiento de infraestructura de RENFE: N. R. V. 3-2-1.3. Sujeciones de carriles. Sujeción elástica J-2. 1ª Edición"
- [30] ADIF, "Mantenimiento de infraestructura de RENFE: N. R. V. 3-2-1.2. Sujeciones de carriles. Sujeción elástica NABLA. 1ª Edición"
- [31] Anon, "Natural rubber rail pads prove their worth" *Rubber Dev.*, vol. 41, nº 3, pp. 67–73, 1988.
- [32] ADIF, "Mantenimiento de infraestructura de RENFE: N. R. V. 3-2-3.0. Sujeciones de carriles. Sujeción elástica PANDROL. 1ª Edición"
- [33] ADIF, "Mantenimiento de infraestructura de RENFE: N. R. V. 3-2-2.0. Sujeciones de carriles. Sujeción elástica H.M. 1ª Edición"
- [34] D. J. Thompson And N. Vincent, "Track Dynamic Behaviour at High Frequencies. Part 1: Theoretical Models and Laboratory Measurements" *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 24, nº sup1, pp. 86–99, 1995.
- [35] S. Kaewunruen and A. M. Remennikov, "An alternative rail pad tester for measuring dynamic properties of rail pads under large preloads" in *Proceedings of the Society for Experimental Mechanics, Inc.*, 2008, vol. 65, nº 1, pp. 55–64.
- [36] S. Kaewunruen and a. M. Remennikov, "State dependent properties of rail pads" *Inst. Eng. Aust.*, vol. 12, nº 1, pp. 17–24, 2009.
- [37] S. G. Kelly, "Fundamentals of Mechanical Vibrations". McGraw-Hill Higher Education, 2000.
- [38] S. L. Grassie, "Resilient Railpads: Their Dynamic Behaviour in the Laboratory and on Track" *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F J. Rail Rapid Transit*, vol. 203, nº 1, pp. 25–32, Jan. 1989.
- [39] K. Knothe And S. L. Grassie, "Modelling of Railway Track and Vehicle/Track Interaction at High Frequencies" *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 22, nº 3–4, pp. 209–262, Jan. 1993.
- [40] G. Kumaran, D. Menon, and K. K. Nair, "Dynamic studies of railtrack sleepers in a track structure system" *J. Sound Vib.*, vol. 268, nº 3, pp. 485–501, 2003.
- [41] N. Vincent and D. J. Thompson, "Track Dynamic Behaviour at High Frequencies. Part 2: Experimental Results and Comparisons with Theory" *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 24, nº sup1, pp. 100–114, 1995.
- [42] AEA Technology Rail, "Review of the effect of track stiffness on track performance" Report T372, Rail Safety & Standards Board, February 2005.
- [43] K. Wei, P. Zhang, and P. Wang, "Influence of amplitude- and frequency-dependent stiffness of rail pads on the frequency-domain random vibration of vehicle-track coupled system" *Gongcheng Lixue/Engineering Mech.*, vol. 34, nº 4, pp. 108–115, 2017.
- [44] Å. Fenander, "Frequency dependent stiffness and damping of railpads" *J. Rail Rapid Transit*, vol. 211, nº 1, pp. 51–62, 1997.
- [45] D. J. Thompson, C. J. C. Jones, T. Wu X, and G. De France, "The influence of the non-linear stiffness behaviour of rail pads on the track component of rolling noise" *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F J. Rail Rapid Transit*, vol. 213, nº 4, pp. 233–241, Jul. 1999.

- [46] S. Zhu, C. Cai, and P. D. Spanos, "A nonlinear and fractional derivative viscoelastic model for rail pads in the dynamic analysis of coupled vehicle-slab track systems" *J. Sound Vib.*, vol. 335, pp. 304–320, 2015.
- [47] T. L. E. Dahlberg, "On the use of under-sleeper pads in tracks with varying track stiffness" in *Proceedings - 9th International Heavy Haul Conference: "Heavy Haul and Innovation Development"* Shanghai, 2009, pp. 293–299.
- [48] AEN/CTN 25 - Aplicaciones Ferroviarias, "UNE-EN 13146-9:2011+A1:2012 - Aplicaciones ferroviarias. Vía. Métodos de ensayo de los sistemas de fijación. Parte 9: Determinación de la rigidez" AENOR, 2012.
- [49] ADIF, "Especificación Técnica 03.360.592.4. 1ª Edición (Placas de asiento)" 2011.
- [50] A. Gomes Correia and J. Cunha, "Analysis of nonlinear soil modelling in the subgrade and rail track responses under HST" *Transp. Geotech.*, vol. 1, nº 4, pp. 147–156, 2014.
- [51] W. S. Günther Leykauf, "Untersuchungen Und Erfahrungen Mit Besohlenen Schwellen" *El - Der Eisenbahningenieur*, vol. 55, nº 6, pp. 8–12, 14–16, 2004.
- [52] S. L. Grassie, "Dynamic Modelling of Concrete Railway Sleepers" *J. Sound Vib.*, vol. 187, nº 5, pp. 799–813, 1995.
- [53] H. Ilias, "The influence of railpad stiffness on wheelset/track interaction and corrugation growth" *J. Sound Vib.*, vol. 227, nº 5, pp. 935–948, 1999.
- [54] D. Thompson, "Railway Noise and Vibration", Elsevier Science, 1st Edition. 2008.
- [55] T. X. Wu, "On the railway track dynamics with rail vibration absorber for noise reduction" *J. Sound Vib.*, vol. 309, nº 3–5, pp. 739–755, 2008.
- [56] D. J. Thompson, W. J. van Vliet, and J. W. Verheij, "Developments of the Indirect Method for Measuring the High Frequency Dynamic Stiffness of Resilient Elements" *J. Sound Vib.*, vol. 213, nº 1, pp. 169–188, 1998.
- [57] K. Wei, P. Zhang, Y. Liang, and P. Wang, "Study on vertical natural vibrations of steel rail considering frequency-dependent stiffness of rail pads" *J. China Railw. Soc.*, vol. 38, nº 6, pp. 79–85, Jun. 2016.
- [58] K. Wei, P. Wang, F. Yang, and J. Xiao, "Influence of frequency-dependent dynamic parameters of rail pads on environmental vibration induced by subways in a tunnel" *Transp. Res. Rec.*, vol. 2476, nº 1, pp. 8–14, Jan. 2015.
- [59] Å. Fenander, "Modelling Stiffness and Damping by Use of Fractional Calculus with Application to Railpads". Chalmers University of Technology, 1997.
- [60] A. M. Remennikov and S. Kaewunruen, "Determination of Dynamic Properties of Rail Pads Using an Instrumented Hammer" *Acoust. Aust.*, vol. 33, nº 2, pp. 63–67, 2005.
- [61] J. Zand Van't, "Assessment of dynamic characteristics of rail pads" *Railw. Eng. Int.*, vol. 23, nº 4, pp. 15–17, 1993.

- [62] K. Wei, P. Wang, F. Yang, and J. Xiao, "Influence of frequency-dependent dynamic parameters of rail pads on environmental vibration induced by subways in a tunnel" *Transp. Res. Rec.*, vol. 2476, nº 1, pp. 8–14, Jan. 2015.
- [63] K. Wei, F. Yang, P. Wang, and J. Xiao, "Effect of frequency-dependent damping of rail pad on environment vibration of subway tunnel" *Zhongguo Tiedao Kexue/China Railw. Sci.*, vol. 36, nº 3, 2015.
- [64] D. Thompson and J. Verheij, "The dynamic behaviour of rail fasteners at high frequencies" *Appl. Acoust.*, vol. 52, nº 1, pp. 1–17, Sep. 1997.
- [65] I. A. Carrascal, J. A. Casado, J. A. Polanco, and F. Gutiérrez-Solana, "Dynamic behaviour of railway fastening setting pads" *Eng. Fail. Anal.*, vol. 14, nº 2, pp. 364–373, 2007.
- [66] A. M. Remennikov and S. Kaewunruen, "Laboratory measurements of dynamic properties of rail pads subjected to incremental preloads" *19th Australas. Conf. Mech. Struct. Mater.*, pp. 319–324, 2007.
- [67] S. Kaewunruen and A. M. Remennikov, "Response and prediction of dynamic characteristics of worn rail pads under static preloads" *Proc. 14th Int. Congr. Sound Vib.*, nº July, pp. 9–12, 2007.
- [68] K. Wei, P. Zhang, Y. Dou, P. Wang, and C. Zhou, "Experimental study on temperature-dependent mechanical property of rail pads used in non-ballasted track of high-speed railway" *Tiedao Xuebao/Journal China Railw. Soc.*, vol. 38, nº 7, pp. 98–104, 2016.
- [69] K. Wei, C. Zhou, P. Wang, and P. Zhang, "Influence of temperature-dependent stiffness of rail pads on the frequency-domain random vibration of vehicle-track coupled system" *Tiedao Xuebao/Journal China Railw. Soc.*, vol. 38, nº 1, pp. 111–116, 2016.
- [70] I. A. Carrascal, J. A. Casado, J. A. Polanco, and F. Gutiérrez-Solana, "Comportamiento dinámico de placas de asiento de sujeción de vía de ferrocarril" *Anales. Mec. Fract.*, vol. 22, pp. 372–377, 2005.
- [71] A. M. Remennikov, S. Kaewunruen, and K. Ikaunieks, "Deterioration of Dynamic Rail Pad Characteristics" *Conf. Railw. Eng.*, nº May, pp. 173–179, 2006.
- [72] M. Sol-Sánchez, F. Moreno-Navarro, and M. C. Rubio-Gámez, "The use of deconstructed tire rail pads in railroad tracks: Impact of pad thickness" *Mater. Des.*, vol. 58, pp. 198–203, 2014.
- [73] K. Knothe, M. Yu, and H. Ilias, "Measurement and Modelling of Resilient Rubber Rail-Pads" in *System Dynamics and Long-Term Behaviour of Railway Vehicles, Track and Subgrade*, K. Popp and W. Schiehlen, Eds. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2003, pp. 265–274.
- [74] S. Bruni and A. Collina, "Modelling the Viscoelastic Behaviour of Elastomeric Components: An Application to the Simulation of Train-Track Interaction" *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 34, nº 4, pp. 283–301, 2000.
- [75] J. Maes, H. Sol, and P. Guillaume, "Measurements of the dynamic railpad properties" *J. Sound Vib.*, vol. 293, nº 3–5, pp. 557–565, 2006.

- [76] M. M. Sjöberg and L. Kari, "Non-Linear Behavior of a Rubber Isolator System Using Fractional Derivatives" *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 37, nº 3, pp. 217–236, 2002.
- [77] D. Zhang, F. Scarpa, Y. Ma, K. Boba, J. Hong, and H. Lu, "Compression mechanics of nickel-based superalloy metal rubber" *Mater. Sci. Eng. A*, vol. 580, pp. 305–312, Sep. 2013.
- [78] Y.-B. Lee, C. H. Kim, T. H. Kim, and T. Y. Kim, "Effects of Mesh Density on Static Load Performance of Metal Mesh Gas Foil Bearings" *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 134, nº 1, p. 012502, 2012.
- [79] H. Zuo, Y. H. Chen, H. B. Bai, and H. Sun, "The Compression Deformation Mechanism of a Metallic Rubber" *Int. J. Mech. Mater. Des.*, vol. 2, nº 3–4, pp. 269–277, Sep. 2005.
- [80] Y. Ma, Q. Zhang, D. Zhang, F. Scarpa, B. Liu, and J. Hong, "Tuning the vibration of a rotor with shape memory alloy metal rubber supports" *J. Sound Vib.*, vol. 351, pp. 1–16, Sep. 2015.
- [81] Y. Ma, H. Zhu, D. Zhang, B. Liu, and J. Hong, "Experimental investigation on shape memory alloy metal rubber" *Sci. China Technol. Sci.*, vol. 56, nº 8, pp. 1949–1955, Aug. 2013.
- [82] Y. Ma, Q. Zhang, D. Zhang, F. Scarpa, B. Liu, and J. Hong, "A novel smart rotor support with shape memory alloy metal rubber for high temperatures and variable amplitude vibrations" *Smart Mater. Struct.*, vol. 23, nº 12, p. 125016, Dec. 2014.
- [83] Y. Ma, Q. Zhang, D. Zhang, F. Scarpa, B. Liu, and J. Hong, "The mechanics of shape memory alloy metal rubber" *Acta Mater.*, vol. 96, pp. 89–100, Sep. 2015.
- [84] S.-H. Youn, Y.-S. Jang, and J.-H. Han, "Development of a three-axis hybrid mesh isolator using the pseudoelasticity of a shape memory alloy" *Smart Mater. Struct.*, vol. 20, nº 7, p. 075017, 2011.
- [85] D. E. Chegodaev, "Design of metal rubber components" *Press Natl. Def. Ind.*, pp. 2–12, 2000.
- [86] Y. Yang, J. Y. Tian, S. Zhang, and C. G. Zhang, "Theoretical Model Research of Metal Rubber Material" *Adv. Mater. Res.*, vol. 750–752, pp. 2183–2186, 2013.
- [87] H. R. Hao, H. B. Bai, and D. W. Li, "Research on Hysteretic Phenomenon of Metal Rubber" *Appl. Mech. Mater.*, vol. 130–134, pp. 1070–1074, Oct. 2011.
- [88] H. Yan, H. Y. Jiang, W. J. Liu, and Y. H. Xia, "Experimental study of anti-shock performance of metal rubber material used in aircraft" *J. Funct. Mater.*, vol. 40, nº 7, pp. 1127–1129, Jul. 2009.
- [89] Y. Ma, D. Gao, D. Zhang, and J. Hong, "Compressive and dissipative behavior of metal rubber under constraints" *Phys. status solidi*, vol. 252, nº 7, pp. 1675–1681, Jul. 2015.
- [90] Y. Ma, Q. Zhang, D. Zhang, H. Zhu, H. Lu, and J. Hong, "Failure criterion and durability characteristics of metal rubber under static compression load" *J. Beijing Univ. Aeronaut. Astronaut.*, vol. 42, nº 2, pp. 227–235, Feb. 2016.
- [91] J. Hong, L. Chen, Y. Ma, G. R. Tomlinson, and J. A. Rongong, "Hysteretic properties of metal rubber particles" *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci.*, vol. 227, nº 4, pp. 693–702, Apr. 2013.

- [92] H. Ao, H. Jiang, and a M. Ulanov, "Dry friction damping characteristics of a metallic rubber isolator under two-dimensional loading processes" *Model. Simul. Mater. Sci. Eng.*, vol. 13, nº 4, pp. 609–620, 2005.
- [93] P. Liu, G. He, and L. H. Wu, "Fabrication of sintered steel wire mesh and its compressive properties" *Mater. Sci. Eng. A*, vol. 489, nº 1–2, pp. 21–28, 2008.
- [94] L. Y. Jiang Hongyuan, Ao Hongrui, Xia Yuhong, Wang Shuguo, Lü Kefa, "Research on manufacturing technology and application of metal rubber" *Mod. Manuf. Eng.*, nº 8, pp. 35–36, 2001.
- [95] M. Huang, X. Dong, and G. Liu, "3D Modeling of the preparation process of metal rubber material" *Int. J. Miner. Metall. Mater.*, vol. 17, nº 1, pp. 75–79, 2010.
- [96] Auguste-Eugene-Louis Condette, "Metal cushion for automobiles" FR493904A, 1918.
- [97] U. P. Paul, "Metal cushion for hose or pipe clamps" US2987284A, 1959.
- [98] A. Mahjoub, "System damped metal cushion suspension and damper suspension member for such a system FR2695696A1" 1992.
- [99] M. Zarzour and J. Vance, "Experimental Evaluation of a Metal Mesh Bearing Damper" *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 122, nº 2, p. 326, 2000.
- [100] M. Yanhong, L. Zhichao, W. Hong, Z. Dayi, and H. Jie, "Theoretical and experimental steady-state rotordynamics of an adaptive Air Film Damper with Metal Rubber" *J. Sound Vib.*, vol. 332, nº 22, pp. 5710–5726, Oct. 2013.
- [101] K. Zhang, Y. Zhou, and J. Jiang, "Experimental Study and Dynamic Modeling of Metal Rubber Isolating Bearing" *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 103, nº 7, p. 012048, Dec. 2015.
- [102] B. H. Ertas, E. Al-Khateeb, and J. M. Vance, "Rotordynamic Bearing Dampers for Cryogenic Rocket Engine Turbopumps" *J. Propuls. Power*, vol. 19, nº 4, pp. 674–682, Jul. 2003.
- [103] A. M. Ulanov and S. A. Bezborodov, "Calculation Method of Pipeline Vibration with Damping Supports Made of the MR Material" *Procedia Eng.*, vol. 150, pp. 101–106, 2016.
- [104] L. San Andrés, T. A. Chirathadam, and T.-H. Kim, "Measurement of Structural Stiffness and Damping Coefficients in a Metal Mesh Foil Bearing" *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 132, nº 3, p. 032503, 2010.
- [105] W. Yu, L. Zhijun, L. Baolin, and G. Mingshuai, "Stiffness characteristic comparison between metal-rubber and rubber isolator under sonic vibration" *J. Vibroengineering*, vol. 16, nº 2, pp. 645–655, 2014.
- [106] M. A. Salim, A. Putra, D. Thompson, N. Ahmad, and M. A. Abdullah, "Transmissibility of a Laminated Rubber-Metal Spring: A Preliminary Study" *Appl. Mech. Mater.*, vol. 393, pp. 661–665, 2013.
- [107] Q. W. ZHOU Yan-guo, "Several Practical Approaches for Nonlinear Dynamic Modeling of Metal Rubber" *Noise Vib. Control*, 2013.

- [108] S. X. JIN Ming, XUE Qian-guang, TIAN Li-qiang, "Experimental Study on Vibration and Shock Characteristics of Metal Rubber Damper" *Electron. Prod. Reliab. Environ. Test.*, 2012.
- [109] H. Yan, W.-J. Zhang, H.-Y. Jiang, and L. Chen, "Energy dissipation of a ring-like metal rubber isolator" *Chinese Phys. B*, vol. 23, nº 4, p. 040702, Apr. 2014.
- [110] H. Wang, J. A. Rongong, G. R. Tomlinson, and J. Hong, "Nonlinear Static and Dynamic Properties of Metal Rubber Dampers" in *ASME & GT*, pp. 1301–1316, 2008.
- [111] M. E. I. Xiao-long, Z. Jun-sheng, and Z. Bao-cheng, "Effect of Compressed Length on the Stiffness of Metal Rubber Vibration Absorber" *Noise Vib. Control*, vol. 33, nº 1, pp. 204–207, 2013.
- [112] F. L. Cao, H. B. Bai, Z. B. He, and G. Q. Ren, "A Hysteresis Restoring Force Model of Disc-Shaped Metal Rubber Isolation Component" *Appl. Mech. Mater.*, vol. 271–272, nº part 1, pp. 186–189, Dec. 2012.
- [113] J. F. Hou, H. B. Bai, and D. W. Li, "Damping capacity measurement of elastic porous wire-mesh material in wide temperature range" *J. Mater. Process. Technol.*, vol. 206, nº 1–3, pp. 412–418, Sep. 2008.
- [114] B. F. Feeny and F. C. Moon, "Empirical dry-friction modeling in a forced oscillator using chaos" *Nonlinear Dyn.*, vol. 47, nº 1–3, pp. 129–141, Dec. 2006.
- [115] C. J. Zhao Yagebai, "Shear mechanical properties of stainless steel metal rubber under actions of static and dynamic loads" *J. Northeast For. Univ.*, p. 29(8);96-100, 2011.
- [116] Z. H. Yang Chun-Xiang, Zhou Yi, "Research on Dynamic Performance of Metal Rubber Damper" *Acta Aeronaut. Astronaut. Sin.*, 2006.
- [117] H. Z. Cheng, P. Wang, and G. P. Zou, "Research on Static Mechanical Properties of Metal Rubber by Wire Mesh" *Appl. Mech. Mater.*, vol. 633–634, pp. 238–241, 2014.
- [118] A. M. Ulanov, "Constants of Metal Rubber Material" *Mod. Appl. Sci.*, vol. 8, nº 5, pp. 216–223, 2014.
- [119] K. Chandrasekhar, J. A. Rongong, and E. J. Cross, "Frequency and amplitude dependent behaviour of tangled metal wire dampers" *Proc. ISMA2014 Incl. USD2014*, 2014.
- [120] H. R. Ao, Q. X. Meng, H. Y. Jiang, and A. M. Ulanov, "Effects of preloading of metal rubber elements on its dry friction damping characteristics" *Mater. Sci. Technol.*, vol. 13, nº 3, pp. 225–227, Jun. 2005.
- [121] H. Jiang, Y. Xia, G. Li, H. Ao, A. M. Ulanov, and U. K. Ponomarev, "Calculation of damping characteristics of ring-like metal rubber isolator" *Lubr. Eng.*, nº 6, pp. 1–4, Nov. 2004.
- [122] B. Ertas, H. Luo, D. Hallman, I. Introduction, L. Scientist, and S. Scientist, "Dynamic Characteristics of Shape Memory Alloy Metal Mesh Dampers" *Am. Inst. Aeronaut. Astronaut.*, nº May, pp. 1–8, 2009.
- [123] L. Yuyan, H. Xieqing, and M. Wenxiong, "A Theoretical Model and Experimental Investigation of a Nonlinear Constitutive Equation for Elastic Porous Metal Rubbers" *Mech. Compos. Mater.*, vol. 41, nº 4, pp. 303–312, Jul. 2005.

- [124] Z. Meng, Z. Xiao-rui, and Z. Zhen-san, "Artificial Neural Network for the Design of Metal Rubber" in 2009 Third International Symposium on Intelligent Information Technology Application, 2009, pp. 649–652.
- [125] A. M. Y. Xia Yu-Hong, Jiang Hong-Yuan, Wei Hao-Dong, Yan Hui, "Shock protection characteristics of metal rubber isolators" *J. Vib. Shock*, 2009.
- [126] I. A. Carrascal, A. Pérez, J. A. Casado, S. Diego, J. A. Polanco D. Ferreño, J. J. Martín., "Experimental study of metal cushion pads for high speed railways" *Constr. Build. Mater.*, vol. 182, pp. 273–283, 2018.
- [127] F. L. Cao, H. B. Bai, J. C. Yang, and G. Q. Ren, "Analysis on Fatigue Damage of Metal Rubber Vibration Isolator" *Adv. Mater. Res.*, vol. 490–495, pp. 162–165, Mar. 2012.
- [128] Y. Chen, H. B. Bai, and C. H. Lu, "Research on Electrical Characteristics of Metal Rubber" *Adv. Mater. Res.*, vol. 998–999, pp. 87–90, Jul. 2014.
- [129] A. Johansson, J. C. O. Nielsen, R. Bolmsvik, A. Karlström, and R. Lundén, "Under sleeper pads-Influence on dynamic train-track interaction" *Wear*, vol. 265, nº 9–10, pp. 1479–1487, 2008.
- [130] AENOR, "UNE-EN 13146-9+A1. Railway applications. Track. Test methods for fastening systems. Part 9: Determination of stiffness" 2012.
- [131] AENOR, "UNE-EN 13481-2. Railway applications. Track. Performance requirements for fastening systems. Part 2: Fastening systems for concrete sleepers" 2010.
- [132] AENOR, "UNE EN 13146-4:2012+A1:2014. Railway applications. Track. Test methods for fastening systems. Effect of repeated loading" p. 20, 2014.
- [133] AENOR, "UNE-EN 13146-5 Railway applications. Track. Test methods for fastening systems - Part 5: Determination of electrical resistance" 2012.
- [134] AENOR, "UNE-EN 13146-6. Railway applications. Track. Test methods for fastening systems. Part 6: Effect of severe environmental conditions" 2012.
- [135] AENOR, "UNE-EN ISO 9227. Corrosion tests in artificial atmospheres. Salt spray tests" 2012.

