



UNIVERSITAT POLITÈCNICA
DE CATALUNYA
BARCELONATECH

Contribución a la caracterización dinámica de materiales resilientes para aplicaciones ferroviarias

Salvatore Reina

ADVERTIMENT La consulta d'aquesta tesi queda condicionada a l'acceptació de les següents condicions d'ús: La difusió d'aquesta tesi per mitjà del repositori institucional UPCommons (<http://upcommons.upc.edu/tesis>) i el repositori cooperatiu TDX (<http://www.tdx.cat/>) ha estat autoritzada pels titulars dels drets de propietat intel·lectual **únicament per a usos privats** emmarcats en activitats d'investigació i docència. No s'autoritza la seva reproducció amb finalitats de lucre ni la seva difusió i posada a disposició des d'un lloc aliè al servei UPCommons o TDX. No s'autoritza la presentació del seu contingut en una finestra o marc aliè a UPCommons (*framing*). Aquesta reserva de drets afecta tant al resum de presentació de la tesi com als seus continguts. En la utilització o cita de parts de la tesi és obligat indicar el nom de la persona autora.

ADVERTENCIA La consulta de esta tesis queda condicionada a la aceptación de las siguientes condiciones de uso: La difusión de esta tesis por medio del repositorio institucional UPCommons (<http://upcommons.upc.edu/tesis>) y el repositorio cooperativo TDR (<http://www.tdx.cat/?locale-attribute=es>) ha sido autorizada por los titulares de los derechos de propiedad intelectual **únicamente para usos privados enmarcados** en actividades de investigación y docencia. No se autoriza su reproducción con finalidades de lucro ni su difusión y puesta a disposición desde un sitio ajeno al servicio UPCommons No se autoriza la presentación de su contenido en una ventana o marco ajeno a UPCommons (*framing*). Esta reserva de derechos afecta tanto al resumen de presentación de la tesis como a sus contenidos. En la utilización o cita de partes de la tesis es obligado indicar el nombre de la persona autora.

WARNING On having consulted this thesis you're accepting the following use conditions: Spreading this thesis by the institutional repository UPCommons (<http://upcommons.upc.edu/tesis>) and the cooperative repository TDX (<http://www.tdx.cat/?locale-attribute=en>) has been authorized by the titular of the intellectual property rights **only for private uses** placed in investigation and teaching activities. Reproduction with lucrative aims is not authorized neither its spreading nor availability from a site foreign to the UPCommons service. Introducing its content in a window or frame foreign to the UPCommons service is not authorized (*framing*). These rights affect to the presentation summary of the thesis as well as to its contents. In the using or citation of parts of the thesis it's obliged to indicate the name of the author.



Departament d'Enginyeria
Mecànica



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA

Contribución a la caracterización dinámica de materiales resilientes para aplicaciones ferroviarias

por

Salvatore Reina

dirigido por

Robert Arcos Villamarín

Arnau Clot Razquin

Una tesis presentada en cumplimiento de los
requisitos para el grado de Doctor

en la

Universitat Politècnica de Catalunya (UPC)

Terrassa, febrero de 2021

Levanten la vista al cielo y vean.

¿Quién ha creado estas cosas?

Es aquel que las hace salir
como un ejército una por una;
a todas las llama por su nombre.
Su energía dinámica es tan inmensa
y su poder tan impresionante
que ninguna de ellas falta.

Isaías 40:26

Resumen

Contribución a la caracterización dinámica de materiales resilientes para aplicaciones ferroviarias

por [Salvatore Reina](#)

La presente tesis se enfoca en la mejora y desarrollo de metodologías avanzadas para la caracterización dinámica en laboratorio de materiales resilientes para aplicaciones ferroviarias. Por un lado, la tesis propone una serie de mejoras para la aplicación del método indirecto descrito en la norma ISO 10846 para la determinación de la rigidez dinámica de elementos elásticos en el caso de excitación por barrido sinusoidal. En este marco, se propone un método que permite diseñar los parámetros de la excitación de barrido sinusoidal para asegurar un determinado error máximo en la estimación de las funciones de respuesta en frecuencia necesarias para la determinación de la rigidez dinámica. Este método se basa en un proceso de simulación numérica sobre el banco de ensayos de laboratorio y el elemento resiliente a estudiar el cual permite estimar el error que se cometerá en función de los parámetros de la excitación y el ruido de fondo existente, permitiendo la optimización del ensayo en tiempos y calidad. El método es posteriormente validado experimentalmente a partir de dos casos de estudio: un espécimen de material elastomérico y un resorte helicoidal. También se ha estudiado qué influencia tienen sobre la estimación de las funciones de respuesta en frecuencia el tipo de montaje, la precarga estática y la carga dinámica. Por otro lado, esta tesis presenta la adaptación de una metodología *in situ* ya existente para su aplicación a ensayos de laboratorio. Esta metodología permite determinar la rigidez dinámica de elementos elásticos en todo un rango frecuencial a partir de un único ensayo de laboratorio. Esta metodología alternativa se ha validado para los dos ejemplos experimentales antes mencionados. Aplicando las mejoras antes mencionadas para el método indirecto a esta metodología, se obtendría un método simple y robusto que tendría en cuenta la incertidumbre de medida asociada a varios efectos cómo la excitación, el ruido de fondo y el montaje. Finalmente, los resultados para los dos casos de ejemplo en términos de rigidez dinámica se han comparados con los resultados obtenidos por métodos estandarizados cómo el método directo y el

método indirecto. De la comparativa se deduce que el método alternativo presentado deviene la mejor opción para determinar la rigidez dinámica en frecuencia, especialmente para altas frecuencias, dado que acomete esta determinación en un solo ensayo y evita los problemas inducidos por las fuerzas de inercia cuando se aplica el método directo a altas frecuencias.

Abstract

Contribution to the dynamic characterisation of resilient elements for railway applications

by [Salvatore Reina](#)

This thesis is focused on the enhancement and development of advanced methodologies for the dynamic characterisation of resilient elements used in railway applications. On the one hand, this thesis proposes several improvements to the application of the indirect method described in ISO 10846 standard for determining the dynamic stiffness of resilient elements using a swept-sine excitation. Within this framework, this work proposes a method that allows to design the swept-sine excitation parameters in order to ensure a predefined maximum error of those estimated frequency response functions that are needed to determine the dynamic stiffness. This method is based on a procedure that uses a numerical simulation of the test-rig and the resilient element of study which allows to predict the error made as a function of the excitation parameters and of the existing background noise, allowing to optimise the test in terms of required time and results quality. The method is then validated experimentally for two case studies: a sample of an elastomeric material and a coil spring. This work has also studied the influence that the experimental setup, the static preload and the dynamic loading have on the estimation of the frequency response functions. On the other hand, this thesis considers the adaptation of an existing in situ methodology to laboratory testing. The methodology allows to determine the dynamic stiffness of an elastic element in a broad frequency range with a single test. This alternative methodology has been validated using the two case studies previously mentioned. By including the improvements made to the indirect method to this methodology, it is possible to obtain a simple and robust method that can take into account the uncertainty related to several effects such as the excitation, the background noise and the experimental setup. Finally, the dynamic stiffness results obtained for both case studies have been compared to the results obtained using standardised methods such as the direct and indirect methods. From these comparisons it can be concluded that the proposed alternative method is the best choice to determine the

frequency dependence of the dynamic stiffness, specially at high frequencies, as it allows to perform a broad-band characterisation in a single test and it overcomes the problems induced by the inertia forces found when the direct method is applied at high frequencies.

Agradecimientos

En primer lugar, quisiera comenzar expresando mi más sincero y eterno agradecimiento a mis estimados Profesores, el Dr. Robert Arcos y el Dr. Arnau Clot, porque con su intervención oportuna ha sido posible la consecución de esta tesis. También por el continuo apoyo en mis estudios e investigaciones relacionadas con mi doctorado. Realmente, faltarían palabras para definir su infinito autodominio y paciencia, motivación y su gran octanaje de conocimiento. Su orientación me ayudó todo el tiempo para la investigación y la escritura de la presente tesis. También quisiera mencionar al Prof. Jordi Romeu por darme la oportunidad de haber impartido las clases de sistemas mecánicos, por todo su apoyo a lo largo de mi carrera académica y personal.

También me gustaría agradecer a la Dra. Teresa Pàmies por darme la ayuda oportuna y su soporte en la parte docente de sistemas mecánicos, por toda su experiencia en gestión académica e investigativa y por su apoyo a lo largo de mi actividad estudiantil.

Agradecimiento especial a todos los miembros del LEAM por todas las conversaciones que hemos tenido sobre variados temas, por la ayuda y guía. Gracias totales a Santi, Andreu por sus sugerencias y consejos oportunos. A todos los colegas que no les he podido mencionar pero que siempre los llevare por toda la eternidad.

En general gracias nuevamente por darme la oportunidad de haber pertenecido a la familia UPC y al Departamento de Ingeniería Mecánica por permitirme haber realizado mi investigación en ese magnífico laboratorio que algún día me gustaría replicarlo en la EPN.

Agradecimientos a mi querida Universidad la Escuela Politécnica Nacional por haberme permitido seguir con mis estudios doctorales y en especial a la Facultad de Ingeniería Mecánica.

Finalmente, quiero expresar mi más profundo agradecimiento a mis padres y hermanos sin los cuales nunca hubiera disfrutado de tantas oportunidades. También a Paulina por haberme soportado y acompañarme en esta aventura doctoral y a mi querida hija Isabelle. Gracias por creer en mí y animarme a seguir mis sueños.

Índice general

Resumen	III
Abstract	v
Agradecimientos	VII
Índice de Figuras	XI
Índice de Tablas	XVII
1. Introducción	1
1.1. Justificación de la investigación	2
1.2. Objetivos de la investigación	3
1.3. Contenido de la tesis	4
2. Estado de arte	7
2.1. Elementos resilientes para aplicaciones ferroviarias	8
2.2. Modelización dinámica de materiales elastoméricos para aplicaciones ferroviarias	10
2.3. Caracterización dinámica de elementos resilientes en laboratorio	11
3. Metodología eficiente para evaluar el comportamiento dinámico de materiales resilientes	15
3.1. Descripción de la metodología	16
3.1.1. Simulación de la transmisibilidad en el contexto de excitación de barrido sinusoidal	17
3.1.2. Predicción del error asociado a la estimación experimental de la transmisibilidad	19
3.2. Aplicación experimental de la metodología	20
3.2.1. Ejemplo de aplicación I: Material elastomérico	22
3.2.2. Ejemplo de aplicación II: Resorte helicoidal	27
3.3. Efecto de otros factores	32
3.3.1. Efecto del punto de aplicación de la fuerza de excitación	32
3.3.2. Efecto de la amplitud de excitación	35

3.3.2.1.	Efecto de la amplitud para el caso del material elastomérico	35
3.3.2.2.	Efecto de la amplitud para el caso del resorte helicoidal	38
3.3.3.	Efecto del ruido externo	40
3.4.	Discusión	44
4.	Metodología alternativa para la caracterización dinámica de materiales resilientes en laboratorio	45
4.1.	Introducción	46
4.2.	Método experimental para las mediciones de rigidez dinámica en laboratorio basado en un método de mediciones <i>in situ</i>	47
4.3.	Aplicación experimental del método alternativo	51
4.3.1.	Ejemplo de aplicación I: Material elastomérico	52
4.3.1.1.	Ensayo con una precarga de 86 kg	52
4.3.1.2.	Ensayo con una precarga de 62 kg	59
4.3.1.3.	Ensayo con una precarga de 40 kg	60
4.3.2.	Ejemplo de aplicación II: Resorte helicoidal	61
4.3.2.1.	Ensayo con una precarga de 40 kg	62
4.3.2.2.	Ensayo con una precarga de 23 kg	65
5.	Comparativa de métodos para determinación de la rigidez dinámica de elementos elastoméricos	69
5.1.	Introducción	70
5.2.	Descripción del método directo para la estimación de la rigidez dinámica	70
5.3.	Aplicación del método directo a los casos de estudio considerados	72
5.3.1.	Espectros en frecuencia de las fuerzas de bloqueo	73
5.3.2.	Ejemplo de aplicación del método directo I: Material elastomérico	74
5.3.3.	Aplicación experimental del método directo: Resorte helicoidal	76
5.4.	Comparativa entre los diferentes métodos de estimación de la rigidez dinámica	78
5.4.1.	Comparativa para el caso del material elastomérico	79
5.4.2.	Comparativa para el caso del resorte helicoidal	80
6.	Conclusiones y trabajos futuros	81
6.1.	Conclusiones	82
6.2.	Trabajos futuros	84
	Bibliografía	87

Índice de Figuras

2.1. Configuración de vía ferroviaria balastada con los elementos elastoméricos más frecuentes: suela bajo patín, manta bajo traviesa y manto bajo balasto.	8
2.2. Configuración de vía ferroviaria en placa con los elementos elastoméricos más frecuentes: suela bajo patín, cazoletas elastoméricas y losas flotantes.	9
3.1. Adopción del modelo 2DOF de la configuración de ensayo de laboratorio. La flecha grande representa la fuerza dinámica aplicada por el <i>shaker</i>	17
3.2. Configuración experimental para el elemento elastomérico (a) y para el elemento de resorte helicoidal (b).	21
3.3. Errores asociados a la estimación de la FRF en función de las tasas de barrido y la rigidez dinámica del elastómero: Error general (a), error frecuencia de resonancia (b) y error amplitud de resonancia (c). Para amplitudes de fuerza de excitación de 1,5 N (i) y 15 N (ii). Ruido de fondo de $3,3 \cdot 10^{-10}$ m/s ²	24
3.4. Errores asociados a la estimación de la FRF en función de las tasas de barrido y la rigidez dinámica del elastómero: Error general (a), error frecuencia de resonancia (b) y error amplitud de resonancia (c). Para amplitudes de fuerza de excitación de 1,5 N (i) y 15 N (ii). Ruido de fondo de $3,3 \cdot 10^{-8}$ m/s ²	25
3.5. Comparación de la transmisibilidad obtenida usando una excitación de ruido blanco con las obtenidas por una excitación de barrido sinusoidal para el caso del elastómero, para tasas de barrido más lentas (a) y tasas de barrido más rápidas (b).	26
3.6. Errores estimados en la transmisibilidad experimental para el caso del material elastomérico.	27
3.7. Errores asociados a la estimación de la FRF en función de las tasas de barrido y la rigidez dinámica del resorte helicoidal: Error general (a), error frecuencia de resonancia (b) y error amplitud de resonancia (c). Para amplitudes de fuerza de excitación de 2,5 N (i) y 25 N (ii). Ruido de fondo: $3,3 \cdot 10^{-10}$ m/s ²	28

3.8. Errores asociados a la estimación de la FRF en función de las tasas de barrido y la rigidez dinámica del resorte helicoidal: Error general (a), error frecuencia de resonancia (b) y error amplitud de resonancia (c). Para amplitudes de fuerza de excitación de 2,5 N (i) y 25 N (ii). Ruido de fondo: $3,3 \cdot 10^{-8}$ m/s ²	29
3.9. Comparación de la transmisibilidad obtenida usando una excitación de ruido blanco con las obtenidas usando una excitación de barrido sinusoidal para el caso del resorte helicoidal, para tasas de barrido más lentas (a) y tasas de barrido más rápidas (b).	30
3.10. Errores estimados en la transmisibilidad experimental para el caso del resorte helicoidal.	31
3.11. Efecto de un descentramiento en la transmisibilidad obtenida para el caso del elastómero usando diferentes tasas de barrido: 0,67 Hz/s (a-i) y 1 Hz/s (a-ii), 2 Hz/s (b-i) y 4 Hz/s (b-ii) y 8 Hz/s (c-i) y 16 Hz/s (c-ii).	33
3.12. Efecto de un descentramiento en la transmisibilidad obtenida para el caso del resorte usando diferentes tasas de barrido : 0,087 Hz/s (a-i) y 0,14 Hz/s (a-ii), 0,35 Hz/s (b-i) y 0,67 Hz/s (b-ii) y 2 Hz/s (c-i) y 4 Hz/s (c-ii).	34
3.13. Receptancias obtenidas considerando únicamente la base del banco de ensayos y aplicando la fuerza de excitación en tres posiciones distintas. (a) Receptancias considerando los puntos considerados anteriormente (b) Receptancias considerando el centro de la base.	34
3.14. Transmisibilidades obtenidas usando diferentes amplitudes de excitación para el caso del material elastomérico con masas suspendidas de 86 kg (a) y 23 kg (b), y para el caso del resorte helicoidal con masas suspendidas de 40 kg (c) y 23 kg (d). Los resultados se presentan en un rango de frecuencias (i) y entorno al valor máximo (ii).	36
3.15. Transmisibilidad para el caso del material elastomérico considerando cargas dinámicas de 1,5 N (i), 3 N (ii), 10 N (iii) y 20 N (iv), y masas suspendidas de 86 kg (a), 40 kg (b) y 23 kg (c).	37
3.16. Coherencia obtenida superponiendo dos señales con distinta amplitud de excitación: 1,5 N y 3 N (a), 3 N y 5N (b), 5 N y 10 N (c), 10 N y 15 N (d). Resultados para el caso con material elastomérico y precarga de 86 kg.	37
3.17. Coherencia obtenida superponiendo dos señales con distinta amplitud de excitación: 1,5 N y 3 N (a), 3 N y 5N (b), 5 N y 10 N (c), 10 N y 15 N (d). Resultados para el caso con material elastomérico y precarga de 23 kg.	38
3.18. Transmisibilidad para el caso del resorte helicoidal considerando cargas dinámicas de 1,5 N (i), 3 N (ii), 10 N (iii) y 20 N (iv), y masas suspendidas de 40 kg (a) y 23 kg (b).	38

3.19. Coherencia obtenida superponiendo dos señales con distinta amplitud de excitación: 1,5 N y 3 N (a), 3 N y 5N (b), 5 N y 10 N (c), 10 N y 15 N (d). Resultados para el caso con resorte helicoidal y precarga de 40 kg.	39
3.20. Coherencia obtenida superponiendo dos señales con distinta amplitud de excitación: 1,5 N y 3 N (a), 3 N y 5N (b), 5 N y 10 N (c), 10 N y 15 N (d). Resultados para el caso con resorte helicoidal y precarga de 23 kg.	40
3.21. Transmisibilidad obtenida para el caso del elastómero con una precarga de 86 kg usando diferentes tasas de barrido: 0,67 Hz/s (a-i) y 1 Hz/s (a-ii), 2 Hz/s (b-i) y 4 Hz/s (b-ii) y 8 Hz/s (c-i) y 16 Hz/s (c-ii). Los resultados iniciales se comparan a los casos con ruido de fondo y con fuerza descentrada.	41
3.22. Transmisibilidad obtenida para el caso del resorte con una precarga de 23 kg usando diferentes tasas de barrido: 0,087 Hz/s (a-i) y 0,14 Hz/s (a-ii), 0,35 Hz/s (b-i) y 0,67 Hz/s (b-ii) y 2 Hz/s (c-i) y 4 Hz/s (c-ii). Los resultados iniciales se comparan a los casos con ruido de fondo y con fuerza descentrada.	42
3.23. Transmisibilidad obtenida en el caso del material elastomérico para una tasa de barrido $\alpha = 1$ Hz/s con (línea roja) y sin ruido rosa (línea azul). Se han considerado diferentes cargas dinámicas: 1,5 N (i), 3 N (ii), 10 N (iii) y 20 N (iv), y masas suspendidas: 86 kg (a), 40 kg (b) y 23 kg (c).	43
3.24. Transmisibilidad obtenida en el caso del resorte helicoidal para una tasa de barrido $\alpha = 1$ Hz/s con (línea roja) y sin ruido rosa (línea azul). Se han considerado diferentes cargas dinámicas: 1,5 N (i), 3 N (ii), 10 N (iii) y 20 N (iv), y masas suspendidas: 40 kg (a) y 23 kg (b).	43
4.1. Representación esquemática de la configuración del banco de ensayos utilizado. La flecha grande representa la fuerza dinámica aplicada por el <i>shaker</i> : (a) excitación en la base y (b) excitación sobre la masa suspendida.	50
4.2. Configuración experimental para la aplicación del método alternativo para el sistema con elastómero y precarga de 86 kg con discos de plomo en la parte superior: (a) excitación en base y (b) excitación en precarga.	53
4.3. Configuración experimental para la aplicación del método alternativo para el sistema con elastómero y precarga de 86 kg con discos de plomo en la parte inferior: (a) excitación en base y (b) excitación en precarga.	53
4.4. Comparativa de las receptancia (i) y rigideces dinámicas (ii) obtenidas para el caso del material elastomérico con la primera configuración de la masa suspendida de 86 kg y amplitudes de excitación de 1,5 N (a), 5 N (b) y 10 N (c).	54

4.5. Comparativa de las receptancia (i) y rigideces dinámicas (ii) obtenidas para el caso del material elastomérico con la segunda configuración de la masa suspendida de 86 kg y amplitudes de excitación de 1,5 N (a), 5 N (b) y 10 N (c).	55
4.6. Comparativa de las receptancia (i) y rigideces dinámicas (ii) obtenidas para el caso del material elastomérico con la tercera configuración de la masa suspendida de 86 kg y amplitudes de excitación de 1,5 N (a), 5 N (b) y 10 N (c).	56
4.7. Comparativa de las receptancias (i) y rigideces de transferencia (ii) obtenidas para el caso del material elastomérico con cada una de las configuraciones de los discos de plomo de la masa suspendida de 86 kg. Caso 1: Arriba; Caso 2: Medio; Caso 3: Abajo. Las amplitudes de excitación consideradas son 1,5 N (a), 5 N (b) y 10 N (c).	57
4.8. Receptancia (a) y rigidez global (b) para el caso del material elastomérico precargado con la tercera configuración de la masa suspendida de 86 kg. La amplitud de excitación en la base es de 10 N y la de la masa superior de 1,5 N.	58
4.9. Configuración experimental para la aplicación del método alternativo para el sistema con elastómero y precarga de 62 kg: (a) excitación en base y (b) excitación en precarga.	59
4.10. Comparativa de las receptancia (i) y rigideces dinámicas (ii) obtenidas para el caso del material elastomérico con una masa suspendida de 62 kg y amplitudes de excitación de 1,5 N (a), 5 N (b) y 10 N (c).	60
4.11. Receptancia (a) y rigidez global (b) para el caso del material elastomérico precargado con una masa suspendida de 62 kg. La amplitud de excitación en la base es de 10 N y la de la masa superior de 5 N.	61
4.12. Comparativa de las receptancia (i) y rigideces dinámicas (ii) obtenidas para el caso del material elastomérico con una masa suspendida de 40 kg y amplitudes de excitación de 1,5 N (a), 5 N (b) y 10 N (c).	62
4.13. Receptancia (a) y rigidez global (b) para el caso del material elastomérico precargado con una masa suspendida de 40 kg. La amplitud de excitación en la base es de 10 N y la de la masa superior de 5 N.	63
4.14. Configuración experimental para la aplicación del método alternativo para el sistema con resorte y precarga de 40 kg: (a) excitación en base y (b) excitación en precarga.	63
4.15. Comparativa de las receptancias (i) y rigideces dinámicas (ii) obtenidas para el caso del resorte helicoidal con una masa suspendida de 40 kg y amplitudes de excitación de 1,5 N (a), 5 N (b) y 10 N (c).	64
4.16. Receptancia (a) y rigidez global (b) para el caso del resorte helicoidal precargado con una masa suspendida de 40 kg. La amplitud de excitación en la base es de 10 N y la de la masa superior de 5 N.	65

4.17. Comparativa de las receptancia (i) y rigideces dinámicas (ii) obtenidas para el caso del resorte helicoidal con una masa suspendida de 23 kg y amplitudes de excitación de 1,5 N (a), 5 N (b) y 10 N (c).	66
4.18. Receptancia (a) y rigidez global (b) para el caso del resorte helicoidal precargado con una masa suspendida de 23 kg. La amplitud de excitación en la base es de 10 N y la de la masa superior de 5 N. . . .	67
5.1. Esquema del montaje experimental usado para la aplicación del método directo presentado en la norma ISO 10846.	72
5.2. Configuración experimental utilizada para la aplicación del método directo: (a) material elastomérico con precarga de 86 kg, (b) material elastomérico con precarga de 62 kg y, (c) resorte helicoidal con precarga de 40 kg.	73
5.3. Posición de los cuatro transductores de fuerza utilizados para medir las fuerzas de bloqueo.	74
5.4. Fuerzas medidas por los cuatro transductores de fuerza para los casos (a) elastómero con precarga de 86 kg, (b) elastómero con precarga de 62 kg y (c) resorte con precarga de 40 kg. Se han considerado tres cargas dinámicas: 1,5 N (i), 5 N (ii) y 10 N (iii).	75
5.5. Comparativa entre las FRF asociadas a la respuesta y sus correspondientes rigideces dinámicas para el material elastomérico con una precarga de 86 kg considerando una amplitud de excitación (a) 1,5 N, (b) 5 N y (c) 10 N.	76
5.6. Comparativa entre las FRF asociadas a la respuesta y sus correspondientes rigideces dinámicas para el material elastomérico con una precarga de 62 kg considerando una amplitud de excitación (a) 1,5 N, (b) 5 N y (c) 10 N.	77
5.7. Comparativa entre las FRF asociadas a la respuesta y sus correspondientes rigideces dinámicas para el resorte helicoidal con una precarga de 40 kg considerando una amplitud de excitación (a) 1,5 N, (b) 5 N y (c) 10 N.	78
5.8. Comparativa entre los tres métodos de estimación de la rigidez dinámica para el caso del material elastomérico con una masa suspendida de 86 kg. línea roja: método directo; línea lila: método indirecto; línea azul: metodología alternativa.	79
5.9. Comparativa entre los tres métodos de estimación de la rigidez dinámica para el caso del resorte helicoidal con una masa suspendida de 40 kg. línea roja: método directo; línea lila: método indirecto; línea azul: metodología alternativa.	80

Índice de Tablas

3.1. Parámetros mecánicos de la configuración experimental.	22
---	----

Dedicada als meus Pares, a la Paulina i a l'Isabelle

Capítulo 1

Introducción

Este capítulo comienza con una breve introducción al problema de la caracterización dinámica de elementos resilientes para aplicaciones ferroviarias y justifica la necesidad de introducir una metodología eficiente para abordar este problema. Los principales objetivos y la estructura de la tesis también se presentan en este capítulo.

1.1. Justificación de la investigación

Los elementos resilientes se han utilizado ampliamente para aislar una fuente vibratoria de una estructura receptora o de un componente estructural. En general, se aplican materiales resilientes para reducir las vibraciones inducidas por maquinaria, infraestructuras de transporte, terremotos o actividades de construcción, entre otras muchas aplicaciones. Los materiales elastoméricos han recibido una especial atención en los últimos años debido a su extensa aplicabilidad en la industria y su alta capacidad de recuperación de su forma original después de la liberación de la carga. Por lo anterior, estos materiales elastoméricos se utilizan como componentes en vías ferroviarias, especialmente para controlar las cargas dinámicas que aparecen en el contacto rueda/carril, aumentando el confort de los pasajeros, la estabilidad del tren, reduciendo la degradación del carril y de otros elementos estructurales de la vía y controlando la transmisión de vibraciones al entorno.

El aumento de las quejas en zonas urbanas relacionadas con molestias causadas por altos niveles de ruido y vibraciones, los cuales son inducidos, especialmente, por tráfico ferroviario o actividades de construcción, son una preocupación creciente para las administraciones zonales de cada gobierno. Específicamente hablando de infraestructuras de transporte ferroviario, las vibraciones generadas en el contacto rueda/carril se propagan a través de la vía, del terreno colindante y, finalmente, de los cimientos estructurales de los edificios cercanos, lo que genera vibraciones en los mismos. Aparte de las molestias a los habitantes de dichos edificios, estas vibraciones también pueden afectar al funcionamiento de equipos de alta sensibilidad o a edificios con debilidad estructural, como es el caso de edificios patrimoniales.

Las vibraciones inducidas por infraestructuras ferroviarias en edificios aledaños son percibidas por los habitantes en un rango de frecuencia entre 1 y 80 Hz [1]. La vibración de la estructura genera un ruido en el interior de la edificación (también conocido como ruido re-radiado) que se percibe como un ruido en el rango de frecuencia de 16 Hz hasta 250 Hz [2]. Una de las soluciones más usadas para reducir las vibraciones inducidas por tráfico ferroviario es la inserción de materiales elastoméricos en alguna de las etapas de transmisión de una vía férrea, como por ejemplo en las sujeciones de carril, donde se instalan suelas resilientes. Un parámetro fundamental para definir el comportamiento dinámico de la superestructura ferroviaria es la rigidez de la misma, la cuál depende especialmente de la rigidez

dinámica y el amortiguamiento de los elementos elásticos de la misma. La rigidez de la vía tiene un desempeño muy importante en la generación y transmisión de las vibraciones generadas por tránsito ferroviario y, por lo tanto, es fundamental la adecuada caracterización de las propiedades dinámicas de los materiales elastoméricos que se pretendan utilizar como elementos de la vía de estudio.

La determinación de las propiedades dinámicas de materiales elastoméricos para aplicaciones ferroviarias puede ser realizada en laboratorio o *in situ*. Esta tesis se centra en las metodologías de laboratorio. En este marco, la caracterización de estos elementos en laboratorio se realiza a partir de diferentes normativas que se discuten posteriormente en el apartado de estado del arte, siendo la más importante la ISO 10846 [3]. Como principales métodos para la caracterización de elementos resilientes, esta normativa describe el método directo [4] y el método indirecto [5]. Sin embargo, entre otras deficiencias, estas normativas no contemplan en su metodología sistemas para estimar la incertidumbre asociada a la definición de la excitación dinámica. En este sentido, esta tesis propone una serie de mejoras sobre las metodologías descritas en las normas que permitan aumentar la robustez en la determinación de las propiedades dinámicas y estimar su incertidumbre asociada.

Generalmente, los materiales elastoméricos para aplicaciones ferroviarias presentan un comportamiento variable en frecuencia en el rango de interés para vibraciones inducidas (1-80 Hz). En este sentido, las metodologías propuestas por la normativa existente, básicamente contenidas en la ISO 10846 [3-5], no permiten determinar este comportamiento en frecuencia de una forma robusta y rápida. Con el objeto de solucionar estas limitaciones, en esta tesis se propone la aplicación de una metodología alternativa para la caracterización de la rigidez dinámica de elementos resilientes que permite determinar, en un único ensayo, su variabilidad en frecuencia en el rango de interés.

1.2. Objetivos de la investigación

El objetivo general de la presente tesis es contribuir a la simplificación, robustez y precisión de la caracterización dinámica de materiales resilientes para aplicaciones ferroviarias. Los objetivos específicos de la presente tesis se detallan a continuación:

1. Desarrollar una metodología eficiente para la utilización de el método indirecto [5] bajo excitación de barrido sinusoidal. Esta metodología pretende estimar la incertidumbre asociada a la determinación de las propiedades dinámicas del elemento resiliente estudiado en función de los parámetros que definen la excitación de barrido sinusoidal, así como otros efectos relacionados al montaje del ensayo. Esto permite acotar los niveles de incertidumbre y diseñar los parámetros de la excitación.
2. Desarrollar una metodología simple y robusta para la determinación de la rigidez dinámica en frecuencia, para el rango de 1 Hz a 80 Hz. Para ello, se pretende adaptar una metodología de determinación de la rigidez dinámica *in situ* previamente desarrollado por Meggit et al. [6] para su aplicación en ensayos de laboratorio.
3. Comparar la metodología alternativa desarrollada con los métodos directo e indirecto de la norma ISO 10846 en términos de precisión, simplicidad y robustez en la determinación de la rigidez dinámica de elementos resilientes.

1.3. Contenido de la tesis

Esta tesis doctoral está organizada en seis capítulos. En el presente capítulo se presenta la justificación y el contenido de la tesis.

El Capítulo 2 se ocupa de presentar una revisión de trabajos de investigación anteriores sobre la importancia de los materiales elastoméricos en la mitigación de las vibraciones inducidas hacia estructuras por sistemas ferroviarios. Además, se presentan diferentes modelos dinámicos utilizados en aplicaciones ferroviarias para los ensayos experimentales. También, se presentan los métodos de ensayo de elementos resilientes basados en la normativa actual que se utilizan para su caracterización dinámica.

El Capítulo 3 se centra en el desarrollo de una metodología eficiente para evaluar el comportamiento dinámico de materiales resilientes usando barrido sinusoidal en laboratorio. Esta metodología utiliza un modelo numérico para estimar el error asociado a los parámetros de la excitación en barrido sinusoidal para la estimación de la transmisibilidad, necesaria para la aplicación del método indirecto. Como ejemplos de aplicación de la metodología propuesta, dicho capítulo presenta dos

casos de estudio para dos tipos de elementos resilientes: un material elastomérico y un resorte helicoidal. Para estos dos ejemplos, la metodología permite diseñar los parámetros óptimos de la excitación, concretamente la tasa de barrido y la carga dinámica. Finalmente, se presenta un estudio experimental de los efectos debidos a la incertidumbre asociada al punto de aplicación de la excitación, a la amplitud de excitación y a la presencia de ruido de fondo en el laboratorio.

