

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 servei TDX (www.tesisenxarxa.net) 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 TDX. No s'autoritza la presentació del seu contingut en una finestra o marc aliè a TDX (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 servicio TDR (www.tesisenred.net) 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 TDR. No se autoriza la presentación de su contenido en una ventana o marco ajeno a TDR (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 TDX (www.tesisenxarxa.net) service 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 and availability from a site foreign to the TDX service. Introducing its content in a window or frame foreign to the TDX service is not authorized (framing). This 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

Universitat Politècnica de Catalunya
Departament d'Enginyeria Mecànica

Tesis Doctoral

**Contribución al estudio de las vibraciones producidas por
el contacto rueda-carril y su transmisión al entorno**

Presentada por

Jesús Otero Yugat

Para optar al título de

Doctor por la Universitat Politècnica de Catalunya

Directores

Dr. Jordi Martínez Miralles

Dra. María Antonia de los Santos López

Doctorado en Ingeniería Mecánica, Fluidos y Aeronáutica
Barcelona, Septiembre de 2009

A la memoria de mi padre

*Un padre que da consejos,
más que padre es un amigo.*

José Hernández. Martín Fierro.

El médico vio a Jean Valjean y habló con él. Cuando bajó, la portera le preguntó por el paciente.

-Está muy grave- dijo el doctor.

-¿Qué es lo que tiene?

-Todo y nada. Es un hombre que, según las apariencias, ha perdido a una persona querida.

Algunos mueren de eso.

-¿Qué os ha dicho?

-Que se sentía bien.

-¿Volveréis?

-Sí- respondió el doctor -aunque le haría mejor que otra persona, no yo, regresara.

Víctor Hugo. Los Miserables.

*Durme meu neno, durme
sen mais pranto,
que o tempo de chorar-e
vai pasando.*

*Durme meu neno, durme
colle forzas,
que a vida que che agarda
pide loita.*

Luar na lubre. Cantiga de berce.

Agradecimientos

En una ocasión, un hombre muy sabio y perspicaz dijo que es un error capital el teorizar antes de poseer datos. Ciertamente, es imposible alterar los hechos para encajarlos en las teorías, en vez de encajar las teorías en los hechos. El presente trabajo es una muestra fehaciente de ello. Hubiese sido impensable concebir este documento, sin la valiosa y generosa ayuda de quienes han permitido que las innumerables piezas de este rompecabezas, denominado “tesis doctoral”, se ajustaran correctamente. Ellos son los responsables directos de la génesis de estas breves líneas de gratitud.

Quiero mostrar mi eterno agradecimiento con los dos directores de esta tesis, María Antonia y Jordi, a quienes me atrevo a llamar por sus nombres y recordar como dos personas de gran calidad humana. Este trabajo doctoral le debe mucho a ellos, ya que son responsables del orden, precisión y claridad que se pueda hallar en él. Espero que puedan disculpar mis métodos de trabajo, mi estilo shakesperiano y homérico de escritura, así como también mis interminables preguntas y exhaustivas revisiones. Gracias por vuestra excelente orientación metodológica, vuestra correcta guía científica y académica, y vuestra asistencia en los momentos más complejos y arduos. Siempre recordaré su amistad, amabilidad y atención, incluso durante mis ataques de impaciencia por terminar la redacción de este documento.

Me gustaría agradecer al Dr. Salvador Cardona, por su acertada asesoría, su absoluta disposición, sus críticas constructivas, sugerencias y recomendaciones en algunos aspectos del desarrollo de este trabajo.

Agradezco también al Laboratori d’Enginyeria Acústica i Mecànica (LEAM) de la Universidad Politècnica de Catalunya, dirigido por el Dr. Jordi Romeu, por la contribución recibida en cuanto al modelado por elementos finitos de la losa intermedia de hormigón, empleado en la presente tesis doctoral.