7. INDICE DE FIGURAS

Figura 1. Flujograma de trabajo del proyecto de investigación en base a cumplimiento de objetivos marcados.....	11
Figura 2. Esquema general de sujeción directa con la placa de asiento posicionada bajo el carril [19].....	13
Figura 3. Ejemplo de placa de asiento bajo carril en sujeción tipo HM [18]	14
Figura 4. Progresión en el reparto tensional en la infraestructura ferroviaria e importancia de la presencia de la placa de asiento en la atenuación de las cargas [17]	15
Figura 5. Ejemplos de placas de asiento donde pueden verse pestañas, oblongos y resaltes...	17
Figura 6. Sujeción RN [27]	19
Figura 7. Sujeción P2 [28].....	20
Figura 8. Sujeción J-2 [29]	21
Figura 9. Sujeción NABLA sobre un modelo de traviesa bloque francesa [30].....	22
Figura 10. Sujeción PANDROL aplicada al caso de traviesas de hormigón [32].....	23
Figura 11. Sujeción tipo HM SKL 1 [33]	24
Figura 12. Consideración del RP como un elemento puramente aislante de vibraciones desde el punto de vista lineal [34]	25
Figura 13. Consideración del RP como un elemento puramente aislante y amortiguador desde el punto de vista lineal, mediante un enfoque tradicional (a) y un planteamiento estado-dependiente (b) [36]	25
Figura 14. Curvas de transmisibilidad de los efectos dinámicos de un elemento tipo Kelvin Voigt en función del coeficiente de amortiguamiento característico.....	26

Figura 15. Factor de amplificación dinámica en una vía sin placa de asiento en las sujeciones (izquierda) frente al mismo modelo de vía con placa de asiento (derecha). Los efectos mecánicos de la vía sin elemento resiliente presentan un pico de amplificación muy notable en frecuencias del entorno de los 215 Hz [40]..... 27

Figura 16. Potencia de densidad espectral de vibraciones en vía considerando la rigidez lineal según métodos tradicionales en el modelo de cálculo (trazo negro), considerando la no linealidad frente a la frecuencia (trazo rojo) y considerando la no linealidad frente a frecuencia y amplitud (trazo azul) [43] 28

Figura 17. Resultados de rigidez estática medida sobre el conjunto rail-traviesa, cuando la sujeción lleva un RP blando (c) y uno duro (d) [44]..... 29

Figura 18. Rigidez calculada en función de la frecuencia de excitación, para un RP duro en diferentes grados de precarga (línea superior precargada a 130 kN, intermedia a 90 kN e inferior a 50 kN) [44]. 30

Figura 19. Factor de pérdidas η calculado para la placa de asiento blanda correspondiente a la Figura 18, en sus diferentes grados de precarga y diferentes frecuencias de excitación [44] 30

Figura 20. Potencia espectral de sonido medido en el rail, y sobre la traviesa, para una vía cargada (línea continua) y otra descargada (línea a trazos) [45] 31

Figura 21. Modelo matemático del RP, donde se asume la no linealidad del elemento frente a la amplitud y la frecuencia de la excitación de entrada [22]..... 32

Figura 22. Recta secante entre dos puntos de una curva no lineal empleada para la definición de la rigidez característica de las placas de asiento 33

Figura 23. Segundo y tercer modo de vibración en la traviesa traviesa debido a la utilización de una placa de asiento muy rígida [13]. 36

Figura 24. Influencia de la rigidez de la placa de asiento en la atenuación de impactos de carga sobre traviesa [12]..... 37

Figura 25. Infraestructura de ensayo propuesto para la medición indirecta de la rigidez de los elementos resilientes [56]..... 39

Figura 26. Efecto de la precarga sobre la rigidez vertical de la placa de asiento [65]	42
Figura 27. Influencia de la precarga en la rigidez dinámica y el amortiguamiento para una placa de HDPE [66]	43
Figura 28. Cámara climática empleada en ensayos sobre sistema de sujeción de carril [70]....	44
Figura 29. Rigidez dinámica medida -a diferentes temperaturas- en el primero de los ciclos, k_{d0} , y la medida en el ciclo 1000, k_d , así como la variación entre estos dos parámetros [70] ..	45
Figura 30. Placas de asiento envejecidas en servicio bajo una sujeción tipo PANDROL [14]	46
Figura 31. Incremento de la rigidez y minoración de la energía disipada por ciclo como causa de la fatiga ensayada (izquierda) y acortamiento de la placa en ensayos estáticos anterior y posterior al ciclo de aplicación de la fatiga (derecha) [70]	47
Figura 32. Variación de la rigidización dinámica por fatiga y de la capacidad de disipación energética en función del espesor de la placa de asiento (izquierda) [72]	47
Figura 33. Modelo de Maxwell empleado para modela placas de asiento.	48
Figura 34. Modelo semi-físico (reológico) empleado en [74]	49
Figura 35. Comparación entre las medidas analizadas y las previsiones del modelo Zener caracterizado en función de dichas medidas, para una frecuencia excitadora de 100 Hz [74]	50
Figura 36. Comparaciones entre la rigidez equivalente, el amortiguamiento equivalente y el factor de pérdidas obtenidas mediante ensayos y a través del modelo Zener simplificado, a diferentes frecuencias [74]	51
Figura 37. Comparación entre las estimaciones del modelo P-T adaptado (- - - -) y las mediciones (—) llevadas a cabo en [75], para la rigidez dinámica (arriba) y el amortiguamiento dinámico (abajo)	52
Figura 38. Modelo Poynting–Thomson (P-T) empleado en [75] para asumir el carácter no lineal y dependiente con la frecuencia de entrada	53
Figura 39. Ordenación macroestructural del cojín metálico antivibratorio paralela a las caras de prensado y perpendicular a la dirección de aplicación de la carga nominal [83].....	57

Figura 40. Contacto relativamente distante (a), deslizante (b) y solapado (c)	58
Figura 41. Evolución de las diferentes tipologías de contacto a medida que se comprime el cojín [77].....	59
Figura 42. Morfología cojín metálico antivibratorio de tipo cilíndrico (izquierda) y de tipo prismático (derecha)	60
Figura 43. Pad cojín metálico antivibratorio fabricado mediante malla de hilo metálico entretejido, antes del proceso de prensado (izquierda) y posterior al mismo (derecha) ..	61
Figura 44. Pad fabricado mediante hilo metálico espiral antes de la compresión en el molde (izquierda) y después de la misma (derecha).....	61
Figura 45. Pre-posicionamiento del hilo de forma ordenada, en un formato de capa para el caso del cojín metálico antivibratorio fabricado mediante hilo en espiral [80].....	62
Figura 46. Preposicionamiento del hilo de forma ordenada, en un formato de capa para el caso del cojín metálico antivibratorio fabricado mediante malla tricotada [84].....	62
Figura 47. Ejemplo de no linealidad para los parámetros de rigidez y amortiguamiento, frente a la amplitud máxima del ciclo de histéresis, obtenidos para el SMA estudiado en [92].....	65
Figura 48. Curva característica de la aplicación de una carga/descarga estática para el cojín metálico antivibratorio.....	66
Figura 49. Ciclo de histéresis característico del cojín metálico (a) como sumatorio segregado de una fuerza restauradora no lineal de tipo asimétrico (b), una disipación viscosa representada mediante un ciclo helíptico (c) y un ciclo de fricción seca de Coulomb (d) [113]	68
Figura 50. Variación en el factor de amortiguamiento de un pad metálico a medida que aumentan tanto la amplitud máxima de la excitación como la frecuencia correspondiente [122]	72
Figura 51. Ejemplos de las dos muestras analizadas en el rango dinámico [105].....	73
Figura 52. Influencia de la amplitud de la onda excitadora en la variación de la frecuencia de resonancia del cojín metálico antivibratorio [110]	74

Figura 53. Modelo de estructura porosa tridimensional postulada en [123] sin deformar (a) y deformada tras la aplicación de una carga estática	76
Figura 54. Valor de los coeficientes de las ecuaciones constitutivas (15) y (16) [123].....	77
Figura 55. Comparativa entre el ciclo de histéresis real (—) y el arrojado por el modelo (•••), ante un pad cojín metálico antivibratorio con una densidad característica de 2.668 g/cm ³	77
Figura 56. Curvas reales experimentales, enfrentadas a los resultados predictivos del modelo ANN [124].....	79
Figura 57. Modelo matemático propuesto para la caracterización de cojín metálico antivibratorio en [113], donde se puede apreciar la segregación del ciclo de histéresis en un término elástico ft (b), un amortiguamiento de tipo viscoso cy (c) y la fricción seca, representada mediante un amortiguamiento de Coulomb zt (d).....	81
Figura 58. Diferentes ciclos de histéresis variando la amplitud máxima, frecuencia de excitación, así como la temperatura de trabajo [113].....	82
Figura 59. Variación del factor de pérdidas asociado al amortiguamiento del pad de cojín metálico antivibratorio, para los diferentes escenarios de ensayo mostrados en la Figura 58 [113]	83
Figura 60. Reconstrucción de un ciclo de histéresis enfrentando el modelo a los resultados experimentales para la frecuencia de 1 Hz y amplitudes de entrada del 10%, 15% y 20% (arriba). Representación de las curvas segregadas de elasticidad (rigidez) y amortiguamiento (abajo) [101].	84
Figura 61. Mapas paramétricos para el coeficiente de amortiguamiento [112].....	85
Figura 62. Entrada senoidal en desplazamiento (x), sobre un cojín metálico antivibratorio modelado, y fuerza de reacción (no senoidal) resultante (f) [87].	85
Figura 63. Asignación de las tensiones de histéresis (carga y descarga) [118].....	87
Figura 64. Representación de σ_H y σ_H para las direcciones de aplicación de la carga (izquierda) y transversal (derecha) [118].....	88

Figura 65. Valores característicos del ciclo de histéresis de fatiga [127]	90
Figura 66. Resultados experimentales de la evolución de los factores de daño para la rigidez $D1N$ (izquierda) y el amortiguamiento $D2N$ (derecha) [127]	91
Figura 67. Modelo eléctrico para el contacto puntual entre filamentos dentro de la estructura constitutiva del cojín metálico antivibratorio [128]	92
Figura 68. Representación del modelo de interacción dinámica de la infraestructura de vía al paso de circulaciones, empleando diversos modelos dinámicos de Kelvin Voigt, en especial aplicado para el caso de la placa de asiento [20]	94
Figura 69. Modelo viscoelástico de Kelvin Voigt utilizado habitualmente en los macromodelos de simulación de la infraestructura ferroviaria, concretamente el que sirve para para representar a la placa de asiento antivibratoria	96
Figura 70. Representación de la fuerza aplicada sobre un elemento elástico $F(t)$ y su respuesta $\Delta(t)$, bajo un ensayo normalizado en laboratorio [19]	97
Figura 71. Representación gráfica de la relación existente entre los términos ζ , β y la amplificación dinámica $A\omega$	100
Figura 72. Señal de desplazamiento frente al tiempo registrada en un ensayo dinámico sobre una placa de asiento sometida a una excitación senoidal. El eje de ordenadas representa el desplazamiento en m. La señal senoidal pura, en color azul representa la curva de ajuste entre los puntos muestreados con ruido	103
Figura 73. Representación de la energía disipada E_d y la energía almacenada elástica E_a , en cada ciclo de histéresis [19].....	105
Figura 74. Cojín metálico prismático empleado en las Fase I y II de los ensayos.....	108
Figura 75. Dimensiones del cojín metálico prismático empleado en la Fase I de ensayos	109
Figura 76. Dimensiones del cojín metálico prismático empleado en la Fase II experimental ..	110
Figura 77. Cojines metálicos axisimétricos empleados en las Fase III de los ensayos	111
Figura 78. Dimensiones de la muestra Q_i ensayada en la Fase III experimental	111

Figura 79. Dimensiones de la muestra Ri ensayada en la Fase III experimental	112
Figura 80. Diferentes soluciones poliméricas para comparar mecánicamente con la placa metálica elástica	114
Figura 81. Dispositivo empleado en el LADICIM para la ejecución de los ensayos de rigidez estática y dinámica (izquierda). Detalle de los comparadores LVDT empleados para captar la deflexión (derecha)	115
Figura 82. Secuencia de cargas en el ensayo de rigidez estática (UNE-EN 13146-9:2011 [130]) adaptadas al tamaño de muestra de ensayo tipo prismático (Pi)	117
Figura 83. Secuencia de cargas en el ensayo de rigidez dinámica (UNE-EN 13146-9:2011+A1 [130]) adaptadas al tamaño de muestra de tipo prismático (Pi)	118
Figura 84. Esquema del dispositivo de aspersion en el ensayo para la determinación de resistencia eléctrica [133]	120
Figura 85. Imagen de la configuración del ensayo para la determinación de resistencia eléctrica	120
Figura 86. Esquema de la colocación del circuito eléctrico y de los sistemas de medición del ensayo para la determinación de la resistencia eléctrica [133]	121
Figura 87. Disposición de las placas metálicas en el ensayo de resistencia eléctrica UNE-EN 13146-5:2003 [6].....	122
Figura 88. Imagen de la cámara de niebla salina empleada en el ensayo de corrosión acelerada	123
Figura 89. Layout empleado en los experimentos dinámicos desde 5 a 20 Hz sobre las muestras tipo Q	125
Figura 90. Comportamiento estático de las muestras prismáticas de la Fase I.....	129
Figura 91. Comportamiento dinámico, a 5 Hz, de las muestras prismáticas de la Fase I.....	129
Figura 92. Comportamiento dinámico, a 10 Hz, de las muestras prismáticas de la Fase I.....	130
Figura 93. Comportamiento dinámico, a 20 Hz, de las muestras prismáticas de la Fase I.....	130

Figura 94. Comparativa del comportamiento estático y dinámico (a 5, 10 y 20 Hz) de la muestra de cojín metálico	131
Figura 95. Variación de los valores de rigidez estática y dinámica tras la aplicación de $3.5 \cdot 10^5$ en la Fase I	133
Figura 96. Evolución de la rigidez dinámica de los diferentes pads ensayados a fatiga en la Fase I	134
Figura 97. Variación de la rigidez dinámica de los diferentes pads ensayados en la Fase I durante los $3.5 \cdot 10^5$ ciclos de fatiga frente a los valores iniciales de rigidez estática.....	135
Figura 98. Evolución de la rigidez dinámica y su variación, del cojín metálico ensayado en la Fase I durante los $2.5 \cdot 10^6$ ciclos de fatiga	136
Figura 99. Evolución de la resistencia y de la corriente eléctrica en una traviesa con cojín metálico sin interposición de lámina aislante	137
Figura 100. Resistencia eléctrica en una traviesa con cojín metálico con y sin interposición de lámina aislante.....	138
Figura 101. Imagen de la muestra ensayada en la cámara de niebla salina tras la exposición de 250 horas, donde no se aprecian signos de corrosión roja o similar	139
Figura 102. Comportamiento estático para los pares de muestras P1 y P2 ($\varnothing = 0.5$ mm), P3 y P4 ($\varnothing = 0.4$ mm), P5 y P6 ($\varnothing = 0.3$ mm), con valores de densidad creciente en cada diámetro de alambre constitutivo	141
Figura 103. Representación gráfica de los resultados expuestos en la Tabla 12	141
Figura 104. Distribución de la rigidez para pads con una densidad de 3.20 g/cm^3 en las muestras P1, P3 y P6	142
Figura 105. Variaciones en los valores de rigidez estática y dinámica frente a la densidad para los diferentes diámetros de alambre constitutivo, en el caso de muestras prismáticas tipo P	143
Figura 106. Variación de la rigidez estática con densidad del cojín metálico para los tres grupos de muestras ensayadas (P_i , R_i y Q_i).....	147

Figura 107. Variación de la rigidez dinámica con la densidad del cojín metálico para los tres grupos de muestras ensayadas (P_i , R_i y Q_i)	147
Figura 108. Ratio de disipación de energía en función de la frecuencia para las probetas Q_i , EVA y EPDM.....	150
Figura 109. Desfase teórico en función de la frecuencia para las probetas Q_i , EVA y EPDM...	151
Figura 110. Desfase real en función de la frecuencia para las probetas Q_i , EVA y EPDM	153
Figura 111. Representación del ratio $\delta_{real}/\delta_{teórico}$ frente a la frecuencia experimental para todas las muestras ensayadas a 5, 10 y 20 Hz durante la fase IV experimental.....	153
Figura 112. Evolución de la rigidez equivalente KV (K_{eq}) con la frecuencia experimental para las probetas ensayadas en la Fase IV experimental.....	157
Figura 113. Evolución del amortiguamiento equivalente KV (C_{eq}) con la frecuencia experimental para las probetas ensayadas en la Fase IV experimental.....	158
Figura 114. Amortiguamiento relativo ζ frente a la frecuencia para las muestras Q_i ensayadas en la Fase IV experimental.....	159
Figura 115. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra de EPDM durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 5 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados.	222
Figura 116. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra de EPDM durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 10 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados.	223
Figura 117. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra de EPDM durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 20 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados.	224

Figura 118. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra de EVA durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 5 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados..... 225

Figura 119. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra de EVA durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 10 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados..... 226

Figura 120. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra de EVA durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 20 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados..... 227

Figura 121. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra Q1 durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 5 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados..... 228

Figura 122. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra Q1 durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 10 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados..... 229

Figura 123. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra Q1 durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 20 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados..... 230

Figura 124. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra Q2 durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 5 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados..... 231

Figura 125. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra Q2 durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 10 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados.	232
Figura 126. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra Q2 durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 20 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados.	233
Figura 127. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra Q3 durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 5 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados.	234
Figura 128. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra Q3 durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 10 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados.	235
Figura 129. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra Q3 durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 20 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados.	236
Figura 130. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra Q4 durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 5 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados.	237
Figura 131. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra Q4 durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 10 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados.	238

Figura 132. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra Q4 durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 20 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados.....	239
Figura 133. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra de EPDM a 5 Hz en la IV fase experimental.	240
Figura 134. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra de EPDM a 10 Hz en la IV fase experimental.	240
Figura 135. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra de EPDM a 20 Hz en la IV fase experimental.	241
Figura 136. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra de EVA a 5 Hz en la IV fase experimental.	241
Figura 137. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra de EVA a 10 Hz en la IV fase experimental.	242
Figura 138. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra de EVA a 20 Hz en la IV fase experimental.	242
Figura 139. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra Q1 a 5 Hz en la IV fase experimental.	243
Figura 140. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra de Q1 a 10 Hz en la IV fase experimental.	243
Figura 141. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra de Q1 a 20 Hz en la IV fase experimental.	244
Figura 142. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra de Q2 a 5 Hz en la IV fase experimental.	244
Figura 143. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra de Q2 a 10 Hz en la IV fase experimental.	245

Figura 144. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra de Q2 a 20 Hz en la IV fase experimental.....	245
Figura 145. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra de Q3 a 5 Hz en la IV fase experimental.....	246
Figura 146. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra de Q3 a 10 Hz en la IV fase experimental.....	246
Figura 147. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra de Q3 a 20 Hz en la IV fase experimental.....	247
Figura 148. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra de Q4 a 5 Hz en la IV fase experimental.....	247
Figura 149. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra de Q4 a 10 Hz en la IV fase experimental.....	248
Figura 150. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra de Q4 a 20 Hz en la IV fase experimental.....	248

ANEXO I:

**ALGORITMO DE CALCULO DE
PARÁMETROS EQUIVALENTES**

A1. ALGORITMO DE CALCULO DE PARAMETROS EQUIVALENTES

```
function [fr,Ea,  
Ec,Ed,fmax,fmin,f0,fm,tg_delta,delta_grad,delta1_grad,Amx,Amin,A0,Am,  
Keq,Ceq,fi,w,X,Receptancia]=MODELO_KV_EQ(ruta,archivo,Masa,material)  
  
format long  
  
%se indica la ruta donde se almacena el fichero a analizar  
%ruta='C:\Users\Alejandro\Google Drive\CC-TRABAJO-  
CASA\DOCTORADO\TESIS\MARCO TEÓRICO\FUNCION MATLAB UNIFICADO LEER  
FICHEROS LVM\PRUEBAS\';  
%se indica el nombre del fichero dentro de la variable 'archivo'  
%el fichero debe tener como nombre la propia frecuencia del ensayo,  
%únicamente  
%ejemplo, si el ensayo cíclico es a 40 Hz, 'archivo'=40.lvm  
%Masa = valor de la masa dinámica medida en vacío mediante la célula  
de carga del equipo de ensayos y el registro de la aceleración máxima  
  
ruta='C:\Users\Alejandro\Desktop\FUNCION MATLAB PARA EL CALCULO DE  
AMORTIGUAMIENTO-MASA DINAMICA-GRABADO DE GRAFICAS-10-02-  
2019\PRUEBAS\eva\';  
archivo='20.lvm';  
material='EVA';  
Masa=16.9;%Valor de la masa dinámica en Kg  
  
%Dentro de la variable 'Nombre' se establece el path de acceso al  
archivo  
Nombre_arch=strcat(ruta,'',archivo);  
  
%El dato de la frecuencia de ensayo se extrae del propio nombre del  
archivo  
sz_str=size(archivo);  
Freq=str2double(archivo(1:(sz_str(2)-4)));  
  
%Mediante la FUNCIÓN AUXILIAR LVM_IMPORT se importa numéricamente el  
%archivo de datos  
d=lvm_import(Nombre_arch,1);  
%d.Segment1.data(:,1) es la llamada de acceso a la columna 1 del  
fichero de datos, por ejemplo. Se usará en adelante para acceder a  
esta y otras columnas la columna 1 corresponde con el vector de  
tiempos  
  
%el objetivo de todo este bloque es que no quede ningún período  
parcial por analizar, solo períodos completos T es el período, se  
calcula aquí  
T=1/Freq;  
%se verifica en qué índice del vector de tiempos se alcanza el valor  
del primer periodo T  
muestra_ind_T=max(find(d.Segment1.data(:,1)<T));
```

```
%se calcula el tamaño del vector de tiempos
sz=size(d.Segment1.data(:,1));
%se analiza cuantos periodos tiene el vector de tiempo (como los
tiempos son de diferencias más o menos uniformes)
part_ent_de_T=fix(sz/(muestra_ind_T)); %part_ent_de_T dice cuantos
periodos completos se han registrado en 'long' se almacena el máximo
índice de tiempo a contemplar, aquel en que cierra el último periodo
completo
long=part_ent_de_T*muestra_ind_T;
if part_ent_de_T>20;
    part_ent_de_T=20;
end

%Ahora se va a ajustar una curva senoidal a los valores de fuerza y
otra senoidal a los valores de desplazamiento. Esto se hace para
"filtrar" el ruido

%Después se van a hacer una serie de comprobaciones: las senoides
ajustadas tendrán un periodo y una amplitud. Una vez que los periodos
de ambas estén entre 1.1xT y 0.9xT, y que las amplitudes estén entre
0.9xAmplitud_máxima_registrada y 1.1xAmplitud_máxima_registrada, se
considerará que se ha alcanzado un ajuste lo suficientemente bueno
hasta ese momento, el alcance de muestreo (long), se irá reduciendo de
forma que se permita al algoritmo de ajuste entrar dentro de la
condición de "suficientemente bueno"

while 1
Vector_Fuerza=-d.Segment1.data(1:long,2); %el vector de fuerza se saca
de la columna 2
MaxD1=+max(d.Segment1.data(1:long,3)); %Cálculo del valor máximo del
Desplazamiento medido por la sonda LVDT 1
MaxD2=+max(d.Segment1.data(1:long,4)); %Cálculo del valor máximo del
Desplazamiento medido por la sonda LVDT 2
Vector_Despl1=MaxD1-d.Segment1.data(1:long,3);%Se calcula la
compresión sobre la muestra que mide la sonda LVDT 1
Vector_Despl2=MaxD2-d.Segment1.data(1:long,4);%Se calcula la
compresión sobre la muestra que mide la sonda LVDT 2
Vector_Desplazamiento=(Vector_Despl1+Vector_Despl2)/2;%se saca la
media de ambos desplazamientos
Amp_fuerza=(max(Vector_Fuerza)-min(Vector_Fuerza))/2;%Se calcula la
amplitud de la fuerza compresiva leída
Amp_despl=(max(Vector_Desplazamiento)-
min(Vector_Desplazamiento))/2;%Se calcula la amplitud del la
compresión leída
```

```

%A continuación se obtiene una aproximación senoidal de F(t), ajustada
por mínimos cuadrados
x=[d.Segment1.data(1:long,1)];
y=Vector_Fuerza;
Fu = max(y);
Fl = min(y);
Fr = (Fu-Fl);
Fz = y-Fu+(Fr/2);
per = T; % Periodo estimado inicialmente para aproximar el ajuste
Fm = mean(y); % Valor medio de fuerza estimado inicialmente para
aproximar el ajuste
fit_F = @(b,x) b(1).*(sin(2*pi*x./b(2) + 2*pi/b(3))) + b(4); %
Definición de la función senoidal a ajustar
fcn_F = @(b) sum((fit_F(b,x) - y).^2); % Valoración por mínimos
cuadrados (cost function)
s = fminsearch(fcn_F, [Fr; per; -1; Fm]); % Minimización de la cost
function
Amplitud_F=s(1); % Amplitud obtenida en el ajuste para el fasor de
fuerza
Periodo_F=s(2); % Periodo obtenido en el ajuste para el fasor de
fuerza, period (en unidades de tiempo)
Fase_F=2*pi/s(3); % Fase inicial obtenida en el ajuste para el fasor
de fuerza, period (en unidades de tiempo)
offset_F=s(4); % Valor medio de la fuerza obtenida en el ajuste

%A continuación se obtiene una aproximación senoidal de D(t), ajustada
por mínimos cuadrados
y=Vector_Desplazamiento;
Du = max(y);
Dl = min(y);
Dr = (Du-Dl);
Dz = y-Du+(Dr/2);
per = Periodo_F; % Periodo estimado inicialmente para aproximar el
ajuste
Dm = mean(y); % Valor medio del desplazamiento estimado inicialmente
para aproximar el ajuste
fit_D = @(c,x) c(1).*(sin(2*pi*x./c(2) + 2*pi/c(3))) + c(4); %
Definición de la función senoidal a ajustar
fcn_D = @(c) sum((fit_D(c,x) - y).^2); % Valoración por mínimos
cuadrados (cost function)
K = fminsearch(fcn_D, [Dr; per; -1; Dm]); % Minimización de la cost
function
Amplitud_D=K(1); % Amplitud obtenida en el ajuste para el fasor de
desplazamiento
Periodo_D=K(2); % Periodo obtenido en el ajuste para el fasor de
desplazamiento, period (en unidades de tiempo)
Fase_D=2*pi/K(3); % Fase inicial obtenida en el ajuste para el fasor
de desplazamiento, period (en unidades de tiempo)
offset_D=K(4); % Valor medio obtenido del desplazamiento en el ajuste