En el Capítulo 4 se propone la utilización de un método *in-situ* de caracterización dinámica de elementos resilientes para su aplicación en ensayos de laboratorio. En el capítulo se presenta la aplicación de esta metodología alternativa para los dos casos de estudio anteriormente presentados en el Capítulo 3. Estos ejemplos de aplicación se realizan para diferentes precargas estáticas y amplitud de excitación.

En el Capítulo 5 se compara la metodología presentada en el Capítulo 4 con las metodologías directa e indirecta presentadas en la ISO 10846 [3–5]. Esta comparativa se realiza para los dos especímenes de ensayo ya utilizados en anteriores capítulos. El capítulo detalla las ventajas y potencialidades de la nueva metodología presentada, discutiendo especialmente las diferencias existentes entre las diferentes metodologías presentadas en la comparativa.

Las conclusiones de esta investigación se resumen en el Capítulo 6. En el mismo capítulo también se señalan algunas bases para trabajos futuros.

Por último, se mencionan a continuación las publicaciones desarrolladas durante el programa doctoral.

- Reina, S., Arcos, R., Clot, A., Romeu, J. (2020). An Efficient Experimental Methodology for the Assessment of the Dynamic Behaviour of Resilient Elements. *Materials*, 13(13), 2889.
- Reina, S., Arcos, R., Romeu, J. (2019). Experimental study of a methodology for the dynamic characterization of systems using unbalanced mass excitation. En *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings* (Vol. 259, No. 2, pp. 7424-7433). Institute of Noise Control Engineering.
- Reina, S., Romeu, J., Arcos, R. (2019). Estimación de la receptancia dinámica de un material elastomérico ferroviario ubicado bajo la fuente de excitación usando barrido sinusoidal. En *Actas del XIV Congreso iberoamericano*

de ingeniería mecánica: CIBIM 2019: Cartagena, Colombia: Noviembre, 12-15, 2019 (pp. 200-207).

- Reina, S., Arcos, R., Romeu, J., Clot, A. (2018). Optimización de los parámetros para la determinación experimental de la receptancia a partir de una excitación armónica con barrido logarítmico en frecuencia. En CNIM 2018: 22º Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica: Madrid, España: 19-21 de septiembre de 2018: libro de actas (pp. 1253-1261).

Capítulo 2

Estado de arte

En este capítulo se presenta una revisión de la literatura sobre la caracterización experimental de elementos resilientes para aplicaciones ferroviarias. Esta revisión se compone de tres secciones. Comienza con una introducción general sobre la aplicación de elementos resilientes en vías férreas. Seguidamente, se presenta una revisión de trabajos sobre la modelización dinámica de elementos resilientes para aplicaciones ferroviarias. Posteriormente, se revisan los diferentes métodos utilizados para la caracterización dinámica de este tipo de elementos en laboratorio.

2.1. Elementos resilientes para aplicaciones ferroviarias

La ingeniería ferroviaria moderna utiliza elementos elastoméricos en vía para solucionar de una forma simple, económica y robusta gran variedad de problemáticas. Entre las problemáticas mitigadas a partir de la aplicación de elementos resilientes se pueden encontrar: la distribución y en algunos casos reducción de cargas, la mejora de la estabilidad del vehículo y la reducción de las emisiones de vibraciones al entorno [7]. Con respecto a esta última, la aplicación de elementos elastoméricos en vía es seguramente la solución más frecuentemente adoptada para la mitigación de las vibraciones inducidas por tránsito ferroviario a las edificaciones aledañas [8–11]. Estos elementos son aplicados en vía en multitud de configuraciones. En vías ferroviarias balastadas se pueden identificar principalmente tres elementos elastoméricos de aplicación en este tipo de vías, cómo se puede observar en la Figura 2.1:

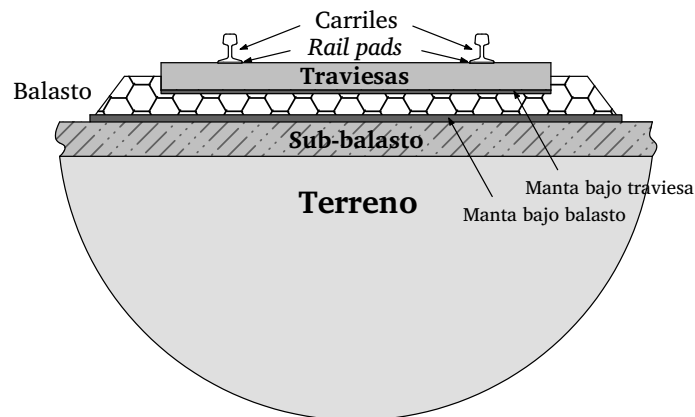


FIGURA 2.1: Configuración de vía ferroviaria balastada con los elementos elastoméricos más frecuentes: suela bajo patín, manta bajo traviesa y manto bajo balasto.

- Las suelas bajo patín, también denominadas placas de asiento elásticas o en nomenclatura inglesa *rail pads*, son una solución que la mayoría de fijaciones de carril modernas ya incorporan directamente.
- Las mantas bajo traviesa también son una solución muy común. Se instalan entre la traviesa y el balasto.

- Finalmente, las mantas bajo balasto son seguramente la solución más efectiva de las tres para la reducción de las vibraciones inducidas por tránsito ferroviario [12].

Estos tres elementos rara vez se combinan, sino que aparecen solos o, cómo mucho, en combinación de dos, cómo podría ser una vía que incorpora suelas bajo patín y una manta bajo balasto a la vez. Por otro lado, los elementos resilientes más utilizados en vías en placa se pueden observar en la Figura 2.2. Para este caso, a

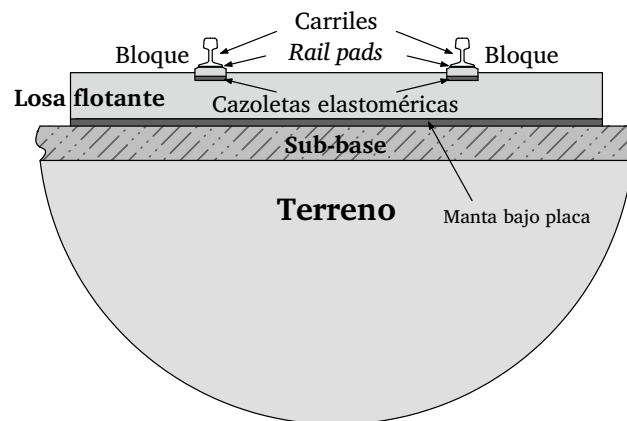


FIGURA 2.2: Configuración de vía ferroviaria en placa con los elementos elastoméricos más frecuentes: suela bajo patín, cazoletas elastoméricas y losas flotantes.

parte de las suelas bajo patín, las cuáles también se pueden encontrar en este tipo de vías, los elementos más habituales son

- Cazoletas elastoméricas. Se instalan en la cavidad habilitada para los bloques en la losa con el objetivo de aislarlos.
- Losa flotante. Una de las soluciones que se considera que proporcionan una mejor mitigación de vibraciones inducidas por tránsito ferroviario.

De nuevo, no es habitual encontrar vías con estos tres elementos combinados, sino que se tiende a escoger una de las tres opciones.

2.2. Modelización dinámica de materiales elastoméricos para aplicaciones ferroviarias

Los materiales elastoméricos han recibido una considerable atención en los últimos años debido a su aplicabilidad en numerosas áreas de la ingeniería, incluyendo áreas como la ingeniería aeroespacial [13], la robótica [14], la bioingeniería [15] y estructuras ferroviarias [16, 17]. El amplio uso de éstos se debe a su capacidad para soportar grandes deformaciones y la recuperación de su forma original después de la liberación del esfuerzo. Sin embargo, el complejo comportamiento mecánico de estos materiales ha suscitado multitud de investigaciones sobre qué modelos constitutivos deben ser utilizados para su caracterización. Esta complejidad viene dada, en mayor medida, por su comportamiento no lineal, el cual provoca que el modelo constitutivo deba ser sensible a la carga estática, frecuencia, amplitud de vibración y temperatura [18].

En la literatura de la temática se pueden encontrar varios tipos de modelos que permiten representar el comportamiento dinámico de materiales viscoelásticos, familia en la que se engloban los materiales elastoméricos. En general, el comportamiento dinámico de materiales viscoelásticos se puede definir a partir de dos conceptos energéticos asociados a la deformación del material: el almacenamiento y la absorción de energía mecánica [19]. Así, la respuesta de un determinado material viscoelástico a la aplicación de una carga dinámica se puede representar en base a una rigidez compleja, compuesta por una parte real relacionada con la capacidad del material para almacenar energía, y una parte imaginaria, asociado a la energía disipada [20]. Este tipo de modelización tiene la limitación de que solo es válida para unas condiciones específicas, definidas por la temperatura, la frecuencia, la amplitud de vibración y la precarga [21].

En la literatura también se pueden encontrar modelos más generales para este tipo de materiales, basados en el modelado de las leyes mecánicas del elastómero desde un punto de vista macroscópico. Una opción es el modelo de Maxwell, en el que el material viscoelástico se concibe como una combinación en serie de un muelle elástico y un amortiguador viscoso [19]. El modelo de Kelvin-Voigt es una disposición alternativa al modelo físico de Maxwell donde el muelle elástico y el amortiguador viscoso se encuentran en paralelo [22]. Sin embargo, en la literatura se pueden encontrar varios modelos alternativos. Dos ejemplos de modelos

alternativos son el uso de modelos viscoelásticos dependientes del estado para representar el comportamiento dinámico de placas de asiento [23], o el uso de un modelo Kelvin-Voigt generalizado ajustado a través de una metodología de ensayo de carga controlada recientemente propuesta, adecuado para ensayar una gran variedad de materiales viscoelásticos [20].

Para el caso de elementos elastoméricos para aplicaciones ferroviarias, la modelización dinámica de los mismos se suele representar a partir del modelo Kelvin-Voigt, caracterizado por la rigidez dinámica y el coeficiente de amortiguación. Así, estos modelos son utilizados en la mayor parte de la literatura para el caso de componentes elastoméricos en vías férreas como los definidos en el apartado anterior [19, 24, 25], aunque se pueden encontrar también referencias que utilizan el modelo de Maxwell [26] para dichas aplicaciones.

2.3. Caracterización dinámica de elementos resilientes en laboratorio

Cómo se ha mencionado anteriormente, los materiales elastoméricos se utilizan ampliamente como componentes de control de vibraciones en infraestructuras ferroviarias. Antes de su implementación, la eficiencia del aislamiento de una determinada solución potencial a menudo es evaluada utilizando métodos de predicción. En estos métodos, el comportamiento dinámico de los materiales elastoméricos se representa habitualmente utilizando el modelo de Kelvin-Voigt, cómo se ha comentado en el anterior apartado. Los parámetros mecánicos asociados al modelo de Kelvin-Voigt (es decir, la de rigidez dinámica y el amortiguamiento) generalmente deben determinarse a partir de mediciones experimentales. Concretamente, se pueden definir dos enfoques para la determinación de estas propiedades: a partir de ensayos estándar de laboratorio [3] o de experimentos *in situ* [6, 27–29].

Tanto la planta de ensayo de laboratorio como los métodos *in situ* utilizados para caracterizar las propiedades dinámicas de los materiales elastoméricos están basados comúnmente en la determinación experimental de las funciones de respuesta en frecuencia (FRF) del sistema que incluye el material elastomérico. Para obtenerlas, habitualmente se aplica al sistema una excitación dinámica controlada. Ejemplos de excitaciones dinámicas controladas utilizadas para este tipo de ensayos

son las aplicadas por martillos de impacto instrumentados [30–33] o las aplicadas por *shakers* (generadores de vibraciones) [34]. Las vibraciones de fondo también han sido usadas como fuente excitadora para caracterizar la transmisibilidad (FRF que relaciona la oscilación de dos partes del sistema, normalmente a un lado y al otro del elemento elastomérico) de aisladores [35].

En lo que concierne a los métodos de ensayo de laboratorio, la norma internacional ISO 10846 describe tres métodos de medición para obtener la rigidez dinámica de un elemento elástico lineal: el método *driving point* [3], el método directo [4] y el método indirecto [5]. Son varios los autores que han discutido algunas de las dificultades prácticas encontradas al aplicar estos estándares, proponiendo distintos tipos de correcciones y mejoras. Morison et al. [36] sugirió un método para corregir la contribución de las fuerzas inerciales del sistema para el caso del método *driving point*. Ozgen et al. [37] propuso algunas guías para mejorar el diseño estructural de las plantas de ensayo.

En el caso de elementos elastoméricos para aplicaciones ferroviarias, existen varias normativas específicas que definen con más detalle cómo utilizar las normas ISO 10846 para el ensayo de estos elementos resilientes de aplicación ferroviaria. Una de las más aplicadas es la normativa alemana DIN 45673, la cual define procedimientos para la caracterización dinámica de mantas bajo balasto (DIN 45673-5), suelas o mantas bajo traviesa de hormigón (DIN 45673-6), mantas o aisladores de vías en losa flotante (DIN 45673-7), soportes elásticos para carriles embebidos (DIN 45673-9) o sistemas de sujeción (DIN 45673-9). Esta última norma es solo un suplemento a la norma europea EN 13146-9:2011+A1, la cual ya define algunos procedimientos para la caracterización de la rigidez dinámica de fijaciones de carril. La norma EN 13481, que define los requisitos de funcionamiento para sistemas de fijación de carril, se refiere también a la norma EN 13146-9:2011+A1 en cuanto a la evaluación de la rigidez dinámica y define unos procedimientos simplificados para caracterizar el comportamiento de estos sistemas como aisladores de vibración. La norma italiana UNI 11059 que tiene por objeto la determinación de las características mecánicas de mantas elastoméricas [38, 39] y la UNI 11389-3 que se refiere a la valoración del comportamiento estático y dinámico de vías ferroviarias de forma general.

En el contexto del método indirecto descrito en [5], los *shakers* han sido comúnmente utilizados como dispositivos de excitación. Los ejemplos más comunes de excitaciones aplicadas con un *shaker* son las excitaciones armónicas, los barridos sinusoidales (lineales o logarítmicos) y las excitaciones aleatorias (p.e. ruidos blancos o ruidos rosa). Todas las normativas anteriormente mencionadas centran sus propuestas de procedimientos en excitaciones armónicas, mientras que la presente tesis se centrará especialmente en la excitación por barrido sinusoidal. El método de barrido sinusoidal ha sido escogido debido a la alta entrada de energía y la corta duración de la prueba en la experimentación [40]. Independientemente del tipo de excitación considerada, es primordial tener una buena relación señal-ruido (signal-to-noise ratio o SNR) para obtener estimaciones razonables las FRF de un sistema [41]. En este sentido, una selección adecuada del tipo de excitación utilizada debe considerar tanto el contenido espectral de la excitación como el tiempo de exposición. Para tener ambos en cuenta, en muchas aplicaciones se suele escoger como excitación el barrido sinusoidal [40, 42]. No obstante, una selección incorrecta de los parámetros que caracterizan el barrido sinusoidal puede conducir a estimaciones incorrectas de las FRF de interés. Un ejemplo de ello es el efecto que tiene la tasa de barrido en la respuesta del sistema [40, 43–45]. En general, las resonancias del sistema se observan en instantes de tiempo en los que la frecuencia del barrido sinusoidal ya no coincide exactamente con la frecuencia de la resonancia. Debido a esto, las amplitudes y frecuencias estimadas difieren de las que se obtendrían considerando una excitación armónica. Por lo tanto, métodos que asumen una respuesta de estado-estacionario para cada frecuencia de excitación, como es el caso de los analizadores co-quad, los filtros de seguimiento o el uso de la transformada de Hilbert, pueden llevar a estimaciones erróneas de las FRF del sistema [40]. Estas distorsiones no se producen si las FRF se estiman a partir de la transformada discreta de Fourier del registro temporal medido [40, 45]. Sin embargo, la precisión de las FRF estimadas es sensible al método utilizado para realizar la transformación desde el dominio del tiempo al frecuencial [44]. Por ejemplo, las amplitudes de resonancia se pueden subestimar significativamente si se utilizan técnicas de reducción de datos [40]. Además, si el experimento no se puede llevar a cabo en un entorno controlado, como sería el caso de los ensayos *in situ* o ensayos en laboratorios ruidosos, las vibraciones de fondo existentes pueden limitar severamente la precisión de las FRF estimadas.

Capítulo 3

Metodología eficiente para evaluar el comportamiento dinámico de materiales resilientes

La evaluación del comportamiento dinámico de un elemento resiliente se puede realizar utilizando el método indirecto descrito en la norma ISO 10846-3 [5]. En su aplicación, es necesario definir adecuadamente las propiedades de excitación del sistema. Este capítulo presenta una metodología para predecir el error asociado a esta excitación en la estimación experimental de las funciones de respuesta en frecuencia (FRF) requeridas para la aplicación del método indirecto. La metodología, basada en un proceso de simulación numérica, permite diseñar los parámetros que caracterizan la excitación usada en la caracterización del elemento resiliente. La metodología está específicamente diseñada para una excitación de barrido sinusoidal y permite diseñar tanto la tasa de barrido como la amplitud de fuerza. Estos parámetros se diseñan a partir de considerar dos tipos distintos de errores: locales, asociados a la amplitud o frecuencia de un pico de la FRF, y generales, asociados a todo el rango de frecuencias de interés. La metodología ha sido aplicada a la caracterización de dos componentes elásticos diferentes: una muestra de material elastomérico y un resorte helicoidal. Para ambos casos, las estimaciones de los errores simulados concuerdan bien con los errores experimentales encontrados. La metodología propuesta puede ser de especial interés para laboratorios ruidosos con bancos de prueba muy utilizados, ya que puede contribuir a optimizar el tiempo requerido para cada ensayo.

Este capítulo presenta una metodología para predecir el error asociado a la excitación en la estimación experimental de las FRF que se necesitan para poder aplicar el método de caracterización de elementos elásticos indirecto descrito en la norma ISO 10846-3 [5]. La metodología propuesta es presentada en la Sección 3.1. Posteriormente, las secciones 3.2.1 y 3.2.2 presentan la aplicación de esta metodología a dos casos de estudio: la caracterización de una muestra de material elastomérico y la de un resorte helicoidal. Finalmente, la discusión de los resultados obtenidos es resumida en la Sección 3.4.

3.1. Descripción de la metodología

El método indirecto para la evaluación de las propiedades dinámicas de los elementos resilientes propuesto en la norma ISO 10846-3 [5] puede ser aplicado mediante varias configuraciones de laboratorio. Para la aplicación de la metodología propuesta se adopta la configuración, basada en un sistema de dos grados de libertad (2DOF), presentada en la Figura 3.1. El sistema que modeliza la configuración considerada consta de dos masas: una masa base o inferior m_b , separada del suelo rígido mediante un elemento representado como una combinación de resortes y amortiguadores con constantes totales de rigidez y de amortiguamiento viscoso k_b y c_b , respectivamente; y una masa suspendida o precarga m_s , que descansa sobre el elemento resiliente a ser estudiado. La masa suspendida también tiene la función de aplicar la precarga estática requerida al elemento resiliente. Para esta metodología la rigidez (dinámica) y el amortiguamiento viscoso del elemento resiliente están representadas por k_e y c_e , respectivamente. Se considera también que el sistema ha sido diseñado asegurando que ambas masas vibran únicamente en la dirección vertical. La determinación de las propiedades dinámicas del elemento resiliente es obtenida a partir de la transmisibilidad entre el movimiento vertical de las dos masas. En esta metodología, el movimiento vertical de ambas masas es medido utilizando una configuración de acelerómetros y la excitación $f(t)$ es un barrido sinusoidal lineal aplicado con un *shaker*. Se considerará que se desea caracterizar el comportamiento a pequeñas deformaciones del elemento resiliente [3], es decir, que la fuerza aplicada cause una respuesta lineal del sistema.

Este estudio presenta una metodología para diseñar los parámetros de excitación

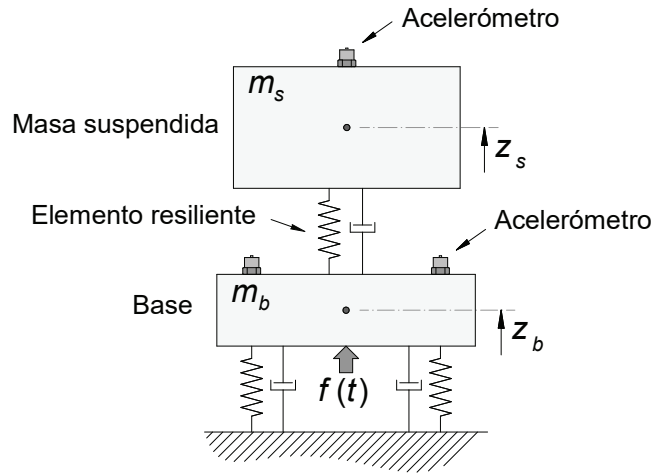


FIGURA 3.1: Adopción del modelo 2DOF de la configuración de ensayo de laboratorio. La flecha grande representa la fuerza dinámica aplicada por el *shaker*.

de barrido sinusoidal para controlar el error asociado a la estimación de transmisibilidad. Esta metodología está basada en un procedimiento de simulación para predecir el error en la estimación experimental de la transmisibilidad en términos de los parámetros del barrido sinusoidal, la rigidez estática del elemento resiliente, las características mecánicas del banco de pruebas y el ruido de fondo. El procedimiento de simulación y las definiciones de los errores considerados son descritos en los siguientes apartados.

3.1.1. Simulación de la transmisibilidad en el contexto de excitación de barrido sinusoidal

Para simular la respuesta de un sistema como el que aparece en la Figura 3.1 a una excitación del tipo barrido sinusoidal lineal, se considerará que la fuerza aplicada a la masa inferior $f(t)$ es un barrido sinusoidal desde una frecuencia angular inicial ω_s hasta una frecuencia angular final ω_e . Esta fuerza se puede expresar como

$$f(t) = F \sin \left(\frac{\alpha}{2} t^2 + \omega_s t \right), \quad (3.1)$$

donde F es la amplitud de la fuerza dinámica aplicada por el *shaker*, α es la tasa de barrido y t es la variable tiempo. La tasa de barrido en un barrido lineal sinusoidal está definida por $\alpha = (\omega_e - \omega_s)/T$. Por otro lado, la respuesta del sistema 2DOF

debido a la acción de una fuerza arbitraria viene dada por

$$\begin{aligned} m_b \ddot{z}_b &= k_e(z_s - z_b) + c_e(\dot{z}_s - \dot{z}_b) - k_b z_b - c_b \dot{z}_b + f(t), \\ m_s \ddot{z}_s + k_e(z_s - z_b) + c_e(\dot{z}_s - \dot{z}_b) &= 0. \end{aligned} \quad (3.2)$$

Se propone que la respuesta del sistema, descrita por la Ecuación (3.2), cuando éste está sujeto a la acción del barrido sinusoidal definido en la Ecuación (3.1) sea calculada numéricamente usando métodos numéricos para la solución de ecuaciones diferenciales (p.e. método de Runge-Kutta). Para ello, es necesario conocer o estimar los parámetros mecánicos del sistema que aparecen en las ecuaciones que se desea resolver. Se pueden evaluar previamente las masas m_s y m_b , así como la rigidez y amortiguamiento viscoso k_b y c_b . Para el caso de la rigidez dinámica del elemento resiliente, se propone estimar un rango de valores posibles a partir del valor de la rigidez estática del elemento k_e^s , que generalmente se evalúa previamente en ensayos de laboratorio con carga estática. Más precisamente, en este trabajo se va a suponer que el valor de rigidez dinámica se encuentra entre k_e^s y $2k_e^s$ [46]. En cuanto al amortiguamiento del elemento resiliente, se propone proporcionar un límite inferior de su estimación, ya que se espera que los errores en la evaluación experimental de la transmisibilidad sean menores para valores superiores de amortiguamiento.

Una vez obtenida la respuesta temporal simulada $\tilde{z}_{b/s}$, se puede agregar ruido de fondo a las señales para simular un escenario de laboratorio real. Por ejemplo, la respuesta de vibración simulada de la base $\tilde{z}_b(t)$ puede ser escrita como [47]

$$\tilde{z}_b = z_b + \eta(t), \quad (3.3)$$

donde $\eta(t)$ representa el ruido de fondo añadido. Este ruido de fondo puede ser un valor arbitrario o venir de una medida experimental como, por ejemplo, la medida del ruido de fondo en la base del banco de pruebas en condiciones normales (o preferiblemente adversas) de laboratorio.

Finalmente, se propone procesar las respuestas temporales z_e y z_b (o \tilde{z}_b si se incluye ruido de fondo) usando el mismo tipo de procesamiento de señales que se pretende utilizar en la caracterización experimental. Por tanto, esta metodología también puede ser utilizada para estimar el efecto que tiene el tipo de procesamiento de señales considerado y definir el método de procesamiento de señales más adecuado. En

particular, para los ejemplos de aplicación presentados en este capítulo, se ha utilizado el método de Welch [48] considerando una superposición entre segmentos del 50 %, una ventana de tipo Hamming y considerando un total de ocho segmentos superpuestos.

3.1.2. Predicción del error asociado a la estimación experimental de la transmisibilidad

Para predecir el error obtenido en la estimación experimental de la transmisibilidad del sistema se propone realizar un estudio paramétrico en el cual se compara la transmisibilidad simulada, obtenida siguiendo los pasos descritos en la Sección 3.1.1, con la transmisibilidad teórica, obtenida analíticamente. La transmisibilidad teórica del sistema T_{sb} se puede expresar como

$$T_{sb} = \frac{Z_s}{Z_b} = \frac{k_e + i\omega c_e}{k_e + i\omega c_e - \omega^2 m_e}, \quad (3.4)$$

donde $Z_s(\omega)$ y $Z_b(\omega)$ son las respuestas en frecuencia de la masa superior y de la masa base, respectivamente.

Se propone realizar el estudio paramétrico teniendo en cuenta tres parámetros distintos: la rigidez dinámica del material elastomérico (teniendo en cuenta el rango previamente definido), la tasa de barrido α del barrido sinusoidal aplicado y la amplitud F de la excitación. Para cada uno de estos parámetros se define un conjunto de valores discretos dentro de los rangos considerados. Finalmente, para cada combinación de valores de los tres parámetros, se calculan tres tipos de errores distintos: Un error general de la FRF ε , un error asociado a la frecuencia del pico de la transmisibilidad ε_f y un error asociado a la amplitud de este pico ε_z .

El error general ε es definido en esta metodología como

$$\varepsilon = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left| \frac{T_{sb_i} - \hat{T}_{sb_i}}{T_{sb}^{\max}} \right|, \quad (3.5)$$

donde la notación sombrero es usada para referirse a la transmisibilidad simulada. En el sumatorio, i es el índice que recorre el vector de frecuencias dentro del rango de frecuencia deseado y N es el número de valores de frecuencia de este rango.

Se recomienda que el rango de frecuencias seleccionado contenga el pico de la transmisibilidad, ya que es entorno a este pico donde la precisión de la FRF es de mayor importancia. La amplitud del pico de la transmisibilidad está representada por T_{sb}^{\max} y la frecuencia asociada como f_{\max} .

El error asociado a la frecuencia donde se encuentra el pico de la transmisibilidad está definido por

$$\varepsilon_f = \left| \frac{f_{\max} - \hat{f}_{\max}}{f_{\max}} \right|. \quad (3.6)$$

Finalmente, el error asociado a la estimación de la amplitud del pico de transmisibilidad es

$$\varepsilon_z = \left| \frac{T_{sb}^{\max} - \hat{T}_{sb}^{\max}}{T_{sb}^{\max}} \right|. \quad (3.7)$$

La metodología presentada propone diseñar tanto la tasa de barrido como la amplitud de carga dinámica del experimento utilizando las predicciones de error numérico previamente definidas. En cuanto a la carga dinámica, el rango de amplitudes aceptables está definido por dos límites: el límite inferior está definido por la fuerza mínima que, cuando es considerada en los cálculos numéricos, predice valores de los errores inferiores al error máximo aceptable definido por el ingeniero de pruebas; el límite superior está definido por el valor máximo en el rango de amplitudes de fuerza que asegura una respuesta lineal del material elástico. En general, se recomienda considerar el valor mínimo dentro de este rango de amplitudes de excitación. En cuanto a la tasa de barrido, el valor óptimo será la tasa más rápida que, cuando es considerada en los cálculos numéricos, predice valores de error por debajo del error máximo aceptado.

3.2. Aplicación experimental de la metodología

En esta sección se presentan dos ejemplos de aplicación de la metodología propuesta a elementos elásticos que van a ser caracterizados siguiendo la norma ISO 10846-3 [5]: el caso de una muestra de material elastomérico y el caso de un resorte helicoidal. En la Figura 3.2, se muestran las configuraciones experimentales para ambos elementos resilientes ensayados. Cada configuración experimental consta de un banco de pruebas, el elemento resiliente ensayado, una masa suspendida, una

configuración de acelerómetros y el dispositivo de excitación (*shaker*), estando los dos últimos conectados a un hardware de adquisición de señales. En ambos casos se utilizó el mismo banco de pruebas, formado por un bloque de acero (masa base) soportado a través de aisladores de vibración de caucho por dos vigas de acero paralelas apoyadas en el suelo. Los parámetros mecánicos que caracterizan el banco de pruebas se definen en la Tabla 3.1. En la tabla también se incluyen los valores de las masas suspendidas utilizadas en cada una de las dos configuraciones experimentales, y los valores de las rigideces estáticas de ambas muestras, obtenidas a partir de pruebas estáticas anteriores. Tal como se ha sugerido en la descripción de la metodología, se estima que el coeficiente de amortiguamiento viscoso, definido como $\xi_e = c_e / (2\sqrt{k_e m_s})$, es el límite inferior del amortiguamiento real. En la realización de los ensayos experimentales, el dispositivo de excitación utilizado fue un *shaker* Brüel&Kjaer Tipo 4825. La configuración de los acelerómetros consistió en un total de cinco acelerómetros piezoeléctricos (PCB Piezotronics, Tipo 393B31). Cuatro de estos acelerómetros fueron montados en la masa base y el quinto se montó sobre la masa suspendida. Se usó un analizador LMS Pimento tanto para capturar las señales del acelerómetro como para definir las señales de barrido sinusoidal generadas por el *shaker*.

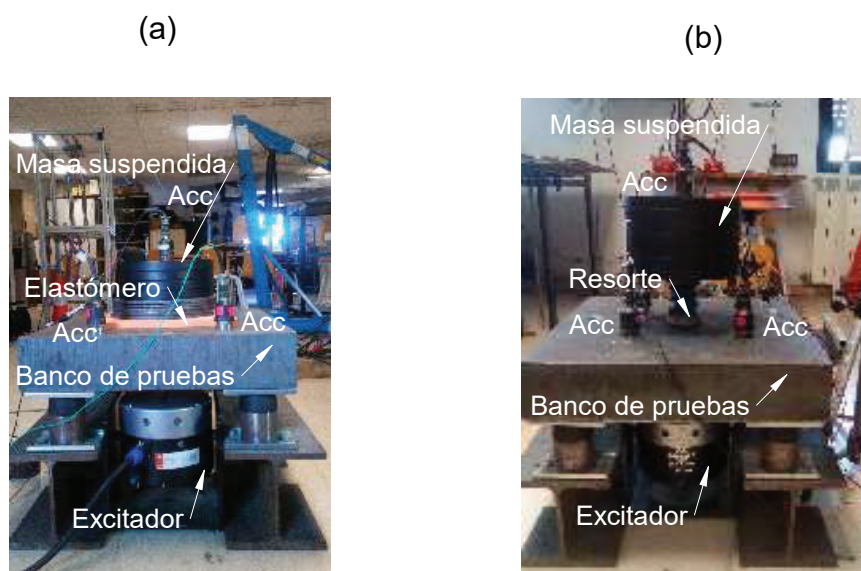


FIGURA 3.2: Configuración experimental para el elemento elastomérico (a) y para el elemento de resorte helicoidal (b).

TABLA 3.1: Parámetros mecánicos de la configuración experimental.