Del mismo modo, quiero agradecer a Infraestructures Ferroviàries de Catalunya (IFERCAT) y a Gestió d’Infraestructures (GISA), ambas empresas públicas de la Generalitat

de Catalunya, por el soporte económico que me ha permitido disponer de una beca para la realización de la presente tesis doctoral. Igualmente, agradezco al Ministerio de Educación y Ciencia de España, por la ayuda recibida a través del proyecto de investigación TRA2004-02624/TREN, dentro del Plan Nacional de I+D+I del año 2004, la cual ha permitido disponer de la instrumentación necesaria para la realización de medidas experimentales.

Asimismo, agradezco al Ferrocarril Metropolitano de Barcelona (FCMB) y a Ferrocarrils de la Generalitat de Catalunya (FGC), por el acceso a las instalaciones de la red suburbana para la captación de medidas experimentales.

Respecto al plano personal, en primer lugar debo agradecer a Dios y a la Santa Virgen María por toda la iluminación recibida durante los últimos años. Muchas gracias por escuchar y atender a mis súplicas, por darme la sabiduría necesaria en los momentos difíciles y por estar siempre omnipresentes.

A mi padre, el gran ausente. A ti te lo debo todo, a ti te debo lo que soy. Sé que desde alguna parte ves, has visto y estarás viendo todo lo que hago, lo que digo y lo que siento. Siempre estás en mis pensamientos y en mi corazón. Eres mi mejor amigo, la persona que me enseñó el camino que debía seguir, quien me animó a comenzar la larga travesía de la vida, y quien me dio las palabras correctas en los momentos más cruciales de mi existencia. Te quiero y te extraño, papá. Donde quiera que estés, espero que sepas que te dedico, además de este trabajo, mi vida entera.

A María Victoria, mi pequeña hermana y mi angelito. Gracias por estar siempre conmigo en la distancia, por todas las tardes en las que me has hecho reír, por la dulzura y candidez de tu inocencia, y por ser motivo de más de una sonrisa cuando la oscuridad acechaba en el ocaso de mis días más difíciles.

No puedo olvidarme de toda mi familia paterna, de mi abuelo Remigio quien debe estar reunido con mi padre en algún bonito y afable lugar, de mi abuela Elvira, de mi madrina Carmen, de mi padrino Luis, de mi tío Remigio y de mi primo Juan Carlos. Moitas gracias polo seu apoio moral, carinho, consellos, axuda e a vosa voz de aliento dende lonxe.

A Rebeca, mi amada Afrodita, mi preciosa Calíope, mi paciente Penélope, mi venerada Tetis y mi adorada Calipso. Gracias por tu amor, ternura y afecto incondicional. Gracias por las noches en las que, como sirena de hermoso canto, me alentabas a tomar el timón de mi embarcación. Amor mío, futura esposa, tal como una vez escribió Pablo Neruda, quiero hacer contigo lo que la primavera hace con los cerezos.

De igual forma, extendiendo mi gratitud hacia Imma Pie, Maribel Galindo, Joaquim Veciana, Miquel Sararols, Laia Ferrer, Daniel Clos, Lluïsa Jordi, Rosa Pamies, Enrique Zayas, José Luis Tejedo, Jordi Cervantes. En general, a todo el personal docente y administrativo que conforma el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica de Cataluña, por su cálida acogida y su sincera hospitalidad.

Sería injusto olvidarme de todas aquellas personas que han dejado huella en mi ser, de los profesores y amigos de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Carabobo, así



como también de los compañeros que he conocido a lo largo del recorrido que constituye mi vida. A todos ellos, muchas gracias por su gentileza y amistad.

A la tierra donde naufragó mi padre cuando un tifón rompió sus velas. A la tierra que es desierto, selva, nieve y volcán. A la tierra con playas donde quedó mi niñez tendida al viento y al sol. A la tierra donde nació mi amada mujer con corazón, fuego y espuela. A Venezuela, gracias por darme veintitrés hermosos y valiosos años.

Vull fer explícit, també, el meu profund agraïment a Barcelona, a Catalunya i a Espanya. Gràcies per mostrar una manera diferent de veure el món, d'entendre la societat i d'apreciar el calor humà.

Resumen

La principal causa de las vibraciones generadas por la circulación de un tren reside en el contacto rueda-carril, concretamente en las fluctuaciones de la fuerza de contacto provocadas por las irregularidades del perfil de ruedas y carriles. De estas irregularidades destacan significativamente los planos de las ruedas y la rugosidad de los perfiles, ya que pueden ser responsables de altos niveles de vibración.