```

```
%Este condicional va a comprobar que las amplitudes y períodos de
ambas curvas de ajuste, están dentro del valor considerado como
aceptable Si uno solo de los parámetros de período y amplitud no
cumple, la longitud de muestras a considerar se reduce en un período T
y se vuelve a intentar el ajuste y a recomprobar si todo cumple, se
hace un break y se sale del ciclo de ajuste con lo que se consideran
valores buenos
if
((Periodo_D<0.9*T)|(Periodo_D>1.1*T))|((Periodo_F<0.9*T)|(Periodo_F>1.
1*T))|((Amplitud_D<0.9*Amp_despl)|(Amplitud_D>1.1*Amp_despl))|((Amplit
ud_F<0.9*Amp_fuerza)|(Amplitud_F>1.1*Amp_fuerza));
part_ent_de_T=part_ent_de_T-1;
long=part_ent_de_T*muestra_ind_T;
if part_ent_de_T==0;
break
end
else
break
end
end
%---- Se promedian ambos periodos para obtener una frecuencia
representativa del filtrado de ambas señales
T=(Periodo_F+Periodo_D)/2;
fr=1/T;

%A continuación se va a tomar un período únicamente del vector fuerza
y otro del vector desplazamiento, el resto de los períodos, al ser
senoides perfectas, se pueden obviar
tiempo_1_ciclo=d.Segment1.data(1:muestra_ind_T,1);
Vector_Fuerza_filt=fit_F(s,tiempo_1_ciclo);
Vector_Desplazamiento_filt=fit_D(K,tiempo_1_ciclo);
Vector_Fuerza_real=Vector_Fuerza(1:muestra_ind_T);
Vector_Desplazamiento_real=Vector_Desplazamiento(1:muestra_ind_T);

%Se dibuja una gráfica de las dos señales de fuerza (la real y la
filtrada) para verificar visulamente que el ajuste es correcto
figure
plot(tiempo_1_ciclo,Vector_Fuerza_filt*1000);hold on
plot(tiempo_1_ciclo,Vector_Fuerza_real*1000);
s1='Load input at: ';
s2=num2str(fr,'%0f');
s3=' HZ';
s4='';
title(strcat(material,{' '},'(' ,s1,{' '},s2,s3,')'));
ylabel('Force (excitation) (N)');
xlabel('Time (sec)');
legend('Min-squared fitted sine curve','Real data');
Nombre_grafico=strcat(ruta,'..\GRAFICOS_F\',material,'-',s2,'Hz_F-t');
h1=gcf;
set(h1,'Position',[50 50 1200 800]);
set(h1,'PaperOrientation','landscape');
```

```
print(gcf, '-dpdf', strcat(Nombre_grafico, '.pdf'), '-bestfit');
print(gcf, '-dtiff', strcat(Nombre_grafico, '.tif'));
hold off
%Se dibuja una gráfica de las dos señales de desplazamiento (la real y
la filtrada) para verificar visulamente que el ajuste es correcto
figure
plot(tiempo_1_ciclo, Vector_Desplazamiento_filt/1000); hold on
plot(tiempo_1_ciclo, Vector_Desplazamiento_real/1000);
s1='Pad Shortening at: ';
s2=num2str(fr, '%.0f');
s3=' HZ';
s4='';
title(strcat(material, {' '}, '(' , s1, {' '}, s2, s3, ')'));
ylabel('Displacement (m)');
xlabel('Time (sec)');
legend('Min-squared fitted sine curve', 'Real data');
Nombre_grafico=strcat(ruta, '..\GRAFICOS_D\' , material, '-', s2, 'Hz_D-t');
h1=gcf;
set(h1, 'Position', [50 50 1200 800]);
set(h1, 'PaperOrientation', 'landscape');
print(gcf, '-dpdf', strcat(Nombre_grafico, '.pdf'), '-bestfit');
print(gcf, '-dtiff', strcat(Nombre_grafico, '.tiff'));
hold off

%Se almacenan en una matriz llamada A, para operar con comodidad
A=[];
for i=1:muestra_ind_T;
A(i,:)=[Vector_Fuerza_filt(i) Vector_Desplazamiento_filt(i)];
end

%se ejecuta una función que separa la carga de la descarga y entrega
ambas curvas por separado
[carga, descarga]=separar_carga_descarga(A);

%hay que eliminar los pares de puntos (0,0) por que no tienen valor de
cálculo y deben optimizarse. Los puntos (0,0) se crean automáticamente
al asignar valores de índice no sucesivo en los vectores de carga y
descarga, %en el paso anterior.
[carga, descarga]=eliminar_pares_cero(carga, descarga);

%se deben ordenar ambas curvas en función del desplazamiento, orden
creciente, para poder calcular numéricamente el área bajo las curvas
carga=ordenar_desplazamiento_ascd(carga);
descarga=ordenar_desplazamiento_ascd(descarga);

%Pueden darse valores repetidos, al igual que valores vacíos, ambos
son innecesarios en este paso, tras ordenar los vectores, son fáciles
de detectar de forma consecutiva y eliminarlos, de forma que no se
repitan dentro de un mismo vector (carga o %descarga)
[carga, descarga]=eliminar_repetidos(carga, descarga);
```

```

%dimensionar los valores de carga estaban en kN, hay que pasarlo a N
los valores de deformación estaban en mm, hay que pasarlo a m
j=1;
while 1
    carga(j,1)=carga(j,1)*1000;
    carga(j,2)=carga(j,2)/1000;
    j=j+1;
    if j>size(carga,1);
        break;
    end
end
k=1;
while 1
    descarga(k,1)=descarga(k,1)*1000;
    descarga(k,2)=descarga(k,2)/1000;
    k=k+1;
    if k>size(descarga,1);
        break;
    end
end

%En este bloque se calculan todos los parámetros de interés para el
postprocesado y obtención de parámetros del modelo
Ea=energia_bajo_curva(descarga);%[Nm]
Ec=energia_bajo_curva(carga);%[Nm]
Ed=Ec-Ea;%[Nm] - Esta es la energía interior al bucle
Prop_amort=Ed/Ec; %Proporción entre la energía que hay dentro del
bucle y la que hay bajo la curva de carga
fmax=max(max(carga(:,1)),max(descarga(:,1)));%[N]
fmin=min(min(carga(:,1)),min(descarga(:,1)));%[N]
f0=(fmax-fmin)/2;%[N]
fm=f0+fmin;%[N]
Amax=max(max(carga(:,2)),max(descarga(:,2)));%[m]
Amin=min(min(carga(:,2)),min(descarga(:,2)));%[m]
A0=(Amax-Amin)/2;%[m]
Am=A0+Amin;%[m]
%AF=(fmax-fmin)/2;
%AD=(Amax-Amin)/2;
w=2*pi*fr;%[rad/s]

%Obtención de ratios y parámetros del modelo
Receptancia=A0/f0;

tg_delta1=(4*fm*Ed/Ea)/(pi*f0*(2+(Ed/Ea)));%[adimensional] - Obtenida
según la expresión del artículo de Isidro y Casado
delta1=atan(tg_delta1);%[radianes] - - Obtenida según la expresión del
artículo de Isidro y Casado
delta1_grad=radtodeg(delta1);%[grados]
if delta1_grad<0
    delta1_grad=delta1_grad+360;
end

```



```

delta=Fase_F-Fase_D; %Obtenido como diferencia de fases de las ondas
de Fuerza y Desplazamiento ajustadas anteriormente
tg_delta=tan(delta);
delta_grad=radtodeg(delta); %[grados]
if delta_grad<0
    delta_grad=delta_grad+360;
end

Keq=Masa*w^2+(f0)/(A0*sqrt(1+tg_delta^2));
Ceq=tg_delta*(Keq-Masa*w^2)/w;
fi=(Ceq*w)/(2*Keq);
X=f0/sqrt((Keq-Masa*w^2)^2+(w*Ceq)^2);
fnatural=sqrt(Keq/Masa)/2*pi()

%se calcula el tiempo de un ciclo completo y se prepara un vector de
tiempos para hacer la comparación de resultados experimentales y el
modelo
tiempo_maximo=1/fr; %[s]
n_muestras_tiempo=size(carga,1)+size(descarga,1);
vector_tiempo=(0:tiempo_maximo/n_muestras_tiempo:tiempo_maximo);

% VX y VF serán los vectores de fuerza y desplazamiento propios del
modelo
VF=[];
VX=[];
for i=1:size(vector_tiempo,2);
    t=vector_tiempo(i);
    VFM(i)=f0*sin(w*t+Fase_F)+fm;
    VXM(i)=X*sin(w*t+Fase_F-delta)+Am;
end

%aquí se prepara todo para ser mostrado dentro de la figura, que luego
se imprime en PDF dentro de la carpeta de registro de gráficas, junto
a los propios ficheros de ensayo
figure % nueva ventana de figura
plot(Vector_Desplazamiento/1000,Vector_Fuerza*1000,'k.','linewidth',0.
001); hold on;
plot(VXM,VFM,'r','linewidth',2);hold on

CEQ=Ceq/1000000;%se pasa a kNs/mm
CEQ=num2str(CEQ,'%.2f');%se transforma en string
FI=num2str(fi);
KEQ=Keq/1000000;%se pasa a KN/mm
KEQ=num2str(KEQ,'%.2f');%se transforma en string
DELTA=num2str(delta_grad,'%.2f');
CEQ=strcat('Ceq','(',CEQ,['kNs/mm]');
FI=strcat('\zeta','(',FI,')');
KEQ=strcat('Keq','(',KEQ,['kN/mm]');
DELTA=strcat('Phase difference','(',DELTA,'°');
legend('Experimental data','Model');
dim = [0.15 0.60 0.3 0.3];

```

```
textol = {strcat(CEQ),strcat(KEQ),strcat(DELTA)};
annotation('textbox',dim,'String',textol,'FitBoxToText','on');
s1='Force-displacement at frequency: ';
s2=num2str(fr,'%.0f');
s3=' HZ';
%s4='.jpg';
s4='-FD_loop';
title(strcat(material,{ ' '},{'(',s1,{ ' '},s2,s3,')'}));
ylabel('Load (N)');
xlabel('Pad Shortening (m)');
grid on;
hold off;
Nombre_grafico=strcat(ruta,'..\GRAFICOS_FD\',material,'-',s2,s4);
Nombre_grafico;
h=gcf;
set(h,'Position',[50 50 1200 800]);
set(h,'PaperOrientation','landscape');
print(gcf, '-dpdf', strcat(Nombre_grafico,'.pdf'),'-bestfit');
print(gcf, '-dtiff', strcat(Nombre_grafico,'.tiff'));
close all

end
```

A1.1. SUBROUTINA 1: SEPARACIÓN DE RAMPAS DE CARGA Y DESCARGA

Función que identifica y separa la matriz de datos M del ciclo de histéresis, que en una columna contiene los datos de fuerza y en la otra los correspondientes desplazamientos, en dos rampas separadas, volcándolos en una matriz para los datos de carga y otra para los de descarga:

```
function [carga,descarga]=separar_carga_descarga(M)
A=M;
carga=[];
descarga=[];

%la primera columna de A se corresponderá con la Fuerza y la segunda,
con la frecuencia
CF=1;
CX=2;

%Desplazamiento mínimo y máximo, e índice donde se localizan
D_min=min(A(:,CX));
D_max=max(A(:,CX));
D_min_index=find(A(:,CX)==D_min);
D_max_index=find(A(:,CX)==D_max);

%Par de puntos F X para el desplazamiento mínimo y máximo
P_min=A(D_min_index,CF:CX);
P_max=A(D_max_index,CF:CX);

%pendiente de la recta que une ambos puntos del gráfico FX
Pendiente=(P_max(1)-P_min(1))/(P_max(2)-P_min(2));

%determinación de la curva de carga o descarga, en función de si esos
puntos quedan por encima o debajo de la recta anterior
sz=size(A);
for i=1:sz(1);
    if (i>0)&(i<sz(1));
        Distancia_actual=A(i,CX)-P_min(2);
        Distancia_siguiete=A(i+1,CX)-P_min(2);
        if (Distancia_siguiete>Distancia_actual);
            carga(i,1)=A(i,CF);
            carga(i,2)=A(i,CX);
        else
            descarga(i,1)=A(i,CF);
            descarga(i,2)=A(i,CX);
        end
    else
        if A(i,CF)>(P_min(1)+Pendiente*(A(i,CX)-P_min(2)));
            carga(i,1)=A(i,CF);
            carga(i,2)=A(i,CX);
        else
            descarga(i,1)=A(i,CF);
            descarga(i,2)=A(i,CX);
        end
    end
end
```

```
end
end
end

%los puntos mínimo y máximo son asignados a las curvas de carga y
descarga
%por igual, de forma que ambas curvas empiecen y terminen de los
mismos
%puntos
carga (sz (1) +1, 1:2) =P_min;
carga (sz (1) +2, 1:2) =P_max;
descarga (sz (1) +1, 1:2) =P_min;
descarga (sz (1) +2, 1:2) =P_max;
end
```

A1.2. SUBROUTINA 2: ELIMINACION DE REPETIDOS

Elimina los pares de puntos repetidos que puedan existir en las matrices que contiene los datos de las rampas de carga y descarga, que a menudo son los puntos de enlace de los extremos inicial y final de dichas rampas:

```
function [car,descar]=eliminar_repetidos(carga,descarga)
j=1;
while 1
    if carga(j,2)==carga(j+1,2);
        carga(j,:)=[];
    else
        j=j+1;
    end
    if j>size(carga,1)-1;
        break;
    end
end
k=1;
while 1
    if descarga(k,2)==descarga(k+1,2);
        descarga(k,:)=[];
    else
        k=k+1;
    end
    if k>size(descarga,1)-1;
        break;
    end
end
car=carga;
descar=descarga;
end
```

A1.3. SUBROUTINA 3: ELIMINACION DE PARES CERO

Esta función se encarga de eliminar los pares de datos de tipo [0,0] en los vectores de fuerza desplazamiento. Estos valores deben ser eliminados para el procesamiento de estos vectores por parte de la función principal y son habitualmente generados por otras funciones de Matlab cuando realizan operaciones de ordenación sobre vectores, entre otros.

```
function [car,descar]=eliminar_pares_cero(carga,descarga)

j=1;
while 1
    if (carga(j,1)==0) & (carga(j,2)==0);
        carga(j,:)=[];
    else
        j=j+1;
    end
    if j>size(carga,1);
        break;
    end
end
k=1;
while 1
    if (descarga(k,1)==0) & (descarga(k,2)==0);
        descarga(k,:)=[];
    else
        k=k+1;
    end
    if k>size(descarga,1);
        break;
    end
end
car=carga;
descar=descarga;

end
```

A1.4. SUBROUTINA 4: ORDENACIÓN DE VECTOR DE FUERZA DESPLAZAMIENTO SEGÚN ORDEN ASCENDENTE DEL DESPLAZAMIENTO

Lee una matriz X cualquiera, donde la primera columna contiene valores de Fuerza, y la segunda columna contiene los valores del desplazamiento y le ordena de forma ascendente según el desplazamiento, guardándolo dentro de una matriz llamada V:

```
function [V] = ordenar_desplazamiento_ascd(x)
matriz=x;
sz=size(x);
longitud=sz(1);
for i=1:(longitud);
    for j=1:(longitud-1);
        if matriz(j,2)>matriz(j+1,2);
            aux=matriz(j,1:2);
            matriz(j,1:2)=matriz(j+1,1:2);
            matriz(j+1,1:2)=aux;
        end
    end
end
V=matriz;
end
```

A1.5. SUBROUTINA 5: CALCULO DE ENERGÍAS DE UNA FUNCIÓN DE FUERZA- DESPLAZAMIENTO

Integración numérica del áreas existente bajo una curva Fuerza-Desplazamiento representada por un vector 'X':

```
function Energia=energia_bajo_curva(x)
A=x;
szx=size(A,1);
E=0;
rectangulo=0;
triangulo=0;
for i=1:szx-1;
    rectangulo=min(A(i+1,1),A(i,1))*abs(A(i+1,2)-A(i,2));
    triangulo=abs(A(i+1,1)-A(i,1))*abs(A(i+1,2)-A(i,2))/2;
    E=E+rectangulo+triangulo;
end
Energia=E;
end
```


A1.6. SUBROUTINA 6: FUNCIÓN DE IMPORTACIÓN DE ARCHIVOS LVM

Función creada por la empresa National Instruments para facilitar la lectura de sus archivos propietarios en formato *.lvm generado por los equipos de adquisición de datos con tecnología LabVIEW, empleados en el procedimiento experimental. Para mayor información se puede revisar la página web de la compañía (<http://www.ni.com/tutorial/4139/en/>).

```
function data = lvm_import(filename,verbose)
%LVM_IMPORT Imports data from a LabView LVM file
% DATA = LVM_IMPORT(FILENAME,VERBOSE) returns the data from a LVM
(.lvm)
% ASCII text file created by LabView.
%
% FILENAME      The name of the .lvm file, with or without ".lvm"
extension
%
% VERBOSE      How many messages to display. Default is 1 (few
messages),
%              0 = silent, 2 = display file information and all
messages
%
% DATA        The data found in the LVM file. DATA is a structure with
%              fields corresponding to the Segments in the file (see
below)
%              and LVM file header information.
%
%
% This function imports data from a text-formatted LabView Measurement
File
% (LVM, extension ".lvm") into MATLAB. A LVM file can have multiple
% Segments, so that multiple measurements can be combined in a single
% file. The output variable DATA is a structure with fields named
% 'Segment1', 'Segment2', etc. Each Segment field is a structure with
% details about the data in the Segment and the actual data in the
field
% named 'data'. The column labels and units are stored as cell arrays
that
% correspond to the columns in the array of data.
% The size of the data array depends on the type of x-axis data that
is
% stored in the LVM file and the number of channels (num_channels).
% There are three cases:
% 1) No x-data is included in the file ('No')
% The data array will have num_channels columns (one column per
channel
% of data).
% 2) One column of x-data is included in the file ('One')
% The first column of the data array will be the x-values, and the
data
% array will have num_channels+1 columns.
```

```
% 3) Each channel has its own x-data ('Multi')
% Each channel has two columns, one for x-values, and one for data.
The
% data array will have num_channels*2 columns, with the x-values and
% corresponding data in alternating columns. For example, in a
Segment
% with 4 channels, columns 1,3,5,7 will be the x-values for the data
in
% columns 2,4,6,8.
%
% Note: because MATLAB only works with a "." decimal separator,
importing
% large LVM files that use a "," (or other character) will be
noticeably
% slower. Use a "." decimal separator to avoid this issue.
%
% The LVM file specification is available at:
% http://zone.ni.com/devzone/cda/tut/p/id/4139
%
%
% Example:
%
% Use the following command to read in the data from a file
containing two
% Segments:
%
% >> d=lvm_import('testfile.lvm');
%
% Importing testfile.lvm:
%
% Import complete. 2 Segments found.
%
% >> d
% d =
%     X_Columns: 'One'
%           user: 'hopcroft'
%     Description: 'Pressure, Flowrate, Heat, Power, Analog Voltage,
Pump on, Temp'
%           date: '2008/03/26'
%           time: '12:18:02.156616'
%           clock: [2008 3 26 12 18 2.156616]
%           Segment1: [1x1 struct]
%           Segment2: [1x1 struct]
%
% >> d.Segment1
% ans =
%           Notes: 'Some notes regarding this data set'
%     num_channels: 8
%           y_units: {8x1 cell}
%           x_units: {8x1 cell}
%           X0: [8x1 double]
%           Delta_X: [8x1 double]
%     column_labels: {9x1 cell}
%           data: [211x9 double]
```

```

%           Comment: 'This data rulz'
%
%
% >> d.Segment1.column_labels{2}
% ans =
% Thermocouple1
%
% >> plot(d.Segment1.data(:,1),d.Segment1.data(:,2));
% >> xlabel(d.Segment1.column_labels{1});
% >> ylabel(d.Segment1.column_labels{2});
%
%
%
% M.A. Hopcroft
%   < mhopeng at gmail.com >
%
%
% MH Mar2017
% v3.1 use cellfun to vectorize processing of comma-delimited data
%       (thanks to Victor for suggestion)
% v3.0 use correct test for 'tab'
% MH Aug2016
% v3.0 (BETA) fixes for files that use comma as delimiter
%       improved robustness for files with missing columns
% MH Sep2013
% v2.2 fixes for case of comma separator in multi-segment files
%       use cell2mat for performance improvement
%       (thanks to <die-kenny@t-online.de> for bug report and testing)
% MH May2012
% v2.1 handle "no separator" bug
%       (thanks to <adnan.cheema@gmail.com> for bug report and
testing)
%       code & comments cleanup
%       remove extraneous column labels (X_Value for "No X" files;
Comment)
%       clean up verbose output
%       change some field names to NI names
("Delta_X","X_Columns","Date")
% MH Mar2012
% v2.0 fix "string bug" related to comma-separated decimals
%       handle multiple Special Headers correctly
%       fix help comments
%       increment version number to match LabView LVM writer
% MH Sep2011
% v1.3 handles LVM Writer version 2.0 (files with decimal separator)
%       Note: if you want to work with older files with a non-"."
decimal
%       separator character, change the value of
"data.Decimal_Separator"
% MH Sep2010
% v1.2 bugfixes for "Special" header in LVM files.
%       (Thanks to <bobbyjoe23928@gmail.com> for suggestions)
% MH Apr2010
% v1.1 use case-insensitive comparisons to maintain compatibility
with