Parámetros	Valor
Masa base (m_b)	393,5 kg
Rigidez dinámica (k_b)	29,23 kN/mm
Amortiguamiento viscoso (c_b)	$2,265 \cdot 10^4$ Ns/m
Masa suspendida (m_s)	86,23 kg (Elastómero), 39,94 kg (Resorte)
Rigidez estática (k_e)	$668,4 \cdot 10^3$ N/m (Elastómero)
Rigidez estática (k_e)	$97,99 \cdot 10^3$ N/m (Resorte)
Factor de amortiguamiento (ξ_e)	0,05 (Elastómero), 0,01 (Resorte)

En las siguientes subsecciones se presenta la aplicación de la metodología propuesta en la determinación experimental de la transmisibilidad asociada a los dos elementos elásticos considerados usando las configuraciones experimentales descritas anteriormente. Estos dos ejemplos de aplicación de la metodología se utilizan para validar su precisión y estudiar sus beneficios. El ruido de fondo inicialmente considerado en las simulaciones es un ruido blanco con una amplitud RMS (root mean square o valor cuadrático medio) de $3,3 \cdot 10^{-10}$ m/s². Este valor se ha obtenido considerando el promedio de la amplitud de vibración de la masa inferior z_b medida durante actividades de operación usuales de laboratorio (es decir, con la fuente de excitación controlada apagada). En ambos ejemplos de aplicación, el barrido sinusoidal aplicado con el *shaker* se ha realizado considerando un rango de barrido entre 0 Hz y 80 Hz, definiendo así los valores de ω_e y ω_s . A partir de los resultados de cada estudio paramétrico, se pueden elegir la amplitud de excitación y la tasa de barrido adecuadas en función del error máximo admisible. La precisión de los resultados numéricos se ha verificado mediante mediciones experimentales.

3.2.1. Ejemplo de aplicación I: Material elastomérico

Con la metodología presentada en la Sección 3.1, se realiza un estudio paramétrico considerando los parámetros previamente establecidos. Se asume que el modelo teórico presentado en la Figura 3.1 representa adecuadamente la respuesta dinámica del sistema ensayado en el rango de frecuencias entre 0 Hz y 80 Hz. En la simulación se asumen dos amplitudes F de las fuerzas de excitación para cuantificar su efecto: 1,5 N y 15 N. Cabe señalar que, debido al hecho de que se considera el mismo ruido de fondo para ambos casos, la relación señal-ruido (signal-to-noise ratio o SNR) para el caso de 15 N de amplitud de fuerza de excitación es muy grande

(aproximadamente 59 dB) en comparación con el SNR asociado a la amplitud de 1,5 N (aproximadamente 39 dB). El rango de tasas de barrido seleccionado para el estudio es de 0,5 Hz/s hasta 50 Hz/s. Cada medición simulada consta de cinco ciclos de barrido con un ruido de fondo no correlacionado. La simulación se realiza en MATLAB, donde el solucionador de dominio de tiempo utilizado es el `ode45` y se aplica el método de Welch para calcular la transmisibilidad usando el algoritmo `tffestimate` con las opciones de ventana predeterminadas: La superposición entre segmentos es del 50 % y la señal se divide en un total de ocho segmentos.

En la Figura 3.3 se muestran los resultados del estudio paramétrico. Para ambas amplitudes de fuerza, el error general de la FRF está por debajo del 0,06 %. Se observa que, para la amplitud de fuerza de 15 N, los errores son menores y más dependientes de la tasa de barrido considerada. La misma tendencia aparece en los errores de frecuencia de resonancia y de valor pico. Para este último caso los errores obtenidos son muy grandes para tasas de barrido elevadas, especialmente para el caso de 1,5 N. Debido a que los valores para la amplitud de la fuerza y para el ruido de fondo considerados se basan en las mediciones experimentales que se presentan a continuación, se espera que los errores obtenidos experimentalmente se parezcan a los predichos por estos resultados numéricos (es decir, errores menores al 1 % para la mayoría de los valores de tasa de barrido).

En la Figura 3.4 se presentan los resultados del estudio paramétrico considerando un ruido de fondo con una densidad espectral de potencia promedio igual a $3,3 \cdot 10^{-8}$ m/s², es decir, 100 veces mayor que la del ruido de fondo medido en el laboratorio. Como era de esperar, los errores aumentan a medida que aumenta la SNR (en este caso SNR=-1 dB para el caso con amplitud 1,5 N y SNR=19 dB para el caso con amplitud 15 N). Esta figura muestra claramente que la influencia de la tasa de barrido sobre los errores de transmisibilidad en presencia de ruido de fondo es casi insignificante. Por tanto, se puede concluir que cuanto menor sea la relación señal-ruido, menor será la influencia de la tasa de barrido en el error.

Para determinar el efecto de la tasa de barrido en la estimación experimental de la transmisibilidad del elemento resiliente se realizaron mediciones experimentales con las que obtener un error experimental similar al determinado en las predicciones numéricas. Como se mencionó, se colocaron cuatro acelerómetros en la masa base y otro se colocó en la masa suspendida. Se colocó una muestra circular del material elastomérico estudiado sobre la masa base y se cargó usando discos de

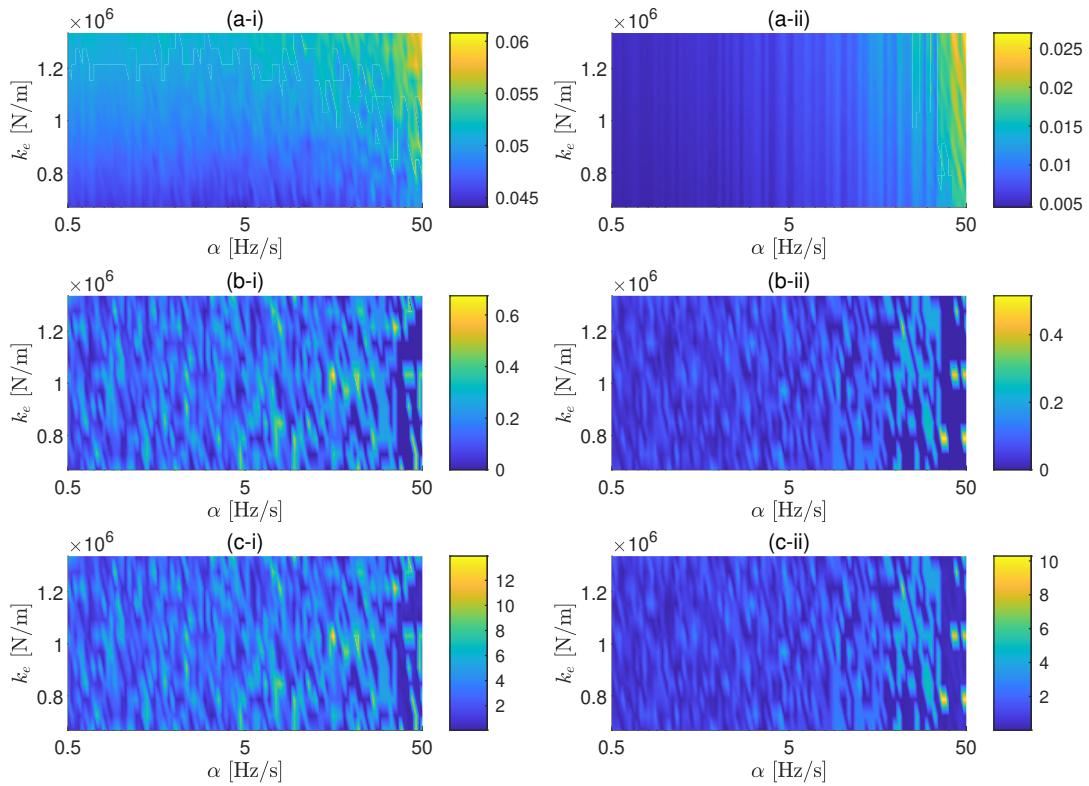


FIGURA 3.3: Errores asociados a la estimación de la FRF en función de las tasas de barrido y la rigidez dinámica del elastómero: Error general (a), error frecuencia de resonancia (b) y error amplitud de resonancia (c). Para amplitudes de fuerza de excitación de 1,5 N (i) y 15 N (ii). Ruido de fondo de $3,3 \cdot 10^{-10}$ m/s^2 .

acero para lograr la masa suspendida requerida (precarga de trabajo del elemento). La muestra de material elastomérico tenía un diámetro de 200 mm y un espesor inicial (antes de ser precargada) de 18 mm. Se aplicaron señales de barrido sinusoidal de amplitud constante con diferentes tasas de barrido α en la base del banco de pruebas. Las frecuencias de inicio y finalización del barrido fueron 0 y 80 Hz, respectivamente, y se consideraron cinco ciclos de barrido en cada medición. El tiempo total de medición varió de 10 s ($\alpha = 40$ Hz/s) a 600 s ($\alpha = 0,67$ Hz/s). La amplitud de la excitación de barrido considerada fue de 1,5 N. La fuerza realizada fue medida utilizando un transductor de fuerza montado en el actuador del *shaker*. En contraste con el caso numérico, en el caso experimental se desconoce la transmisibilidad exacta del sistema. Por ello, en este ejemplo de aplicación se asume que la transmisibilidad obtenida aplicando una excitación del tipo ruido blanco se puede considerar como la exacta. Teniendo esta suposición en cuenta, se midió la respuesta del sistema a una excitación aleatoria del tipo ruido blanco durante 600 s. La transmisibilidad resultante se utilizó como resultado de referencia en los

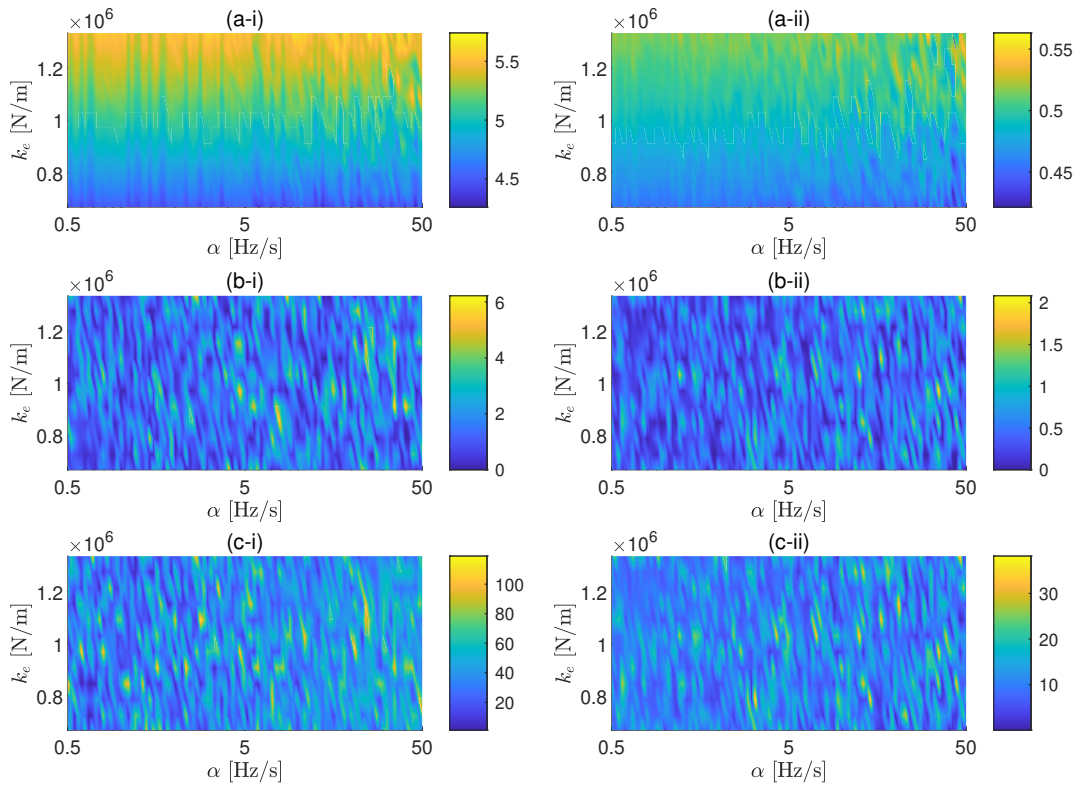


FIGURA 3.4: Errores asociados a la estimación de la FRF en función de las tasas de barrido y la rigidez dinámica del elastómero: Error general (a), error frecuencia de resonancia (b) y error amplitud de resonancia (c). Para amplitudes de fuerza de excitación de 1,5 N (i) y 15 N (ii). Ruido de fondo de $3,3 \cdot 10^{-8} \text{ m/s}^2$.

cálculos de los errores experimentales que se presentan a continuación. Al igual que en el caso de la simulación numérica, las funciones de transferencia experimentales se obtuvieron aplicando el método de Welch con los parámetros predeterminados, es decir, dividiendo cada señal en ocho segmentos con una superposición del 50 % entre los segmentos y aplicando una ventana de Hamming para minimizar el efecto del *leakage*.

La figura 3.5 compara la estimación experimental de la transmisibilidad del sistema para diferentes tasas de barrido con la transmisibilidad obtenida cuando se considera una excitación aleatoria del tipo ruido blanco. Como en el caso de las simulaciones numéricas, el símbolo sombrero se utiliza aquí para referirse a la transmisibilidad aproximada. Los resultados muestran que el pico de la curva de transmisibilidad, que se produce alrededor de 17 Hz, es considerablemente ancho, lo que indica que, como era de esperar, el material ensayado tiene un factor de amortiguamiento grande. La comparación también muestra que, incluso para las tasas de barrido más altas, casi no hay diferencia entre las funciones de

transferencia obtenidas usando una excitación de barrido sinusoidal y la obtenida considerando un ruido blanco.

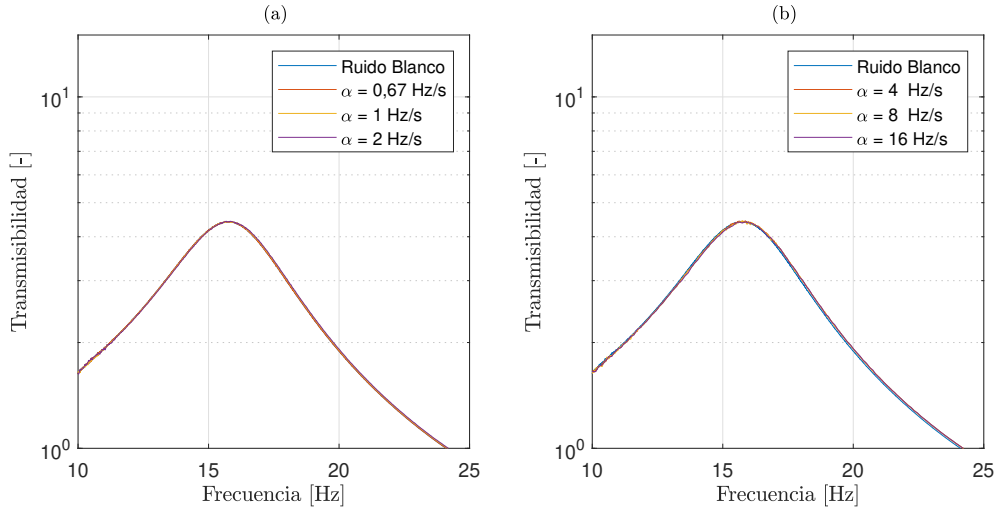


FIGURA 3.5: Comparación de la transmisibilidad obtenida usando una excitación de ruido blanco con las obtenidas por una excitación de barrido sinusoidal para el caso del elastómero, para tasas de barrido más lentas (a) y tasas de barrido más rápidas (b).

Para cuantificar las discrepancias entre las funciones de transferencia experimentales, se emplean los errores definidos en las ecuaciones (3.5), (3.6) y (3.7). Para ello, las transmisibilidades obtenidas mediante la excitación de barrido sinusoidal se asocian a \hat{T}_{sb} y las obtenidas por la excitación de ruido blanco a T_{sb} . La figura 3.6 presenta una comparación de los tres errores en función de la tasa de barrido. Los resultados confirman que, incluso para la tasa de barrido más alta, las diferencias entre las funciones de transferencia obtenidas usando una excitación de barrido sinusoidal y las obtenidas usando una excitación de ruido blanco son pequeñas. Este resultado se puede explicar por el gran factor de amortiguamiento observado en las curvas de transmisibilidad. Para un material con alto amortiguamiento, la respuesta decae muy rápido y las discrepancias que surgen debido al uso de técnicas de reducción de datos son insignificantes [40]. Además, debido a la suavidad del pico de transmisibilidad, la amplitud máxima de la curva se puede obtener con precisión incluso para resultados con una resolución en frecuencia muy baja (como resultado de tiempos de medición muy cortos).

Los errores obtenidos con las mediciones experimentales están razonablemente de acuerdo con los errores predichos por las simulaciones numéricas realizadas considerando una amplitud de excitación de 1,5 N. Los resultados numéricos predicen

valores muy pequeños para los errores de frecuencia general y pico, resultado que también se observa en los errores experimentales. Para el caso de los errores de amplitud máxima, las simulaciones numéricas sugieren discrepancias mayores que las observadas en los datos experimentales. Esta ligera diferencia se atribuye al uso de una estimación más baja del amortiguamiento del material real en las simulaciones.

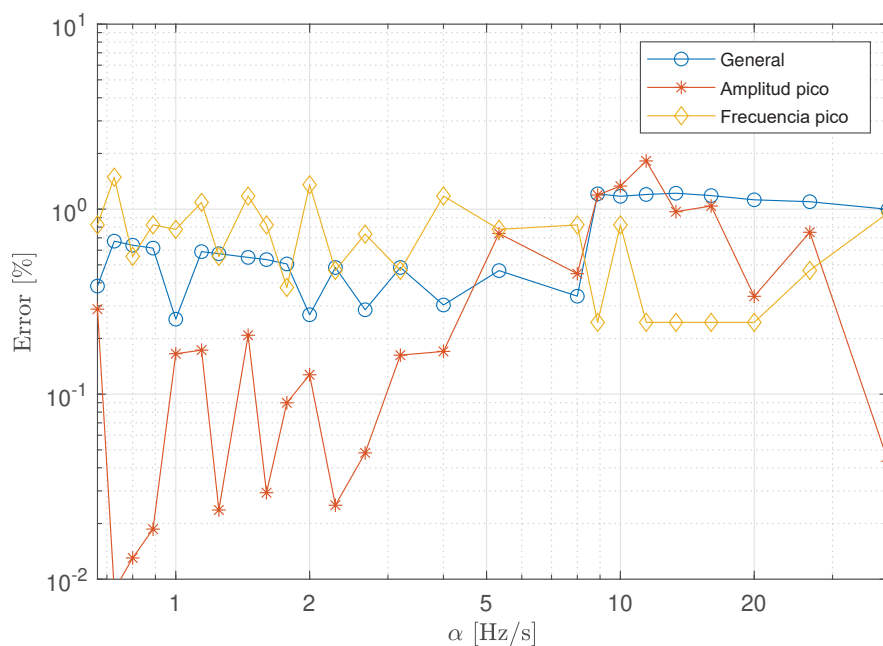


FIGURA 3.6: Errores estimados en la transmisibilidad experimental para el caso del material elastomérico.

Se puede concluir que, para el caso en que se considere un elemento elastomérico con un amortiguamiento significativo, los resultados experimentales validan el uso del modelo numérico para predecir el error de transmisibilidad experimental. El caso de un elemento resiliente con un amortiguamiento mucho menor se presenta en la siguiente subsección.

3.2.2. Ejemplo de aplicación II: Resorte helicoidal

En este ejemplo de aplicación se aplica la metodología propuesta a un resorte helicoidal. El estudio paramétrico realizado sigue las mismas ideas presentadas para el caso de estudio de un elastómero. Nuevamente se consideran dos valores de la amplitud de fuerza F aplicada por el *shaker* (en este caso 2,5 N y 25 N) y los dos niveles de ruido de fondo considerados anteriormente. Las SNR asociadas a estos

dos valores de amplitud de fuerza son aproximadamente 44 dB y 64 dB, respectivamente, para el caso del ruido de fondo bajo, y 4 dB y 24 dB, respectivamente, para el caso del ruido de fondo alto. El rango de tasas de barrido seleccionado para el estudio va de 0,05 Hz/s a 10 Hz/s. La razón para considerar tasas de barrido más bajas con respecto a las consideradas para el elastómero es que, debido a la menor rigidez y amortiguamiento del resorte, se espera que el pico de transmisibilidad se ubique a frecuencias más bajas y tenga una forma más afilada. En las Figuras 3.7 y 3.8 se muestran los resultados del estudio paramétrico para los casos de ruido de fondo bajo y alto, respectivamente. También se puede ver que, debido a la forma más pronunciada del pico de transmisibilidad, la tasa de barrido parece afectar la FRF en un sentido global únicamente en los casos con SNR alto. Para ambas amplitudes de fuerza, los errores asociados al pico de resonancia de la transmisibilidad se reducen al reducirse la velocidad de barrido α . También se comprueba que la selección de la tasa de barrido no tiene un efecto significativo sobre el error de la FRF en ambientes ruidosos.

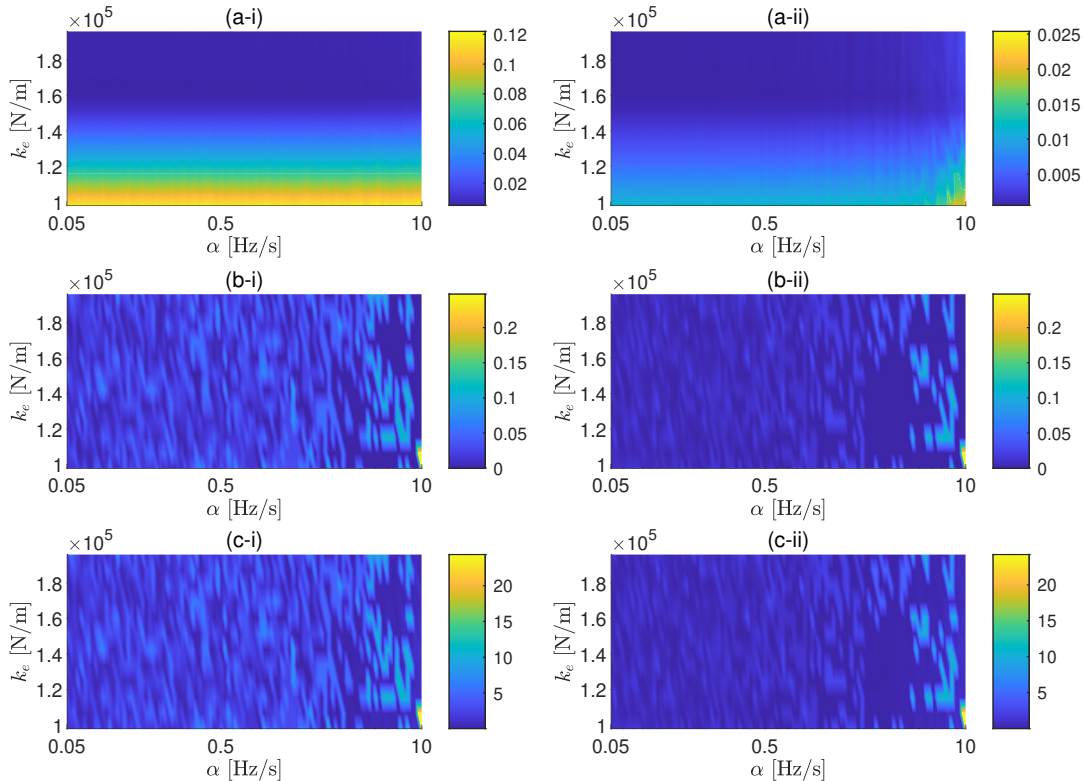


FIGURA 3.7: Errores asociados a la estimación de la FRF en función de las tasas de barrido y la rigidez dinámica del resorte helicoidal: Error general (a), error frecuencia de resonancia (b) y error amplitud de resonancia (c). Para amplitudes de fuerza de excitación de 2,5 N (i) y 25 N (ii). Ruido de fondo: $3,3 \cdot 10^{-10}$ m/s².

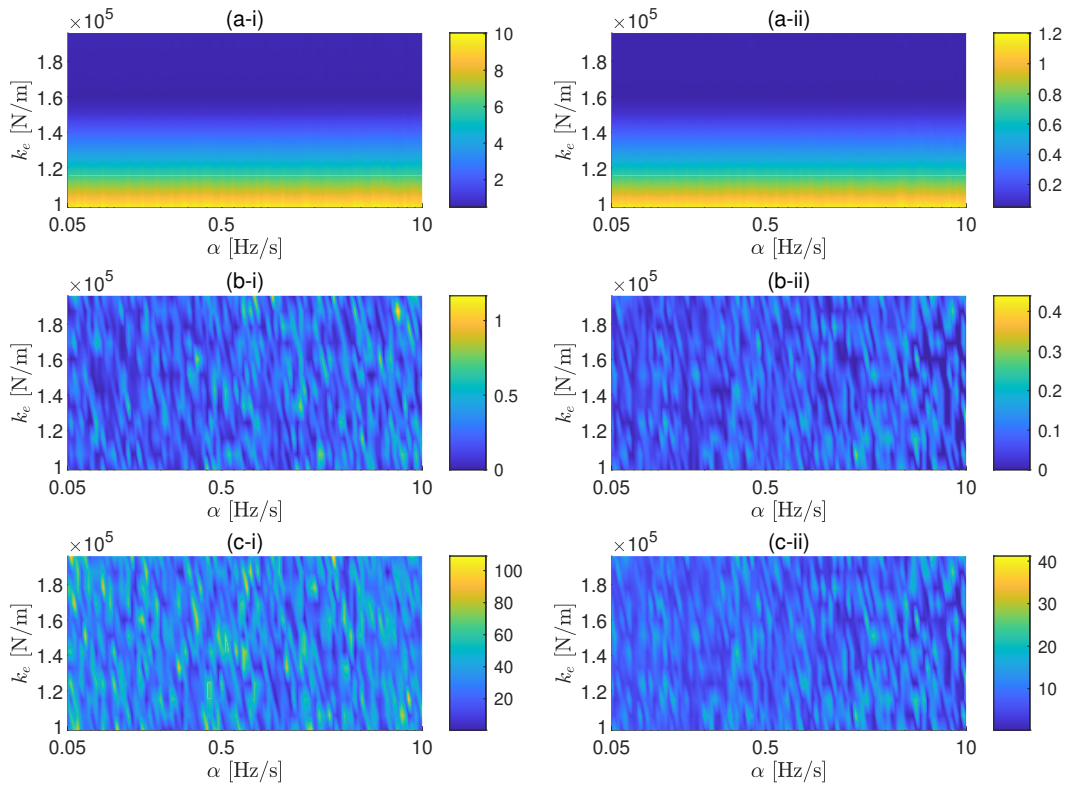


FIGURA 3.8: Errores asociados a la estimación de la FRF en función de las tasas de barrido y la rigidez dinámica del resorte helicoidal: Error general (a), error frecuencia de resonancia (b) y error amplitud de resonancia (c). Para amplitudes de fuerza de excitación de 2,5 N (i) y 25 N (ii). Ruido de fondo: $3,3 \cdot 10^{-8} \text{ m/s}^2$.

Como en el caso anterior, se realizaron mediciones experimentales tanto para determinar el efecto que tiene la tasa de barrido en la estimación de la transmisibilidad del resorte helicoidal, como para comparar los resultados obtenidos con las predicciones numéricas. Nuevamente, se usaron discos de acero como masa suspendida situada encima del resorte (pre-carga). Se aplicaron señales de barrido sinusoidal de amplitud constante con diferentes tasas de barrido a la base del banco de pruebas. En este caso, se consideraron los barridos sinusoidales con dos rangos de excitación diferentes: uno de banda estrecha con frecuencias inicial y final de 7 Hz y 14 Hz, respectivamente, y otro de banda ancha con frecuencias inicial y final de 0 a 80 Hz (es decir, con el rango usado en el caso del elemento elastomérico). Este rango más estrecho de frecuencias se consideró, una vez identificado el pico de transmisibilidad, para reducir la duración de las señales de tiempo adquiridas. Nuevamente, se consideraron cinco ciclos de barrido en cada medición. El tiempo total de medición varió de 50 s ($\alpha = 8 \text{ Hz/s}$) a 600 s ($\alpha = 0,67 \text{ Hz/s}$) en el caso de los barridos de banda ancha, y de 100 s ($\alpha = 0,35 \text{ Hz/s}$) a 600 s ($\alpha = 0,067$

Hz/s) para el caso de los barridos de banda estrecha. La amplitud de la fuerza de excitación aplicada fue de aproximadamente 2,5 N en todos los casos. Como en el caso anterior, se midió la respuesta a una excitación aleatoria del tipo ruido blanco durante 600 s y todas las funciones de transferencia se procesaron considerando ocho segmentos, con un 50 % de superposición entre segmentos y utilizando una ventana Hamming.

La figura 3.9 compara la estimación experimental de la transmisibilidad masa-resorte (\hat{T}_{sb}) para diferentes tasas de barrido con la transmisibilidad obtenida considerando una excitación del tipo ruido blanco (T_{sb}). Los resultados muestran un pico estrecho en la curva de transmisibilidad a 9,7 Hz, lo que sugiere un valor de amortiguamiento muy bajo para el resorte helicoidal. Los resultados también muestran algunas discrepancias entre las curvas de transmisibilidad obtenidas, especialmente en la amplitud de los picos de las curvas.

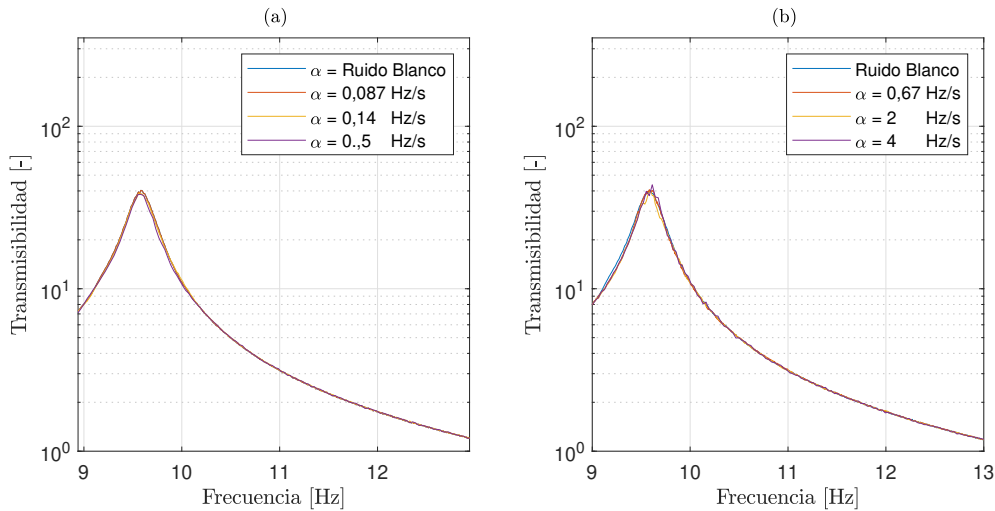


FIGURA 3.9: Comparación de la transmisibilidad obtenida usando una excitación de ruido blanco con las obtenidas usando una excitación de barrido sinusoidal para el caso del resorte helicoidal, para tasas de barrido más lentas (a) y tasas de barrido más rápidas (b).

Las discrepancias entre las funciones de transferencia \hat{T}_{sb} y T_{sb} han sido nuevamente cuantificadas usando las ecuaciones (3.5), (3.6) y (3.7). La Figura 3.10 presenta una comparación de los tres errores en función de la tasa de barrido para el caso del resorte helicoidal. Los resultados confirman que las discrepancias entre las curvas de transmisibilidad estimadas son mayores que las obtenidas para el caso del material elastomérico. Este resultado puede atribuirse en parte al hecho de

que se necesita una resolución en frecuencia mas alta para obtener una estimación precisa de la amplitud de un pico estrecho.

Los errores experimentales concuerdan aceptablemente con las predicciones numéricas para una excitación de 2,5 N presentadas anteriormente en la Figura 3.7. Como en el caso de los elastómeros, el modelo numérico predice valores muy pequeños para los errores de frecuencia general y pico, una predicción que concuerda con las estimaciones experimentales correspondientes.