La medición experimental del estado dinámico de estas vibraciones requiere del empleo de un procedimiento de medición complejo. Adicionalmente, el conocimiento de la influencia de los diversos elementos de la vía en la generación y transmisión de la vibración al paso de un tren, es importante a la hora de diseñar y ejecutar nuevos trazados de ferrocarriles subterráneos, de cara a evaluar el impacto ambiental y para la selección de los tipos de vía más adecuados desde el punto de vista de sus características antivibratorias.

Por todo lo anterior, se ha desarrollado un modelo matemático que permite predecir la fuerza de contacto generada en la zona de interacción rueda-carril. La modelización incluye una caracterización de la vía ferroviaria y de sus elementos constitutivos, las características de la suspensión del coche, y el empleo de la teoría no lineal de Hertz para estudiar el contacto rueda-carril. A partir de la historia temporal de la fuerza de contacto rueda-carril, se obtienen registros descriptivos del comportamiento vibratorio de un tren que se desplaza a velocidad constante sobre la vía.

El registro temporal de vibración del carril al paso de una rueda se obtiene mediante una metodología de convolución de núcleo variable. Para ello ha sido necesario hallar las respuestas impulsionales de la vía, correspondientes a diferentes distancias entre un punto de excitación de vibraciones del carril y el punto donde se desea conocer la respuesta del mismo. La amplitud de desplazamiento del carril se determina a partir de la respuesta impulsional calculada mediante la receptancia de la vía. Por su parte, la velocidad de vibración en el carril se obtiene a través de la respuesta impulsional de la vía derivada de su movilidad. La respuesta frecuencial del sistema se calcula para el rango de frecuencias comprendido entre 10

y 400 Hz, adecuado para las bajas velocidades de desplazamiento, usuales en los ferrocarriles existentes en una vía suburbana.

En algunas redes metropolitanas se han instalado tramos en los cuales la vía se encuentra sostenida por una losa intermedia de concreto, sobre la cual es posible emplear cualquier tipo de vía. La presente tesis doctoral evalúa la influencia de la losa en la respuesta dinámica de la vía. Para ello se ha realizado una modelización de la misma, incorporándola al modelo de vía descrito.

El modelado de la losa se ha diseñado basándose en las características dimensionales y estructurales existentes en la Línea 9 de la red suburbana de Barcelona en fase de construcción, en la cual existen tramos con losas intermedias de hormigón, sobre las cuales se sitúa el carril con fijaciones tipo DFF (Direct Fixation Fastening) sin traviesas. De esta manera se estima la magnitud de vibración provocada al paso de una rueda, y se compara con la evolución temporal de la vibración obtenida para el caso en el que se considera que la vía está apoyada sobre una base rígida

En este trabajo se describe además, un análisis cuantitativo destinado a comparar el comportamiento de distintos tipos de vía, utilizadas usualmente en ferrocarriles suburbanos, en cuanto a la generación y transmisión de vibraciones a la base de la vía, considerando la influencia de las características de inercia, rigidez y amortiguamiento de cada tipo de vía. Específicamente, se estudia la vía convencional con balasto, la vía bloque, la vía con sistema de armamento IPA, la vía con losa flotante tipo Masivo R y la vía sin traviesas con fijación tipo DFF. Los resultados obtenidos mediante el modelo propuesto, se han validado mediante medidas experimentales efectuadas en distintas líneas del Ferrocarril Metropolitano de Barcelona para diversos tipos de vía.

La transmisión de las vibraciones generadas por el contacto rueda-carril en los trenes de un ferrocarril suburbano hacia el entorno del túnel y los edificios colindantes es a menudo causa de molestias para el vecindario. Por tal motivo, se propone en última instancia una metodología para estimar el nivel de vibración en la pared del túnel y en las zonas aledañas a la vía al paso de un tren. Esta metodología se basa en la utilización del modelo analítico que describe el comportamiento dinámico del sistema rueda-vía, y en la utilización de un modelo de propagación de las vibraciones desde la vía hacia la pared del túnel, ajustado experimentalmente.