```

```
%      NI LVM Writer version 1.00
%
%      MH MAY2009
% v1.02 Add filename input
%      MH SEP2008
% v1.01 Fix comments, add Cells
% v1.00 Handle all three possibilities for X-columns (No,One,Multi)
%      Handle LVM files with no header
%      MH AUG2008
% v0.92 extracts Comment for each Segment
%      MH APR2008
% v0.9  initial version
%
%#ok<*ASGLU>

% message level
if nargin < 2, verbose = 1; end % use 1 for release and 2 for BETA
if verbose >= 1, fprintf(1, '\nlvm_import v3.1\n'); end

% ask for filename if not provided already
if nargin < 1
    filename=input(' Enter the name of the .lvm file: ','s');
    fprintf(1, '\n');
end

%% Open the data file
% open and verify the file
fid=fopen(filename);
if fid ~= -1, % then file exists
    fclose(fid);
else
    filename=strcat(filename, '.lvm');
    fid=fopen(filename);
    if fid ~= -1, % then file exists
        fclose(fid);
    else
        error(['File not found in current directory! (' pwd ')']);
    end
end

% open the validated file
fid=fopen(filename);

if verbose >= 1, fprintf(1, ' Importing "%s"\n\n', filename); end

% is it really a LVM file?
linein=fgetl(fid);
if verbose >= 2, fprintf(1, '%s\n', linein); end
%if ~strcmp(sscanf(linein, '%s'), 'LabVIEWMeasurement')
if ~strfind('LabVIEW', linein)
    try
```

```

data.Segment1.data = dlmread(filename);
    if verbose >= 1, fprintf(1, 'This file appears to be an LVM
file with no header.\n'); end
    if verbose >= 1, fprintf(1, 'Data was copied, but no other
information is available.\n'); end
    return
catch fileEx
    error('This does not appear to be a text-format LVM file (no
header).');
end
end

%% Process file header
% The file header contains several fields with useful information

% default values
data.Decimal_Separator = '.';
text_delimiter={' ',' '\t'};
data.X_Columns='One';

% File header contains date, time, etc.
% Also the file delimiter and decimal separator (LVM v2.0)
if verbose >= 2, fprintf(1, ' File Header Contents:\n\n'); end
while 1

    % get a line from the file
    linein=fgetl(fid);
    % handle spurious carriage returns
    if isempty(linein), linein=fgetl(fid); end
    if verbose >= 3, fprintf(1, '%s\n', linein); end
    % what is the tag for this line?
    t_in = textscan(linein, '%s', 'Delimiter', text_delimiter);
    if isempty(t_in{1}{1})
        tag='notag';
    else
        tag = t_in{1}{1};
    end
    % exit when we reach the end of the header
    if strfind(tag, '***End_of_Header***')
        if verbose >= 2, fprintf(1, '\n'); end
        break
    end

    % get the value corresponding to the tag
    % if ~strcmp(tag, 'notag')
    %     v_in = textscan(linein, '%*s
%s', 'delimiter', '\t', 'whitespace', '', 'MultipleDelimsAsOne', 1);
        if size(t_in{1}, 1) > 1 % only process a tag if it has a value
            %     val = v_in{1}{1};
            val = t_in{1}{2};

            switch tag

```

```

        case 'Date'
            data.Date = val;
        case 'Time'
            data.Time = val;
        case 'Operator'
            data.user = val;
        case 'Description'
            data.Description = val;
        case 'Project'
            data.Project = val;
        case 'Separator'
            % v3 separator sanity check
            if strcmpi(val, 'Tab')
                text_delimiter='\t';
                if strfind(linein, ',')
                    fprintf(1, 'ERROR: File header reports
"Tab" but uses ", ". Check the file and correct if necessary.\n');
                    return
                end
            elseif strcmpi(val, 'Comma') || strcmpi(val, ',')
                text_delimiter=',';
                if strfind(linein, sprintf('\t'))
                    fprintf(1, 'ERROR: File header reports
"Comma" but uses "tab". Check the file and correct if necessary.\n');
                    return
                end
            end
        end

        case 'X_Columns'
            data.X_Columns = val;
        case 'Decimal_Separator'
            data.Decimal_Separator = val;
    end
    if verbose >= 2, fprintf(1, '%s: %s\n', tag, val); end
end
%     end

end

% create matlab-formatted date vector
if isfield(data, 'time') && isfield(data, 'date')
    dt = textscan(data.Date, '%d', 'Delimiter', '/');
    tm = textscan(data.Time, '%d', 'Delimiter', ':');
    if length(tm{1})==3
        data.clock=[dt{1}(1) dt{1}(2) dt{1}(3) tm{1}(1) tm{1}(2)
tm{1}(3)];
    elseif length(tm{1})==2
        data.clock=[dt{1}(1) dt{1}(2) dt{1}(3) tm{1}(1) tm{1}(2) 0];
    else
        data.clock=[dt{1}(1) dt{1}(2) dt{1}(3) 0 0 0];
    end
end
end

```

```

if verbose >= 3, fprintf(1, ' Text delimiter is
"%s":\n\n',text_delimiter); end

%% Process segments
% process data segments in a loop until finished
segnum = 1;
val=[]; tag=[]; %#ok<NASGU>
while 1
    %segnum = segnum +1;
    fieldnm = ['Segment' num2str(segnum)];

    %% - Segment header
    if verbose >= 1, fprintf(1, ' Segment %d:\n\n',segnum); end
    % loop to read segment header
    while 1
        % get a line from the file
        linein=fgetl(fid);
        % handle spurious carriage returns/blank lines/end of file
        while isempty(linein), linein=fgetl(fid); end
        if feof(fid), break; end
        if verbose >= 3, fprintf(1, '%s\n',linein); end

        % Ignore "special segments"
        % "special segments" can hold other types of data. The type
tag is
        % the first line after the Start tag. As of version 2.0,
        % LabView defines three types:
        % Binary_Data
        % Packet_Notes
        % Wfm_Sclr_Meas
        % In theory, users can define their own types as well.
LVM_IMPORT
        % ignores any "special segments" it finds.
        % If special segments are handled in future versions,
recommend
        % moving the handler outside the segment read loop.
        if strfind(linein, '***Start_Special***')
            special_seg = 1;
            while special_seg

                while 1 % process lines until we find the end of the
special segment
                    % get a line from the file
                    linein=fgetl(fid);
                    % handle spurious carriage returns
                    if isempty(linein), linein=fgetl(fid); end
                    % test for end of file
                    if linein==-1, break; end
                    if verbose >= 2, fprintf(1, '%s\n',linein); end
                    if strfind(linein, '***End_Special***')
                        if verbose >= 2, fprintf(1, '\n'); end
                        break

```

```

        end
    end

    % get the next line and proceed with file
    % (there may be additional Special Segments)
    linein=fgetl(fid);
    % handle spurious carriage returns/blank lines/end of
file
    while isempty(linein), linein=fgetl(fid); end
    if feof(fid), break; end
    if isempty(strfind(linein, '***Start_Special***'))
        special_seg = 0;
        if verbose >= 1, fprintf(1, ' [Special Segment
ignored]\n\n'); end
    end
    end
end % end special segment handler

% what is the tag for this line?
t_in = textscan(linein, '%s', 'Delimiter', text_delimiter);
if isempty(t_in{1}{1})
    tag='notag';
else
    tag = t_in{1}{1};
    %disp(t_in{1})
end
if verbose >= 3, fprintf(1, '%s\n', linein); end
% exit when we reach the end of the header
if strfind(tag, '***End_of_Header***')
    if verbose >= 3, fprintf(1, '\n'); end
    break
end

% get the value corresponding to the tag
% v3 assignments use dynamic field names
if size(t_in{1},1)>1 % only process a tag if it has a value
    switch tag
        case 'Notes'
            %
            %d_in = textscan(linein, '%*s
%s', 'delimiter', '\t', 'whitespace', '');
            %
            d_in = linein;
            data.(fieldnm).Notes = t_in{1}{2:end};
        case 'Test_Name'
            %
            %d_in = textscan(linein, '%*s
%s', 'delimiter', '\t', 'whitespace', '');
            %
            d_in = linein;
            data.(fieldnm).Test_Name = t_in{1}{2:end};
            %d_in{1}{1};
        case 'Channels'
            %
            numchan =
textscan(linein, sprintf('%*s%s%d', text_delimiter), 1)
            %
            data.(fieldnm).num_channels = numchan{1};

```



```

        data.(fieldnm).num_channels = str2num(t_in{1}{2});
        case 'Samples'
            %
            % num_samp =
            % textscan(linein, '%s', 'delimiter', text_delimiter);
            % num_samp1 = num_samp{1};
            % num_samp1 = t_in{1}(2:end);
            % num_samp1(1)=[]; % remove tag "Samples"
            % num_samples=[];
            for k=1:length(num_samp1)
                num_samples = [num_samples
                sscanf(num_samp1{k}, '%f')]; %#ok<AGROW>
            end
            % num_samp2=str2num(cell2mat(num_samp1));
        %#ok<ST2NM>

        data.(fieldnm).num_samples = num_samples;
        case 'Y_Unit_Label'
            %
            % Y_units =
            % textscan(linein, '%s', 'delimiter', text_delimiter);
            % data.(fieldnm).y_units=Y_units{1}';
            % data.(fieldnm).y_units=t_in{1}';
            % data.(fieldnm).y_units(1)=[]; % remove tag
        case 'Y_Dimension'
            %
            % Y_Dim =
            % textscan(linein, '%s', 'delimiter', text_delimiter);
            % data.(fieldnm).y_type=Y_Dim{1}';
            % data.(fieldnm).y_type=t_in{1}';
            % data.(fieldnm).y_type(1)=[]; % remove tag
        case 'X_Unit_Label'
            %
            % X_units =
            % textscan(linein, '%s', 'delimiter', text_delimiter);
            % data.(fieldnm).x_units=X_units{1}';
            % data.(fieldnm).x_units=t_in{1}';
            % data.(fieldnm).x_units(1)=[];
        case 'X_Dimension'
            %
            % X_Dim =
            % textscan(linein, '%s', 'delimiter', text_delimiter);
            % data.(fieldnm).x_type=X_Dim{1}';
            % data.(fieldnm).x_type=t_in{1}';
            % data.(fieldnm).x_type(1)=[]; % remove tag
        case 'X0'
            % [Xnought, val]=strtok(linein);
            % val=t_in{1}(2:end);
            % if ~strcmp(data.Decimal_Separator, '.')
            %     val = strrep(val, data.Decimal_Separator, '.');
            % end
            % X0=[];
            % for k=1:length(val)
            %     X0 = [X0 sscanf(val{k}, '%e')]; %#ok<AGROW>
            % end
            % data.(fieldnm).X0 = X0;
            % data.(fieldnm).X0 = textscan(val, '%e');
        case 'Delta_X' %
            % [Delta_X, val]=strtok(linein);
            % val=t_in{1}(2:end);

```

```

        if ~strcmp(data.Decimal_Separator, '.')
            val = strrep(val, data.Decimal_Separator, '.');
        end
        Delta_X=[];
        for k=1:length(val)
            Delta_X = [Delta_X sscanf(val{k}, '%e')];
%#ok<AGROW>
        end
        data.(fieldnm).Delta_X = Delta_X;
    end
end

end % end reading segment header loop
% Done reading segment header

% after each segment header is the row of column labels
linein=fgetl(fid);
Y_labels = textscan(linein, '%s', 'delimiter', text_delimiter);
data.(fieldnm).column_labels=Y_labels{1}';
% The X-column always exists, even if it is empty. Remove if not
used.
if strcmpi(data.X_Columns, 'No')
    data.(fieldnm).column_labels(1)=[];
end
% remove empty entries and "Comment" label
if any(strcmpi(data.(fieldnm).column_labels, 'Comment'))

data.(fieldnm).column_labels=data.(fieldnm).column_labels(1:find(strcmpi(
data.(fieldnm).column_labels, 'Comment'))-1);
end
% display column labels
if verbose >= 1
    fprintf(1, ' %d Data Columns:\n |
', length(data.(fieldnm).column_labels));
    for i=1:length(data.(fieldnm).column_labels)
        fprintf(1, '%s | ', data.(fieldnm).column_labels{i});
    end
    fprintf(1, '\n\n');
end

%% - Segment Data
% Create a format string for textscan depending on the number/type
of
% channels. If there are additional segments, textscan will quit
when
% it comes to a text line which does not fit the format, and the
loop
% will repeat.
if verbose >= 1, fprintf(1, ' Importing data from Segment
%d...', segnum); end

```

```

% How many data columns do we have? (including X data)
switch data.X_Columns
    case 'No'
        % an empty X column exists in the file
        numdatacols = data.(fieldnm).num_channels+1;
        xColPlural='no X-Columns';
    case 'One'
        numdatacols = data.(fieldnm).num_channels+1;
        xColPlural='one X-Column';
    case 'Multi'
        numdatacols = data.(fieldnm).num_channels*2;
        xColPlural='multiple X-Columns';
end

% handle case of not using periods (aka "dot" or ".") for decimal
point separators
% (LVM version 2.0+)
if ~strcmp(data.Decimal_Separator, '.')
    if verbose >= 2, fprintf(1, '\n (using decimal separator
"%s")\n', data.Decimal_Separator); end

    % create a format string for reading data as numbers
    fs = '%s'; for i=2:numdatacols, fs = [fs ' %s']; end
%#ok<AGROW>
    % add one more column for the comment field
    fs = [fs ' %s'];
%#ok<AGROW>
    % v3.1 - use cellfun to process data
    % Read columns as strings
    rawdata = textscan(fid, fs, 'delimiter', text_delimiter);
    % Convert ',' decimal separator to '.' decimal separator
    rawdata = cellfun(@(x) strrep(x, data.Decimal_Separator, '.'),
rawdata, 'UniformOutput', false);
    % save first row comment as The Comment for this segment
    data.(fieldnm).Comment = rawdata{size(rawdata,2)}{1};
    % Transform strings back to numbers
    rawdata = cellfun(@(x) str2double(x), rawdata,
'UniformOutput', false);

    % else is the typical case, with a '.' decimal separator
else
    % create a format string for reading data as numbers
    fs = '%f'; for i=2:numdatacols, fs = [fs ' %f']; end
%#ok<AGROW>
    % add one more column for the comment field
    fs = [fs ' %s'];
%#ok<AGROW>
    % read the data from file
    rawdata = textscan(fid, fs, 'delimiter', text_delimiter);
    % save first row comment as The Comment for this segment
    data.(fieldnm).Comment = rawdata{size(rawdata,2)}{1};
end

```

```
% v2.2 use cell2mat here instead of a loop for better performance
% consolidate data into a simple array, ignore comments
data.(fieldnm).data=cell2mat(rawdata(:,1:numdatacols));

% If we have a "No X data" file, remove the first column (it is
empty/NaN)
if strcmpi(data.X_Columns,'No')
    data.(fieldnm).data=data.(fieldnm).data(:,2:end);
end

if verbose >= 1, fprintf(1,' complete (%g data points
(rows)).\n\n',length(data.(fieldnm).data)); end

% test for end of file
if feof(fid)
    if verbose >= 2, fprintf(1,' [End of File]\n\n'); end
    break;
else
    segnum = segnum+1;
end

end % end process segment

if verbose >= 1
    if segnum > 1, segplural='Segments';
    else segplural='Segment'; end
    fprintf(1,'\n Import complete. File has %s and %d Data
%s.\n\n',xColPlural,segnum,segplural);
end

% close the file
fclose(fid);
return
```

ANEXO II: CURVAS DE LA FASE EXPERIMENTAL IV

A2. CURVAS DE LA FASE EXPERIMENTAL IV

A2.1. CURVAS EXPERIMENTALES DE FUERZA Y DEFORMACIÓN

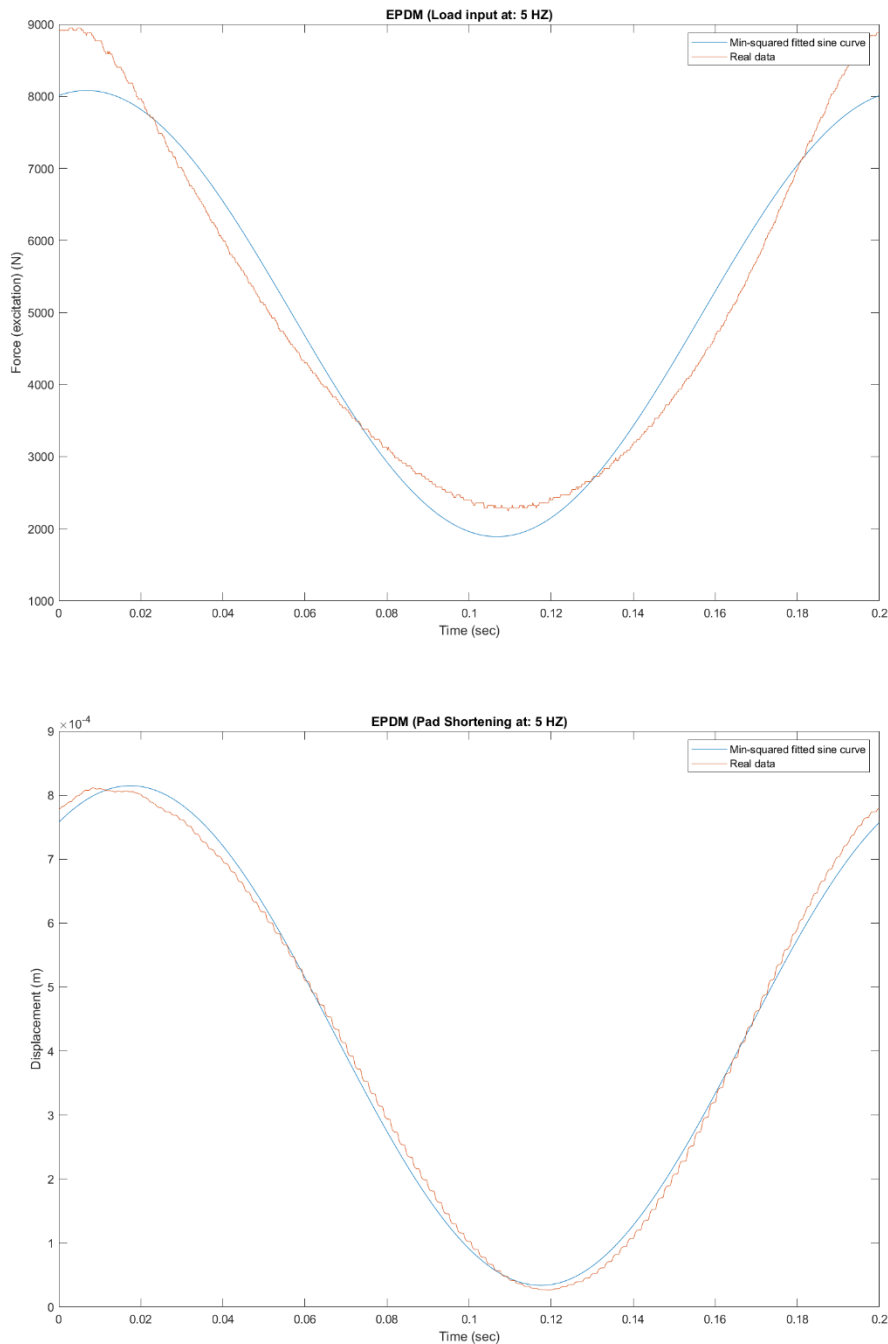


Figura 115. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra de EPDM durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 5 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados.

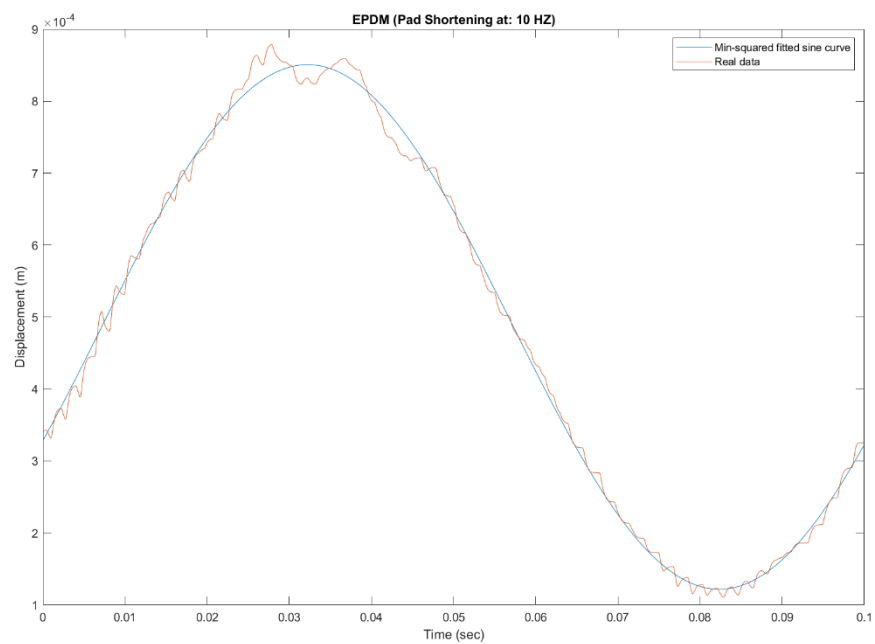
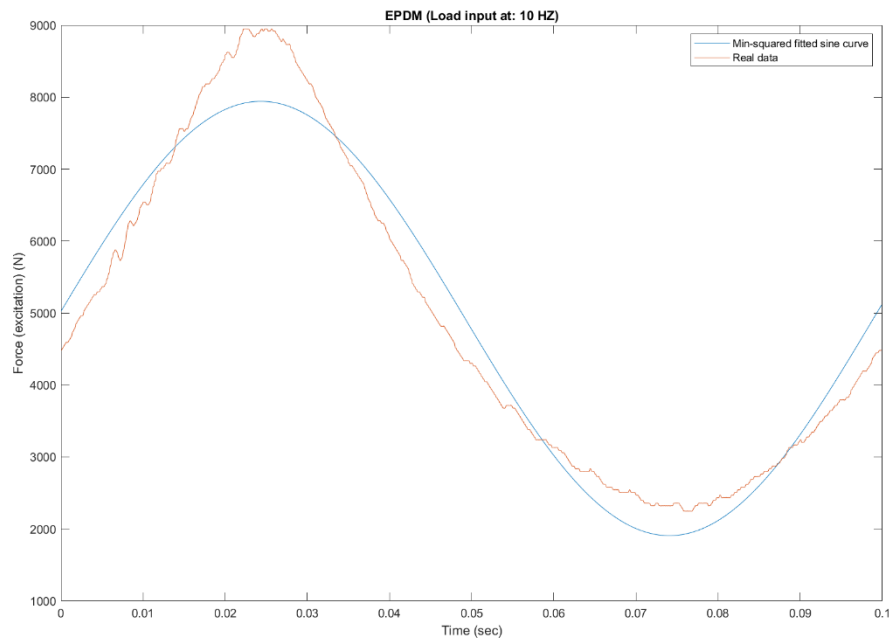


Figura 116. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra de EPDM durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 10 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados.