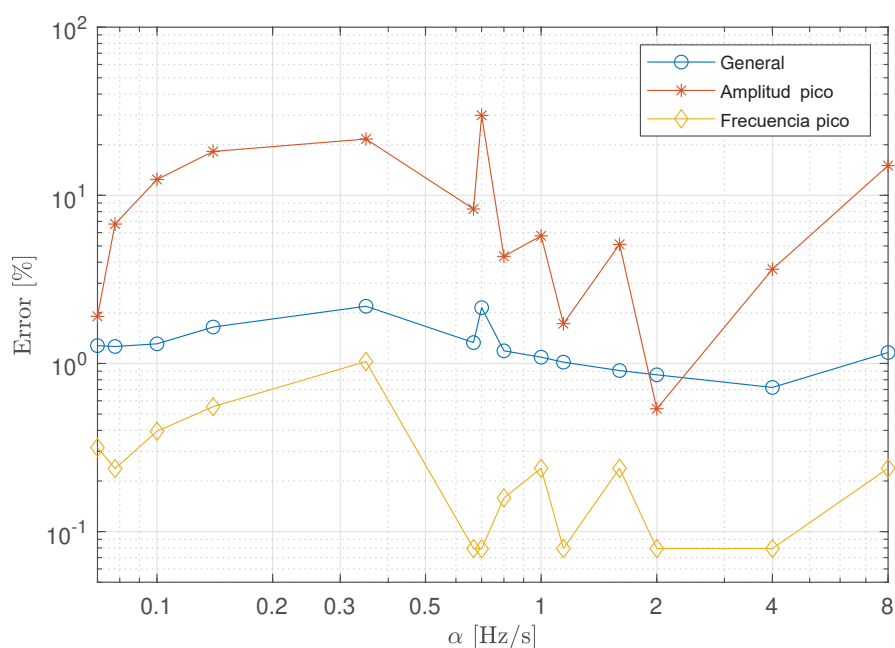


FIGURA 3.10: Errores estimados en la transmisibilidad experimental para el caso del resorte helicoidal.

Para el caso del error de amplitud máxima, también se observa una buena concordancia para tasas de barrido altas. Sin embargo, para tasas de barrido bajas se han obtenido errores experimentales inesperados. Estas discrepancias parecen indicar un cambio en el comportamiento dinámico del sistema cuando se utiliza una excitación de banda estrecha. Además, los resultados de la Figura 3.9 muestran que este cambio en la amplitud es seguido por un cambio en la frecuencia pico, un resultado que sugiere una respuesta ligeramente no lineal del resorte helicoidal ensayado.

3.3. Efecto de otros factores

En el presente apartado se considera la importancia de tres factores adicionales en la evaluación del comportamiento dinámico de los materiales elásticos. Primero, se discute el efecto que tiene en los resultados obtenidos la aplicación de una fuerza externa en una localización diferente a la del centro de la base del banco de pruebas. En segundo lugar, se evalúa el efecto que tiene la amplitud de excitación en la transmisibilidad estimada. Finalmente, se analiza el efecto que pueda tener una fuente adicional de ruido externo en la estimación de la FRF.

3.3.1. Efecto del punto de aplicación de la fuerza de excitación

Para considerar el efecto del descentramiento de la fuerza aplicada, se considera que la excitación es aplicada a una localización distinta al centro de la base del banco de pruebas. Tal como se muestra en la Figura 3.2, este centro es la posición considerada en los ensayos anteriores. La transmisibilidad obtenida considerando el efecto de este descentramiento ha sido calculado para distintas tasas de barrido. Para el ensayo con el material elastomérico se han considerado los siguientes valores: 0,67, 1, 2, 4, 8 y 16 Hz/s. Para el caso del resorte helicoidal las tasas aplicadas han sido: 0,087, 0,14, 0,35, 0,67, 2 y 4 Hz/s. En ambos casos, la amplitud de la fuerza de excitación considerada es 1,5 N.

La Figura 3.11 compara la transmisibilidad obtenida aplicando la fuerza de excitación en el centro de la base con la obtenida cuando esta fuerza está aplicada en un punto ligeramente descentrado para el caso del material elastomérico. La comparativa, realizada para las distintas tasas de excitación consideradas, evidencia una reducción de la amplitud de la transmisibilidad en el caso descentrado.

La Figura 3.12 presenta la misma comparativa que en el caso anterior para el caso del resorte helicoidal. En este caso, se puede observar la formación de un nuevo pico a una frecuencia cercana a los 8 Hz para el caso descentrado. Este pico presenta una amplitud muy inferior a la del pico principal. La amplitud del pico principal se ve poco afectada por el descentramiento de la fuerza.

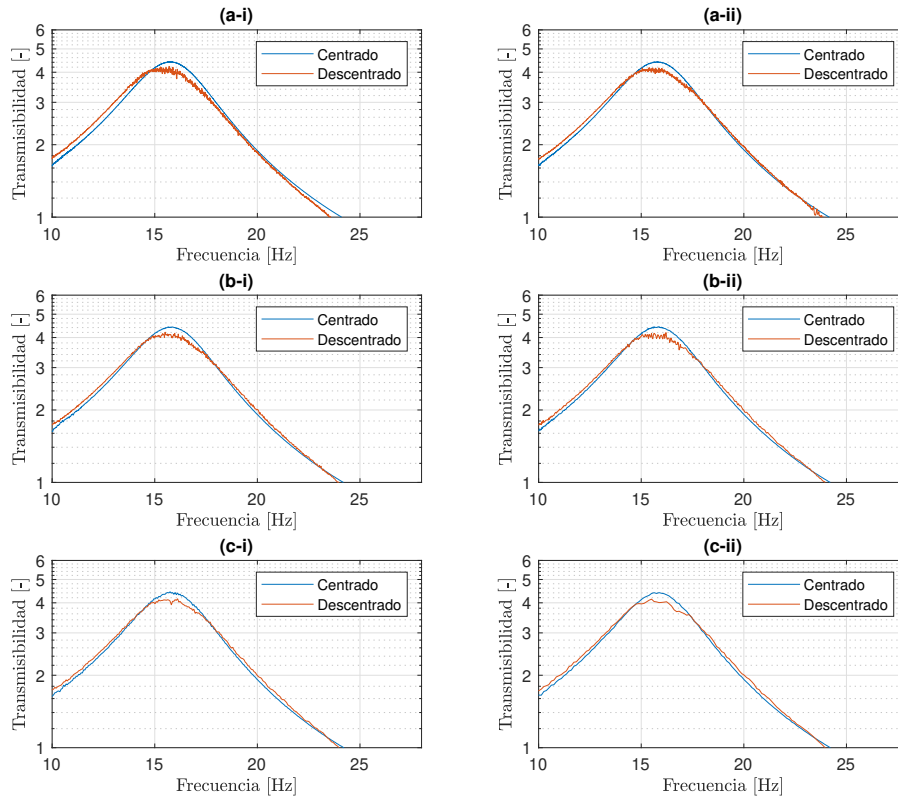


FIGURA 3.11: Efecto de un descentramiento en la transmisibilidad obtenida para el caso del elastómero usando diferentes tasas de barrido: 0,67 Hz/s (a-i) y 1 Hz/s (a-ii), 2 Hz/s (b-i) y 4 Hz/s (b-ii) y 8 Hz/s (c-i) y 16 Hz/s (c-ii).

Para estudiar el origen de este segundo pico se han realizado ensayos adicionales considerando únicamente la respuesta de la placa base (es decir, sin incluir la masa superior ni el elemento elastomérico) a la aplicación de fuerzas centradas y descentradas. En un primer ensayo se ha medido la respuesta de los cuatro acelerómetros de la base considerados en los ensayos previos. La receptancia del sistema Z_B/F_s se ha definido promediando las señales de estos cuatro acelerómetros. En un segundo ensayo, se ha medido la respuesta en el centro de la base al mismo conjunto de fuerzas, obteniendo una nueva receptancia Z_C/F_s . La comparativa de las receptancias obtenidas para cada uno de los puntos de aplicación de la fuerza se presenta en la Figura 3.13. Los resultados muestran un primer pico cerca de los 8 Hz y segundo pico alrededor de los 21 Hz.

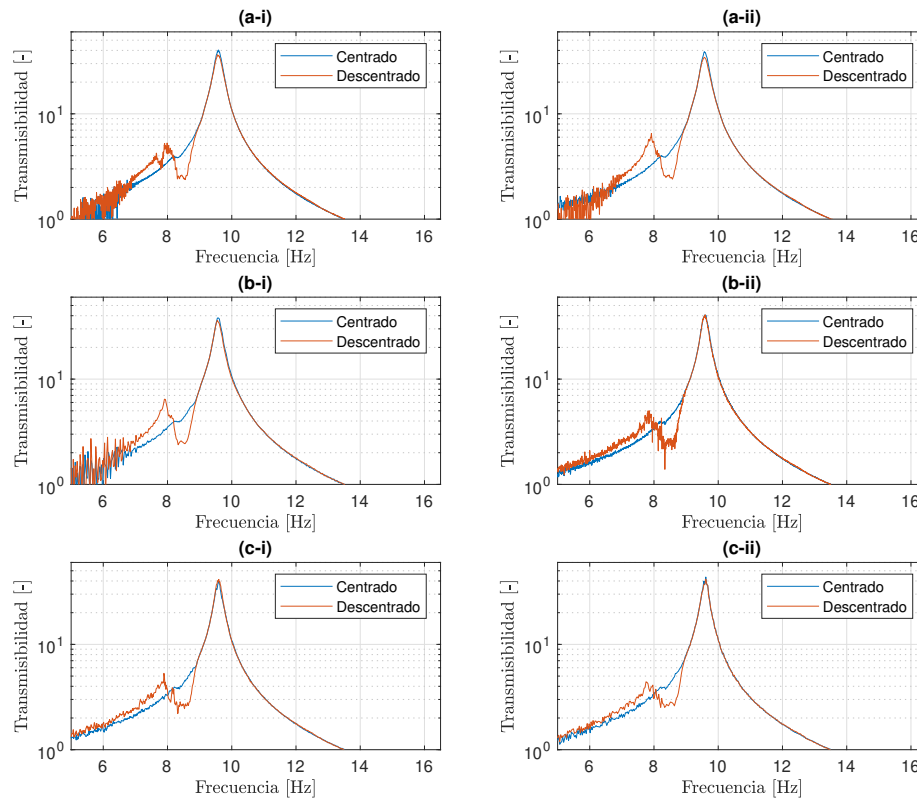


FIGURA 3.12: Efecto de un descentramiento en la transmisibilidad obtenida para el caso del resorte usando diferentes tasas de barrido : 0,087 Hz/s (a-i) y 0,14 Hz/s (a-ii), 0,35 Hz/s (b-i) y 0,67 Hz/s (b-ii) y 2 Hz/s (c-i) y 4 Hz/s (c-ii).

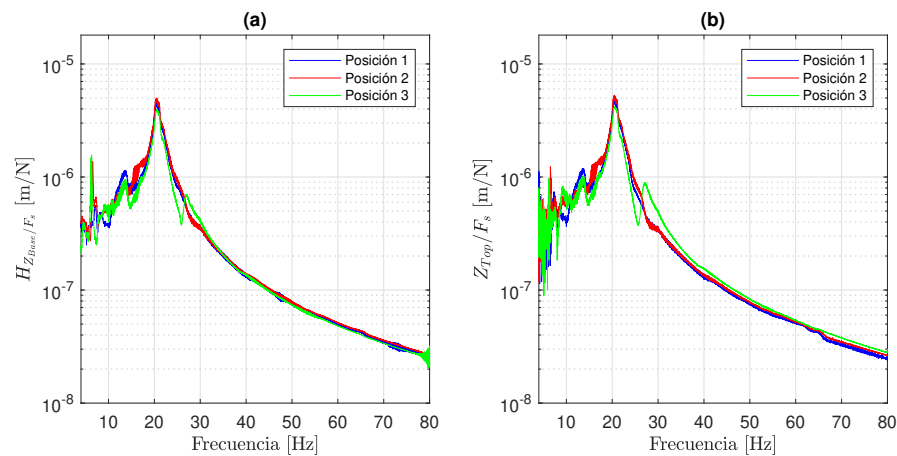


FIGURA 3.13: Receptancias obtenidas considerando únicamente la base del banco de ensayos y aplicando la fuerza de excitación en tres posiciones distintas. (a) Receptancias considerando los puntos considerados anteriormente (b) Receptancias considerando el centro de la base.

3.3.2. Efecto de la amplitud de excitación

El criterio de linealidad especificado en la norma ISO 10846-1 establece que, para una precarga determinada, la rigidez dinámica de transferencia obtenida no debe depender de la amplitud de la fuerza usada en su obtención. En esta sección se evalúa el efecto de la amplitud de la fuerza para los dos casos de estudio considerados. Para el caso de la muestra de material elastomérico, se han considerado masas suspendidas de 86 kg y 23 kg. Para el caso del resorte helicoidal, las precargas consideradas son 40 kg y 23 kg. En todos los casos la fuerza aplicada ha sido un barrido sinusoidal en todo el rango de interés, con una velocidad de barrido $\alpha = 1$ Hz/s y aplicando la fuerza al centro de la masa base. La tasa de barrido ha sido seleccionada teniendo en cuenta que es la asociada a un menor error general, de amplitud máxima y de frecuencia máxima, como se presenta en la Figura 3.6. Se han seleccionado las siguientes amplitudes de excitación para todos los casos: 1,5 N, 3 N, 5 N, 8 N, 10 N, 12 N, 15 N y 20 N.

La Figura 3.14 presenta una comparativa de los resultados obtenidos para cada uno de los cuatro casos de estudio. En la parte izquierda se presentan los resultados en un rango de frecuencias que contiene el pico de la transmisibilidad del sistema. En la parte derecha presenta la respuesta entorno a la zona de amplitud máxima con mas detalle. Los resultados para el caso del material elastomérico con precarga de 86 muestran que la amplitud de la fuerza tiene poco efecto sobre la transmisibilidad del sistema. En el caso con una masa suspendida de 23 kg, un aumento de la fuerza aplicada tiene asociada una disminución de la amplitud de la transmisibilidad. Esta disminución se traduce en un aumento de la rigidez dinámica obtenida. En el caso del resorte helicoidal con precarga de 40 kg se evidencian un ligero decaimiento de la amplitud del pico al incrementar las cargas dinámicas aplicadas. Para el ensayo del muelle con precarga de 23 kg esta reducción es claramente mas pronunciada.

3.3.2.1. Efecto de la amplitud para el caso del material elastomérico

Para observar los cambios de tendencia de las curvas de transmisibilidad con mas claridad, en la Figura 3.15 se presentan las transmisibilidades estimadas para el material elastomérico considerando tres valores distintos de la precarga (86, 40 y 23 kg) y cuatro amplitudes de excitación (1,5 N, 3 N, 10 N, y 20 N).

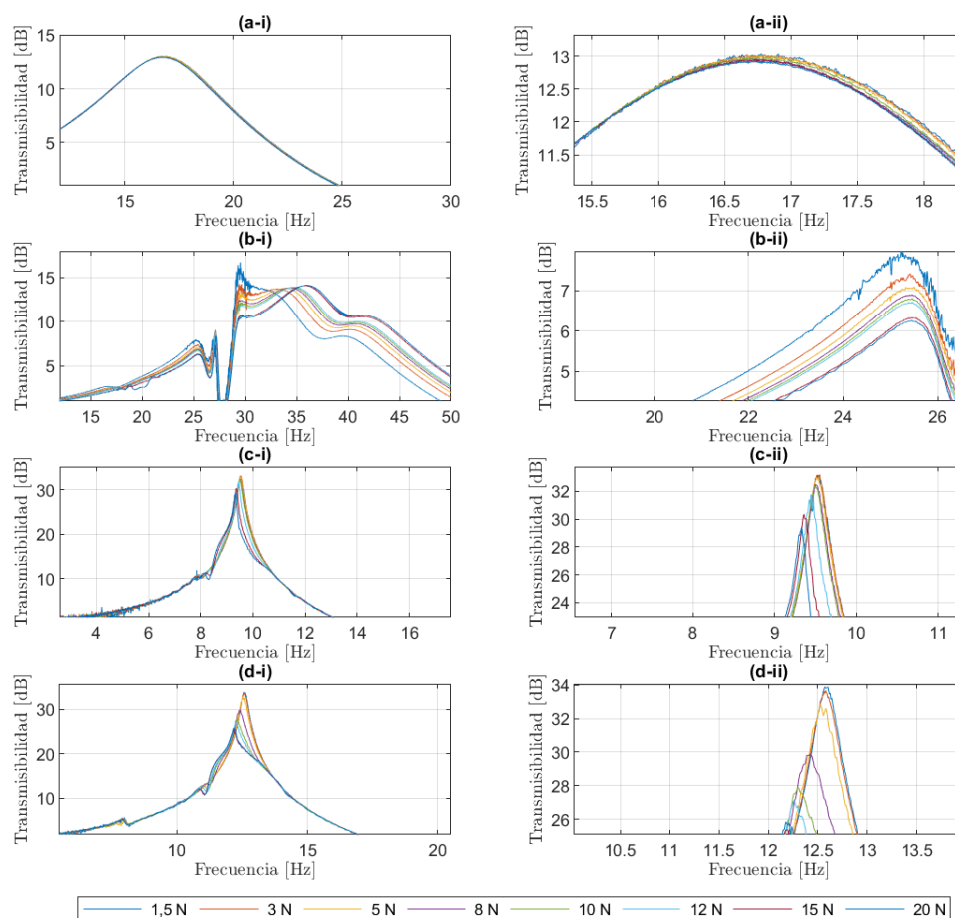


FIGURA 3.14: Transmisibilidades obtenidas usando diferentes amplitudes de excitación para el caso del material elastomérico con masas suspendidas de 86 kg (a) y 23 kg (b), y para el caso del resorte helicoidal con masas suspendidas de 40 kg (c) y 23 kg (d). Los resultados se presentan en un rango de frecuencias (i) y entorno al valor máximo (ii).

Para detectar los cambios de comportamiento de la transmisibilidad en función de la precarga y de la fuerza dinámica considerada se ha investigado la coherencia entre señales medidas con distinta amplitud de fuerza. Para ello, se han superpuesto señales temporales causadas por dos amplitudes de excitación distintas (como es el caso de las fuerzas de 1,5 N y 3 N, de las fuerzas de 3 N y 5 N, ...) y se han obtenido las coherencias de estas señales superpuestas. En la Figura 3.16 se muestra las coherencias obtenidas para el caso con una precarga de 86 kg. La alta coherencia obtenida evidencia el comportamiento lineal del sistema para este caso. Los resultados obtenidos para el caso de 23 kg se presentan en la Figura 3.17. Los resultados entre 25 Hz y 33 Hz evidencian el comportamiento no-lineal del sistema para este caso.

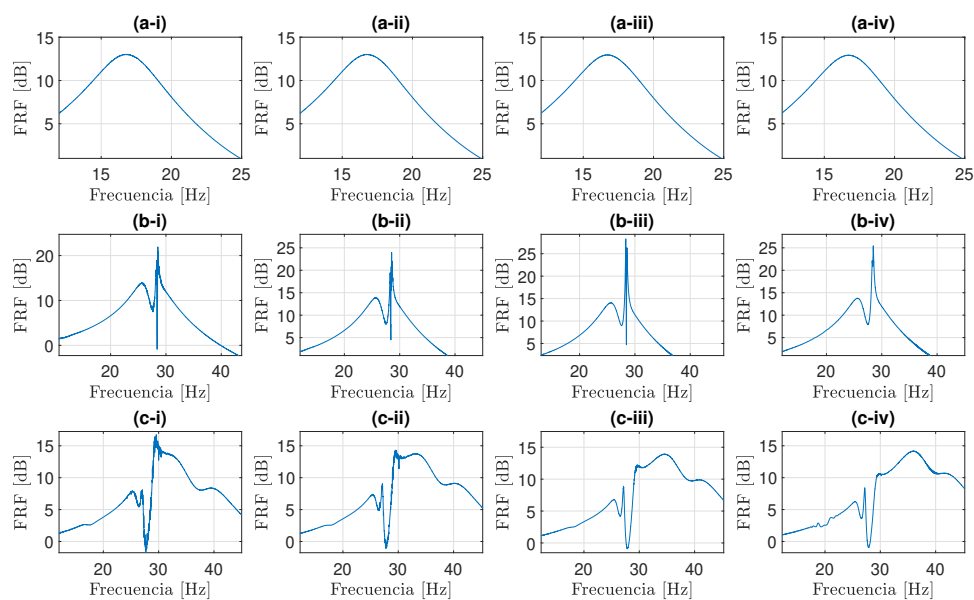


FIGURA 3.15: Transmisibilidad para el caso del material elastomérico considerando cargas dinámicas de 1,5 N (i), 3 N (ii), 10 N (iii) y 20 N (iv), y masas suspendidas de 86 kg (a), 40 kg (b) y 23 kg (c).

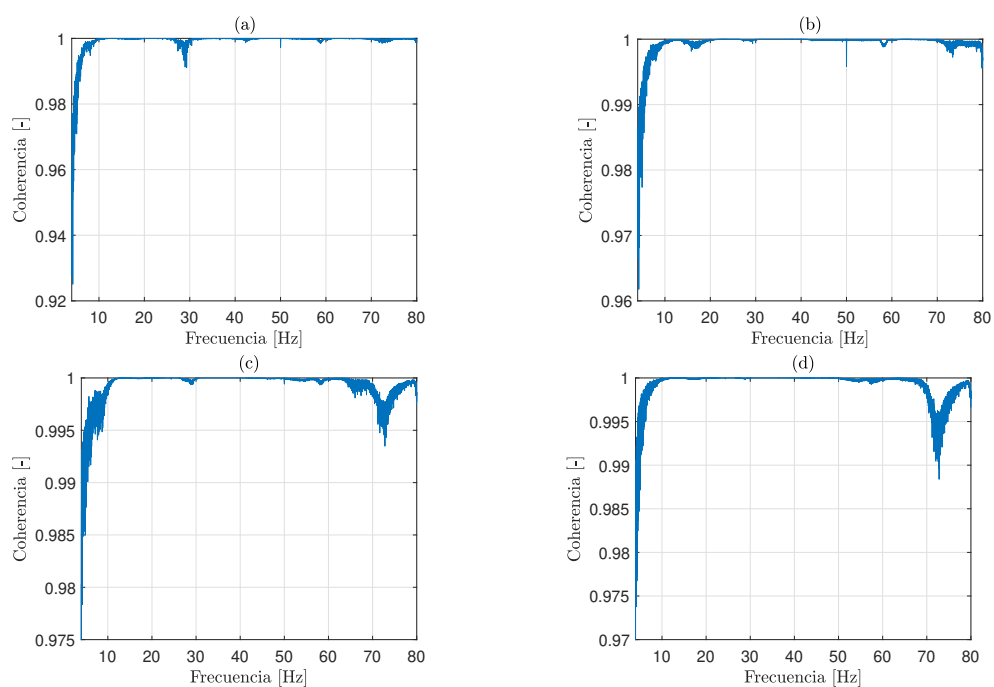


FIGURA 3.16: Coherencia obtenida superponiendo dos señales con distinta amplitud de excitación: 1,5 N y 3 N (a), 3 N y 5 N (b), 5 N y 10 N (c), 10 N y 15 N (d). Resultados para el caso con material elastomérico y precarga de 86 kg.

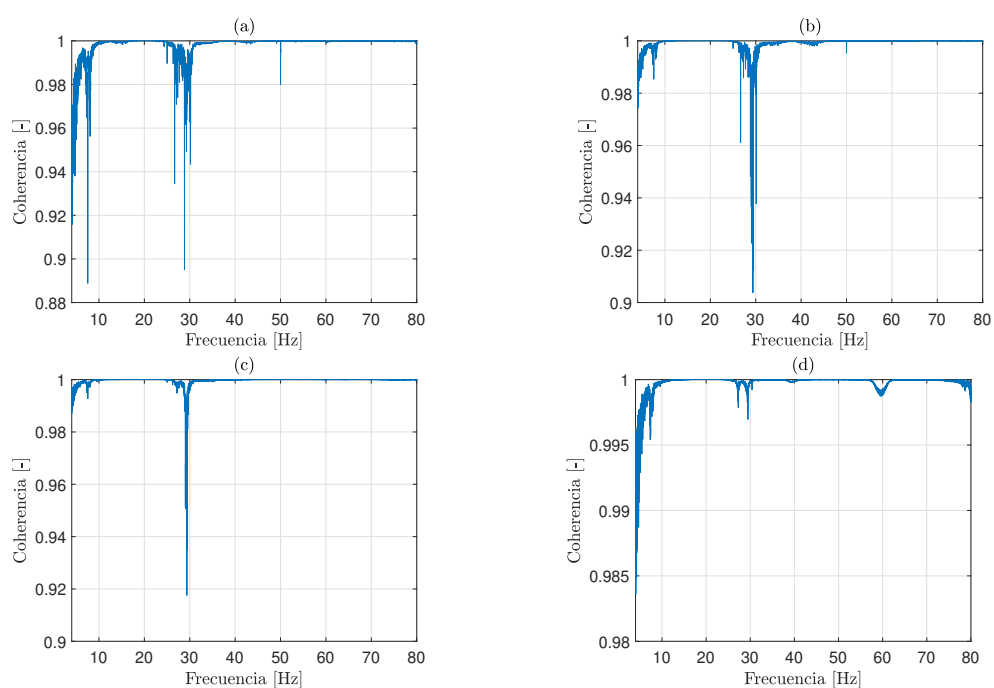


FIGURA 3.17: Coherencia obtenida superponiendo dos señales con distinta amplitud de excitación: 1,5 N y 3 N (a), 3 N y 5 N (b), 5 N y 10 N (c), 10 N y 15 N (d). Resultados para el caso con material elastomérico y precarga de 23 kg.

3.3.2.2. Efecto de la amplitud para el caso del resorte helicoidal

En la Figura 3.18 se presentan las transmisibilidades estimadas para el resorte helicoidal considerando dos valores distintos de la precarga (40 y 23 kg) y cuatro amplitudes de excitación (1,5 N, 3 N, 10 N, y 20 N).

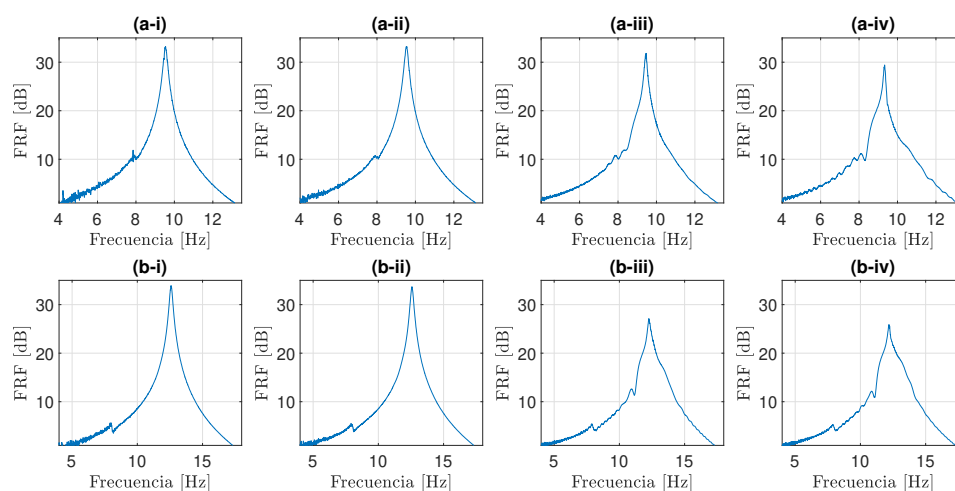


FIGURA 3.18: Transmisibilidad para el caso del resorte helicoidal considerando cargas dinámicas de 1,5 N (i), 3 N (ii), 10 N (iii) y 20 N (iv), y masas suspendidas de 40 kg (a) y 23 kg (b).

Al igual que en el caso anterior, se ha investigado la coherencia entre señales medidos con distinta amplitud de fuerza. En la Figura 3.19 se muestran las coherencias obtenidas para el caso de una precarga de 40 kg. La alta coherencia entre 10 Hz y 27 Hz evidencia el comportamiento lineal del sistema. Los resultados para el caso de una precarga de 23 kg se presentan en la Figura 3.20. En este caso, el valor de coherencia baja considerablemente en algunas frecuencias.

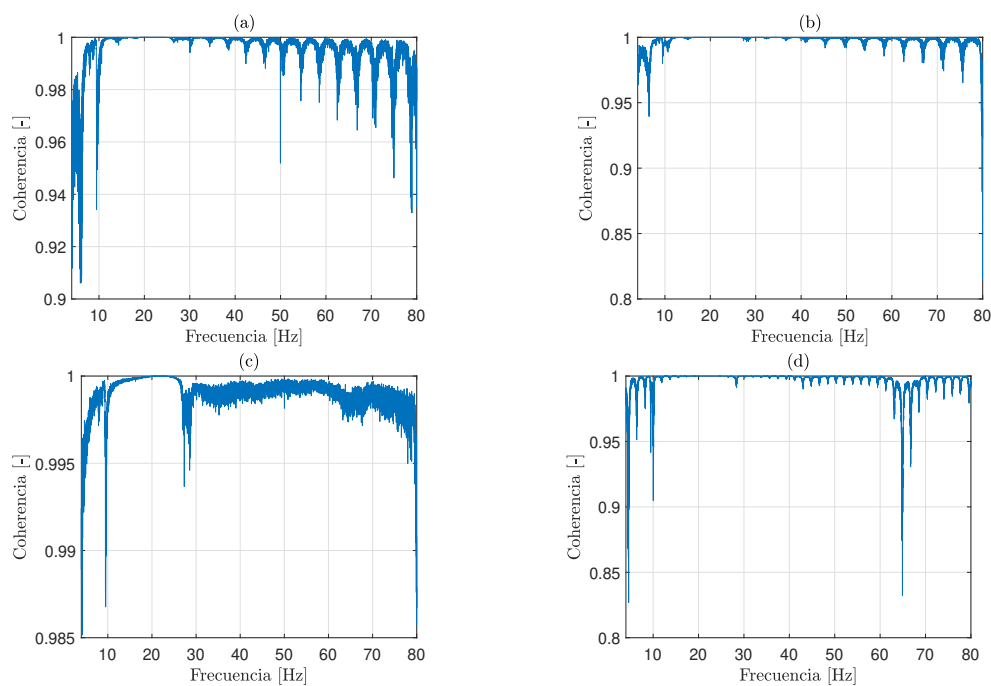


FIGURA 3.19: Coherencia obtenida superponiendo dos señales con distinta amplitud de excitación: 1,5 N y 3 N (a), 3 N y 5N (b), 5 N y 10 N (c), 10 N y 15 N (d). Resultados para el caso con resorte helicoidal y precarga de 40 kg.

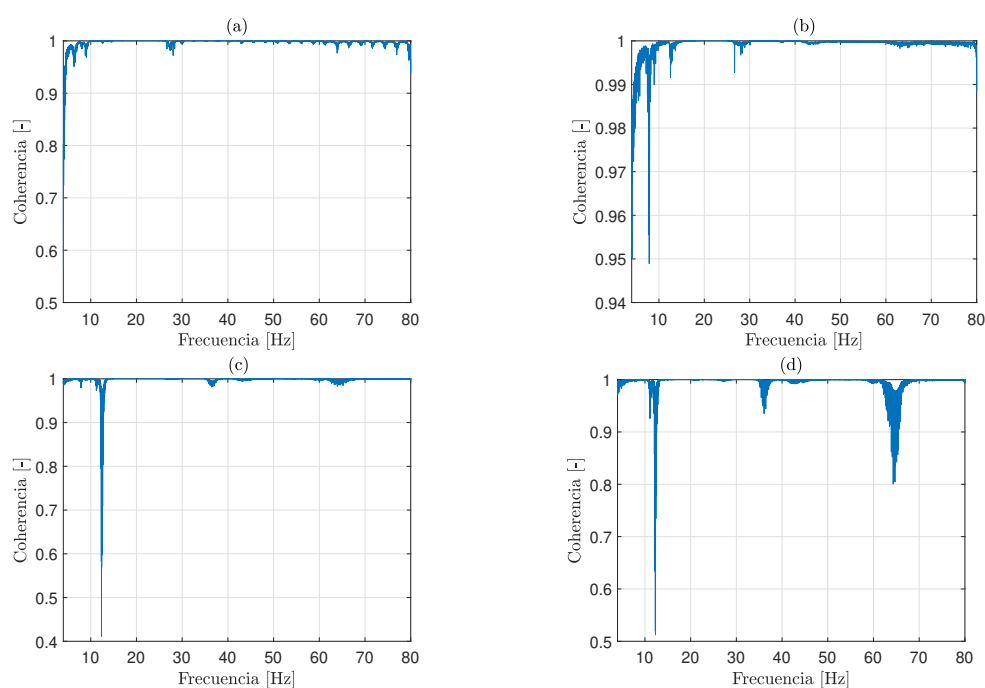


FIGURA 3.20: Coherencia obtenida superponiendo dos señales con distinta amplitud de excitación: 1,5 N y 3 N (a), 3 N y 5 N (b), 5 N y 10 N (c), 10 N y 15 N (d). Resultados para el caso con resorte helicoidal y precarga de 23 kg.

3.3.3. Efecto del ruido externo

Realizar mediciones en un entorno no controlado de laboratorio o *in situ* puede llevar a errores en la estimación de las FRF. En este apartado se evaluará el efecto de la presencia de ruido externo o de fondo, añadiendo una fuente de ruido rosa a las mediciones realizadas. Las medidas son realizadas utilizando el mismo montaje experimental que en los casos anteriores. En particular, se considera un barrido sinusoidal con una amplitud de excitación de 1,5 N.