Para comprobar la bondad de la estimación obtenida con el método de propagación propuesto, se han contrastado los resultados obtenidos a través de la simulación numérica con medidas obtenidas en diversas líneas del Ferrocarril Metropolitano de Barcelona en los últimos años. Estas medidas se han realizado mediante acelerómetros colocados en el carril, en el centro de la vía y en la pared, y corresponden a la velocidad de vibración en dirección vertical.

Abstract

The main cause of the vibrations generated due to the passage of a train lay in the wheel-rail contact, especially in the fluctuations of the contact force caused by the wheel and rail profile irregularities. Wheel flats and profile irregularities are most important, because they may be responsible for high levels of vibration.

The experimental measurement of the dynamic state of these vibrations requires the use of a complex measurement procedure. Additionally, the knowledge of the influence of railway elements in the generation and transmission of vibration when a train passes, is important during the design and implementation of new railway tracks, in order to assess the environmental impact and for selecting the most suitable type of track from the point of view of their antivibration characteristics.

For the foregoing reasons, a mathematical model has been developed, which predicts the normal force generated in the wheel-rail interaction contact area. The model includes a characterization of the railway and its constitutive elements, the characteristics of the suspension of the coach, and the nonlinear hertzian theory in order to study wheel-rail contact. From the time history of the wheel-rail contact force, is obtained the time history of the vibratory behavior generated due a train which travels with constant speed on the track.

The level of the rail vibration is obtained by means of a convolution method with variable kernel. It has been necessary to find the impulse responses of the track, corresponding to different distances between an excitation point of vibrations on the rail and the point of interest where the response is wanted to know. The displacement amplitude of the rail is determined from the impulse response calculated by the receptance of the track. Similarly, the velocity vibration is obtained through the impulse response of the track resulting from their mobility. The frequency response of the system is calculated for the frequency range between 10 and 400 Hz, suitable for low speeds of movement, used in the suburban railways.

In some metropolitan railways have been installed sections which the track is supported by an intermediate concrete slab, on which it can be used any kind of track. This thesis evaluates the influence of the slab in the dynamic response of the track. The slab has been modeled, incorporating it into the described track model.

The modeling of the slab has been designed based on the structural and dimensional characteristics existing in Line 9 of the suburban network of Barcelona, currently in the construction phase, in which there are sections with intermediate concrete slab, on which the rail is installed with DFF fixations (Direct Fixation Fastening) without sleepers. Therefore the magnitude of vibration caused by the passage of a wheel is estimated, and compared with the time history of vibration obtained for the case where track is supported by a rigid base.

This work also describes a quantitative analysis to compare the behavior of different types of track, usually used on suburban railways, about the generation and transmission of vibrations to the base of the track, considering the influence of inertia, stiffness and damping characteristics of each type of track. Specifically, it has been studied the conventional ballasted track, the track with two blocks, the IPA track, the track with Massive R floating slab and the track with DFF fixations and without sleepers. The results obtained using the proposed mode, have been validated by experimental measurements carried out in different lines of the metropolitan railway of Barcelona for various types of track.

The transmission of vibrations generated by wheel-rail contact in a railway tunnel to the surroundings and to adjacent buildings is often the cause of annoyance for the neighborhood. Therefore, it is proposed a methodology for estimating the level of vibration in the tunnel wall and in the vicinity of the track when a train passes. This methodology is based on an analytical model which describes the dynamic behavior of the wheel-track system, and on the use of a vibrations propagation model from the track to the tunnel wall, adjusted experimentally.

In order to check the validity of the obtained estimation with the proposed propagation method, it has been contrasted the results obtained through numerical simulation with measurements taken in various lines of the Metropolitan Railway of Barcelona in recent years. These measures have been made by accelerometers placed in the rail, in the center of the track and into the tunnel wall, and correspond to the velocity of vibration in the vertical direction.