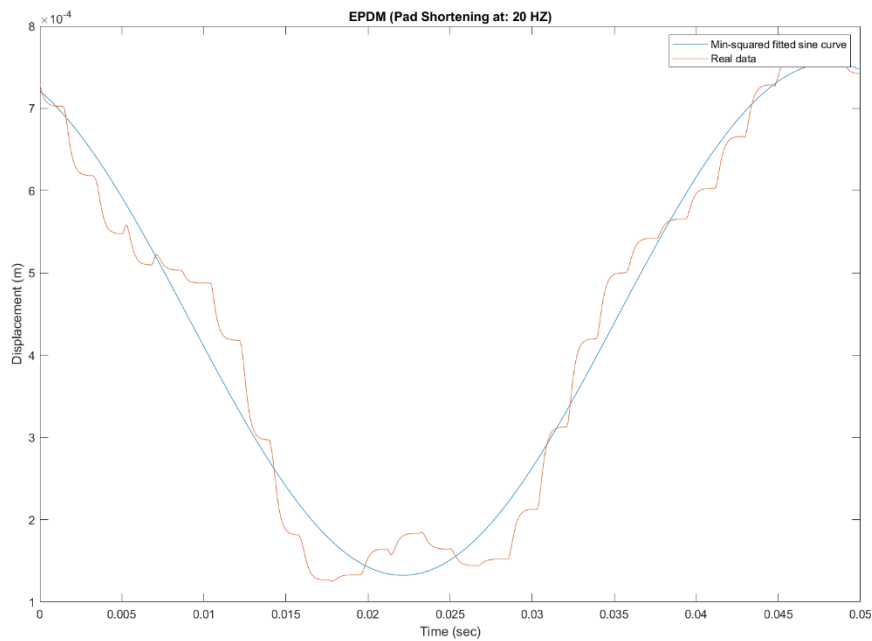
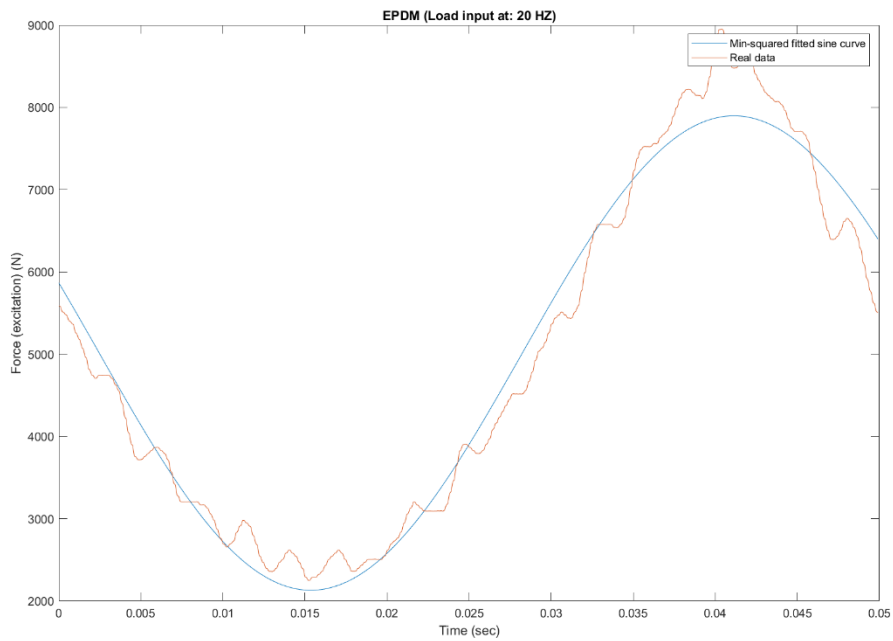


Figura 117. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra de EPDM durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 20 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados.

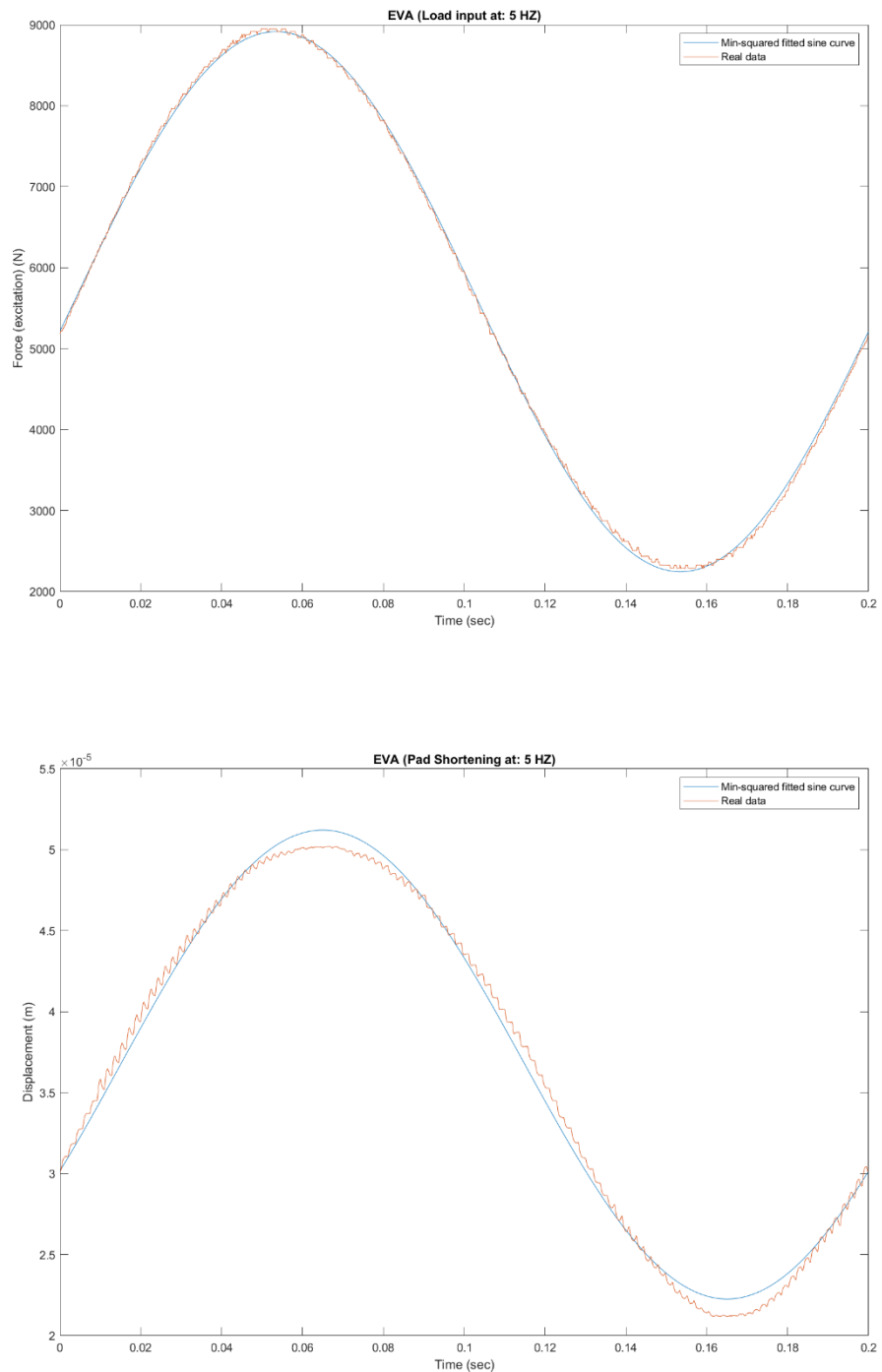


Figura 118. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra de EVA durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 5 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados.

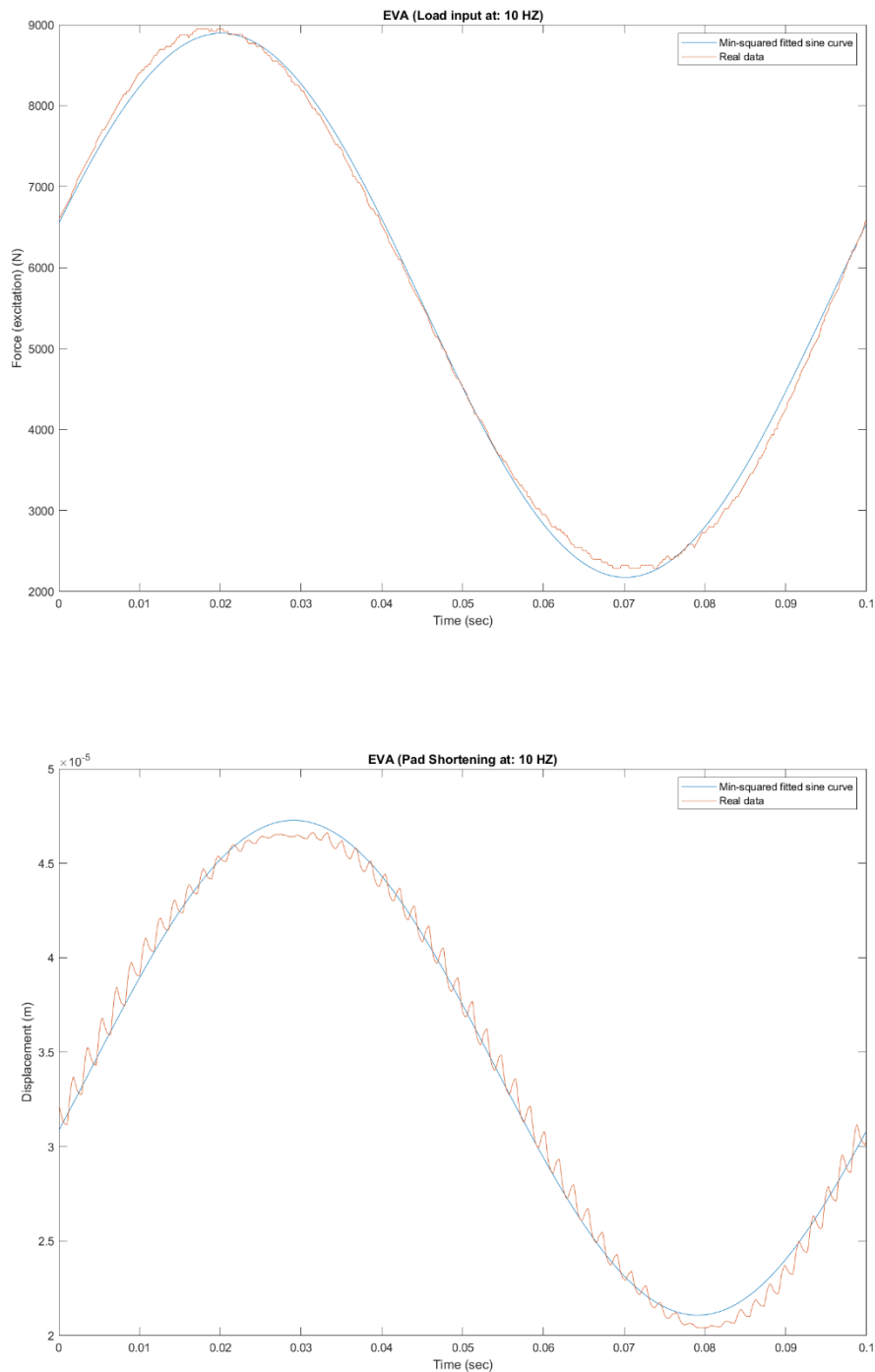


Figura 119. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra de EVA durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 10 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados.

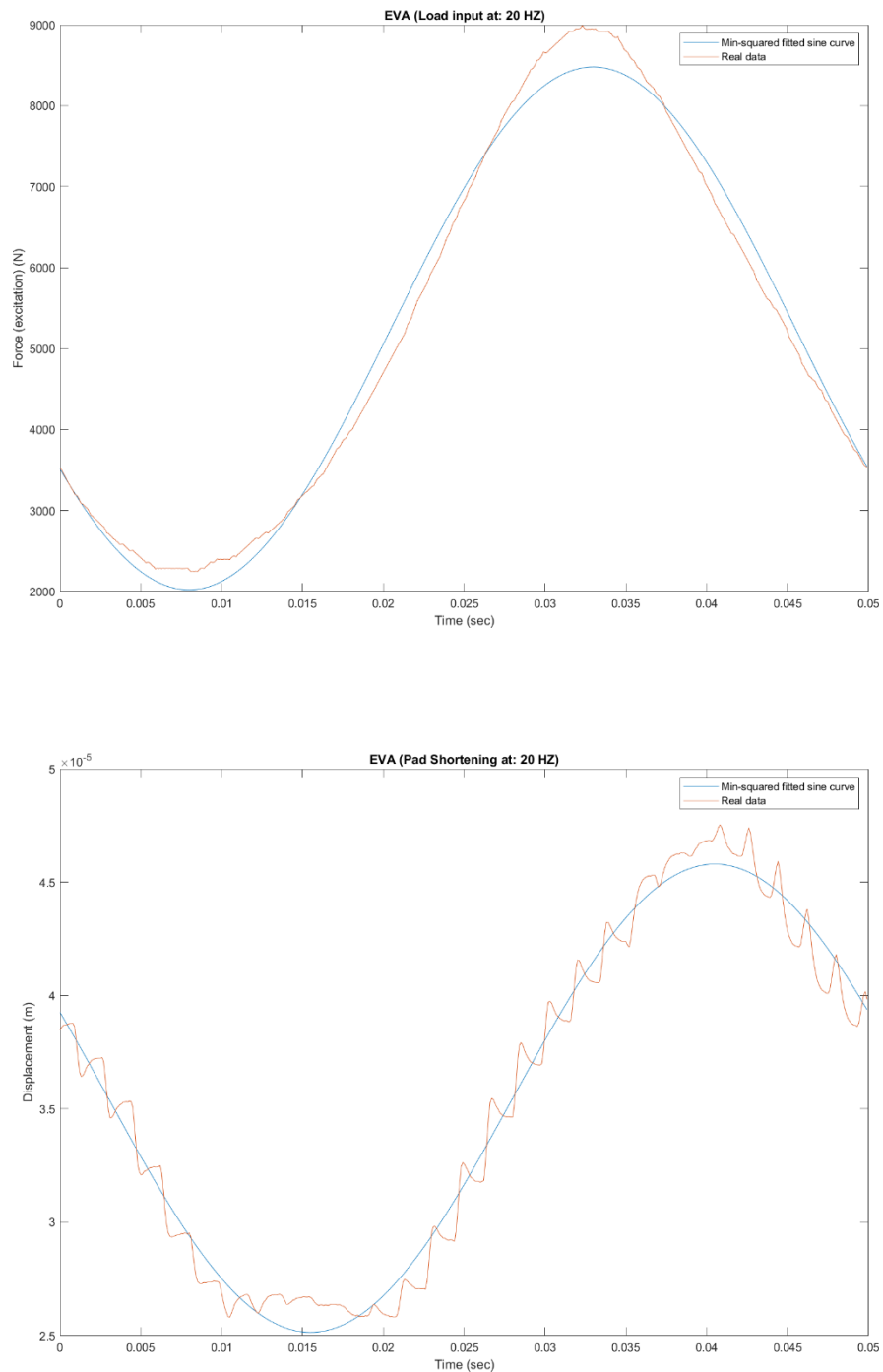


Figura 120. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra de EVA durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 20 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados.

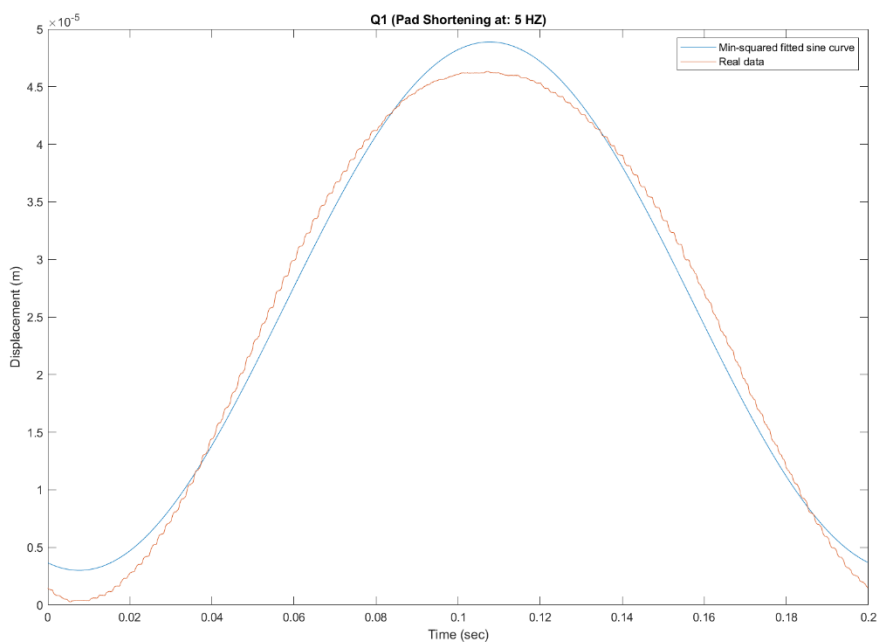
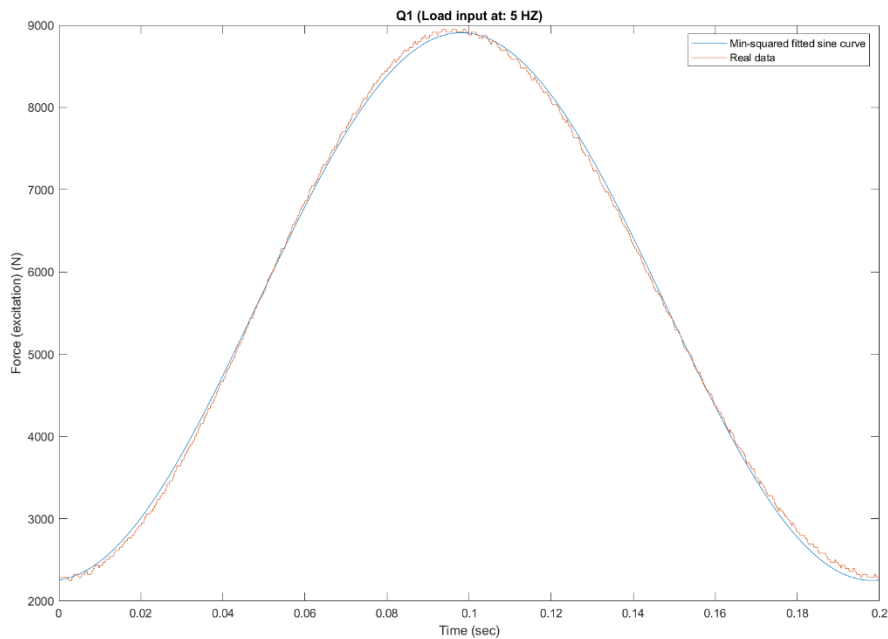


Figura 121. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra Q1 durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 5 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados.

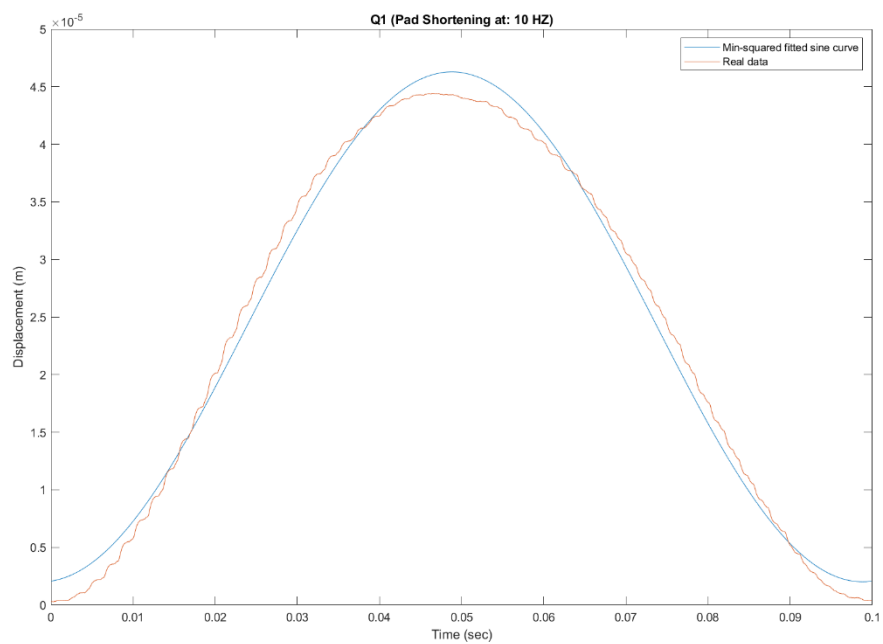
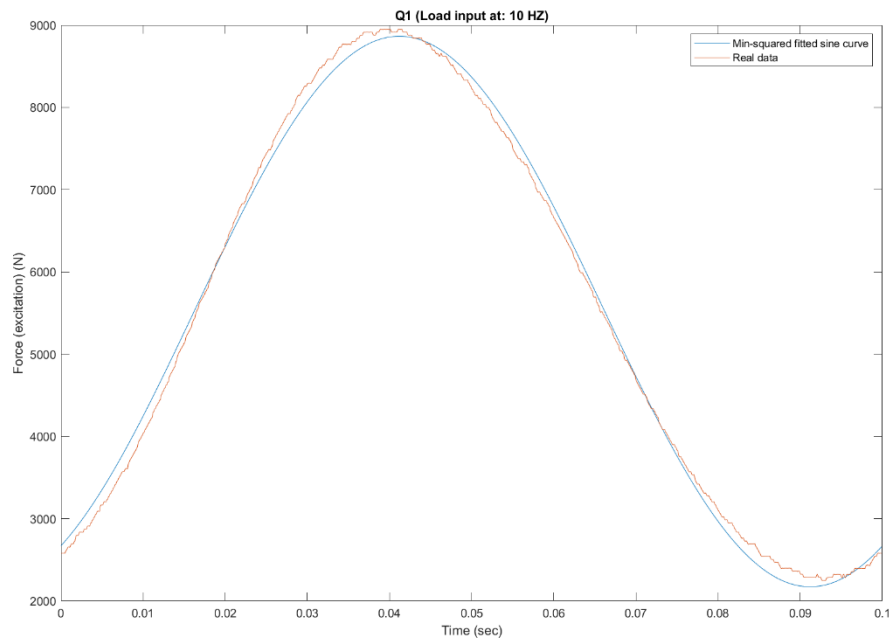


Figura 122. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra Q1 durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 10 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados.