La Figura 3.21 presenta la amplitud de la transmisibilidad para el caso del material elastomérico con una precarga de 86 kg y para distintas tasas de barrido. Para cada tasa de barrido se comparan los resultados con y sin la presencia de un ruido rosa externo. Para completar la comparativa se ha añadido el caso de la respuesta a una fuerza descentrada. Los resultados evidencian que el ruido rosa no incide en la estimación de la transmisibilidad.

En la Figura 3.22 se presenta la misma comparativa para el caso del resorte helicoidal con una precarga de 23 kg. Nuevamente, se puede concluir que el efecto del ruido de fondo es insignificante.

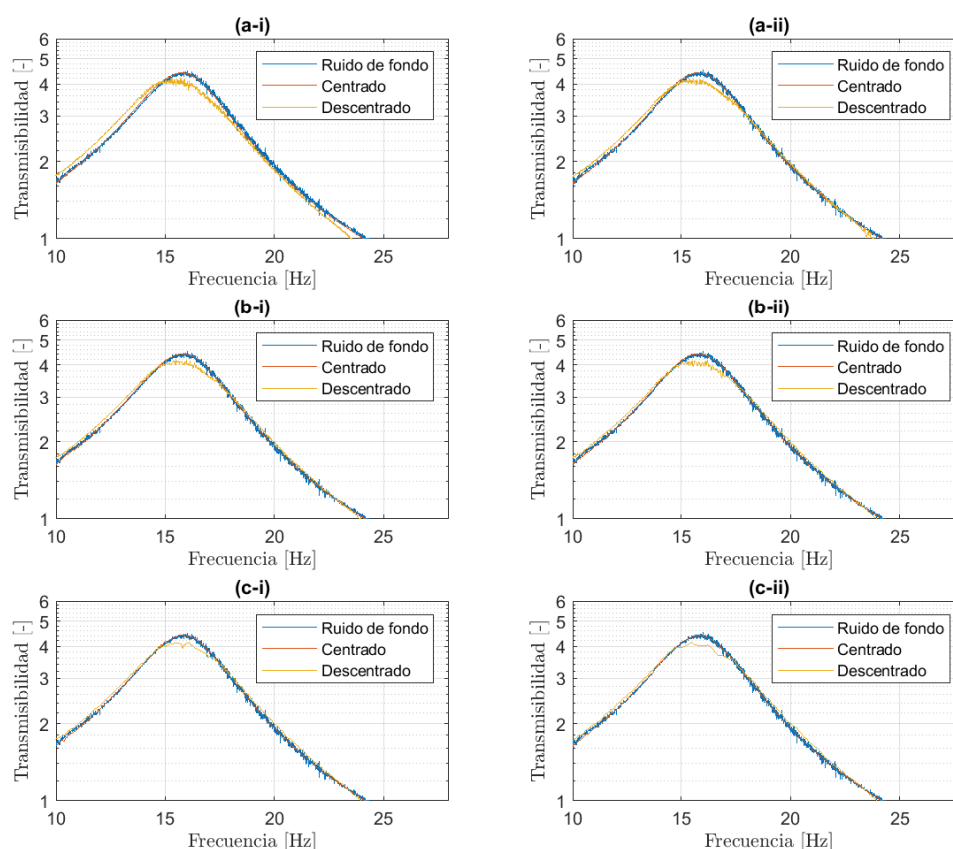


FIGURA 3.21: Transmisibilidad obtenida para el caso del elastómero con una precarga de 86 kg usando diferentes tasas de barrido: 0,67 Hz/s (a-i) y 1 Hz/s (a-ii), 2 Hz/s (b-i) y 4 Hz/s (b-ii) y 8 Hz/s (c-i) y 16 Hz/s (c-ii). Los resultados iniciales se comparan a los casos con ruido de fondo y con fuerza descentrada.

Una comparativa mas detallada entre los casos con y sin ruido de fondo para el caso del material elastomérico es la presentada en la Figura 3.23. La comparativa, realizada para el caso $\alpha = 1$ Hz/s, muestra que el efecto del ruido de fondo es poco apreciable en todos los casos de precarga considerados.

La Figura 3.24 presenta la misma comparativa para el caso del resorte helicoidal. Al igual que en el caso anterior, el efecto del ruido rosa sobre los resultados obtenidos es insignificante.

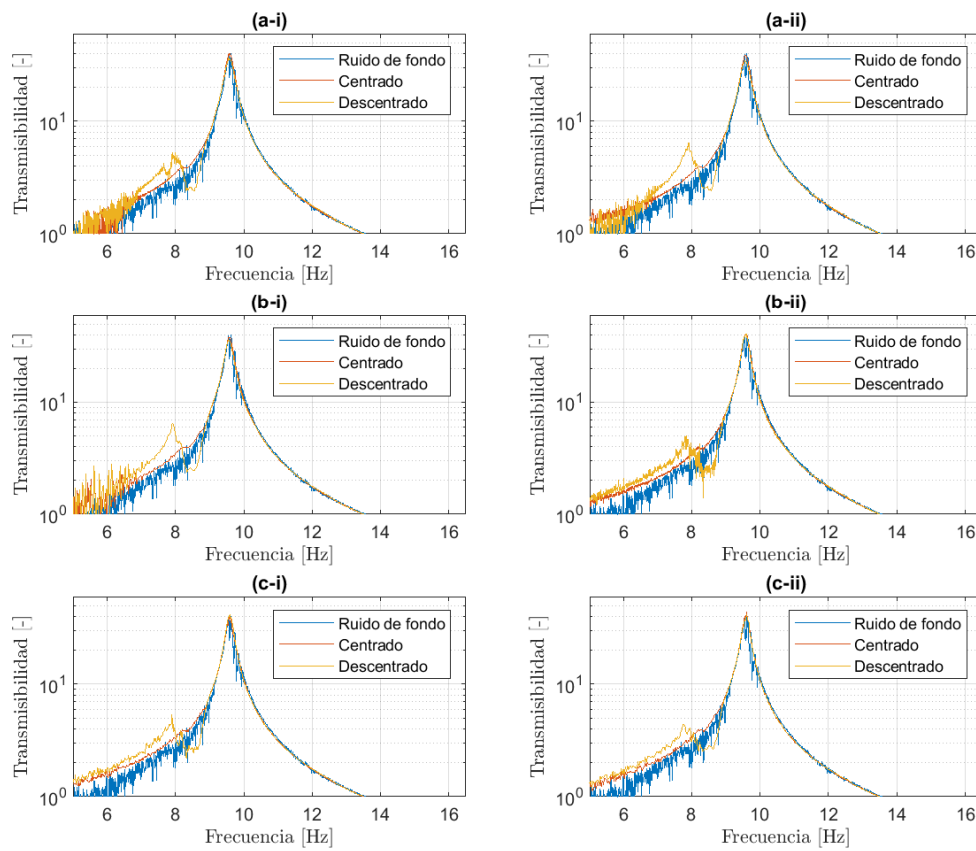


FIGURA 3.22: Transmisibilidad obtenida para el caso del resorte con una pre-carga de 23 kg usando diferentes tasas de barrido: 0,087 Hz/s (a-i) y 0,14 Hz/s (a-ii), 0,35 Hz/s (b-i) y 0,67 Hz/s (b-ii) y 2 Hz/s (c-i) y 4 Hz/s (c-ii). Los resultados iniciales se comparan a los casos con ruido de fondo y con fuerza descentrada.

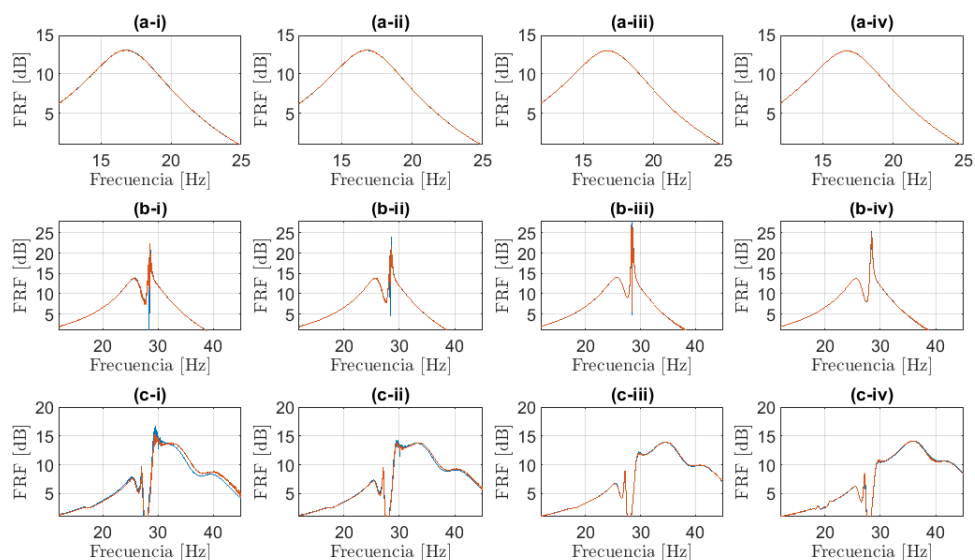


FIGURA 3.23: Transmisibilidad obtenida en el caso del material elastomérico para una tasa de barrido $\alpha = 1$ Hz/s con (línea roja) y sin ruido rosa (línea azul). Se han considerado diferentes cargas dinámicas: 1,5 N (i), 3 N (ii), 10 N (iii) y 20 N (iv), y masas suspendidas: 86 kg (a), 40 kg (b) y 23 kg (c).

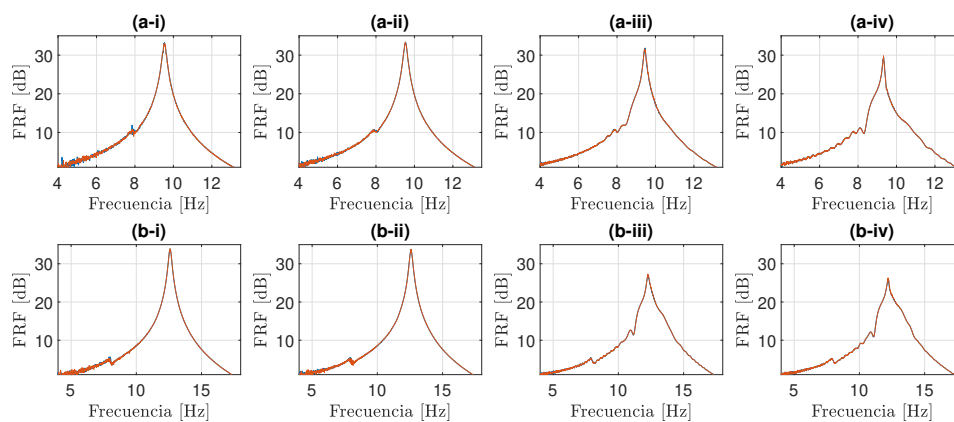


FIGURA 3.24: Transmisibilidad obtenida en el caso del resorte helicoidal para una tasa de barrido $\alpha = 1$ Hz/s con (línea roja) y sin ruido rosa (línea azul). Se han considerado diferentes cargas dinámicas: 1,5 N (i), 3 N (ii), 10 N (iii) y 20 N (iv), y masas suspendidas: 40 kg (a) y 23 kg (b).

3.4. Discusión

En este capítulo se ha propuesto una metodología para definir los parámetros de excitación de barrido sinusoidal que se utilizarán al estimar las propiedades dinámicas de un material elastomérico utilizando el método indirecto propuesto en la norma ISO 10846-3. En el enfoque propuesto, se obtienen valores adecuados de tasa de barrido y amplitud de fuerza a partir de estudios paramétricos realizados aplicando un modelo numérico simplificado del sistema de ensayo. Las simulaciones numéricas requieren un conocimiento previo de la rigidez estática de la muestra ensayada, un ruido de fondo promedio del laboratorio y los parámetros del banco de pruebas.

La metodología propuesta se ha aplicado a dos elementos resilientes: un material elastomérico y un resorte helicoidal. En ambos casos, se ha demostrado que los errores previstos por las simulaciones numéricas concordaron bien con las estimaciones de error obtenidas en ensayos experimentales cuando se consideraron niveles de ruido de fondo similares. Los resultados han demostrado que, para relaciones de señal de ruido bajas, el error en la transmisibilidad no es sensible a la tasa de barrido considerada. Adicionalmente, se han considerado el efecto de tres factores adicionales: el posible descentramiento de la fuerza aplicada, el efecto en la respuesta de la amplitud de excitación y la existencia de fuentes de ruido externas que puedan afectar a los resultados obtenidos.

Los resultados obtenidos muestran que la metodología propuesta puede ser especialmente útil cuando la caracterización del material se realiza en laboratorios altamente ruidosos. La metodología también podría extenderse a los procedimientos de caracterización que consideran las condiciones operativas, como los ensayos experimentales *in situ*. La metodología también puede ser útil para reducir el tiempo de preparación en casos en los que se deben ensayar varias muestras diferentes, como en las pruebas de control de calidad en el proceso de manufactura. Un beneficio potencial adicional del enfoque propuesto es que se puede utilizar para definir parámetros de procesamiento de señales adecuados para cada ensayo experimental realizado.

Capítulo 4

Metodología alternativa para la caracterización dinámica de materiales resilientes en laboratorio

Las metodologías de caracterización de elementos resilientes en laboratorio se basan en la norma ISO 10846. En algunas aplicaciones, estas metodologías presentan dificultades técnicas que limitan su aplicabilidad en comparación con alternativas de caracterización *in situ* existentes. El objetivo de este capítulo es el de desarrollar una metodología alternativa de caracterización en laboratorio basada en un novedoso método de caracterización *in situ*. Una vez presentada la formulación teórica del método, este se aplica a la caracterización de los elementos resilientes considerados en el capítulo anterior: la muestra de material elastomérico y el resorte helicoidal.

4.1. Introducción

Conocer el comportamiento dinámico de un material resiliente es un requisito indispensable para poder aplicarlo satisfactoriamente a la reducción de la respuesta vibratoria de un sistema. Tal y como se ha descrito anteriormente, existen distintos métodos experimentales para caracterizar dinámicamente estos elementos resilientes. Los métodos basados en ensayos de laboratorio consideran la aplicación de los métodos presentados en la norma ISO 10846 [3]. En particular, esta normativa propone un método de caracterización directo, en el que se miden experimentalmente tanto fuerzas como desplazamientos, y otro de indirecto, en el que se miden exclusivamente desplazamientos. Por otro lado, existen métodos alternativos *in situ* para la caracterización de elementos resilientes, como pueden ser el considerado por Arcos y otros [27] para la caracterización de vías ferroviarias, o el propuesto por Meggitt y otros [6] como alternativa a la caracterización de materiales resilientes. El método propuesto por estos autores presenta numerosas ventajas con respecto a los métodos presentados en la norma, como son el poder de ensayar un elemento resiliente sin desensamblarlo del sistema del que forma parte, o la capacidad de caracterizar todas las componentes de la rigidez con un único banco de ensayos.

Los métodos de caracterización directa e indirecta propuestos por la norma ISO 10846 pueden plantear importantes dificultades técnicas cuando son aplicados, por ejemplo, a la caracterización de algunos tipos de materiales elastoméricos utilizados en infraestructuras ferroviarias. No solo son necesarios bancos de ensayo considerablemente complejos, sino que la aplicación de estos métodos se limita a casos con frecuencias de interés bajas. Es por ello que el uso de una metodología de caracterización alternativa puede ser de gran interés para los fabricantes de tales componentes. En este capítulo se propone el uso de una metodología de caracterización en laboratorio que combine las ventajas de la metodología *in situ* presentada en [6] con las ventajas de tener un entorno de laboratorio controlado. Esta metodología se denominará en lo que sigue como "metodología alternativa". En particular, la metodología se aplicará al mismo banco de ensayos y a los mismos tipos de elementos resilientes considerados en el capítulo anterior.

Al igual que el método *in situ* original, la metodología alternativa de laboratorio se basa en la determinación experimental de un conjunto de receptancias del sistema que contiene al elemento resiliente considerado. Para el caso de aplicación

considerado, el del sistema masa-elastómero-masa presentado anteriormente, estas receptancias son las asociadas a los grados de libertad de desplazamiento vertical de la masa de la base y de la masa superior (precarga) del elastómero. A diferencia del método *in situ* original, donde las excitaciones se realizan utilizando un martillo excitador, en la metodología alternativa se consideran fuerzas de excitación controladas del tipo barrido sinusoidal y generadas por un *shaker*. El control de la fuerza de excitación permite regular parámetros como el rango de frecuencias excitado o la amplitud de dicha excitación. La aplicación del método en un banco de ensayos permite evitar uno de los principales retos que plantea su uso en aplicaciones *in situ*: el tener que obtener, directa o indirectamente, las receptancias asociadas a grados de libertad extremadamente difíciles de acceder.

Para evaluar las capacidades y limitaciones del método alternativo propuesto, el método se aplicará a la caracterización de los casos de estudio considerados en el capítulo anterior: una muestra de material elastomérico y un resorte helicoidal. Se estudiará el comportamiento dinámico de ambos casos de estudio hasta los 80 Hz teniendo en cuenta los efectos de la precarga estática y de la amplitud de excitación.

La estructura del capítulo es la siguiente. En la Sección 4.2, se describe la formulación teórica del método *in situ* en el que se basa el método alternativo para la determinación de la rigidez dinámica en laboratorio. Posteriormente, en la Sección 4.3 se presentan los resultados obtenidos al aplicar el método alternativo a los dos casos de estudio considerados: el material elastomérico y el resorte helicoidal.

4.2. Método experimental para las mediciones de rigidez dinámica en laboratorio basado en un método de mediciones *in situ*

El método de caracterización de elementos resilientes *in situ* presentado en [49] parte de considerar un sistema genérico donde una fuente de vibraciones (*source* o S) está conectada a un receptor de dichas vibraciones (*receiver* o R) mediante un elemento aislador o un conjunto de elementos aisladores (*isolator* o I). En este sistema, se puede definir a la interfaz fuente-aislador como c_1 y a al interfaz

aislador-receptor como c_2 . En la modelización de la respuesta vibro-acústica de este tipo de componentes se suele describir el comportamiento dinámico del sistema total a partir de acoplar adecuadamente los modelos que describen la respuesta dinámica de cada componente. Entonces, para el sistema genérico S-I-R y asumiendo una discretización adecuada de las interfaces de contacto c_1 y c_2 , la rigidez dinámica del sistema total asociada a los grados de libertad de ambas interfaces se puede escribir como

$$\begin{pmatrix} \mathbf{D}_{c_1c_1} & \mathbf{D}_{c_1c_2} \\ \mathbf{D}_{c_2c_1} & \mathbf{D}_{c_2c_2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{D}_{c_1c_1}^S & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \mathbf{D}_{c_1c_1}^I & \mathbf{D}_{c_1c_2}^I \\ \mathbf{D}_{c_2c_1}^I & \mathbf{D}_{c_2c_2}^I \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{D}_{c_2c_2}^R \end{pmatrix}, \quad (4.1)$$

donde, los superíndices S , I y R indican el subsistema al que hacen referencia cada una de las matrices de rigidez dinámica consideradas y donde los subíndices c_1 y c_2 hacen referencia a los conjuntos de grados de libertad de cada interfaz. Por ejemplo, la componente $\mathbf{D}_{c_1c_1}^I$ es la matriz de rigideces dinámicas del elemento aislador asociadas a los grados de libertad de la interfaz c_1 .

Por otro lado, si las interfaces de contacto han sido discretizadas correctamente, esta matriz de rigideces dinámicas también se puede obtener experimentalmente a partir de la inversión de la matriz de receptancias asociada a estos grados de libertad, es decir

$$\begin{pmatrix} \mathbf{D}_{c_1c_1} & \mathbf{D}_{c_1c_2} \\ \mathbf{D}_{c_2c_1} & \mathbf{D}_{c_2c_2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{H}_{c_1c_1} & \mathbf{H}_{c_1c_2} \\ \mathbf{H}_{c_2c_1} & \mathbf{H}_{c_2c_2} \end{pmatrix}^{-1}. \quad (4.2)$$

Es importante observar que, aunque la determinación experimental de cualquier componente de la matriz de rigideces dinámicas es extremadamente compleja (o imposible), la determinación experimental de las componentes de la matriz de receptancia no conlleva, en general, ninguna dificultad.

Las bases teóricas del método de caracterización *in situ* se pueden extraer de las expresiones anteriores. (4.1) y (4.2). Por un lado, de la Ec. (4.1) se puede observar que la rigidez de transferencia del sistema $\mathbf{D}_{c_1c_2}$ depende exclusivamente de la rigidez de transferencia del elemento aislador. Por otro, la Ec. (4.2) permite decir que esta rigidez de transferencia del elemento aislador, la propiedad que caracteriza su comportamiento, se puede obtener a partir de medir experimentalmente el conjunto de receptancias asociadas a los grados de libertad de ambas interfaces.

La formulación presentada en los párrafos anteriores se aplicará al banco de ensayos utilizado en el capítulo anterior para la caracterización del material elastomérico y del resorte helicoidal. En la discretización de las interfaces masa suspendida-elemento elástico (c_2) y elemento elástico-base (c_1) se consideraran únicamente dos grados de libertad: los desplazamientos verticales de ambos extremos del elastómero. Con esto, la matriz de receptancias a medir será una matriz 2×2 y la rigidez dinámica de transferencia será la componente cruzada de su inversa. En la Figura 4.1, se presentan esquemas de las dos configuraciones experimentales necesarias para la obtención de las componentes de la matriz de receptancias. Tal como se ha descrito anteriormente, en la metodología alternativa propuesta estas excitaciones se generan con un *shaker* y son del tipo barrido sinusoidal en vez de ser impactos aplicados por un martillo instrumentado. Una vez realizadas ambas medidas, la matriz de rigidez asociada se obtiene invirtiendo la matriz de receptancias y, finalmente, la componente cruzada de esta matriz inversa se interpreta como la rigidez dinámica de transferencia del elastómero.

En principio, para la aplicación del método alternativo propuesto al banco de ensayos esquematizado en la Figura 4.1, es necesario medir la respuesta en ambos extremos del elastómero a fuerzas aplicadas sobre estos extremos. Sin embargo, tal como sucede en muchos sistemas experimentales, estos puntos de contacto son inaccesibles y su respuesta dinámica se aproxima a la respuesta medida en puntos cercanos a los mismos. Tal como se muestra en la figura, se considerará la siguiente configuración experimental:

- La aceleración en c_2 se aproximará a la medida por un acelerómetro situado encima de la masa superior.
- La respuesta del sistema a una fuerza aplicada en c_2 se aproximará a la respuesta del sistema a una fuerza aplicada sobre la masa superior.
- La aceleración en c_1 se aproximará a la media de las aceleraciones medidas por una distribución de cuatro acelerómetros situados sobre la masa inferior.
- La respuesta del sistema a una fuerza aplicada en c_1 se aproximará a la respuesta del sistema a una fuerza aplicada a la parte inferior de la masa de la base.

Las acelerancias α_{ij} necesarias para la aplicación de la metodología alternativa se pueden obtener de dividir los distintos espectros de las aceleraciones por los correspondientes espectros de las fuerzas aplicadas por el *shaker*. Estas acelerancias se relacionan con las receptancias del sistema mediante la siguiente expresión

$$H_{ij} = \frac{\alpha_{ij}}{-\omega^2}, \quad (4.3)$$

donde $i = 1, 2$ y $j = 1, 2$. Finalmente, la matriz de rigidez obtenida se puede expresar como

$$\begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} \\ H_{21} & H_{22} \end{bmatrix}^{-1} = \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} \\ D_{21} & D_{22} \end{bmatrix}, \quad (4.4)$$

donde la componente de la diagonal D_{21} (o D_{12}) se puede identificar como la rigidez dinámica del elemento resiliente caracterizado.

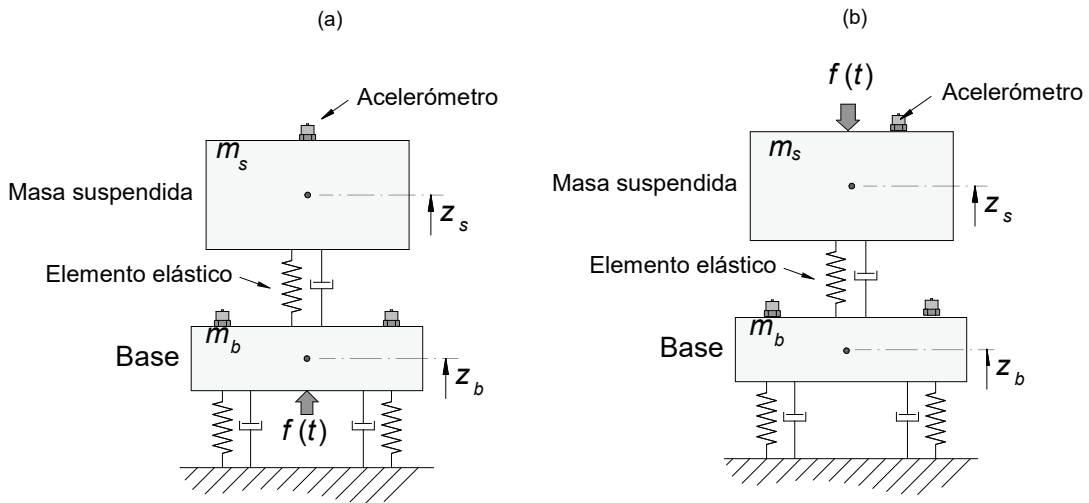


FIGURA 4.1: Representación esquemática de la configuración del banco de ensayos utilizado. La flecha grande representa la fuerza dinámica aplicada por el *shaker*: (a) excitación en la base y (b) excitación sobre la masa suspendida.

4.3. Aplicación experimental del método alternativo

Este apartado presenta la aplicación del método de caracterización alternativo a dos elementos elásticos distintos. En ambos casos, el banco de ensayos utilizado es el presentado en el capítulo anterior y esquematizado con el modelo de dos grados de libertad presentado en la Figura 4.1. En este esquema, los desplazamientos verticales de la masa suspendida (o precarga) m_s y de la masa base m_b , son descritos por z_s y z_b , respectivamente, y la fuerza de excitación $f(t)$ es la fuerza aplicada por el *shaker*. En lo que sigue, los subíndices b y s son reemplazados por los subíndices 1 y 2, con la finalidad de homogeneizar la nomenclatura con la formulación presentada anteriormente. Con esto, la receptancia directa de la masa base viene descrita por H_{11} , la receptancia directa de la masa superior por H_{22} y las receptancias cruzadas (espectro del desplazamiento de una masa dividido por el espectro de la fuerza aplicada en la otra) por H_{21} y H_{12} .

En las siguientes secciones se describen los montajes experimentales y los resultados obtenidos al aplicar el método alternativo para caracterizar dinámicamente los dos elementos elastoméricos considerados. Los resultados de cada caso se han obtenido para distintas precargas. En todos los casos considerados, la respuesta de la base ha sido medida con una distribución de cuatro acelerómetros y la respuesta de la masa suspendida mediante un único acelerómetro. Para excitar la masa de la base, se ha situado el *shaker* debajo de la misma, centrando el punto de aplicación para minimizar las rotaciones del sistema. Para excitar la masa superior, se ha suspendido el *shaker* con una grúa y se ha aplicado la fuerza en el centro de la masa superior, minimizando nuevamente las posibles rotaciones del sistema. En este último caso, el acelerómetro que mide la respuesta de la masa superior ha sido desplazado ligeramente de su posición inicial. La fuerza aplicada en el sistema ha sido medida utilizando un transductor de fuerza situado en el actuador del *shaker*. Tanto las señales de aceleración como de fuerza aplicada han sido grabadas mediante un equipo de adquisición y procesado de señal LMS Pimento. En todos los casos presentados, la fuerza de excitación aplicada es un barrido sinusoidal que va de los 0 a los 80 Hz con una velocidad de barrido $\alpha = 1$ Hz/s. Para estudiar el efecto de la relación señal/ruido y la aparición de posibles efectos no lineales, se han considerado tres valores distintos para la amplitud de esta fuerza: 1,5 N, 5 N

y 10 N.

4.3.1. Ejemplo de aplicación I: Material elastomérico

El método de caracterización alternativo ha sido inicialmente aplicado a la caracterización de una muestra de material elastomérico. El ensayo experimental se ha realizado para tres precargas distintas: 86 kg, 62 kg y 40 kg. Los resultados de cada caso se presentan en las siguientes subsecciones.

4.3.1.1. Ensayo con una precarga de 86 kg

La precarga utilizada en este caso consiste en un conjunto de ocho discos de plomo, con un peso total de 24 kg, y otro conjunto de 13 discos de acero, con un peso total de 62 kg. Una de las principales problemáticas de usar una precarga de este tipo es el hecho de que imprecisiones en la alineación de dichos discos o cambios en su ordenación (es decir, en la distribución vertical de la masa de precarga) puedan influir en los resultados obtenidos. Para estudiar este efecto se consideran tres configuraciones distintas de distribución de los discos: situando los discos de plomo en la parte superior, situándolos en la parte central y situándolos en la parte inferior. Los casos en que los discos se sitúan en la parte superior e inferior se muestran en las [Figura 4.2](#) y [4.3](#), respectivamente.

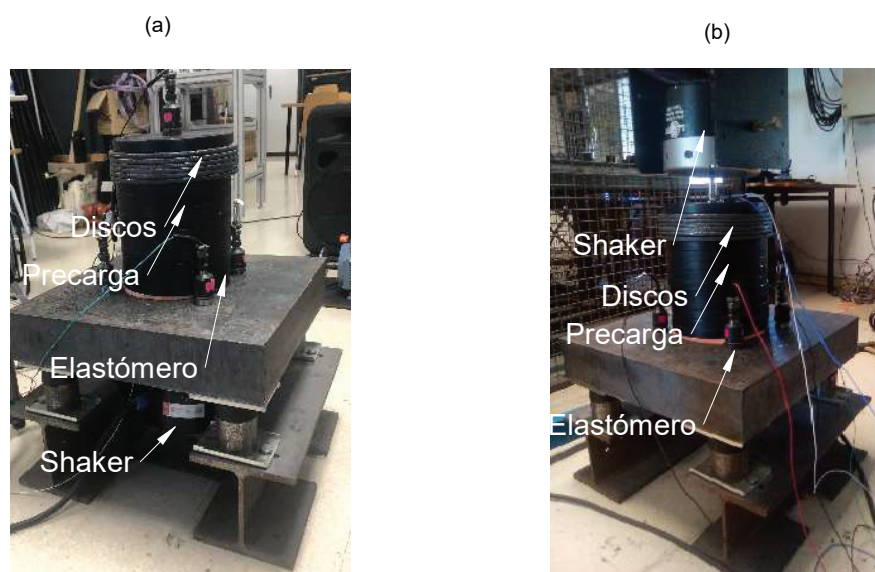


FIGURA 4.2: Configuración experimental para la aplicación del método alternativo para el sistema con elastómero y precarga de 86 kg con discos de plomo en la parte superior: (a) excitación en base y (b) excitación en precarga.

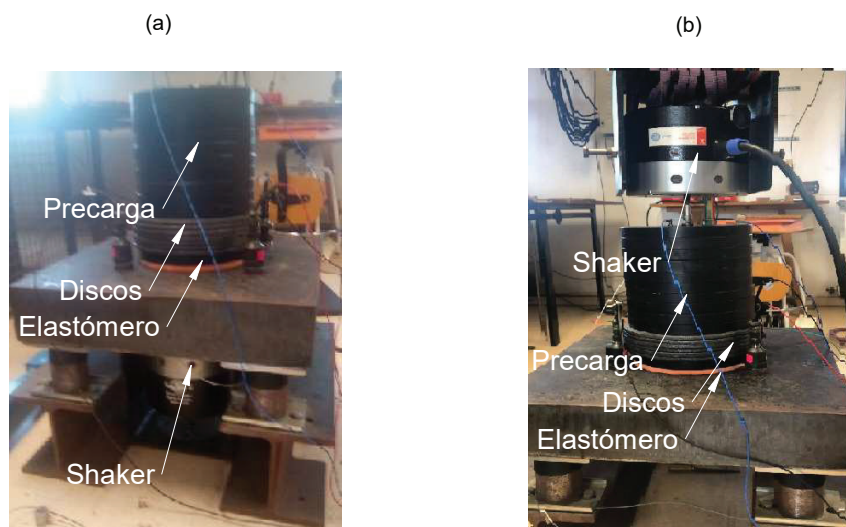


FIGURA 4.3: Configuración experimental para la aplicación del método alternativo para el sistema con elastómero y precarga de 86 kg con discos de plomo en la parte inferior: (a) excitación en base y (b) excitación en precarga.