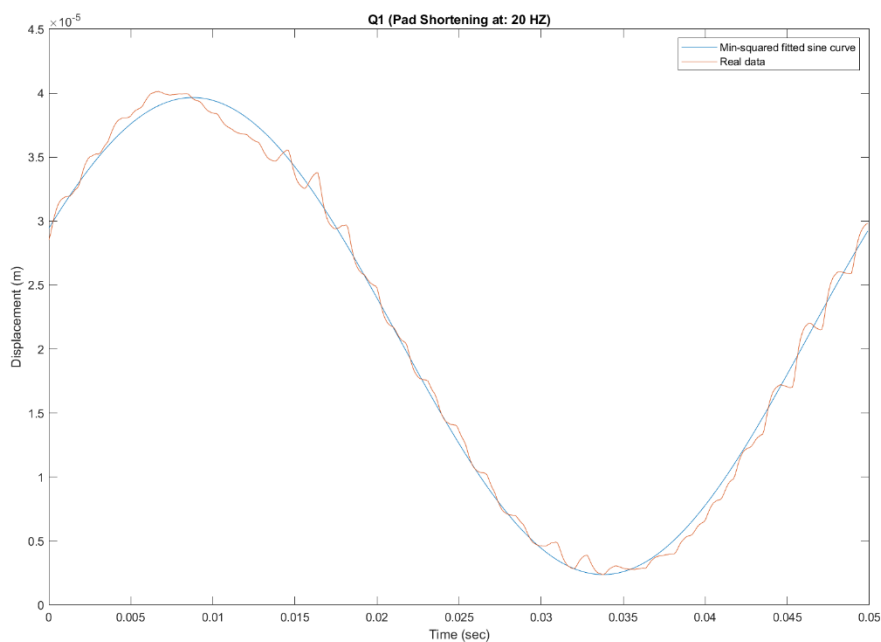
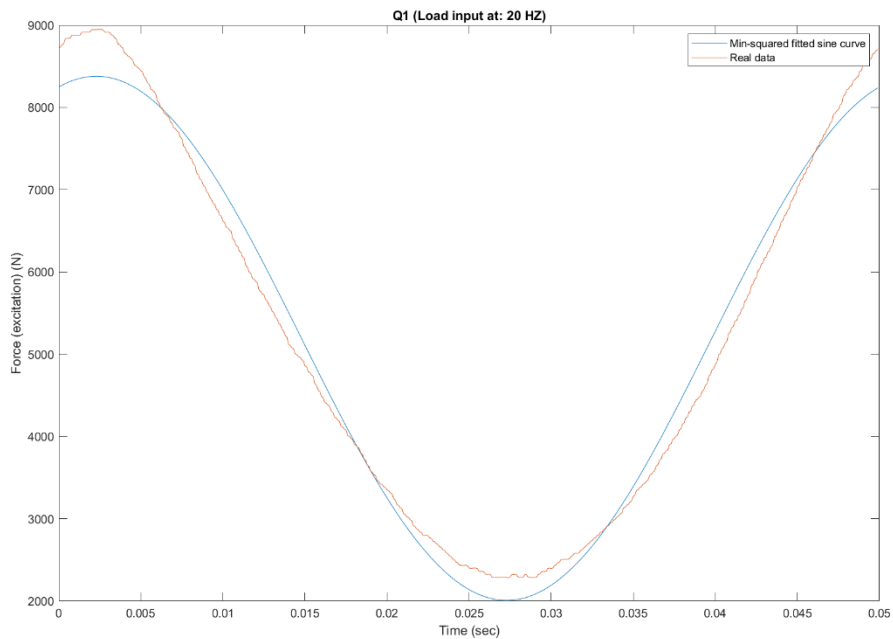


Figura 123. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra Q1 durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 20 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados.

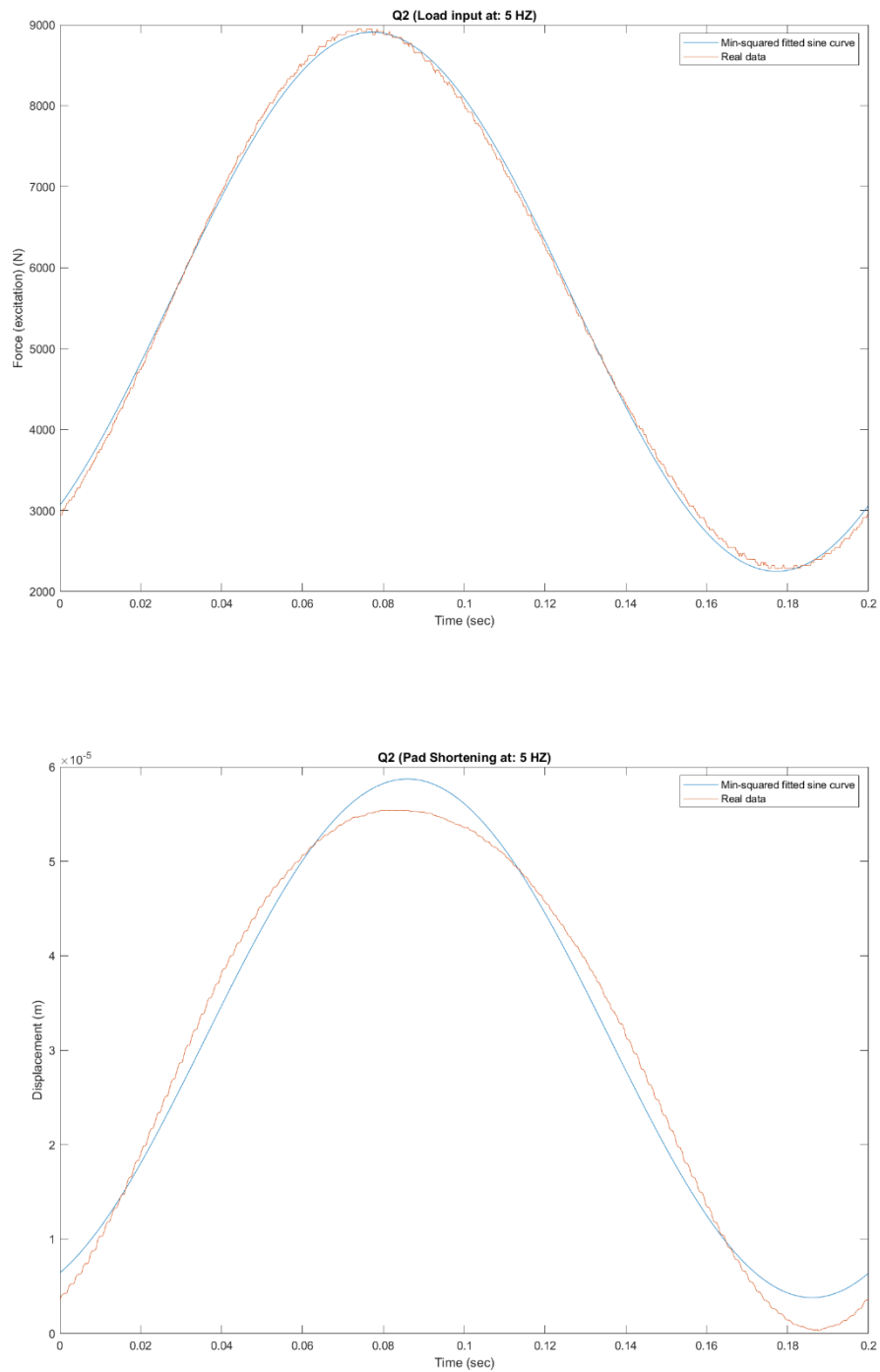


Figura 124. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra Q2 durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 5 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados.

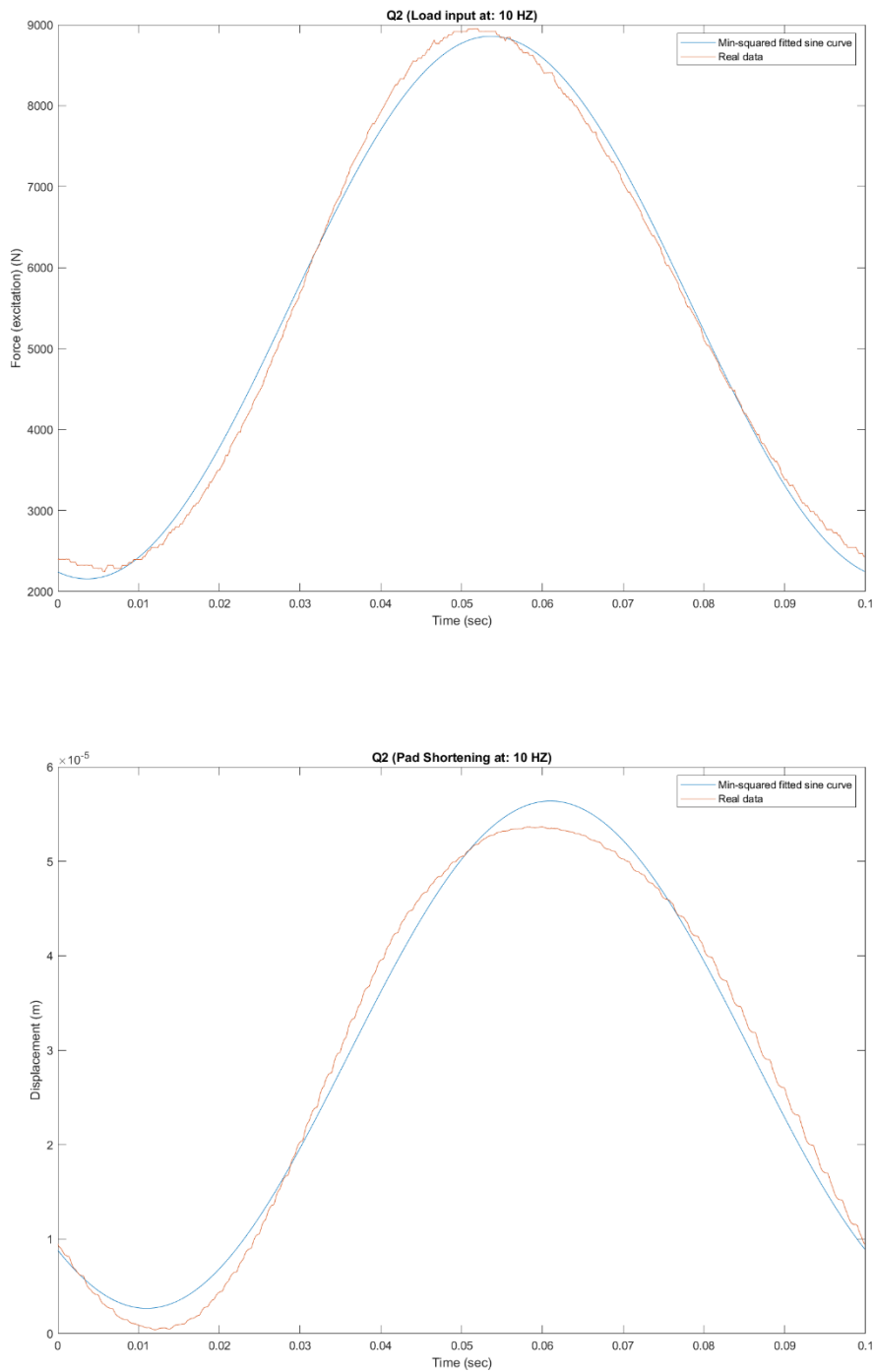


Figura 125. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra Q2 durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 10 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados.

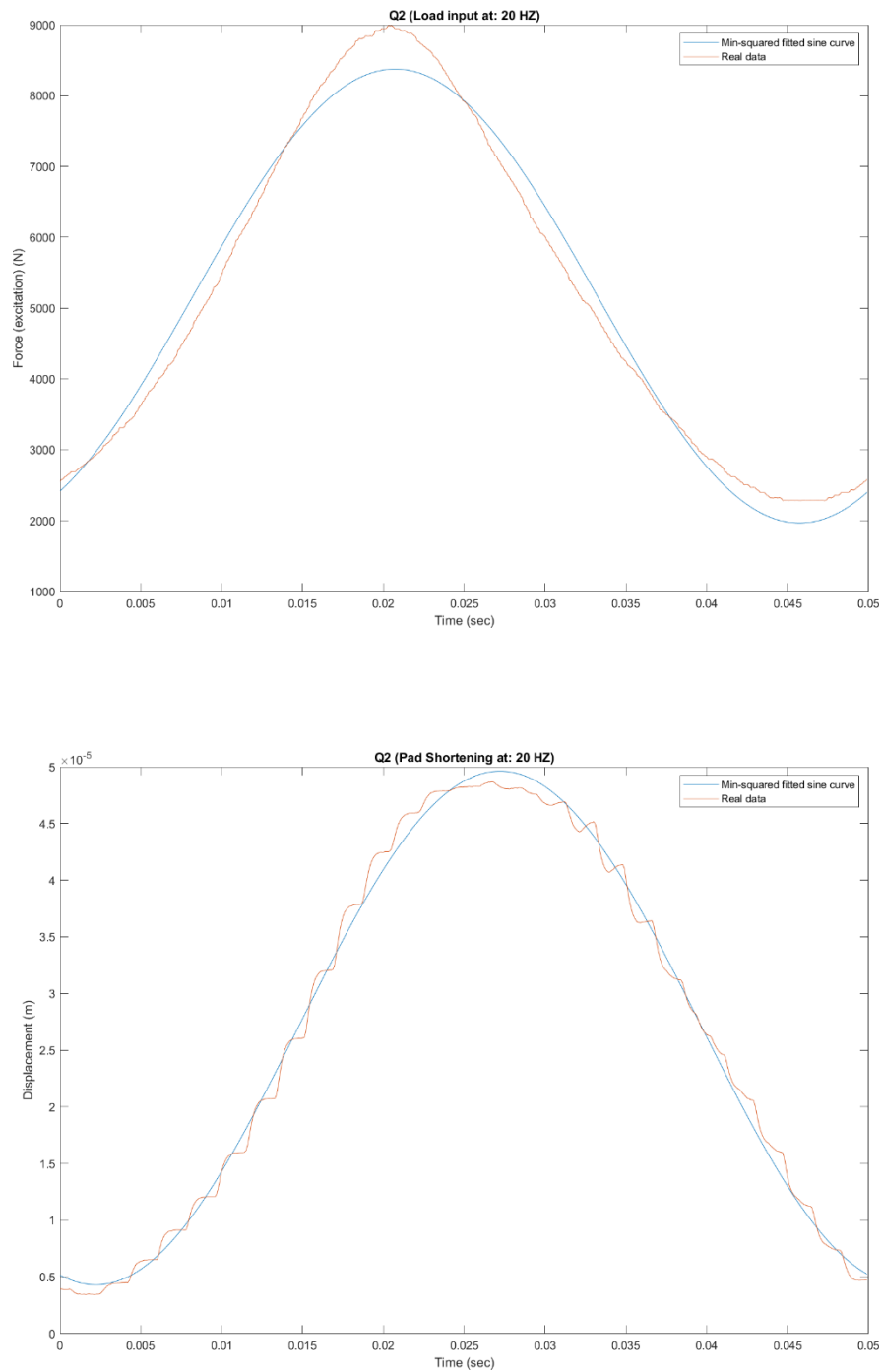


Figura 126. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra Q2 durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 20 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados.

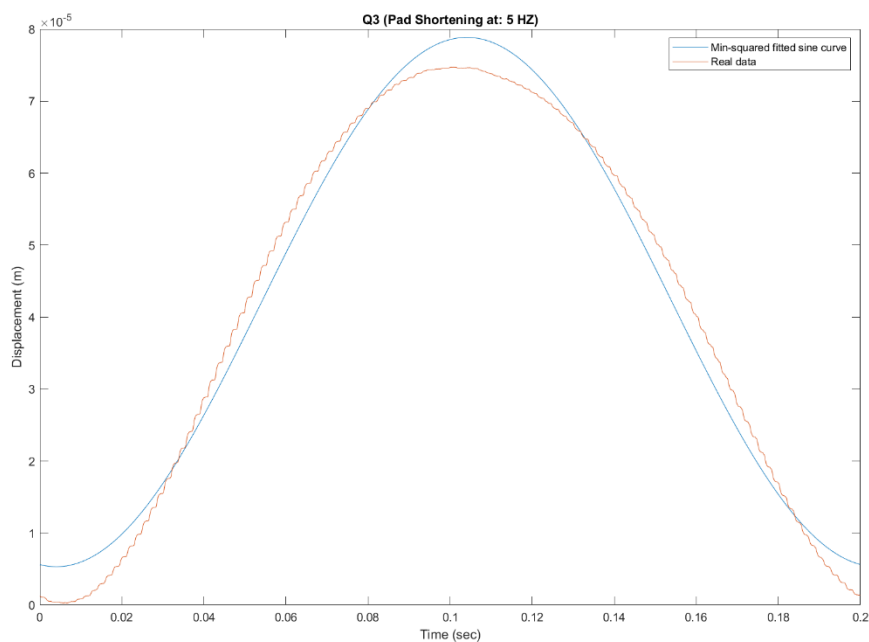
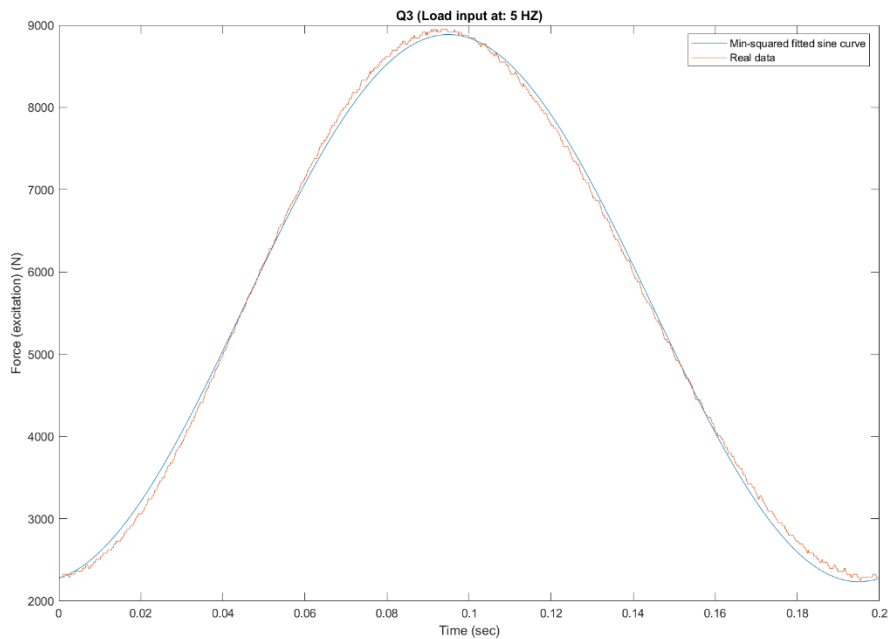


Figura 127. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra Q3 durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 5 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados.

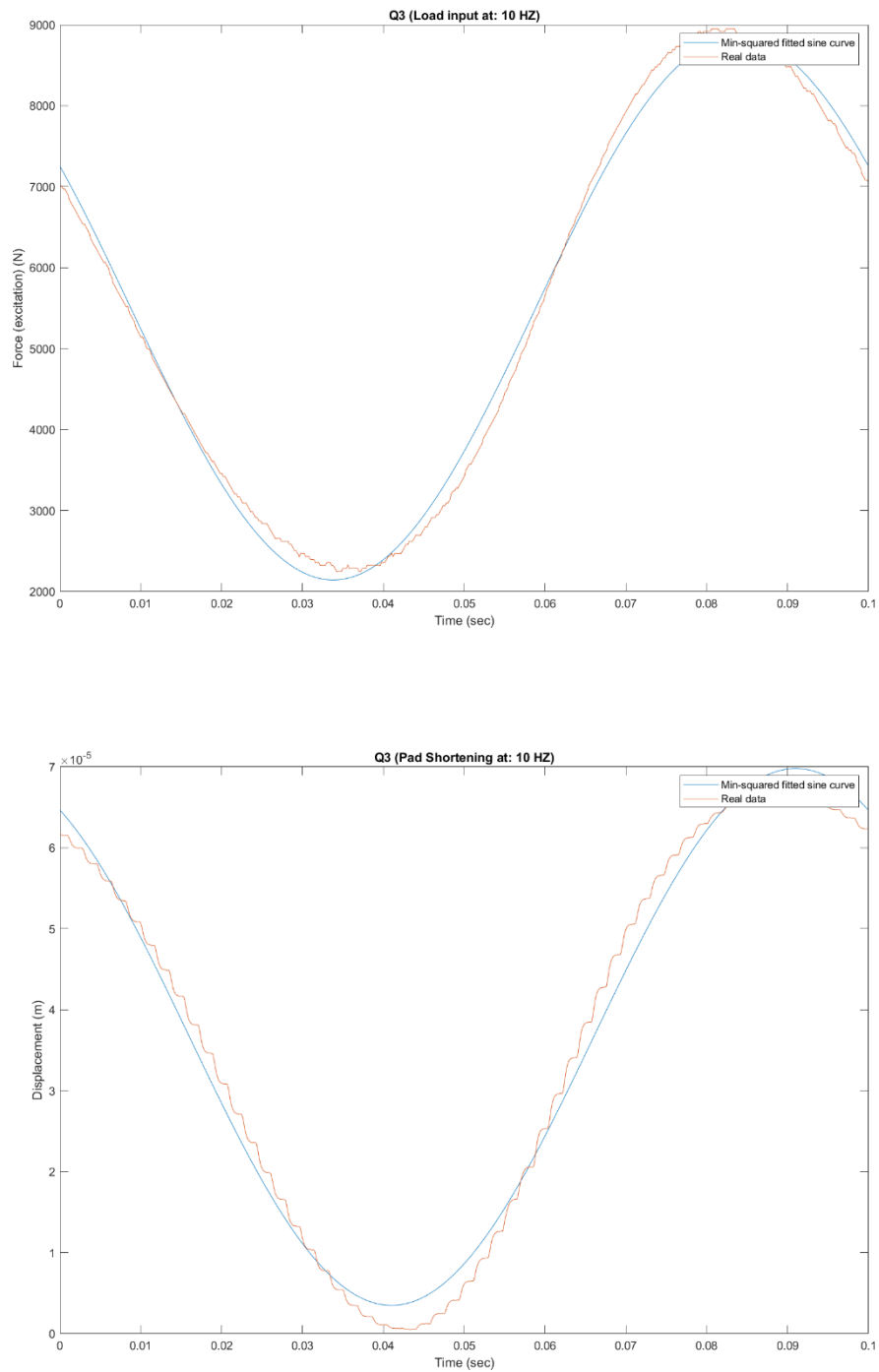


Figura 128. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra Q3 durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 10 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados.

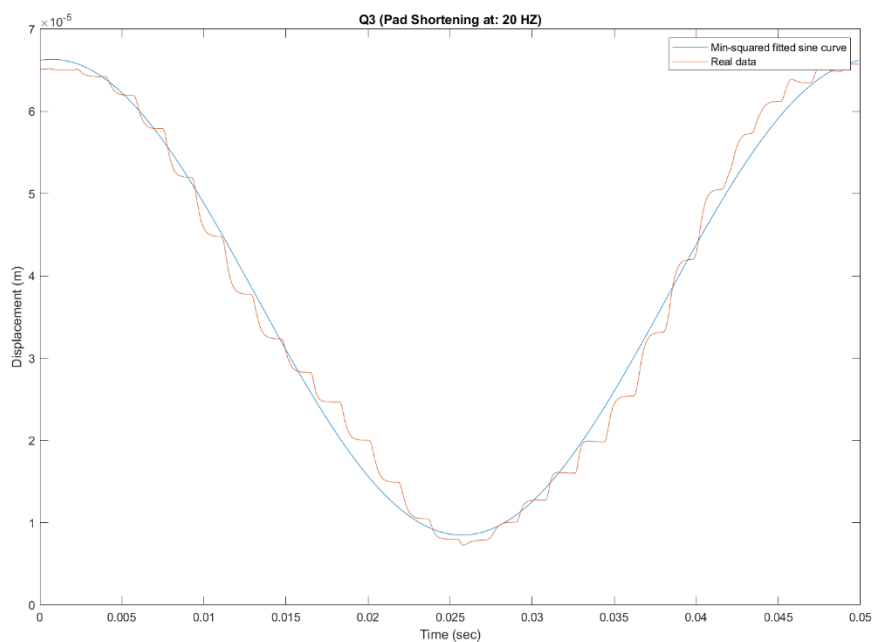
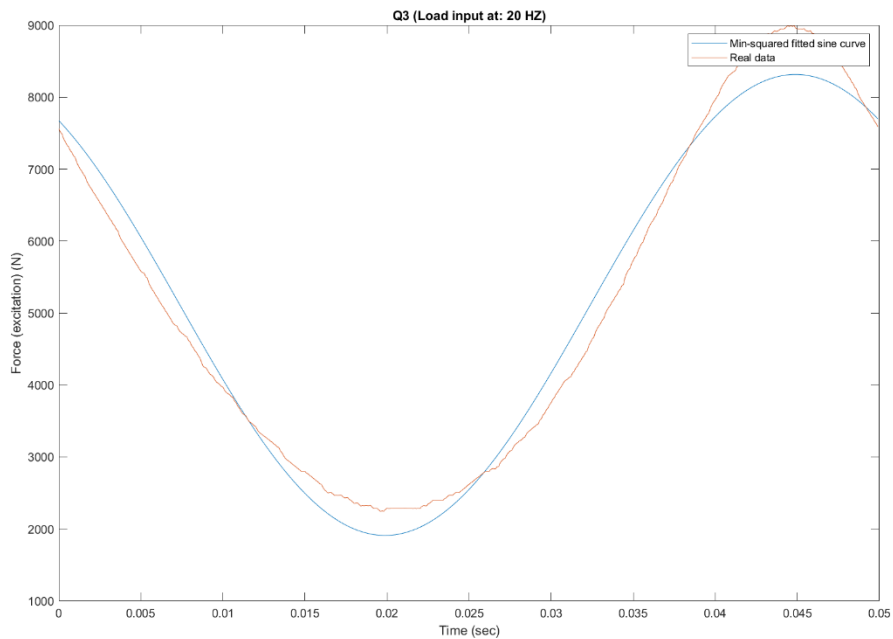


Figura 129. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra Q3 durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 20 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados.

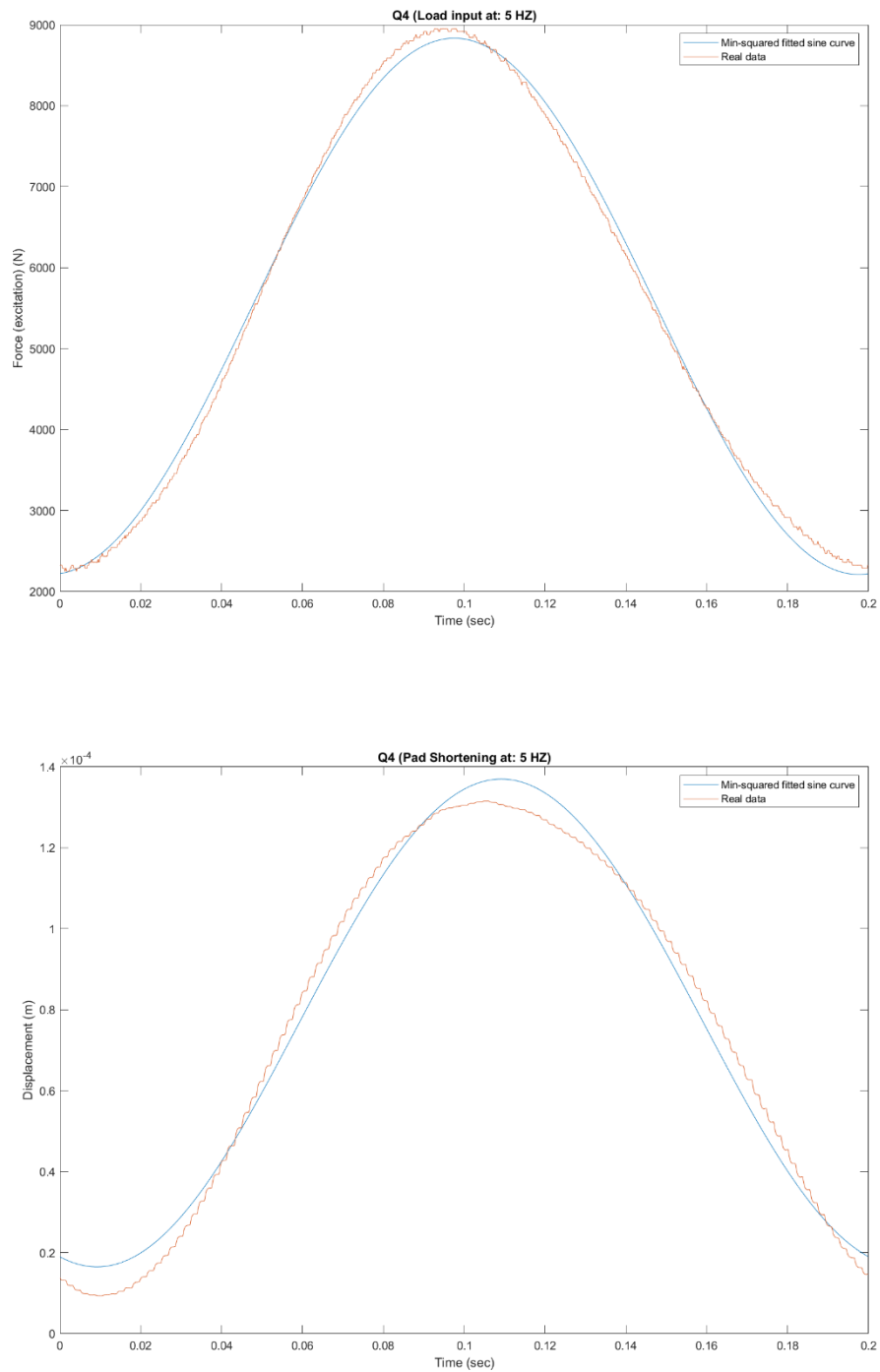


Figura 130. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra Q4 durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 5 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados.

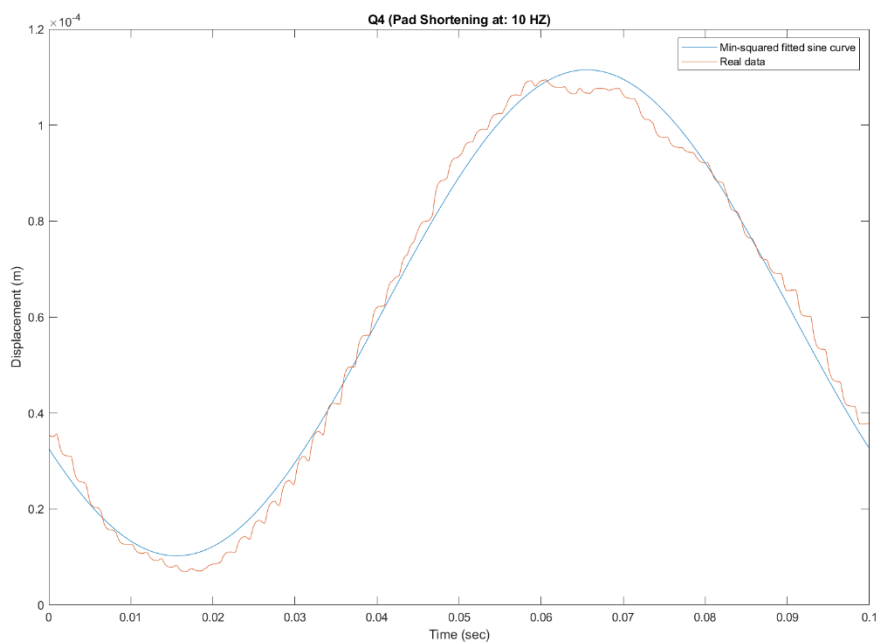
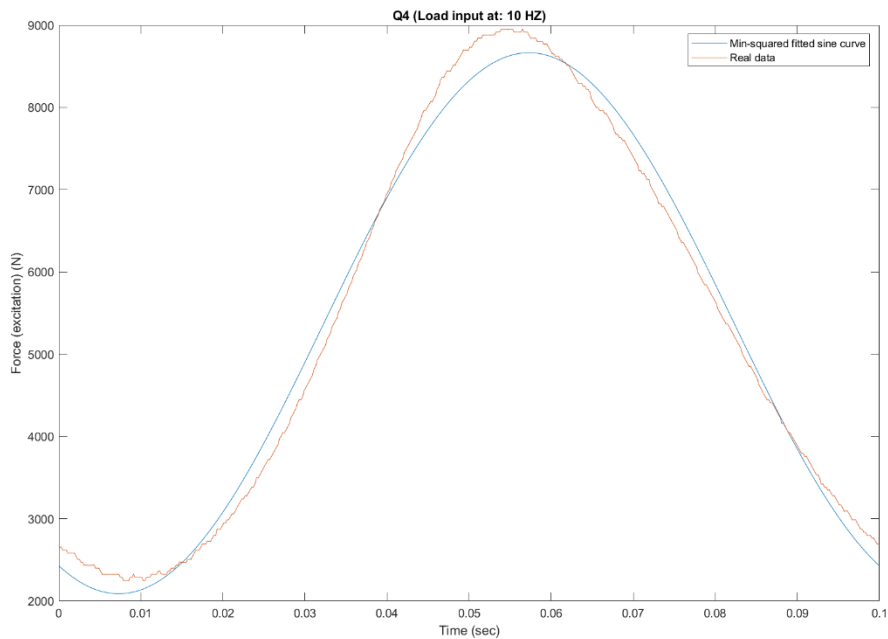


Figura 131. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra Q4 durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 10 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados.

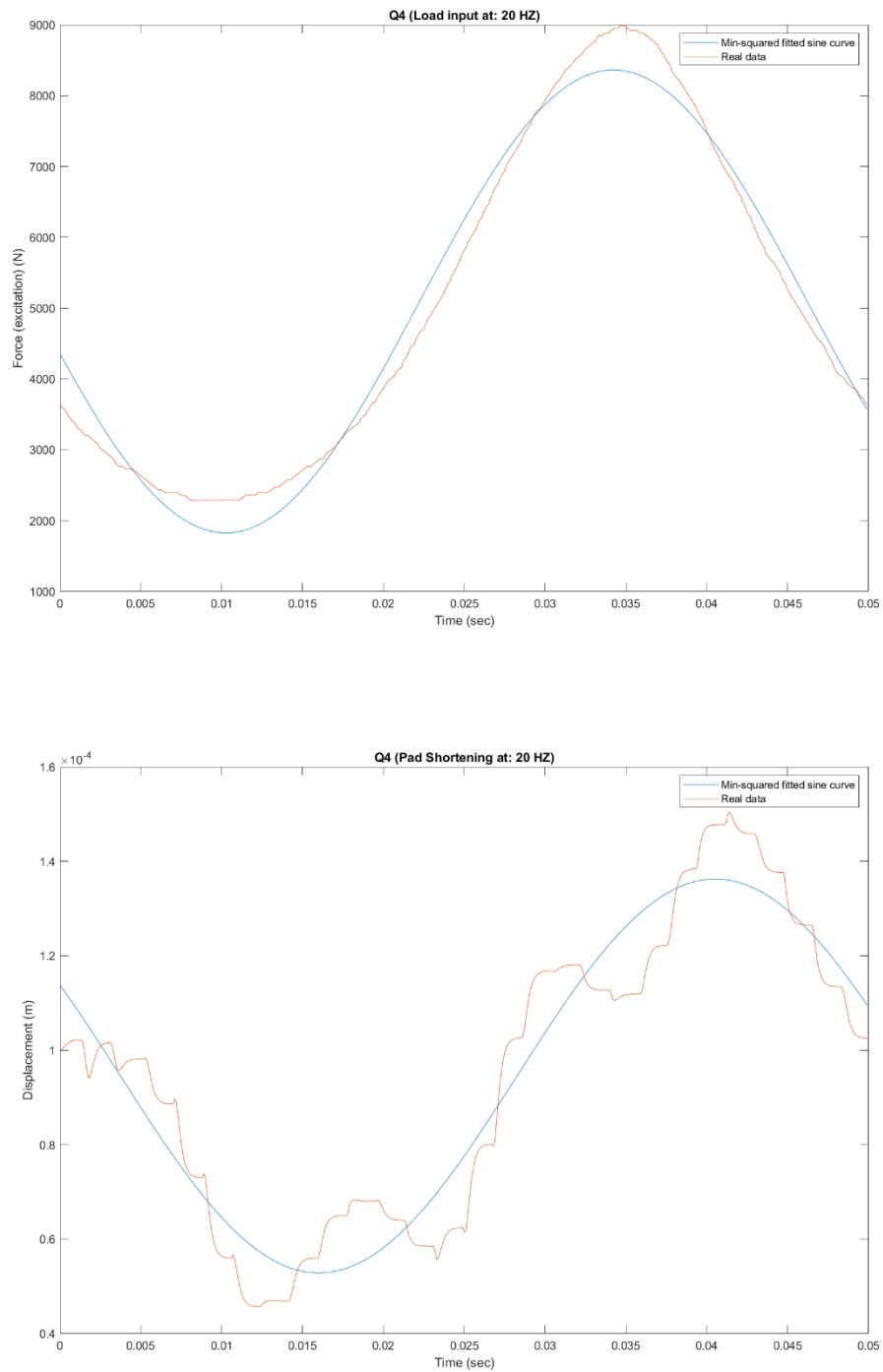


Figura 132. Ciclo de carga senoidal (arriba) y su respuesta en desplazamiento (abajo) para la muestra Q4 durante la Fase IV. Frecuencia experimental: 20 Hz. Se muestran las curvas resultantes reales superpuestas a las ondas senoidales interpoladas a las mismas mediante mínimos cuadrados.

A2.2. CURVAS EXPERIMENTALES DE CICLO FRENTE A MODELO KV

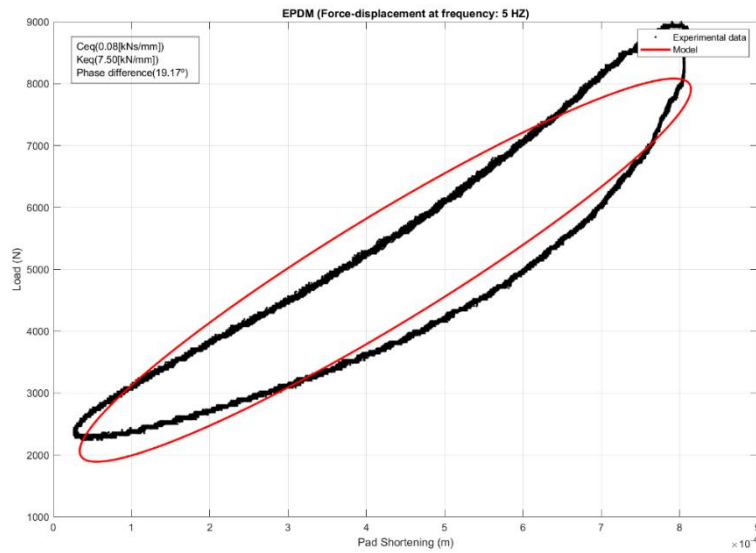


Figura 133. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra de EPDM a 5 Hz en la IV fase experimental.

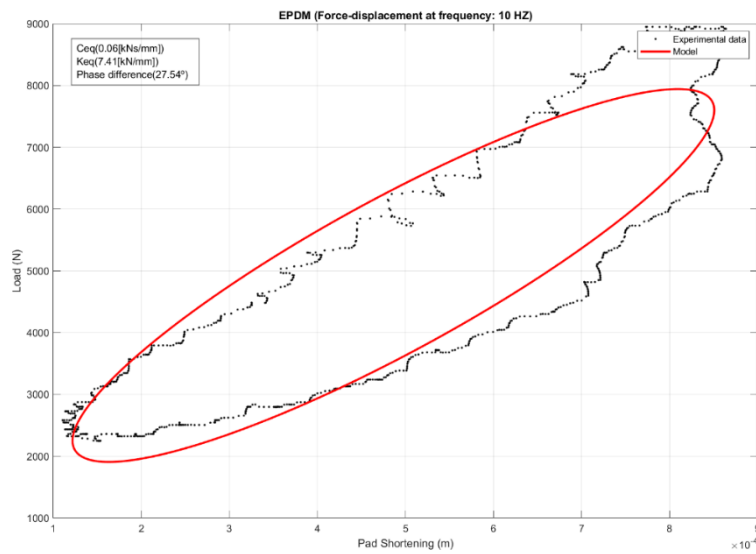


Figura 134. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra de EPDM a 10 Hz en la IV fase experimental.

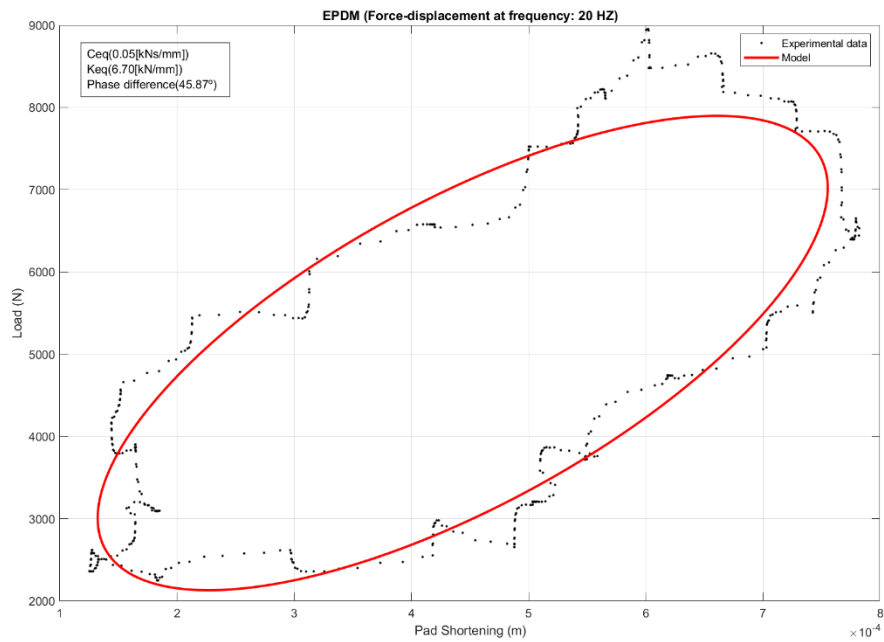


Figura 135. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra de EPDM a 20 Hz en la IV fase experimental.

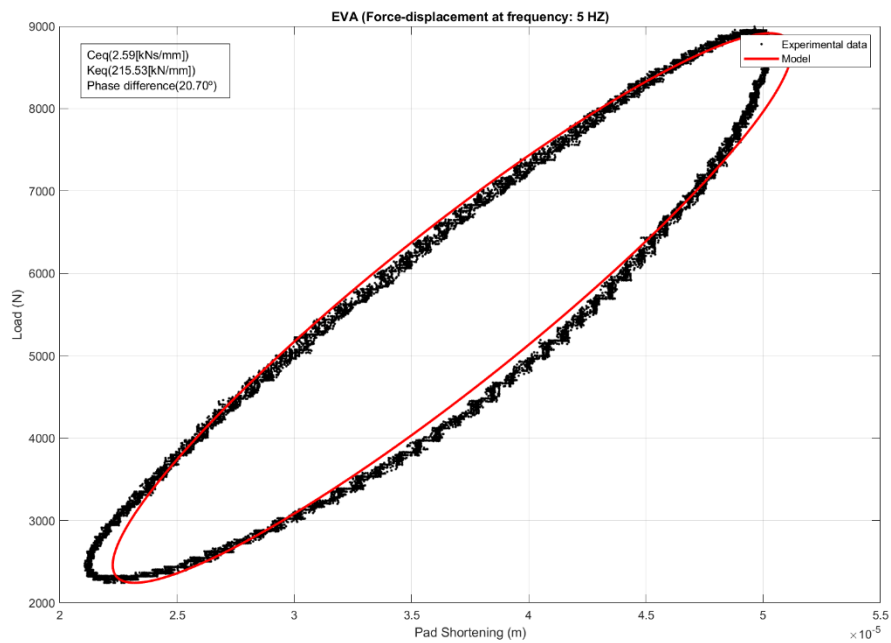


Figura 136. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra de EVA a 5 Hz en la IV fase experimental.

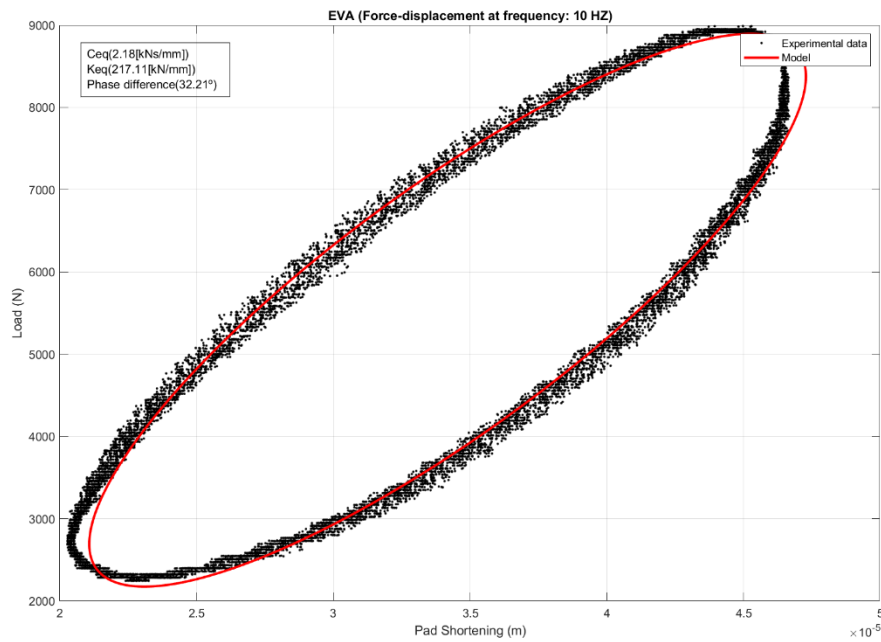


Figura 137. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra de EVA a 10 Hz en la IV fase experimental.