En la Figura 4.4, se presentan las receptancias y rigideces dinámicas obtenidas a partir de los resultados experimentales de este primer caso. Inicialmente, se han

calculado las acelerancias de interés a partir de las medidas de fuerza y aceleración del sistema. Una vez obtenidas, se han determinado las receptancias correspondientes utilizando la Ec. (4.3) y, finalmente, las rigideces dinámicas del sistema se han obtenido invirtiendo la matriz de receptancias, tal como indica la Ec. (4.4). Las rigideces dinámicas D_{12} , D_{21} obtenidas muestran una rigidez aproximadamente constante a bajas frecuencias (hasta unos 30 Hz). A frecuencias superiores, los resultados muestran variaciones importantes de ambas rigideces. A partir de los 55-60 Hz, los valores de D_{12} y D_{21} distan significativamente, en contra de lo esperado. Este hecho limita la credibilidad de los resultados obtenidos para esta configuración a frecuencias altas.

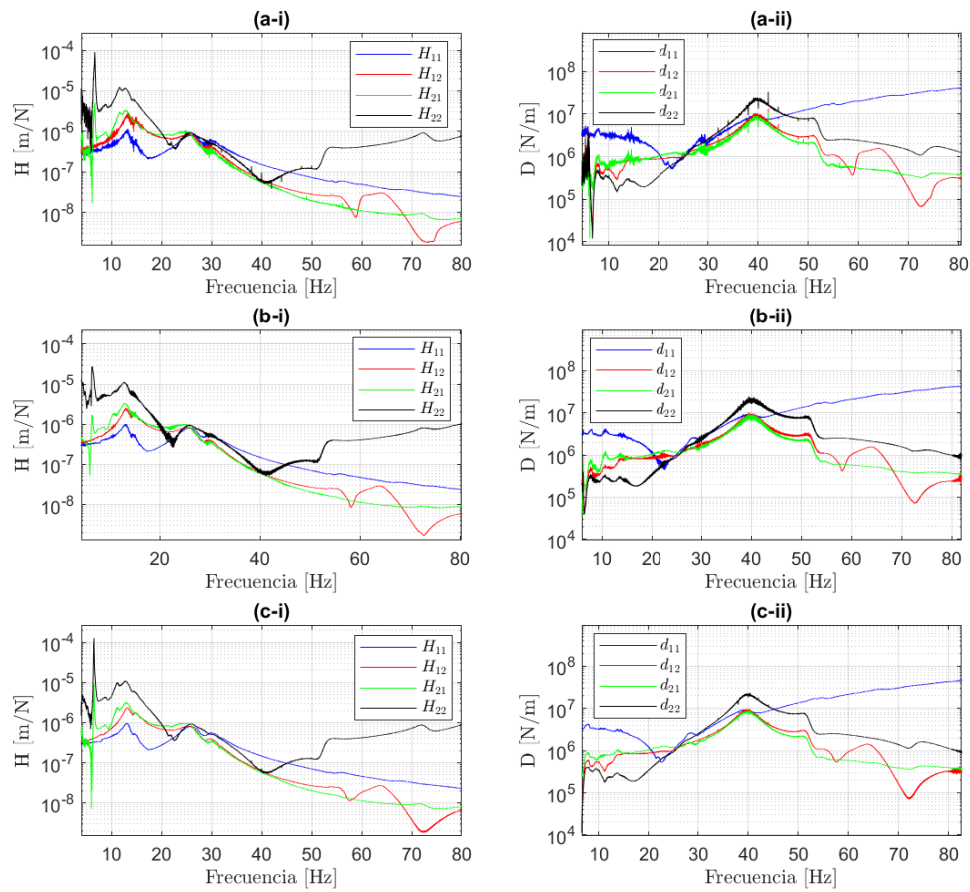


FIGURA 4.4: Comparativa de las receptancia (i) y rigideces dinámicas (ii) obtenidas para el caso del material elastomérico con la primera configuración de la masa suspendida de 86 kg y amplitudes de excitación de 1,5 N (a), 5 N (b) y 10 N (c).

En la Figura 4.5 se presentan los resultados obtenidos para el caso en el que los discos de plomo se han situado en la parte central de la masa suspendida. En este caso, las rigideces dinámicas D_{12} , D_{21} presentan un crecimiento muy suave hasta los 45 Hz. Por encima de esta frecuencia, ambas componentes muestran dos picos cercanos a 50 Hz y a 70 Hz, respectivamente. A diferencia del caso anterior, los valores de estas dos componentes de la rigidez dinámica son prácticamente iguales en todo el rango de frecuencias considerado. Para el caso de una amplitud de fuerza de 1,5 N se observa unos niveles de ruido de fondo importantes en una de las componentes de la receptancia. Este ruido de fondo es propagado a los resultados de rigidez dinámica. Para amplitudes de fuerza superiores, el ruido de fondo pasa a ser menos apreciable.

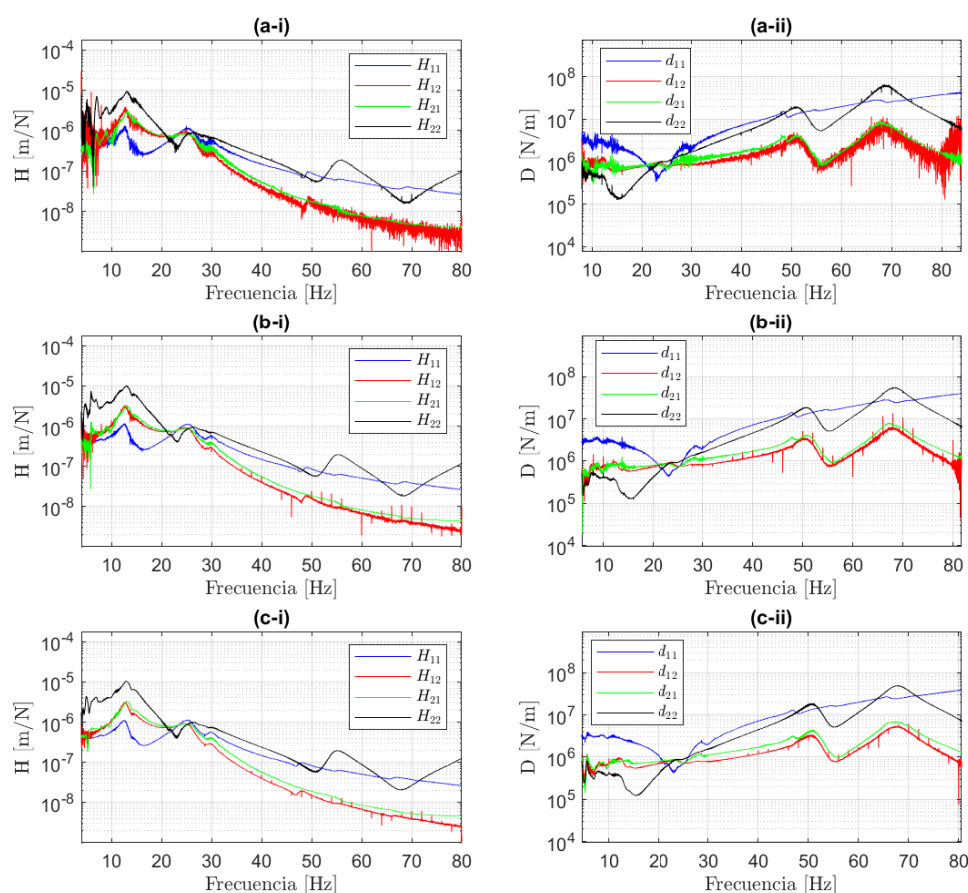


FIGURA 4.5: Comparativa de las receptancia (i) y rigideces dinámicas (ii) obtenidas para el caso del material elastomérico con la segunda configuración de la masa suspendida de 86 kg y amplitudes de excitación de 1,5 N (a), 5 N (b) y 10 N (c).

La Figura 4.6 presenta los resultados para la última de las configuraciones considerada, en la que los discos de plomo se sitúan en la parte inferior de la torre de discos, tal como se muestra en la Figura 4.3. En este caso, las rigideces dinámicas D_{12} , D_{21} evidencian un comportamiento aproximadamente constante hasta frecuencias superiores a las de los casos anteriores. Nuevamente ambas rigideces dinámicas son casi idénticas, dando credibilidad a los resultados obtenidos. A frecuencias de excitación altas se observa un pico situado a distintas frecuencias para distintos valores de la amplitud de excitación. En este caso se observa claramente que el pico está principalmente asociado al decaimiento de la receptancia H_{22} observado en los casos con amplitudes de excitación elevadas.

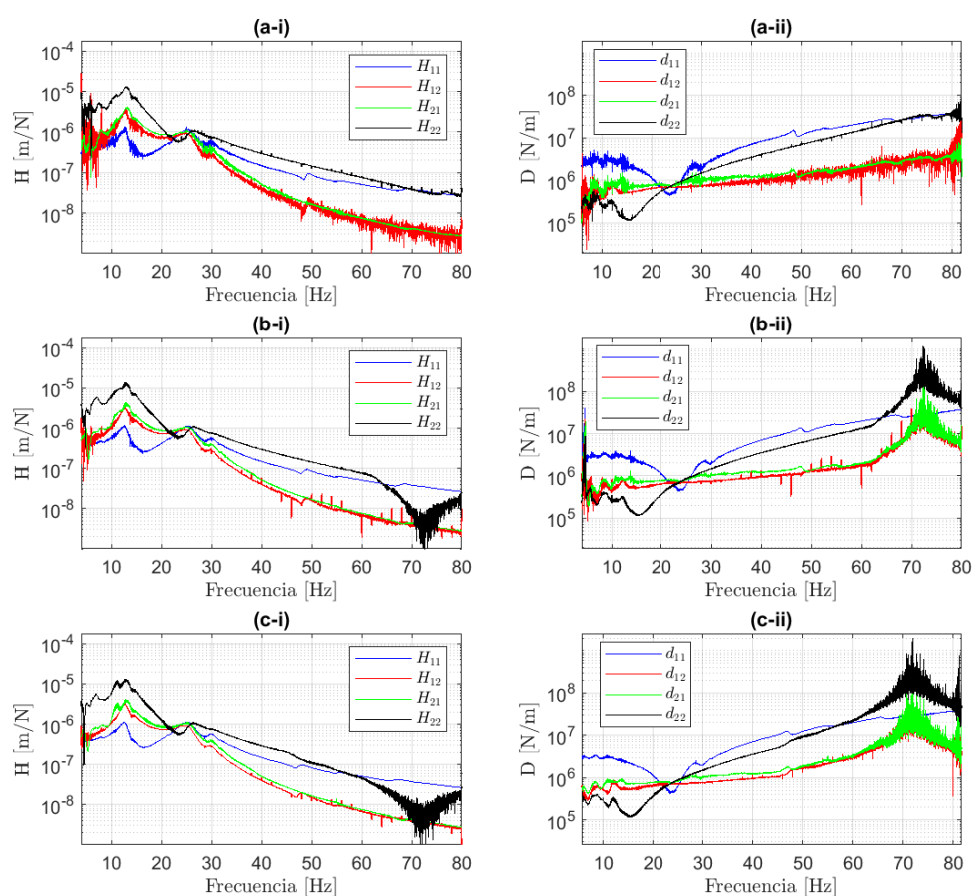


FIGURA 4.6: Comparativa de las receptancia (i) y rigideces dinámicas (ii) obtenidas para el caso del material elastomérico con la tercera configuración de la masa suspendida de 86 kg y amplitudes de excitación de 1,5 N (a), 5 N (b) y 10 N (c).

De los resultados presentados para cada una de las tres configuraciones de masa se evidencia que la ubicación de los ocho discos plomos incide en la estimación de la rigidez dinámica. Este efecto se puede apreciar con mas claridad en la comparativa presentada en la Figura 4.7, que considera las receptancias y rigideces dinámicas obtenidas en cada uno de los tres casos. La comparativa resalta las diferencias entre las rigideces dinámicas obtenidas para cada caso, especialmente entre el primero y los otros dos. En el primer caso el comportamiento no lineal de las rigideces dinámicas aparece a partir de los 30 Hz. Para el segundo, este comportamiento no lineal se aprecia a partir de los 45-50 Hz. Finalmente, en el tercer caso el comportamiento no lineal se observa a partir de los 60 Hz.

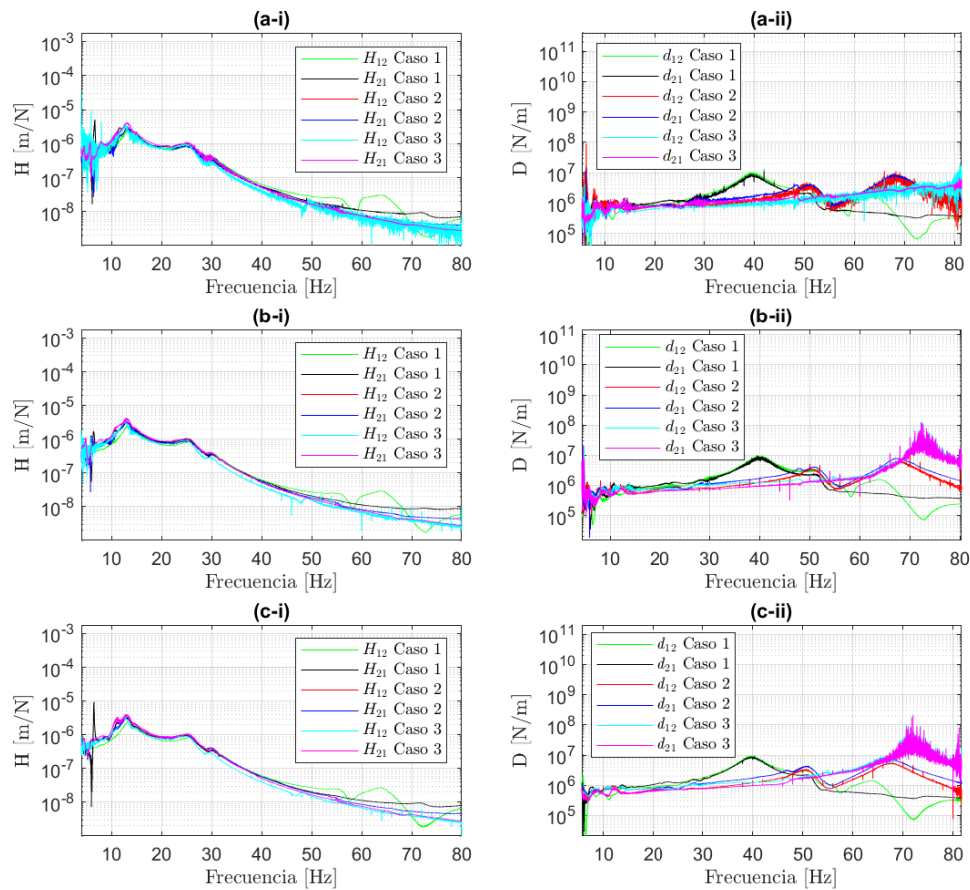


FIGURA 4.7: Comparativa de las receptancias (i) y rigideces de transferencia (ii) obtenidas para el caso del material elastomérico con cada una de las configuraciones de los discos de plomo de la masa suspendida de 86 kg. Caso 1: Arriba; Caso 2: Medio; Caso 3: Abajo. Las amplitudes de excitación consideradas son 1,5 N (a), 5 N (b) y 10 N (c).

Las diferencias entre los distintos casos se pueden justificar por el hecho de que los montajes realizados no satisfacen de la misma forma las hipótesis iniciales. En la aplicación del método de caracterización alternativo al banco de ensayos, se ha supuesto que era suficiente considerar los desplazamientos verticales de cada extremo del material elastomérico para caracterizarlo, y se ha asumido que los desplazamientos medidos por los acelerómetros eran equivalentes a los desplazamientos necesarios para aplicar el método. Variaciones en la distribución de masa de la masa suspendida pueden implicar que estas hipótesis no se cumplen adecuadamente y, debido a esto, los resultados obtenidos no son precisos. En estos casos, para caracterizar de forma precisa al elastómero sería necesario incluir grados de libertad adicionales en el experimento, como podrían ser las rotaciones o los desplazamientos en la dirección horizontal de cada interfaz de contacto. Es de suponer que estas problemáticas no se observarían en casos con masas de precarga inferiores.

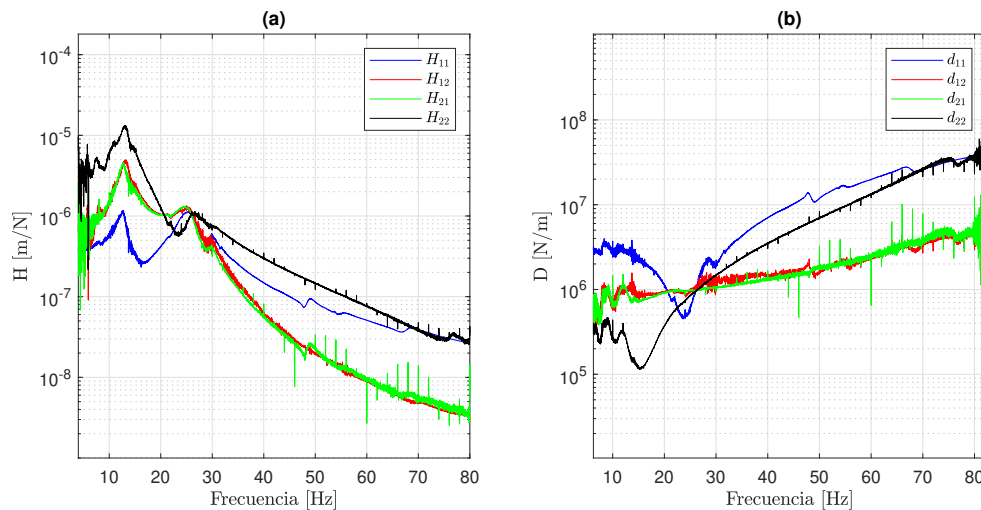


FIGURA 4.8: Receptancia (a) y rigidez global (b) para el caso del material elastomérico precargado con la tercera configuración de la masa suspendida de 86 kg. La amplitud de excitación en la base es de 10 N y la de la masa superior de 1,5 N.

Observando el conjunto de configuraciones consideradas en este apartado se puede concluir que el caso con los discos de plomo situados en la parte inferior es el que mejor se aproxima a las hipótesis consideradas. Adicionalmente, las receptancias obtenidas para este caso muestran que, aunque la fuerza de 10 N parece ser la mas adecuada para excitar la masa inferior, la fuerza de 1,5 N es la mejor opción para la masa superior. Esta configuración mixta es la usada en los resultados óptimos presentados en la Figura 4.8.

4.3.1.2. Ensayo con una precarga de 62 kg

La precarga utilizada en este segundo caso consiste en un conjunto de 13 discos de acero, con un peso total de 62 kg, resultando en una distribución de masa homogénea. Tal como se muestra en la Figura 4.9 la configuración del ensayo es la misma que la usada en el caso anterior.

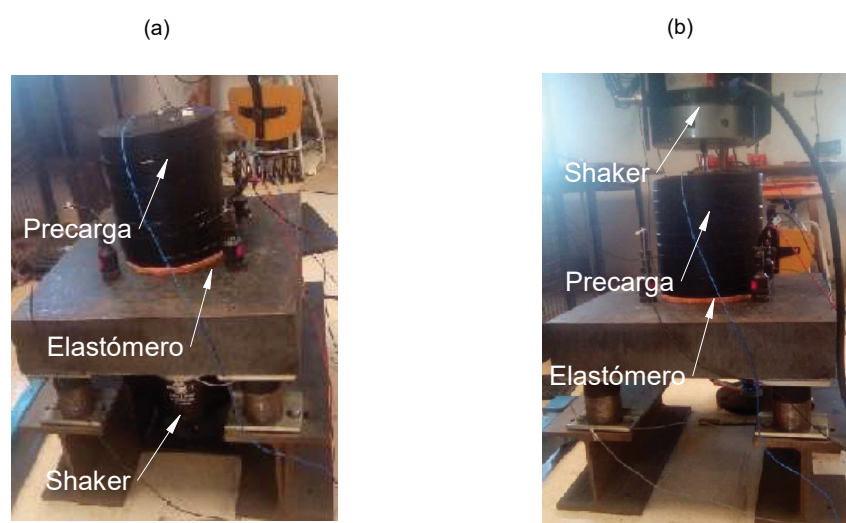


FIGURA 4.9: Configuración experimental para la aplicación del método alternativo para el sistema con elastómero y precarga de 62 kg: (a) excitación en base y (b) excitación en precarga.

Los resultados obtenidos para esta precarga se presentan en la Figura 4.10. Las rigideces dinámicas obtenidas para este caso son mucho más claras que las obtenidas para la precarga de 86 kg. Se observa que la rigidez dinámica aumenta muy suavemente a medida que aumenta la frecuencia de excitación considerada. El principal efecto de aumentar la amplitud de excitación ha sido la reducción del ruido de fondo observado, es decir, la mejora de la relación señal/ruido. En los gráficos de las receptancias se observan pequeñas diferencias entre las curvas de H_{12} y H_{21} en el rango de frecuencias de [10 – 50] Hz. Estas discrepancias parecen no afectar a los rigideces dinámicas obtenidas.

De los resultados obtenidos para este caso se puede concluir que la configuración óptima es usar una amplitud de excitación de 5 N cuando se excita la masa suspendida y una amplitud de 10 N cuando se excita la base del banco de pruebas. Las

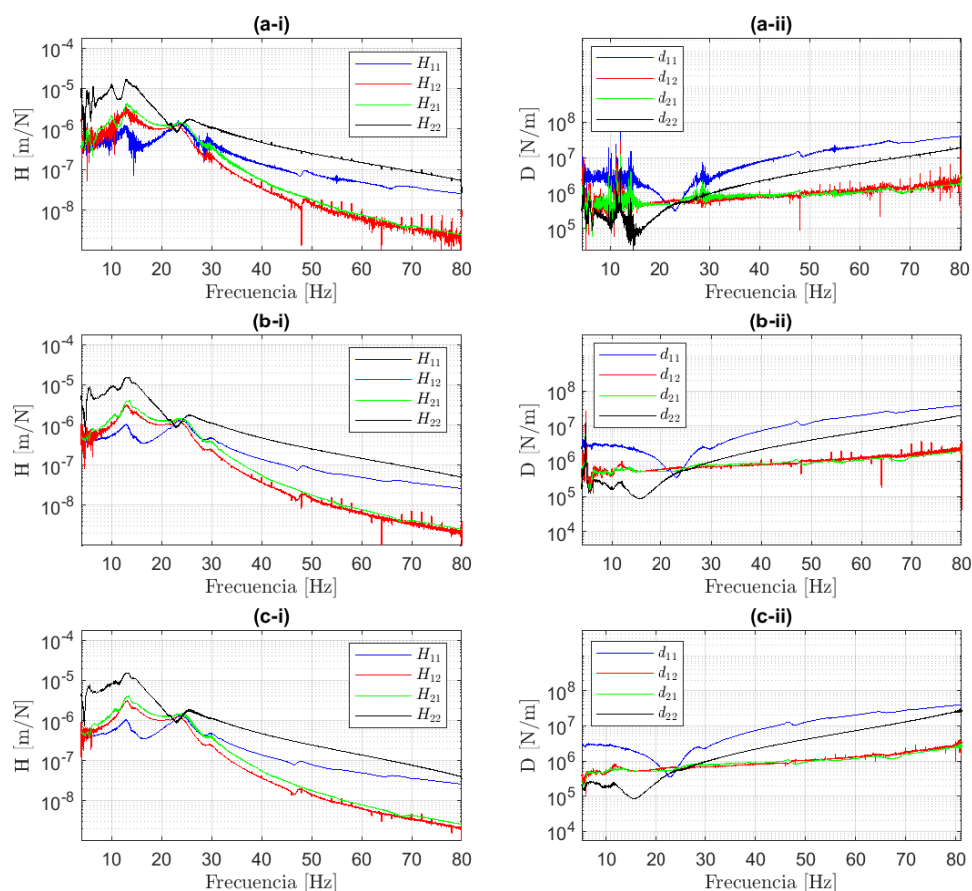


FIGURA 4.10: Comparativa de las receptancia (i) y rigideces dinámicas (ii) obtenidas para el caso del material elastomérico con una masa suspendida de 62 kg y amplitudes de excitación de 1,5 N (a), 5 N (b) y 10 N (c).

receptancias y la rigideces dinámicas obtenidas en este caso son las presentadas en la Figura 4.11.

4.3.1.3. Ensayo con una precarga de 40 kg

El tercer y último ensayo realizado con el material elastomérico considera una precarga compuesta de ocho discos de acero, con un peso total de 40 kg. La configuración del ensayo es la misma que la de las dos precargas anteriores.

Los resultados obtenidos a partir de las medidas experimentales realizadas con esta precarga se presentan en la Figura 4.12. Los resultados muestran nuevamente diferencias entre las receptancias H_{12} y H_{21} especialmente a frecuencias bajas (por

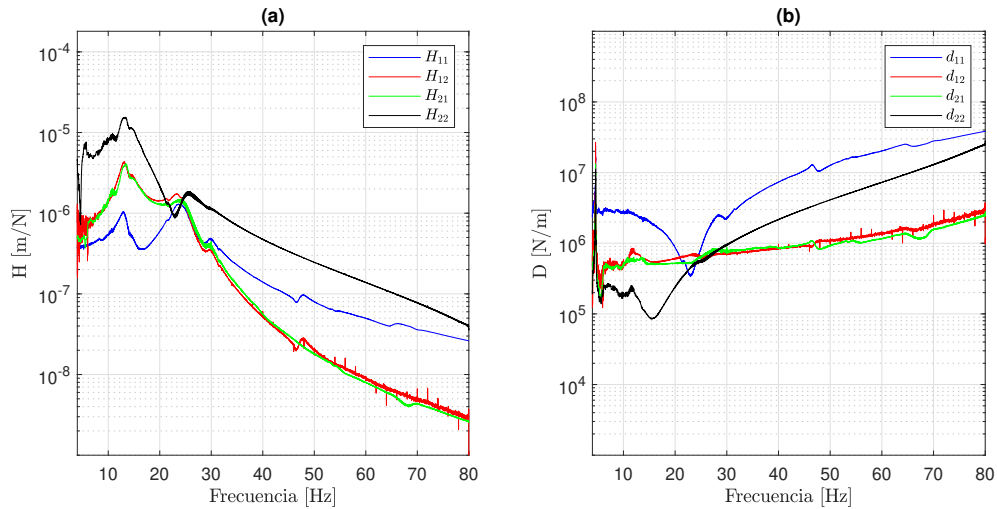


FIGURA 4.11: Receptancia (a) y rigidez global (b) para el caso del material elastomérico precargado con una masa suspendida de 62 kg. La amplitud de excitación en la base es de 10 N y la de la masa superior de 5 N.

debajo de 15 Hz). En el intervalo 15-30 Hz estas diferencias disminuyen, y a partir de los 30 Hz las dos receptancias tienen una amplitud similar. Diferencias similares se pueden observar en los valores de las rigideces dinámicas D_{12} y D_{21} a frecuencias muy bajas. A partir de los 20 Hz las diferencias se reducen significativamente y los resultados muestran un valor casi constante de la rigidez dinámica del material elastomérico. Al igual que en casos anteriores, la importancia del ruido de fondo se ve reducida por al incrementar la amplitud de la fuerza aplicada.

La configuración óptima para este caso es usar una amplitud de excitación de 5 N cuando se excita la masa suspendida y una amplitud de 10 N cuando se excita la base del banco de pruebas. Las receptancias y la rigideces dinámicas obtenidas en este caso son las presentadas en la Figura 4.13. Estos resultados permiten ver con claridad la inesperada variabilidad del comportamiento de la rigidez dinámica a frecuencias bajas, hecho que limita la credibilidad de los resultados obtenidos en este rango. Por otro lado, se puede observar que la rigidez dinámica del material elastomérico es casi constante en el rango de frecuencias 30-80 Hz, un resultado mucho más acorde con el comportamiento esperado.

4.3.2. Ejemplo de aplicación II: Resorte helicoidal

El segundo ejemplo de aplicación del método alternativo considera la caracterización de un resorte helicoidal. En este caso el ensayo experimental se ha realizado

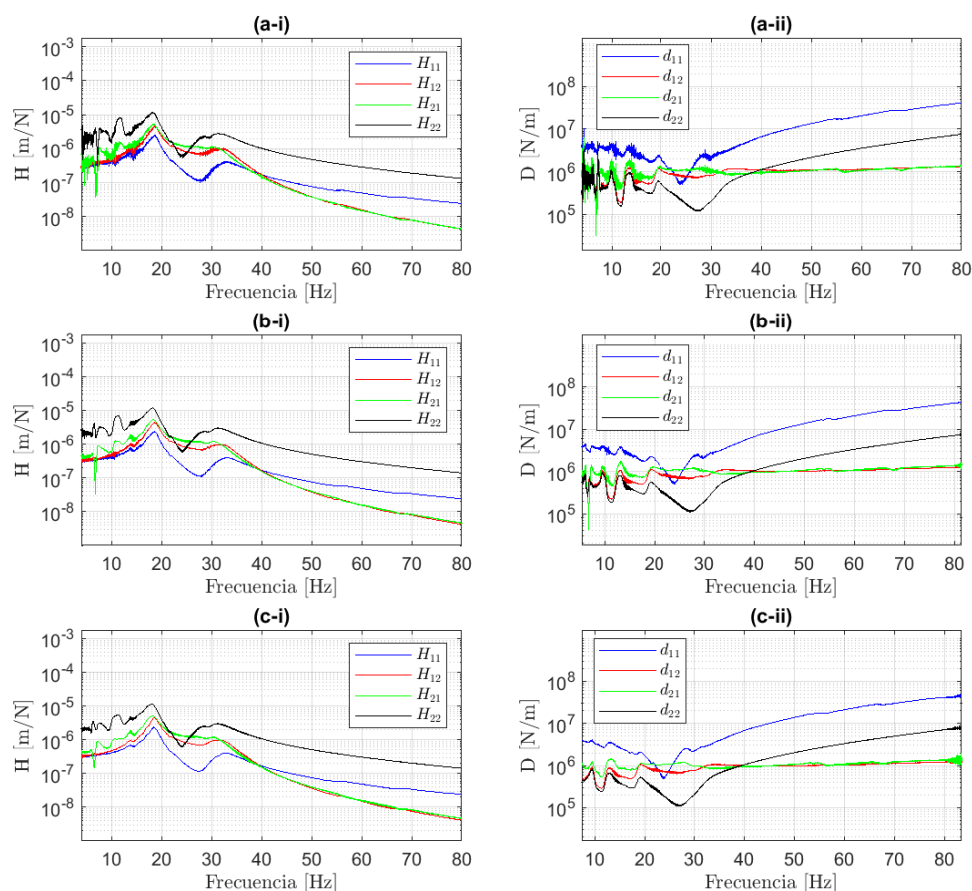


FIGURA 4.12: Comparativa de las receptancia (i) y rigideces dinámicas (ii) obtenidas para el caso del material elastomérico con una masa suspendida de 40 kg y amplitudes de excitación de 1,5 N (a), 5 N (b) y 10 N (c).

para dos precargas distintas: 40 kg y 23 kg. El montaje experimental utilizado es equivalente al usado en el caso anterior, tal como se observa en la Figura 4.14. La precarga considerada en cada caso se coloca sobre el resorte ubicado en el centro de la base. Al igual que en los ensayos anteriores, las fuerzas aplicadas al sistema son barridos sinusoidales con amplitudes de fuerza de 1,5 N, 5 N y 10 N.

4.3.2.1. Ensayo con una precarga de 40 kg

En el primer ensayo experimental se utiliza una precarga de 40 kg, que consiste en una distribución de ocho discos de acero. Los resultados obtenidos a partir de las medidas experimentales se presentan en la Figura 4.15. Estos resultados muestran que, en general, las diferencias entre las receptancias H_{12} y H_{21} son

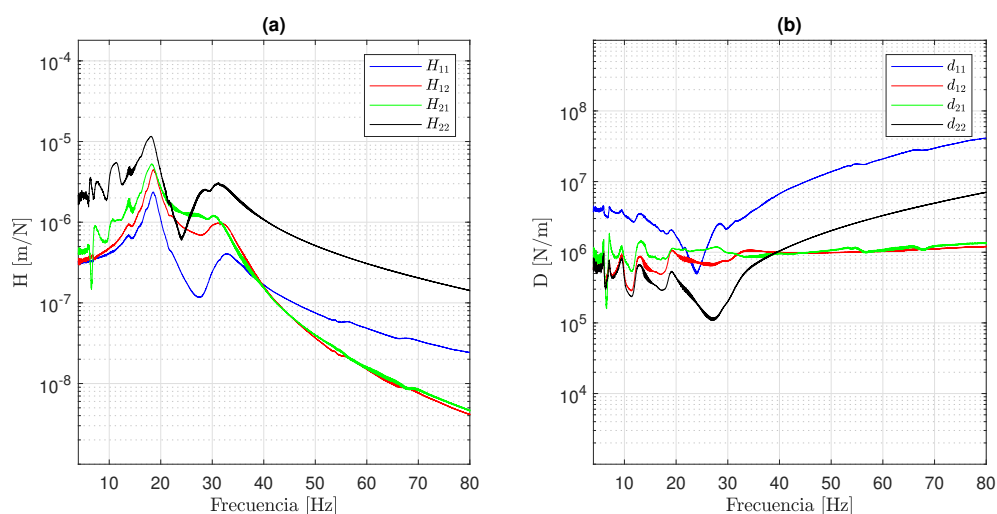


FIGURA 4.13: Receptancia (a) y rigidez global (b) para el caso del material elastomérico precargado con una masa suspendida de 40 kg. La amplitud de excitación en la base es de 10 N y la de la masa superior de 5 N.