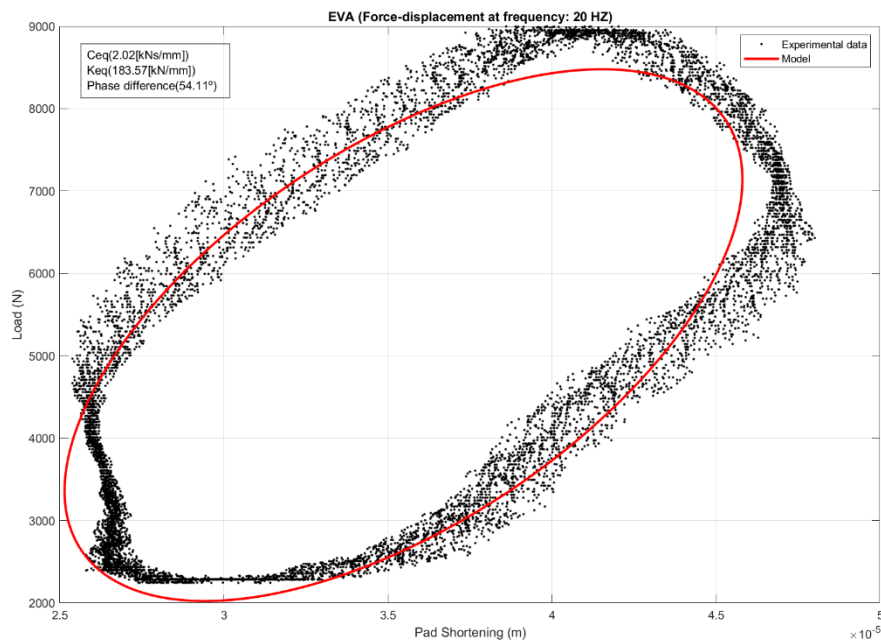


Figura 138. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra de EVA a 20 Hz en la IV fase experimental.

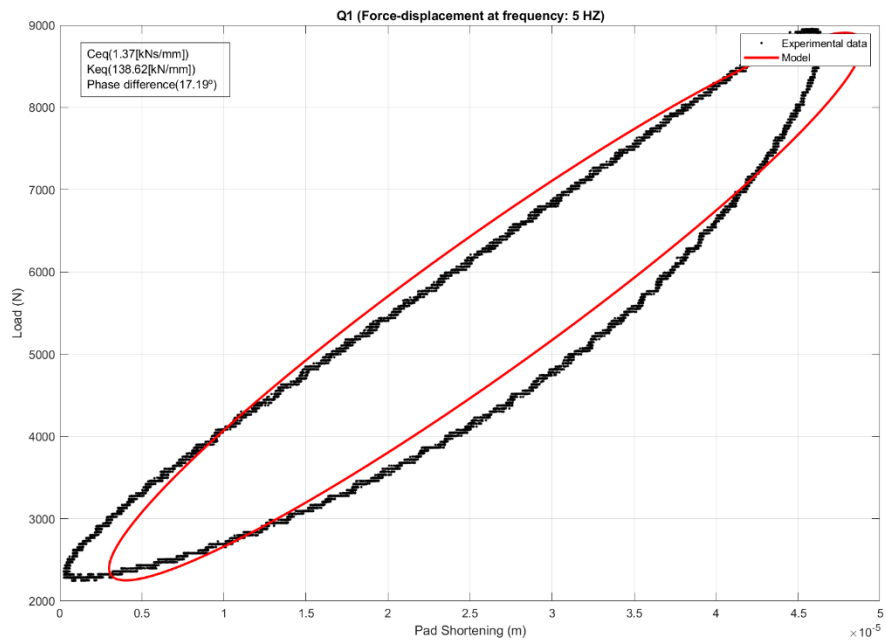


Figura 139. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra Q1 a 5 Hz en la IV fase experimental.

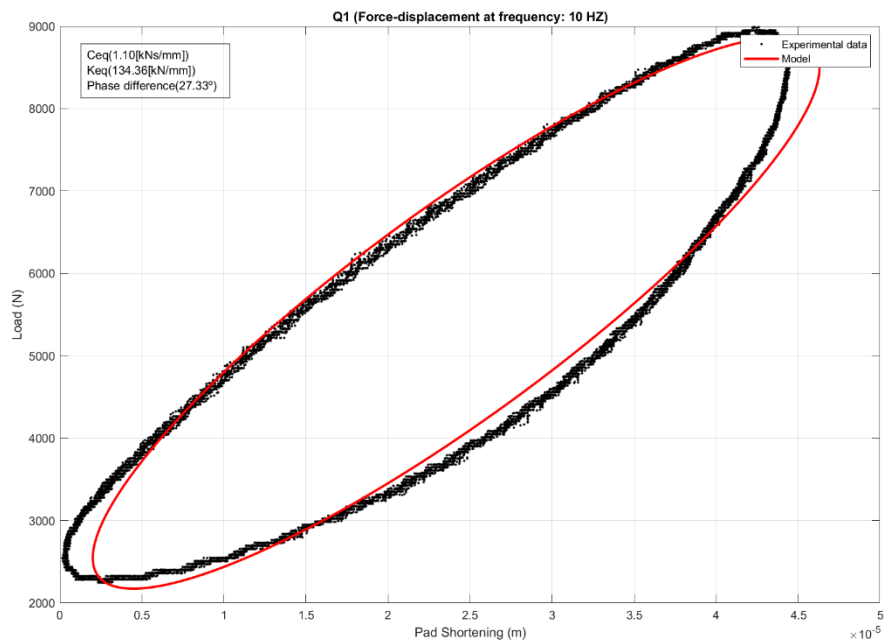


Figura 140. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra de Q1 a 10 Hz en la IV fase experimental.

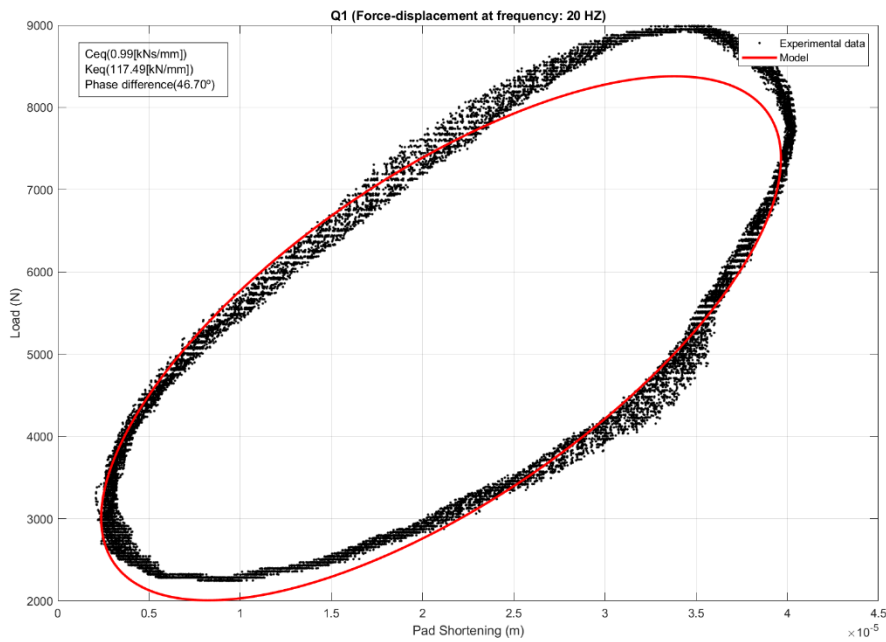


Figura 141. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra de Q1 a 20 Hz en la IV fase experimental.

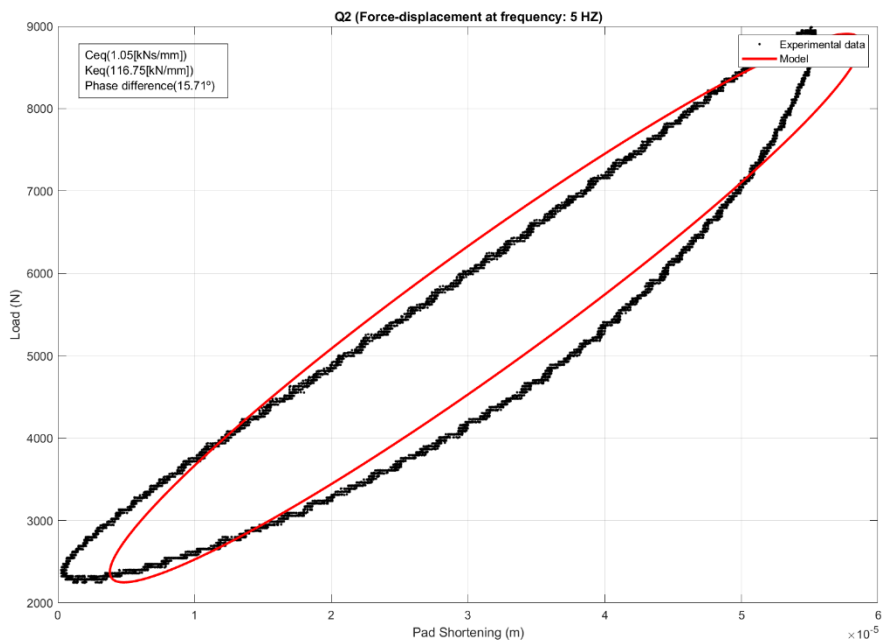


Figura 142. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra de Q2 a 5 Hz en la IV fase experimental.

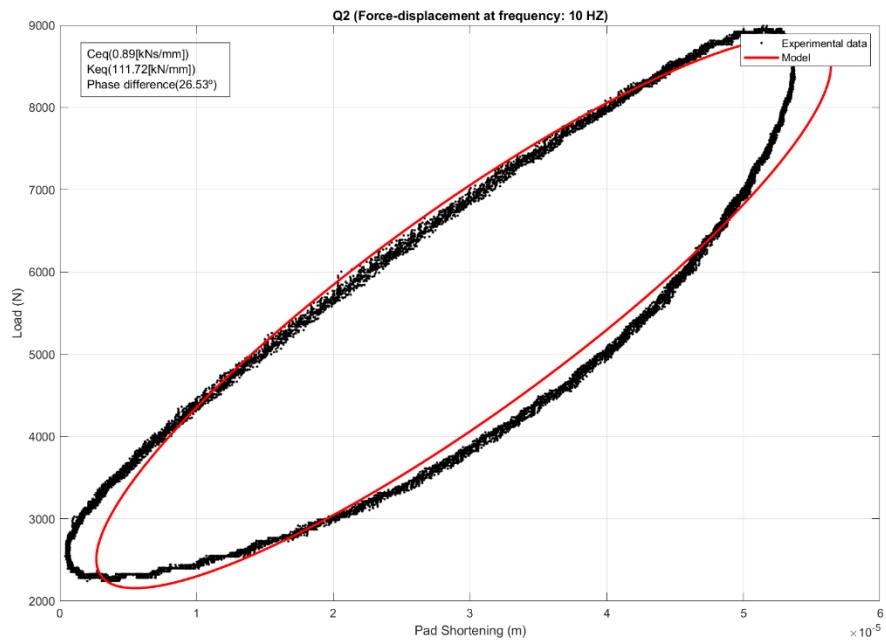


Figura 143. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra de Q2 a 10 Hz en la IV fase experimental.

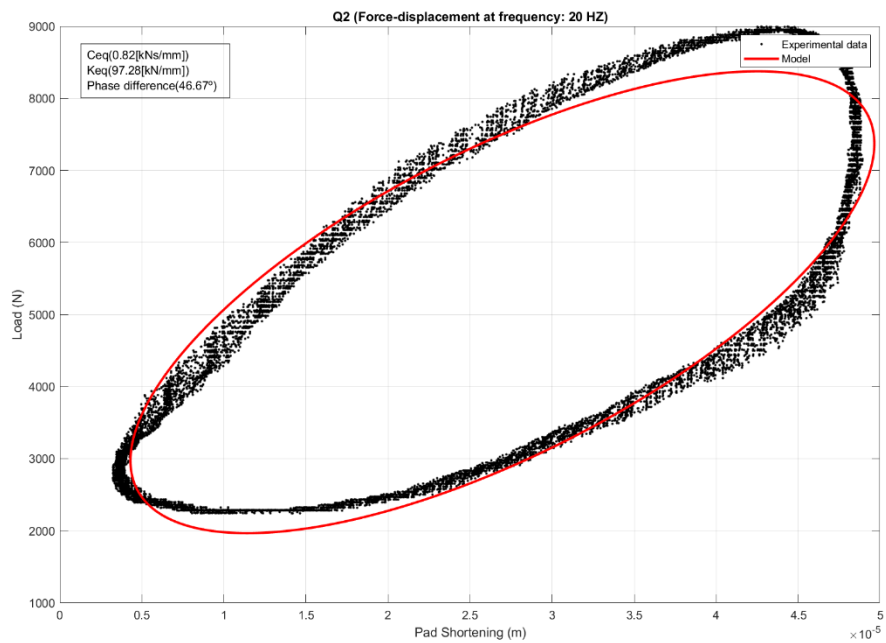


Figura 144. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra de Q2 a 20 Hz en la IV fase experimental.

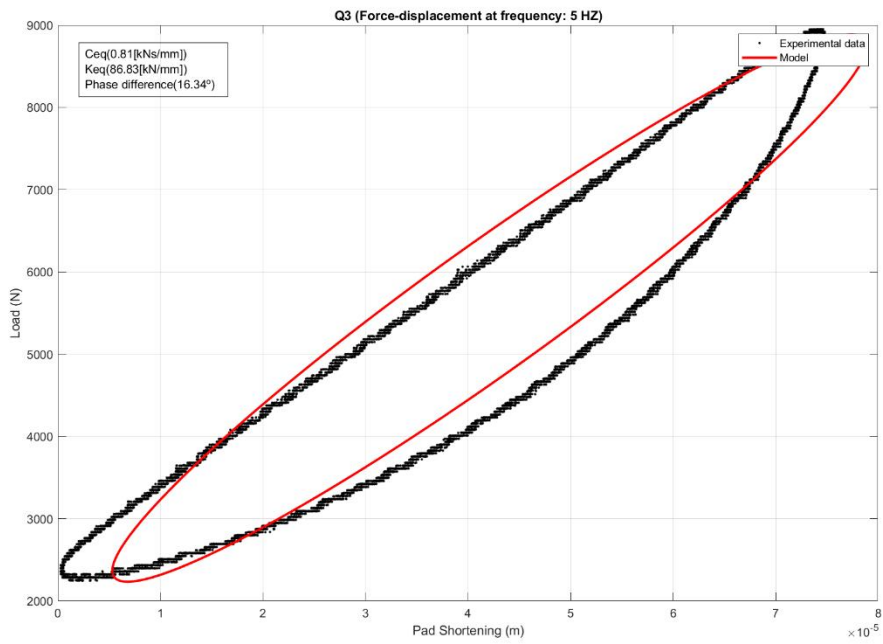


Figura 145. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra de Q3 a 5 Hz en la IV fase experimental.

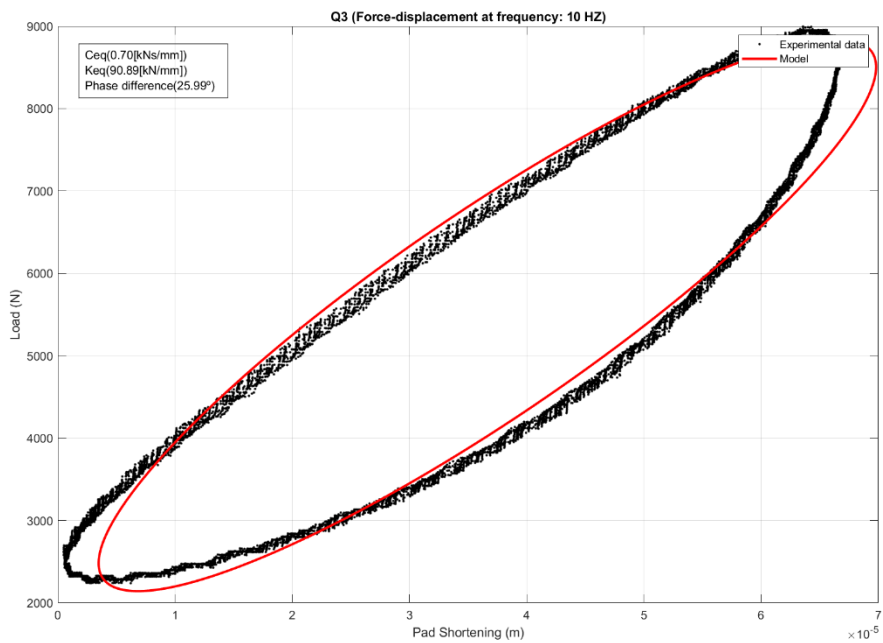


Figura 146. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra de Q3 a 10 Hz en la IV fase experimental.

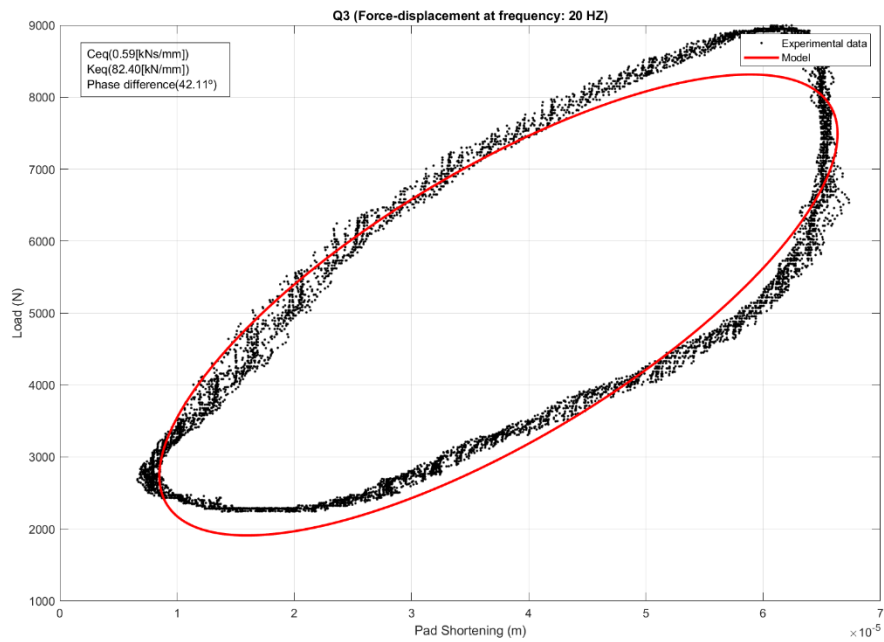


Figura 147. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra de Q3 a 20 Hz en la IV fase experimental.

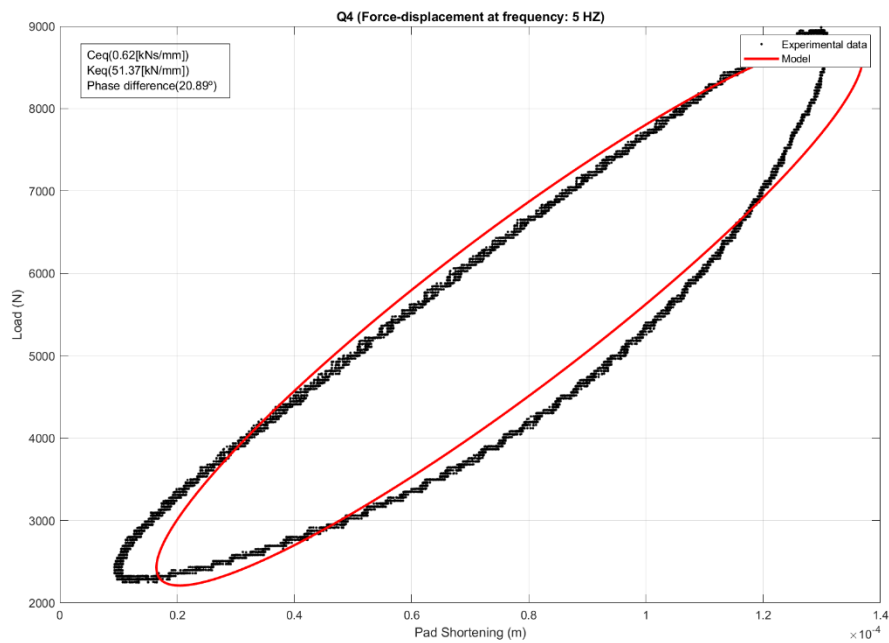


Figura 148. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra de Q4 a 5 Hz en la IV fase experimental.

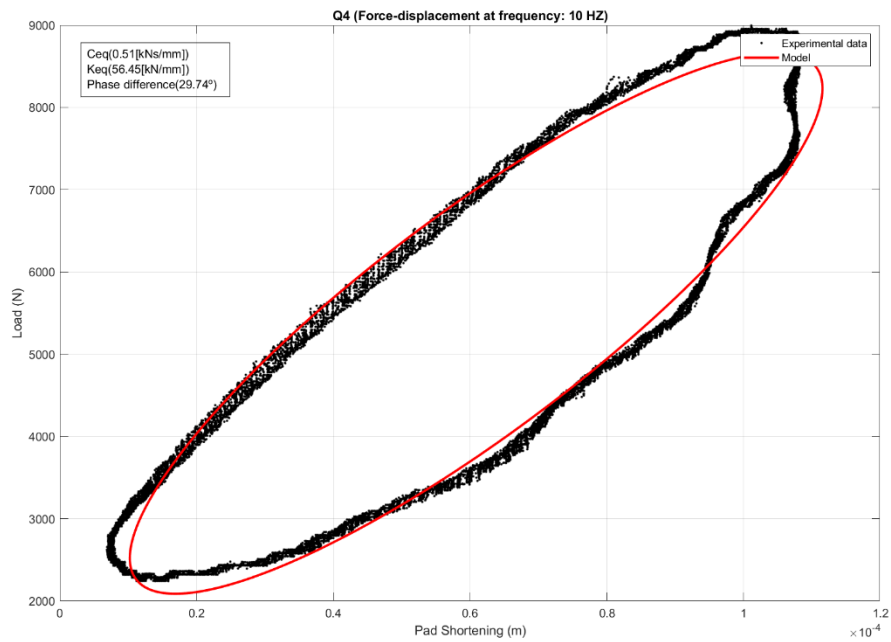


Figura 149. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra de Q4 a 10 Hz en la IV fase experimental.

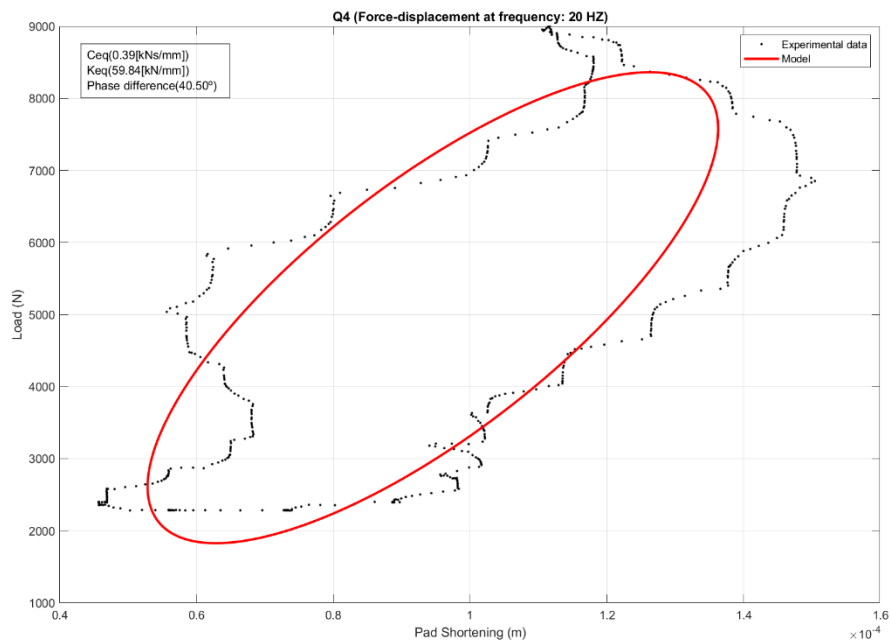


Figura 150. Ciclo de dinámico obtenido para la muestra de Q4 a 20 Hz en la IV fase experimental.