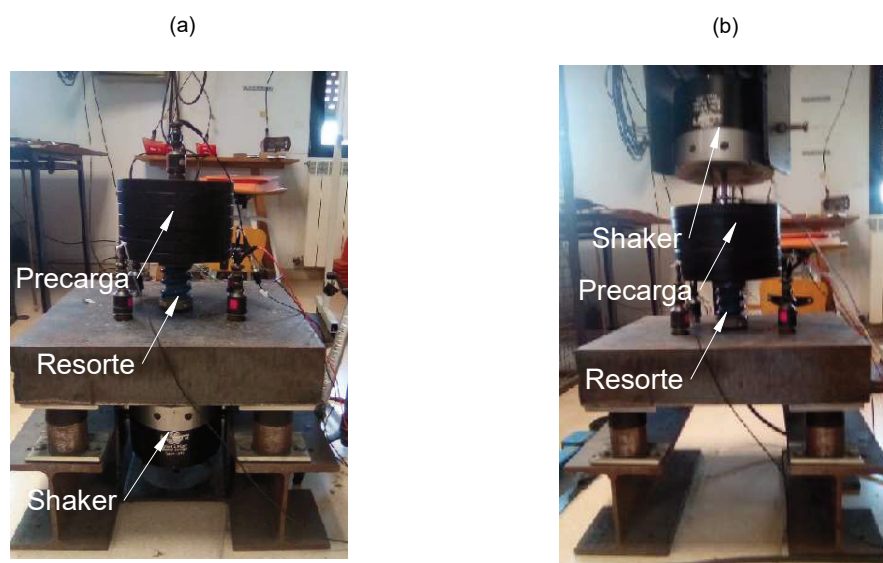


FIGURA 4.14: Configuración experimental para la aplicación del método alternativo para el sistema con resorte y precarga de 40 kg: (a) excitación en base y (b) excitación en precarga.

pequeñas. También, se observa que el valor de la componente H_{12} oscila entorno a la componente H_{21} en todo el rango de frecuencias considerado. Este efecto parece propagarse a la componente D_{12} de la rigidez dinámica, que parece oscilar entorno a los valores de la componente D_{21} . Esta variabilidad se observa para todas las amplitudes de excitación consideradas. No obstante, los resultados permiten

concluir que la rigidez dinámica del resorte helicoidal es prácticamente constante en frecuencia.

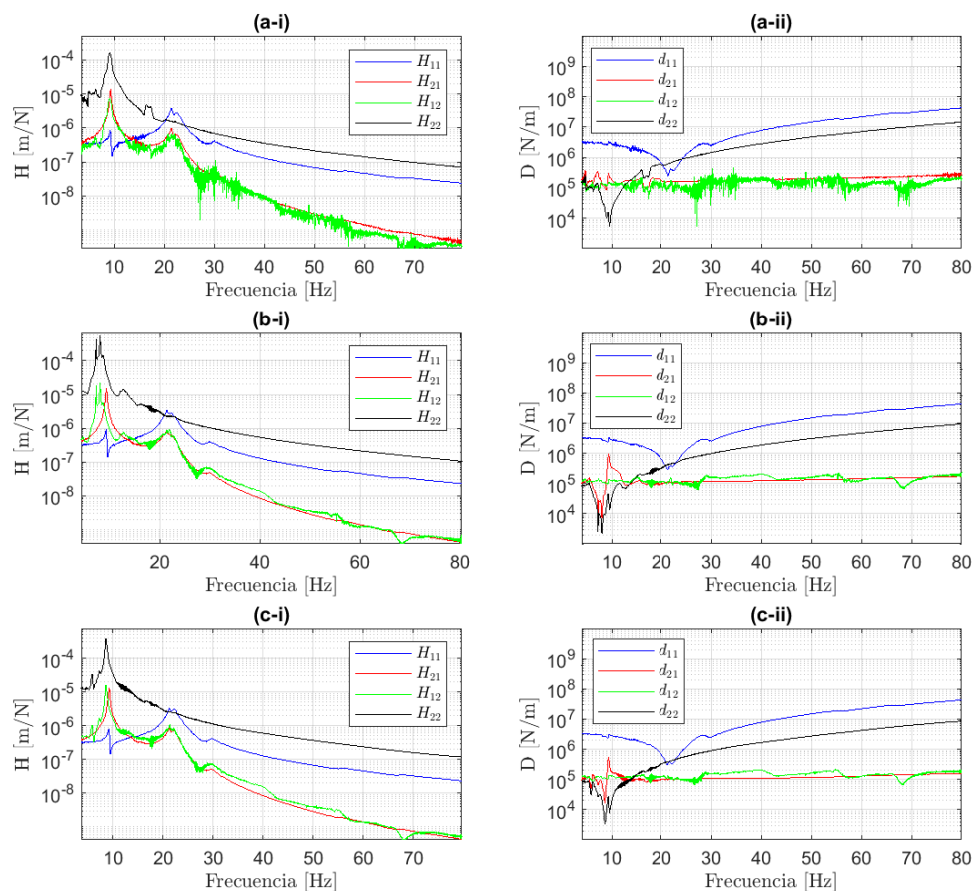


FIGURA 4.15: Comparativa de las receptancias (i) y rigideces dinámicas (ii) obtenidas para el caso del resorte helicoidal con una masa suspendida de 40 kg y amplitudes de excitación de 1,5 N (a), 5 N (b) y 10 N (c).

Nuevamente, la configuración óptima es usar una amplitud de excitación de 5 N cuando se excita la masa suspendida y una amplitud de 10 N cuando se excita la base del banco de pruebas. Las receptancias y la rigideces dinámicas resultantes son las presentadas en la Figura 4.16. Estos resultados permiten observar con mas detalle la inesperada variabilidad de D_{21} a frecuencias muy bajas y el comportamiento oscilatorio de D_{12} en todo el rango de estudio.

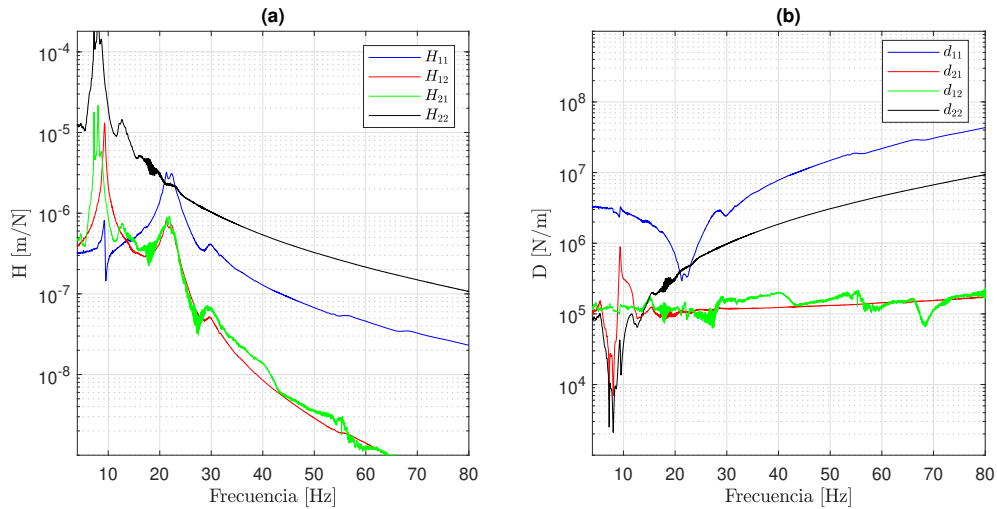


FIGURA 4.16: Receptancia (a) y rigidez global (b) para el caso del resorte helicoidal precargado con una masa suspendida de 40 kg. La amplitud de excitación en la base es de 10 N y la de la masa superior de 5 N.

4.3.2.2. Ensayo con una precarga de 23 kg

Para el segundo y último ensayo experimental con el resorte helicoidal se considera una precarga de 23 kg. Las receptancias y rigideces dinámicas obtenidas a partir de las medidas experimentales se presentan en la Figura 4.17. Los resultados obtenidos para este caso parecen ser más consistentes que los obtenidos para el caso de la precarga de 40 kg. Por un lado, se puede observar que las diferencias entre las receptancias H_{12} y H_{21} y las diferencias entre las rigideces dinámicas D_{12} y D_{21} son mínimas. Por otro, las oscilaciones de las componentes 12 entorno a las componentes 21 son claramente menos pronunciadas que las observadas anteriormente. Los resultados permiten concluir que la rigidez dinámica del resorte helicoidal es prácticamente constante en todo el rango de frecuencias considerado, independientemente de la amplitud de la fuerza de excitación considerada.

Al igual que en el caso anterior, de los resultados para distintas amplitudes de excitación se puede concluir que la configuración óptima es usar 5 N cuando se excita la masa suspendida y 10 N cuando se excita la base del banco de pruebas. Los resultados obtenidos para dicha configuración son los presentados en la Figura 4.18. Estos resultados permiten ver con más detalle el comportamiento inesperado de D_{21} a frecuencias muy bajas y el ligero comportamiento oscilatorio de D_{12} en todo el rango de estudio.

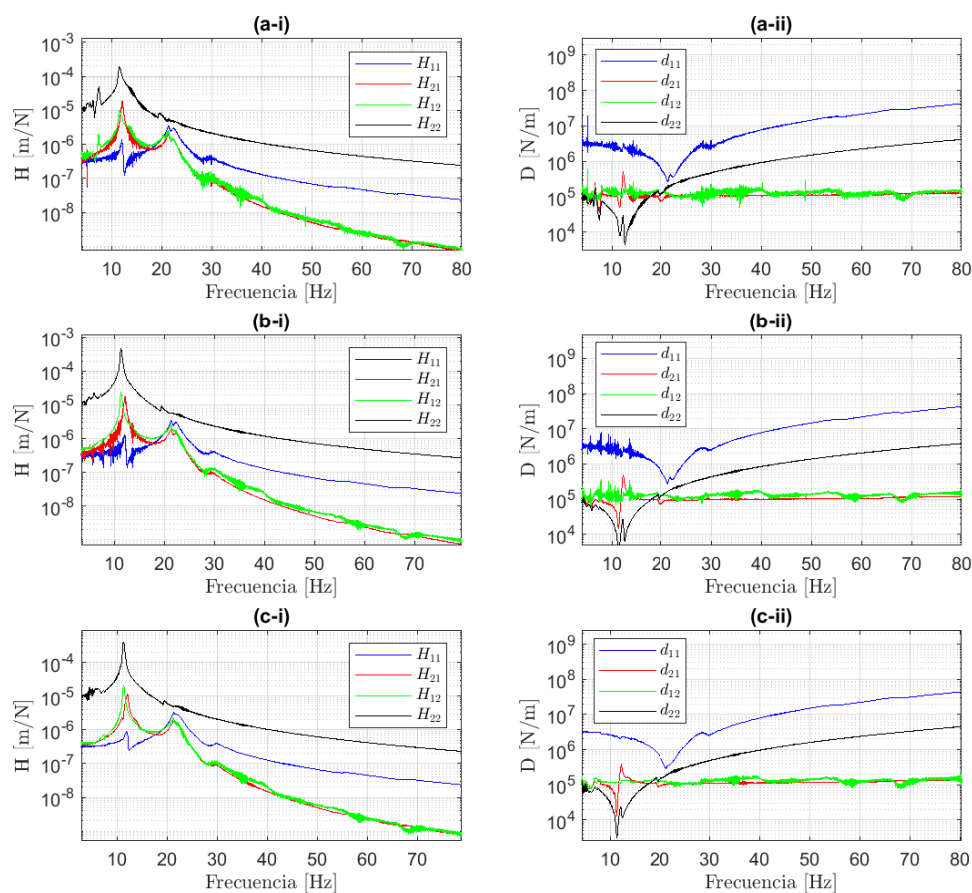


FIGURA 4.17: Comparativa de las receptancia (i) y rigideces dinámicas (ii) obtenidas para el caso del resorte helicoidal con una masa suspendida de 23 kg y amplitudes de excitación de 1,5 N (a), 5 N (b) y 10 N (c).

Los resultados presentados en esta sección demuestran que del método alternativo para la caracterización de elementos elastoméricos se pueden extraer valores consistentes de la rigidez dinámica de un material elastomérico. De todos modos, para poder validar los resultados obtenidos es imprescindible poder compararlos con los resultados obtenidos usando otros métodos de caracterización. Este será el objetivo del siguiente capítulo.

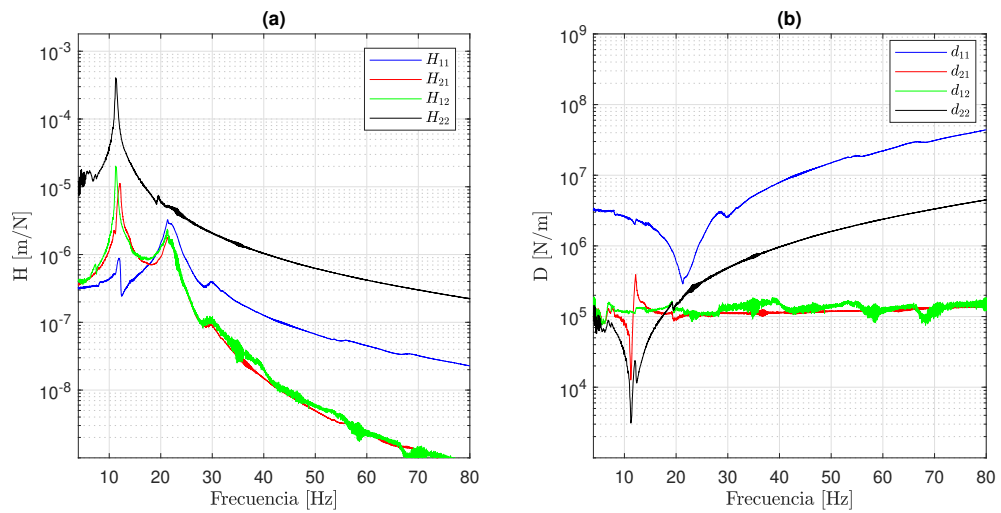


FIGURA 4.18: Receptancia (a) y rigidez global (b) para el caso del resorte helicoidal precargado con una masa suspendida de 23 kg. La amplitud de excitación en la base es de 10 N y la de la masa superior de 5 N.

Capítulo 5

Comparativa de métodos para determinación de la rigidez dinámica de elementos elastoméricos

En este capítulo, se presenta una comparativa de los resultados obtenidos al utilizar los distintos métodos de estimación de la rigidez dinámica de los dos casos de estudio considerados en este trabajo: la muestra de material elastomérico y el resorte helicoidal. En particular, la rigidez dinámica de ambas muestras es obtenida con el método indirecto presentado en el Capítulo 3, con la metodología alternativa desarrollada en el Capítulo 4 y con el método directo descrito en la norma ISO 10846-2 [4].

5.1. Introducción

En los capítulos previos se han presentado dos métodos distintos para estimar la rigidez de los materiales elastoméricos: el método indirecto descrito en la norma ISO 10846 y una propuesta alternativa basada en la aplicación a laboratorio de un novedoso método de caracterización *in situ*. De todos modos, probablemente la técnica de caracterización de elementos resilientes más utilizada es el método directo presentado en la norma ISO 10846-2 [4]. A diferencia del método indirecto, en que únicamente se medían aceleraciones, en el método directo se mide tanto la fuerza de reacción en el terminal bloqueado (extremo inferior) del elemento resiliente como el desplazamiento en el terminal libre (extremo superior), es decir, de la masa de precarga situada encima del material elastomérico. La rigidez dinámica se puede determinar directamente a partir de la medida de la función de transferencia entre la fuerza y el desplazamiento [50]. En este capítulo se compararán los resultados obtenidos aplicando este tercer método con los obtenidos anteriormente para los dos casos de estudio considerados. El objetivo de esta comparativa es el discutir las ventajas e inconvenientes de cada uno de estos tres métodos.

La estructura del capítulo es la siguiente. En la Sección 5.2, se presenta el método directo de ensayo para la medición de la rigidez dinámica. Posteriormente, en la Sección 5.3 se describe la configuración del experimento y las muestras ensayadas. Finalmente, en la Sección 5.4 se comparan los diferentes métodos de estimación de la rigidez dinámica.

5.2. Descripción del método directo para la estimación de la rigidez dinámica

La norma ISO 10846 define que la rigidez dinámica de transferencia es la más adecuada para la caracterización de los elementos resilientes [3]. Esta rigidez dinámica depende de la frecuencia de excitación, de la precarga aplicada y/o de otros factores como la temperatura o humedad relativa. En general, para una precarga estática determinada, se asume un comportamiento lineal del sistema, lo que permite describirlo en términos de FRF. La validez de esta hipótesis va a depender del tipo de material ensayado y de la amplitud de las fuerzas aplicadas. En general, es

deseable que la precarga estática garantice que las deformaciones del material debidas a las fuerzas dinámicas sean mínimas en comparación con las deformaciones estáticas.

Para aplicar el método directo presentado en la norma ISO 10846, el elemento a ensayar se sitúa entre una fuente de excitación, por ejemplo un *shaker*, y una terminación rígida, por ejemplo un gran bloque metálico. El sistema se excita y se mide tanto la respuesta en el extremo donde se aplica la excitación (identificada como Z_1), como la fuerza que actúa en el extremo rígido (identificada como F_2). Al tener una terminación rígida se puede asumir que la fuerza medida es igual a la fuerza de bloqueo, es decir, la fuerza necesaria para cancelar completamente el desplazamiento del extremo inferior del sistema. En estas condiciones, la relación entre la fuerza de bloqueo inferior y el desplazamiento del extremo superior es exactamente la rigidez dinámica de transferencia, es decir,

$$k_{21} = \frac{F_2}{Z_1}, \quad (5.1)$$

El grado de precisión obtenido en la aplicación del método directo dependerá en gran medida de si se cumplen las hipótesis asumidas. En este trabajo, el método se aplicará utilizando el banco de ensayos presentado en los capítulos anteriores, usando el montaje experimental esquematizado en la Figura 5.1. La numeración de los extremos (1, 2) usada en este capítulo sigue la presentada por la ISO 10846 y es opuesta a la utilizada en los capítulos anteriores. La fuerza de excitación se aplicará en el centro de la masa de precarga superior y se medirá la respuesta en ese punto utilizando un acelerómetro ligeramente descentrado. La fuerza que actúa en el extremo inferior se medirá mediante transductores de fuerza. Se asumirá que esta fuerza es igual a la fuerza de bloqueo. Esta hipótesis es razonable ya que la rigidez de la base del banco de ensayos (esquematizada por dos muelles en la parte inferior de la figura) es muy superior a la rigidez del elemento ensayado.

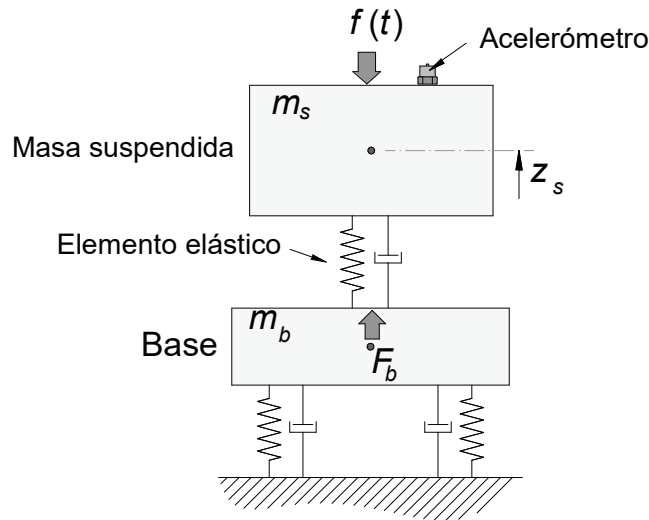


FIGURA 5.1: Esquema del montaje experimental usado para la aplicación del método directo presentado en la norma ISO 10846.

5.3. Aplicación del método directo a los casos de estudio considerados

En este apartado se describe la aplicación del método directo a la caracterización de los dos casos de estudio considerados en capítulos anteriores: la muestra de material elastomérico y el resorte helicoidal. La configuración experimental utilizada para cada uno de los casos de ensayo se presenta en la Figura 5.2. Esta configuración está conformada por cuatro transductores de fuerza y un acelerómetro. El acelerómetro se ubica en la parte superior de la precarga considerada en cada caso. Por otro lado, para obtener la fuerza de bloqueo usando los transductores de fuerza, se ha añadido una placa metálica debajo de la muestra ensayada y los transductores se han situado entre dicha placa y el bloque metálico que conforma la masa de la base del sistema. Los casos de estudio considerados son: El material elastomérico con una precarga de 86 kg, el material elastomérico con una precarga 62 kg, y el resorte helicoidal con una precarga de 40 kg.

En todos los ensayos experimentales se aplican fuerzas de excitación del tipo barrido sinusoidal con una tasa de barrido de 1 Hz/s y con tres amplitudes de fuerza distintas: 1,5 N, 5 N y 10 N. Al igual que en casos anteriores, las funciones de transferencia han sido obtenidas utilizando el método de Welch [48] considerando un 50 % de superposición entre segmentos, aplicando una ventana Hamming y

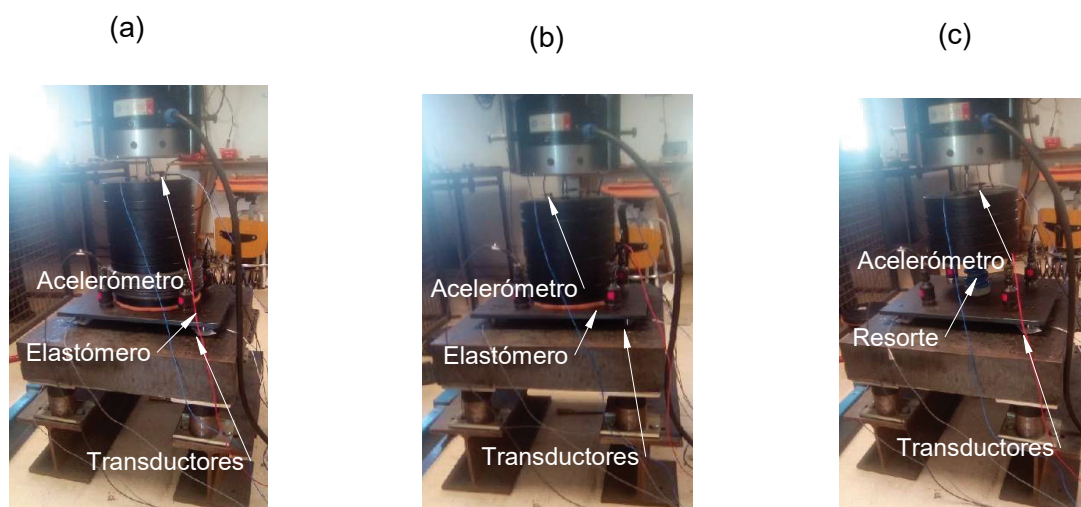


FIGURA 5.2: Configuración experimental utilizada para la aplicación del método directo: (a) material elastomérico con precarga de 86 kg, (b) material elastomérico con precarga de 62 kg y, (c) resorte helicoidal con precarga de 40 kg.

con ocho segmentos superpuestos. En la determinación de las rigideces de transferencia se ha usado un valor promedio para las fuerzas de bloqueo. El espectro en frecuencia de estas fuerzas se presenta en el siguiente apartado.

5.3.1. Espectros en frecuencia de las fuerzas de bloqueo

La posición del acelerómetro usado para medir la respuesta en el extremo superior Z_s y de los cuatro transductores de fuerza usados para medir las fuerzas de bloqueo se esquematizan en la Figura 5.3.

Los espectros en frecuencia de las fuerzas de bloqueo obtenidas para cada uno de los tres ensayos realizados se presentan en la Figura 5.4. Se puede evidenciar que no existen diferencias significativas entre las amplitudes de las fuerzas de bloqueo medidas obtenidas por los cuatro transductores. Los resultados para el caso del elastómero muestran que el ruido de fondo ha aumentado al reducir la precarga aplicada. Como era de esperar, la relación señal/ruido mejora a medida que aumenta la amplitud de la fuerza de excitación.

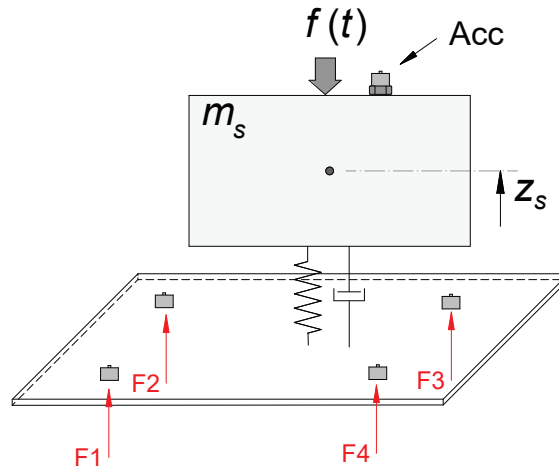


FIGURA 5.3: Posición de los cuatro transductores de fuerza utilizados para medir las fuerzas de bloqueo.

En los siguientes apartados se presentan las rigideces dinámicas obtenidas para los dos casos de estudio. En ambos casos también se presentan los inversos de estas rigideces, es decir, las respuestas del extremo superior (Z_1) divididas por las fuerzas de bloqueo (F_2) medidas. Esta relación se identificará en lo que sigue como $H_{21} = k_{21}^{-1}$, aunque es importante mencionar que no se trata de la componente cruzada de la matriz de receptancias \mathbf{H} . En la obtención de estos resultados, las cuatro fuerzas de bloqueo son promediadas en el dominio frecuencial. Adicionalmente, en los ensayos experimentales también se ha medido la fuerza realizada por el *shaker* añadiendo un transductor de fuerza a su actuador. Esta fuerza (F_1) permite considerar dos resultados adicionales: La relación entre el desplazamiento superior y la fuerza es la receptancia directa en el punto de aplicación $H_{11} = \frac{Z_1}{F_1}$. Su inversa se identificará por $k_{11} = \frac{F_1}{Z_1}$.

5.3.2. Ejemplo de aplicación del método directo I: Material elastomérico

La Figura 5.5 presenta los resultados obtenidos para H_{11} , H_{21} , k_{11} y k_{12} a partir de aplicar el método directo al caso de la muestra de material resiliente con una precarga de 86 kg. Se puede observar como a medida que aumenta la potencia de la fuerza de excitación el efecto del ruido de fondo disminuye. También se observa que las curvas obtenidas varían muy poco con los cambios de amplitud, lo que garantiza que, dentro del rango estudiado, el material elastomérico presenta un

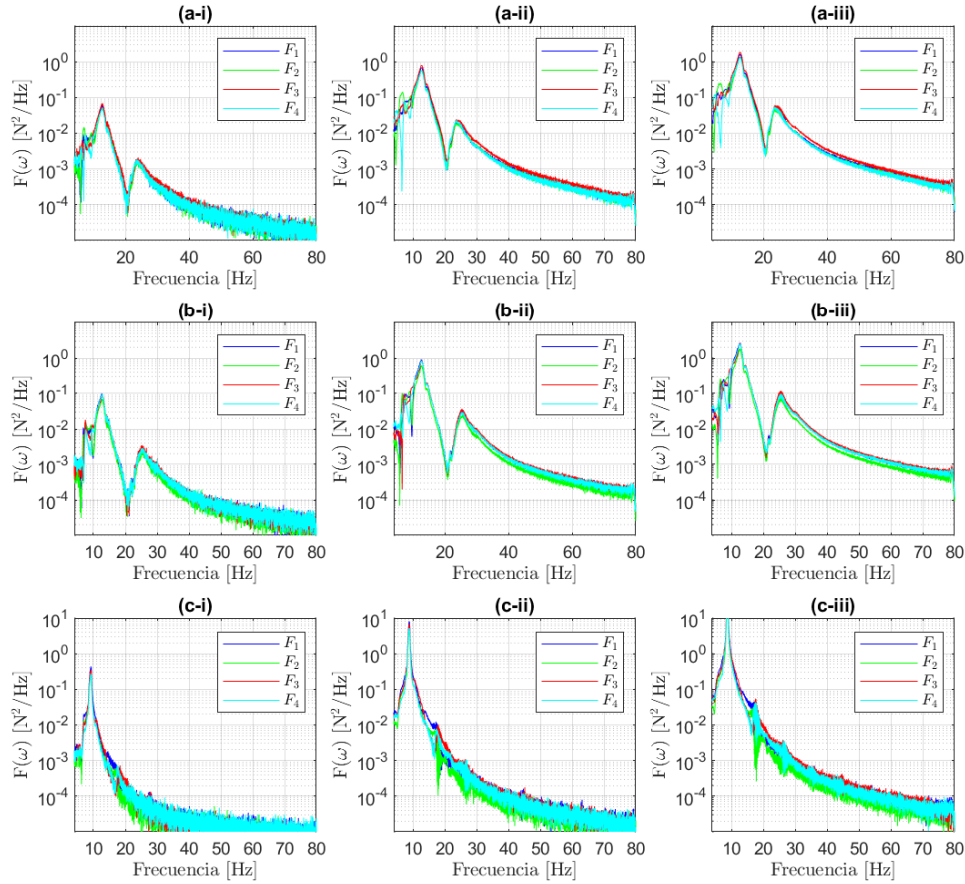


FIGURA 5.4: Fuerzas medidas por los cuatro transductores de fuerza para los casos (a) elastómero con precarga de 86 kg, (b) elastómero con precarga de 62 kg y (c) resorte con precarga de 40 kg. Se han considerado tres cargas dinámicas: 1,5 N (i), 5 N (ii) y 10 N (iii).

comportamiento lineal respecto a la amplitud de la excitación. Se puede observar que la rigidez k_{21} es prácticamente constante en el intervalo entre 1 Hz y 20 Hz. Por encima de 20 Hz la rigidez aumenta suavemente con la frecuencia.

La Figura 5.6 presenta la misma comparativa para el caso en que se ha aplicado una precarga de 62 kg sobre el material elastomérico. Los resultados obtenidos son parecidos a los del caso anterior, con ligeras variaciones en los valores de amplitud obtenidos. Nuevamente, se puede evidenciar que al aumentar la carga dinámica el ruido de las señales se reduce. Al igual que en el caso anterior, los resultados indican que en el intervalo entre [1–20] Hz la rigidez dinámica k_{21} es independiente de la frecuencia pero, por encima de los 20 Hz la rigidez aumenta con la frecuencia.

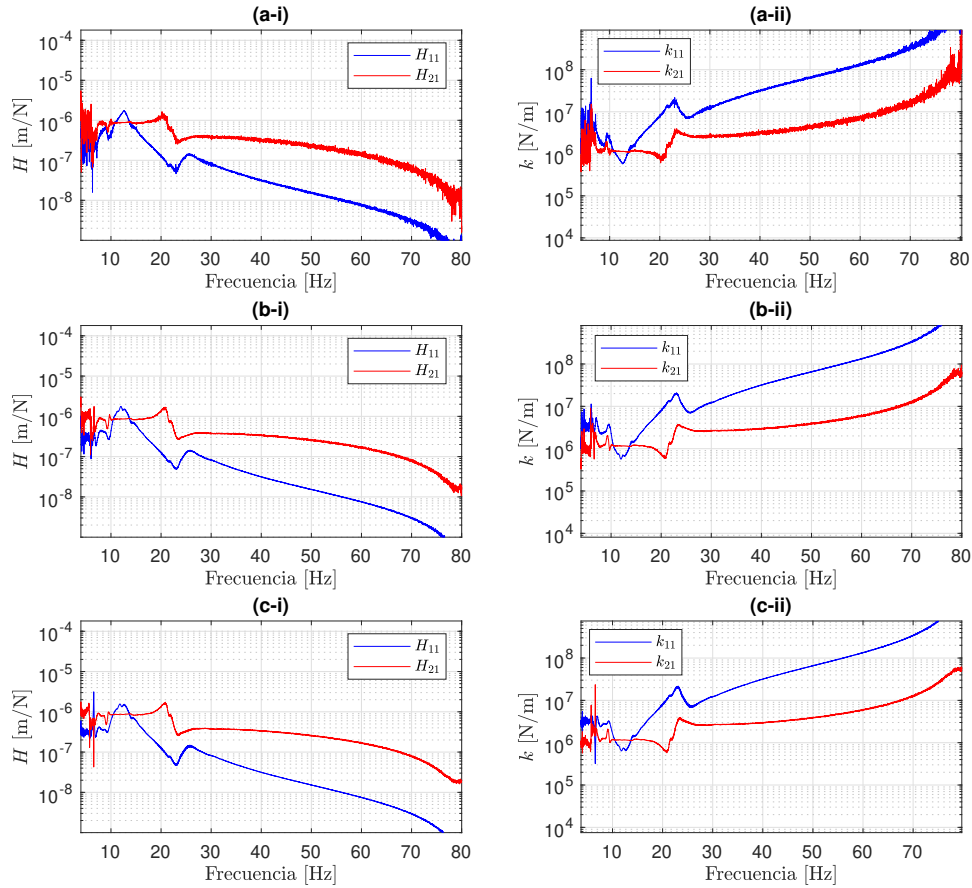


FIGURA 5.5: Comparativa entre las FRF asociadas a la respuesta y sus correspondientes rigideces dinámicas para el material elastomérico con una precarga de 86 kg considerando una amplitud de excitación (a) 1,5 N, (b) 5 N y (c) 10 N.

De los resultados también se puede observar que los valores de k_{11} obtenidos para ambas precargas no representan adecuadamente el comportamiento dinámico del material elastomérico. La medida para k_{11} únicamente sería válida cuando la masa entre el elastómero y el transductor de fuerza de entrada es suficientemente pequeña para ser considerado sistema sin masa [30, 51].

5.3.3. Aplicación experimental del método directo: Resorte helicoidal

La Figura 5.7 presenta los resultados obtenidos para el caso del resorte helicoidal con una precarga de 40 kg. En este caso la importancia de la amplitud de la

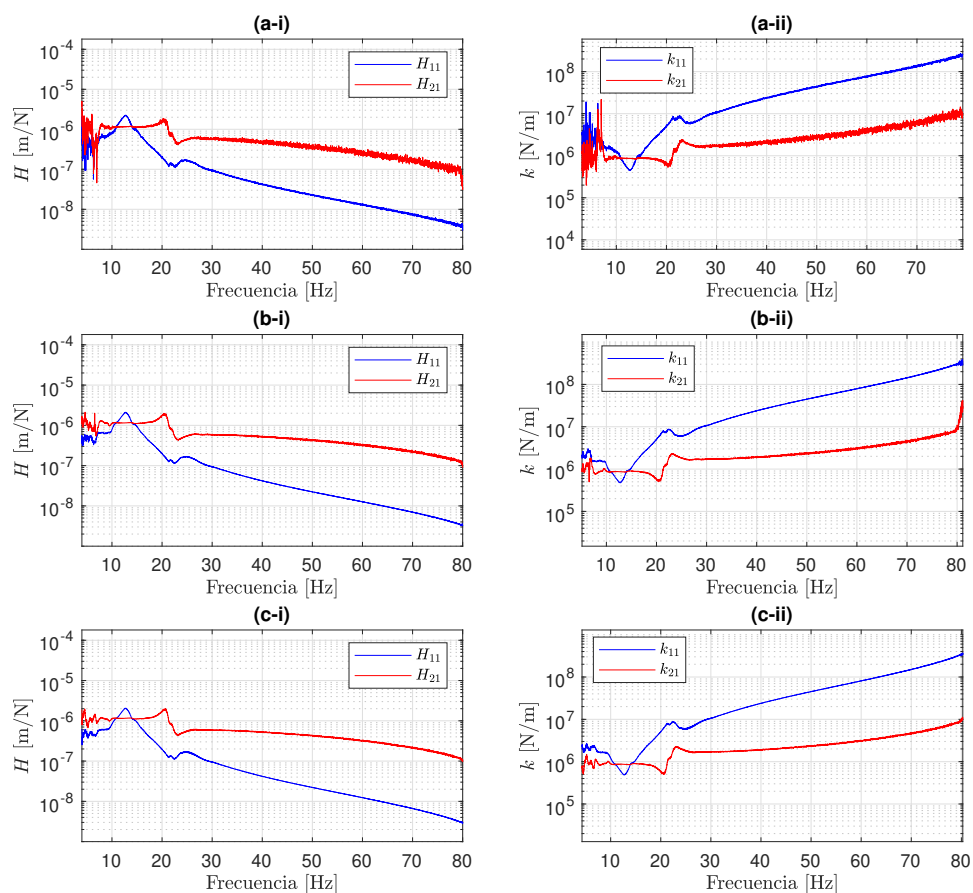


FIGURA 5.6: Comparativa entre las FRF asociadas a la respuesta y sus correspondientes rigideces dinámicas para el material elastomérico con una precarga de 62 kg considerando una amplitud de excitación (a) 1,5 N, (b) 5 N y (c) 10 N.

fuerza aplicada parece ser mucho mas clara que en los casos anteriores ya que los resultados obtenidos al aplicar una fuerza de 1,5 N tienen un ruido considerable a partir de los 30 Hz. Los resultados indican que la rigidez k_{21} es independiente de la frecuencia de 1 Hz hasta los 17 Hz y aumenta ligeramente con la frecuencia a partir de los 17 Hz. En este caso se observan ligeras diferencias entre los resultados obtenidos para distintas amplitudes de la fuerza de excitación, indicando un comportamiento no lineal del resorte.

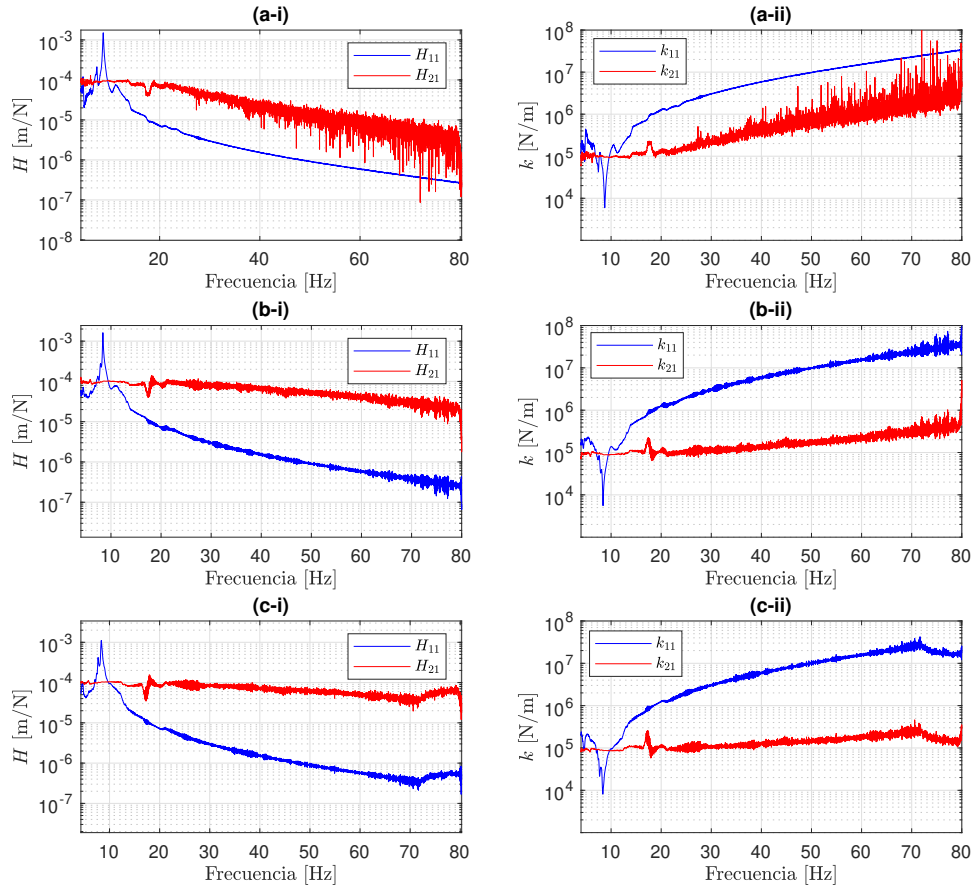


FIGURA 5.7: Comparativa entre las FRF asociadas a la respuesta y sus correspondientes rigideces dinámicas para el resorte helicoidal con una precarga de 40 kg considerando una amplitud de excitación (a) 1,5 N, (b) 5 N y (c) 10 N.

5.4. Comparativa entre los diferentes métodos de estimación de la rigidez dinámica

El objetivo de esta sección es el de comparar las rigideces dinámicas obtenidas usando el métodos indirecto, presentado en la Sección 3.1, la metodología alternativa, desarrollada en la Sección 4.2, y el método directo, aplicado en la Sección 5.2, para los dos casos de estudio considerados en esta tesis. La comparativa se realizará considerando una precarga de 86 kg sobre el material elastomérico, y una precarga de 40 kg sobre el resorte. La comparativa se realizará considerando si los resultados dependen o no de la frecuencia, y comparando las rigideces dinámicas obtenidas.

5.4.1. Comparativa para el caso del material elastomérico

En la Figura 5.8, se comparan las rigideces dinámicas estimadas para el caso del material elastomérico a partir del método indirecto (línea lila), del método directo (línea roja) y de la metodología alternativa (línea azul). Los resultados concuerdan razonablemente bien en el intervalo entre 1 Hz y 20 Hz, donde la rigidez dinámica obtenida es independiente de la frecuencia. A frecuencias muy bajas los resultados obtenidos con el método directo y el método alternativo presentan variaciones poco fiables, siendo mas aceptable el uso del resultado obtenido con el método indirecto. A frecuencias superiores los resultados obtenidos con los métodos directo y alternativo muestran suaves incrementos de la rigidez con la frecuencia considerada. Entre los 30 y los 65 Hz las diferencias observadas entre ambos métodos son parecidas pero a frecuencias altas el método directo estima un incremento mas pronunciado de esta rigidez dinámica. Los resultados obtenidos utilizando el método directo pierden precisión a medida que aumenta la frecuencia de excitación considerada. Por ello, es razonable asumir que a partir de los 65 Hz los resultados obtenidos con el método alternativo son mas fiables que los obtenidos por el método indirecto.

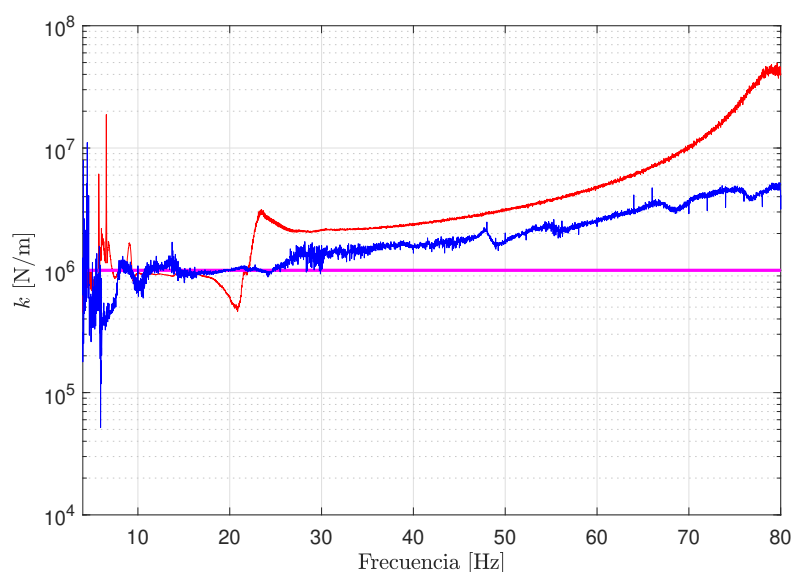


FIGURA 5.8: Comparativa entre los tres métodos de estimación de la rigidez dinámica para el caso del material elastomérico con una masa suspendida de 86 kg. línea roja: método directo; línea lila: método indirecto; línea azul: metodología alternativa.

5.4.2. Comparativa para el caso del resorte helicoidal

La comparativa para el caso del resorte helicoidal se presenta en la Figura 5.9. En este caso, los resultados obtenidos por los tres métodos de estimación concuerdan muy bien hasta los 16-17 Hz. Para frecuencias superiores, se observan dos tendencias separadas: mientras que los métodos indirecto y alternativo predicen un valor de la rigidez independiente de la frecuencia de excitación, la rigidez estimada a partir del método directo aumenta con la frecuencia considerada. Tal como se ha mencionado en el caso anterior, a frecuencias de excitación altas los resultados obtenidos mediante el método directo son menos precisos que los obtenidos mediante otras metodologías. Debido a esto, en este rango es más razonable dar credibilidad a los resultados obtenidos usando el método indirecto y el método alternativo.

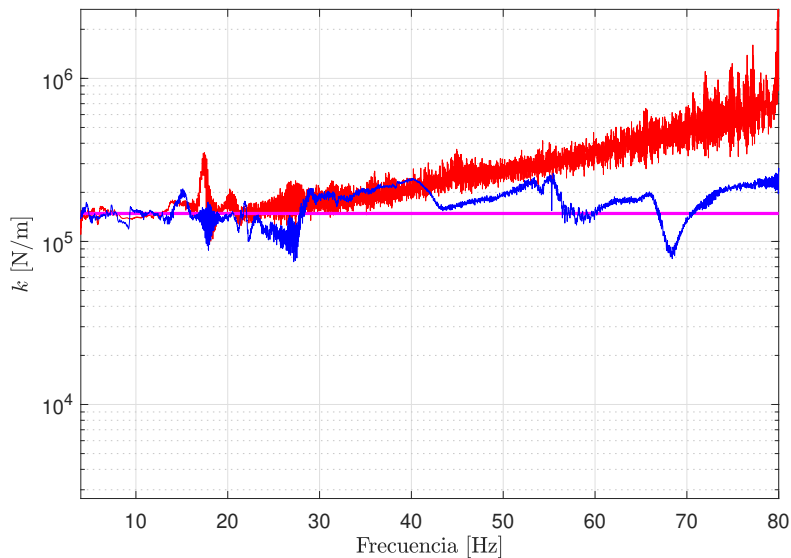


FIGURA 5.9: Comparativa entre los tres métodos de estimación de la rigidez dinámica para el caso del resorte helicoidal con una masa suspendida de 40 kg. línea roja: método directo; línea lila: método indirecto; línea azul: metodología alternativa.

De las comparativas entre los diferentes métodos de caracterización se puede concluir que la metodología alternativa presentada en la Sección 4.2 es un método adecuado para caracterizar dinámicamente materiales resilientes en el laboratorio. El método no solamente permite capturar la dependencia en frecuencia de la rigidez dinámica, sino que puede hacerlo para cualquier rango de frecuencias de interés considerado.

Capítulo 6

Conclusiones y trabajos futuros

Esta tesis presenta varias contribuciones en el marco de la determinación de las propiedades dinámicas de elementos resilientes para aplicaciones ferroviarias. A lo largo de este capítulo, se resumen estas aportaciones y las conclusiones alcanzadas en cada caso.

6.1. Conclusiones

La primera de las contribuciones que presenta esta tesis se centra en plantear una metodología de ensayo de elementos resilientes utilizando el método indirecto planteado en la norma ISO 10846-3 y una excitación de barrido sinusoidal. La metodología presentada permite definir los parámetros del barrido sinusoidal, concretamente la tasa de barrido y la amplitud de la fuerza dinámica, que aseguren un determinado error máximo asociado a la transmisibilidad requerida para la aplicación del método indirecto. Para realizar este diseño, la metodología utiliza un modelo numérico simplificado de la planta de ensayo sobre el cual se realiza un estudio paramétrico que permite evaluar el error obtenido según las características de la excitación y el ruido de fondo existente en el laboratorio. Para realizar dichas simulaciones, la metodología parte del conocimiento previo de la rigidez estática de la muestra ensayada, un ruido de fondo promedio del laboratorio y los parámetros del banco de pruebas. Esta nueva metodología para la aplicación del método indirecto en laboratorio se ha aplicado, a modo de ejemplos de validación, a dos elementos resilientes: un material elastomérico y un resorte helicoidal. Los resultados que se presentan en esta tesis para estos dos casos de estudio demuestran que los errores previstos por las simulaciones numéricas concuerdan bien con las estimaciones de error obtenidas en ensayos experimentales cuando se consideraron niveles de ruido de fondo similares. Los resultados han demostrado que, para relaciones de señal de ruido bajas, el error en la transmisibilidad no es sensible a la tasa de barrido considerada. También se ha estudiado, en el marco de esta metodología, el efecto en la estimación de la transmisibilidad de tres factores adicionales: el posible descentramiento de la fuerza aplicada, la capacidad de la amplitud de carga para excitar comportamientos no lineales de la muestra y la existencia de fuentes de ruido externas que puedan afectar a los resultados obtenidos. Algunas de las principales ventajas y/o aplicaciones de la metodología son:

- La metodología propuesta puede ser especialmente útil cuando la caracterización del material se realiza en laboratorios altamente ruidosos.
- La metodología también podría extenderse a los procedimientos de caracterización que consideran las condiciones operativas, como los ensayos experimentales *in situ*.

- La metodología también puede ser útil para reducir el tiempo de preparación en casos en los que se deben ensayar varias muestras diferentes, como en las pruebas de control de calidad en el proceso de manufactura.
- Un beneficio potencial adicional de la metodología propuesta es que se puede utilizar para definir parámetros de procesamiento de señales adecuados para cada ensayo experimental realizado.

Otra de las contribuciones de esta tesis es la adaptación de una metodología ya existente para la caracterización *in situ* de elementos resilientes para su aplicación en laboratorio, cómo metodología alternativa al método indirecto. Esta metodología alternativa permite determinar la rigidez dinámica del elemento en un amplio rango de frecuencias a partir de un único ensayo basado en una excitación de barrido sinusoidal. A modo de ejemplo, la metodología se ha usado para caracterizar los elementos resilientes de estudios utilizados en la validación de la anterior metodología. Los resultados obtenidos demuestran que este método alternativo permite extraer valores consistentes de la rigidez dinámica de un material elastomérico.

Finalmente, esta tesis presenta una comparativa entre tres métodos de caracterización dinámica de elementos resilientes para aplicaciones ferroviarias. Los tres métodos comparados son el método directo según ISO 10846-2, el método indirecto según ISO 10846-3 y el método alternativo propuesto en la presente tesis. Esta comparativa se realiza respecto a la evaluación de la rigidez dinámica en el rango de frecuencias de 1 a 80 Hz y para los dos casos de estudio trabajados a largo de la tesis. Se concluye de los resultados obtenidos dicha comparativa que la metodología alternativa es un método adecuado para este tipo de ensayo de laboratorio, presentando grandes ventajas respecto a los métodos estandarizados:

- La metodología alternativa permite caracterizar la rigidez dinámica de un elemento resiliente en todo un determinado rango de frecuencias sin la limitación de las fuerzas de inercia, las cuáles afectan significativamente a los resultados del método directo a altas frecuencias. El uso de la matriz de receptancia por parte de la metodología alternativa es el que permite separar los efectos inerciales de la respuesta puramente elástica del material elastomérico.
- La determinación de la rigidez en todo un determinado rango de frecuencias puede ser realizada simplemente con un par de ensayos. Esto simplifica los

procedimientos de laboratorio significativamente y permitiría que la estimación de la incertidumbre de la rigidez dinámica de forma precisa no fuera una quimera.

Combinando las diferentes aportaciones de esta tesis, se puede llegar a una metodología completa de caracterización de elementos resilientes en laboratorio, la cuál permitiría determinar la rigidez dinámica de estos elementos en todo un rango frecuencial a partir de un ensayo de laboratorio simple y robusto, contemplando la incertidumbre asociada a la excitación, a otros factores de la planta de ensayo y a la variabilidad entre los especímenes del elemento resiliente a estudiar.

6.2. Trabajos futuros

A continuación, se proponen algunas investigaciones adicionales sobre el presente tema:

1. Las metodologías de laboratorio presentadas en esta tesis podrían trasladarse a aplicaciones *in situ* para la determinación de las características dinámicas de los elementos resilientes ya insertados en vías ferroviarias. Se prevén dos líneas de investigación en este sentido. En primer caso, el grupo de investigación LEAM tiene a su disposición una máquina de excitación para vías ferroviarias [52] que permite aplicar excitaciones de baja frecuencia (inferiores a 30 Hz) y también aplicar cargas estáticas. Adaptando las metodologías desarrolladas en esta tesis para el uso de esta máquina y el procesado de los datos obtenidos, se podría utilizar la misma para caracterizar la rigidez de dichos elementos a baja frecuencia y en función de la carga estática aplicada. Por otro lado, estas contribuciones se podrían adaptar también para caracterizar *in situ* elementos resilientes con martillo excitador. Dado que el contenido espectral de la excitación de un martillo instrumentado raramente estará por debajo de los 20 Hz, este método estaría asociado a la caracterización dinámica a alta frecuencia.
2. En lo referente al procesamiento de la señal de las diferentes mediciones obtenidas con ruido de fondo, una alternativa para evaluarlas de forma robusta y eficiente es la *wavelet transform*, permitiendo estudiar el error asociado de estimación para las diferentes parámetros de excitación y tipos de montaje.

3. Para llevar esta metodología al siguiente nivel sería necesario definir procedimientos de laboratorio simples y eficientes que permitieran estimar la incertidumbre asociada a la caracterización de los elementos elastoméricos ensayados. Para esto, se deben plantear métodos que permitan calcular el valor medio y la desviación estándar de la rigidez dinámica que contemplen el error de asociado al ensayo y también a las características mecánicas de la muestra utilizando un número reducido de especímenes.
4. Para la determinación de la influencia entre los diferentes factores como el espécimen de ensayo, el tipo de montaje o las condiciones de excitación es recomendable la aplicación de un diseño experimental fraccionado para minimizar los tiempos de ensayo y tener información representativa del ensayo.

Bibliografía

- [1] ISO 2631-2 Mechanical vibration and shock. Evaluation of human exposure to whole-body vibration. Part 2: Vibration in buildings (1 Hz to 80 Hz), International Organization for Standardization, 2003.
- [2] ISO 2631-1. Mechanical vibration and shock-evaluation of human exposure to whole-body vibration-Part 1: General requirements, International Organization for Standardization, 1997.
- [3] ISO 10846-1. Acoustics and vibration — Laboratory measurement of vibro-acoustic transfer properties of resilient elements — Part 1: Principles and guidelines, International Organization for Standardization, 2008.
- [4] ISO 10846-2. Acoustics and vibration — Laboratory measurement of vibro-acoustic transfer properties of resilient elements — Part 2: Direct method for determination of the dynamic stiffness of resilient supports for translatory motion, International Organization for Standardization, 2008.
- [5] ISO 10846-3. Acoustics and vibration — Laboratory measurement of vibro-acoustic transfer properties of resilient elements — Part 3: Indirect method for determination of the dynamic stiffness of resilient supports for translatory motion, International Organization for Standardization, 2002.
- [6] J. W. R. Meggitt, A. S. Elliott, A. T. Moorhouse, In-situ determination of dynamic stiffness for resilient elements, *Proc IMechE Part C: J Mechanical Engineering Science* 230 (2016) 986–993.
- [7] M. Sol-Sánchez, F. Moreno-Navarro, M. C. Rubio-Gámez, The use of elastic elements in railway tracks: A state of the art review, *Construction and building materials* 75 (2015) 293–305.

-
- [8] D. Thompson, *Railway noise and vibration: mechanisms, modelling and means of control*, Elsevier, 2008.
- [9] M. Stolarik, M. Pinka, J. Nedoma, Ground-borne vibration due to construction works with respect to brownfield areas, *Applied Sciences* 9 (2019) 3766.
- [10] J. Cardona, R. Arcos, R. Torres, I. Turiel, RECYTRACK project: Elastomeric eco-friendly material based on end-of-life tires blended with organic bind resin for railway applications, *Journal of Mechanics Engineering and Automation* 4 (2014) 165–171.
- [11] S. Diego, J. A. Casado, I. Carrascal, D. Ferreño, J. Cardona, R. Arcos, Numerical and experimental characterization of the mechanical behavior of a new recycled elastomer for vibration isolation in railway applications, *Construction and Building Materials* 134 (2017) 18–31.
- [12] P. Alves Costa, R. Calçada, A. Silva Cardoso, Ballast mats for the reduction of railway traffic vibrations. Numerical study, *Soil Dynamics and Earthquake Engineering* 42 (2012) 137–150.
- [13] P. Gardonio, Review of active techniques for aerospace vibro-acoustic control, *Journal of aircraft* 39 (2002) 206–214.
- [14] K. Zimmermann, V. Böhm, I. Zeidis, Vibration-driven mobile robots based on magneto-sensitive elastomers, in: *2011 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM)*, IEEE, 2011, pp. 730–735.
- [15] X. Zheng, K. M. Woepfel, A. Y. Griffith, E. Chang, M. J. Looker, L. E. Fisher, B. J. Clapsaddle, X. T. Cui, Soft conducting elastomer for peripheral nerve interface, *Advanced healthcare materials* 8 (2019) 1801311.
- [16] D. Li, J. Hyslip, T. Sussmann, S. Chrismer, *Railway geotechnics*, CRC Press, 2015.
- [17] X. Zhou, D. Yu, X. Shao, S. Zhang, S. Wang, Research and applications of viscoelastic vibration damping materials: A review, *Composite Structures* 136 (2016) 460–480.
- [18] T. R. Lin, N. H. Farag, J. Pan, Evaluation of frequency dependent rubber mount stiffness and damping by impact test, *Applied Acoustics* 66 (2005) 829–844.

-
- [19] S. Kaewunruen, A. M. Remennikov, Effect of improper ballast packing/tamping on dynamic behaviors of on-track railway concrete sleeper, *International Journal of Structural Stability and Dynamics* 7 (2007) 167–177.
- [20] L. Cacopardo, G. Mattei, A. Ahluwalia, A new load-controlled testing method for viscoelastic characterisation through stress-rate measurements, *Materialia* 9 (2020) 100552.
- [21] S. Oyadiji, G. Tomlinson, Characterization of the dynamic properties of viscoelastic elements by the direct stiffness and master curve methodologies, part 1: design of load frame and fixtures, *Journal of Sound and Vibration* 186 (1995) 623–647.
- [22] B. C. Chakraborty, D. Ratna, *Polymers for vibration damping applications*, Elsevier, 2020.
- [23] S. Kaewunruen, A. Remennikov, An alternative rail pad tester for measuring dynamic properties of rail pads under large preloads, *Experimental Mechanics* 48 (2008) 55–64.
- [24] A. Zbiciak, C. Kraśkiewicz, W. Oleksiewicz, C. Lipko, Viscoelastic dynamic models of resilient elements used in railway tracks, in: *MATEC Web of Conferences*, volume 86, EDP Sciences, 2016, pp. 10–15.
- [25] S. Kaewunruen, A. M. Remennikov, Sensitivity analysis of free vibration characteristics of an in situ railway concrete sleeper to variations of rail pad parameters, *Journal of Sound and Vibration* 298 (2006) 453–461.
- [26] J. Zhang, C. M. Richards, Parameter identification of analytical and experimental rubber isolators represented by maxwell models, *Mechanical systems and signal processing* 21 (2007) 2814–2832.
- [27] R. Arcos, J. Sans, J. Romeu, A. Clot, J. Cardona, M. Oregui, Methodology for the experimental evaluation of frequency response functions in the frame of railway-induced or construction-induced groundborne vibration, in: *Proceedings of EuroRegio 2016*, 2016, pp. 1–9.
- [28] A. Kilikevičius, J. Skeivalas, K. Kilikevičienė, J. Matijošius, Analysis of dynamic parameters of a railway bridge, *Applied Sciences* 9 (2019) 2545.

-
- [29] J. Park, S. Ahn, J. Kim, H.-I. Koh, J. Park, Direct determination of dynamic properties of railway tracks for flexural vibrations, *European Journal of Mechanics-A/Solids* 61 (2017) 14–21.
- [30] L. E. Ooi, Z. M. Ripin, Dynamic stiffness and loss factor measurement of engine rubber mount by impact test, *Materials & Design* 32 (2011) 1880–1887.
- [31] M. Oregui, M. Molodova, A. Núñez, R. Dollevoet, Z. Li, Experimental investigation into the condition of insulated rail joints by impact excitation, *Experimental Mechanics* 55 (2015) 1597–1612.
- [32] G. Toh, J. Gwon, J. Park, Determination of clamping force using bolt vibration responses during the tightening process, *Applied Sciences* 9 (2019) 5379.
- [33] F. Cosco, G. Serratore, F. Gagliardi, L. Filice, D. Mundo, Experimental characterization of the torsional damping in cfrp disks by impact hammer modal testing, *Polymers* 12 (2020) 493.
- [34] M. A. Peres, R. W. Bono, Modal testing and shaker excitation: setup considerations and guidelines, Technical Report, SAE Technical Paper, 2011.
- [35] M. Beijen, M. Heertjes, R. Voorhoeve, T. Oomen, Evaluating performance of multivariable vibration isolators: A frequency domain identification approach applied to an industrial avis, in: 2017 American Control Conference (ACC), IEEE, 2017, pp. 3512–3517.
- [36] C. Morison, A. Wang, O. Bewes, Methods for measuring the dynamic stiffness of resilient rail fastenings for low frequency vibration isolation of railways, their problems and possible solutions, *Journal of low frequency noise, vibration and active control* 24 (2005) 107–115.
- [37] G. O. Ozgen, F. Erol, A. C. Batihan, Dynamic stiffness-based test systems for viscoelastic material characterization: Design considerations, in: *Topics in Modal Analysis I*, Volume 5, Springer, 2012, pp. 287–297.
- [38] G. De Roeck, G. Degrande, G. Lombaert, G. Müller, Numerical modeling and experimental validation of ballasted, slab and paved-in tracks with recycled rubber elements (2011).

-
- [39] F. Puigvert Cobos, Realització d'un assaig quasi-estàtic per obtenir la rigidesa quasi-estàtica secant i el mòdul de young segons la normativa uni 11059 (2014).
- [40] G. Gloth, M. Sinapius, Analysis of swept-sine runs during modal identification, *Mechanical Systems and Signal Processing* 18 (2004) 1421–1441.
- [41] R. Pintelon, J. Schoukens, *System identification: a frequency domain approach*, John Wiley & Sons, 2012.
- [42] N. H. Chandra, A. S. Sekhar, Swept sine testing of rotor-bearing system for damping estimation, *Journal of Sound and Vibration* 333 (2014) 604–620.
- [43] A. Girard, L. Bugeat, Effect of sine sweep rate on modal parameter identification, in: *5th International Symposium on Environmental Testing for Space Programmes: The Netherlands, 15-17 June.*, volume 558, 2004, pp. 153–156.
- [44] S. Orlando, B. Peeters, G. Coppotelli, Improved frf estimators for mimo sine sweep data, in: *Proceedings of the ISMA 2008 International Conference on Noise and Vibration Engineering*, 2008, pp. 229–241.
- [45] N. Roy, M. Violin, E. Cavro, Sine sweep effect on specimen modal parameters characterization, *Advances in Aircraft and Spacecraft Science* 5 (2018) 187–204.
- [46] A. Castellani, G. Kajon, P. Panzeri, P. Pezzoli, Elastomeric materials used for vibration isolation of railway lines, *Journal of Engineering Mechanics - ASCE* 124 (1998) 614–621.
- [47] K. Shin, J. Hammond, *Fundamentals of signal processing for sound and vibration engineers*, John Wiley & Sons, 2008.
- [48] H. Vold, J. Crowley, G. T. Rocklin, New ways of estimating frequency response functions., *Sound & Vibration* 18 (1984) 34–38.
- [49] M. Joshua, A. Elliott, A. Moorhouse, In-situ determination of dynamic stiffness for resilient elements, in: *Congress and Conference Proceedings*, volume 251, Institute of Noise Control Engineering, 2015, pp. 508–519.
- [50] S. Nadeau, Y. Champoux, Application of the direct complex stiffness method to engine mounts, *Experimental Techniques* 24 (2000) 21–23.

-
- [51] B. Bloss, M. D. Rao, Measurement of damping in structures by the power input method, *Experimental techniques* 26 (2002) 30–32.
- [52] R. Arcos Villamarín, A. Clot Razquin, J. Romeu Garbí, Dynamic representation of excitation sources on construction-induced vibration problems based on multiple harmonic loads applied on the ground, in: *Proceedings of the INTER-NOISE 2017: 46th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering: taming noise and moving quiet*, August 27-30, 2017, Hong Kong, 2017, pp. 2351–2358.