Nomenclatura

a	semieje mayor del área elíptica de contacto rueda-carril
A_v	atenuación entre el carril y la base de la vía
b	semieje menor del área elíptica de contacto rueda-carril
c_B	amortiguamiento del balasto por unidad de longitud
c'_B	amortiguamiento de histéresis para el balasto
C_H	constante de elasticidad de Hertz linealizada
c_c	amortiguamiento del carril en el modelo de vía de dos grados de libertad
c_r	amortiguamiento de la suspensión primaria del coche
c_t	amortiguamiento de las traviesas en el modelo de vía de dos grados de libertad
c_T	amortiguamiento de los elementos bajo carril por unidad de longitud
c'_T	amortiguamiento de histéresis para los elementos bajo carril
c_v	amortiguamiento del modelo de vía de un grado de libertad
d	profundidad del plano de una rueda
d_B	separación entre las dos ruedas de un mismo bogie
D_C	distancia entre los puntos de contacto de ambos carriles
d_t	distancia entre el centro de la vía y el hastial del túnel
E	módulo de Young del carril
E_H	módulo de Young del hormigón
F	fuerza normal de contacto rueda-carril
f	frecuencia

f_0 coche	frecuencia propia de la suspensión del coche
f_{fw}	frecuencia de acotado del filtro de ponderación en frecuencia
f_{hp}	frecuencia de acotado del filtro Butterworth paso alto de segundo orden
f_{lp}	frecuencia de acotado del filtro Butterworth paso bajo de segundo orden
$f_{L,i}$	frecuencia propia modal de la losa de concreto
F_T	fuerza transmitida a la base de la vía
g	aceleración de gravedad
G	módulo de rigidez para la rueda y el carril
h	respuesta impulsional de la vía
h_{12}	respuesta impulsional cruzada de la vía
H_{AcFil}	función de transferencia del filtro de la señal de aceleración vertical de vibración
h_{FIR}	respuesta impulsional del filtro FIR para la movilidad
H_{FIR}	respuesta frecuencial del filtro FIR para la movilidad
H_{fw}	respuesta frecuencial del filtro de ponderación en frecuencia
H_{hp}	respuesta frecuencial del filtro Butterworth paso alto de segundo orden
H_{lp}	respuesta frecuencial del filtro Butterworth paso bajo de segundo orden
h_L	espesor de la losa de concreto
I	momento del área de la sección del carril
I_H	módulo resistente a la flexión de la losa
j	$\sqrt{-1}$
k	coeficiente complejo de propagación de de vibraciones a lo largo de la vía
k_1	coeficiente geométrico de la Teoría de Hertz
k_2	coeficiente geométrico de la Teoría de Hertz
k_3	coeficiente del comportamiento elástico del material de la Teoría de Hertz
k_B	rigidez del balasto por unidad de longitud
k_c	rigidez del carril en el modelo de vía de dos grados de libertad
K_H	constante de elasticidad no lineal de Hertz
$k_{L,i}$	rigidez modal de la losa de concreto
k_r	rigidez de la suspensión primaria del coche
k_t	rigidez de las traviesas en el modelo de vía de dos grados de libertad
k_T	rigidez de los elementos bajo carril por unidad de longitud
k_v	rigidez del modelo de vía de un grado de libertad



l	longitud del plano de una rueda
L	separación entre fijaciones
L_{aw}	nivel de inmisión de vibraciones
$L_{aw,cor}$	nivel de inmisión de vibraciones corregido
$L_{aw,res}$	nivel de inmisión de vibraciones residuales
m_c	masa efectiva del carril en el modelo de vía de dos grados de libertad
m_{coche}	masa de un coche
M_L	masa total de la losa
$m_{L,i}$	masa reducida modal de la losa de concreto
m_r	masa de una rueda
m_t	masa efectiva de las traviesas en el modelo de vía de dos grados de libertad
m_T	masa de los elementos bajo carril por unidad de longitud
m_v	masa efectiva de la vía en el modelo de vía de un grado de libertad
M	movilidad vertical de la vía
P	peso de un coche
\bar{P}_{tren}	potencia media de la señal de vibración del tren
r	radio de una rueda
R	receptancia de la vía
R_{12}	receptancia cruzada de la vía
R_1	radio de curvatura principal máximo del carril en el punto de contacto
R_2	radio de curvatura principal máximo de la rueda en el punto de contacto
R'_1	radio de curvatura principal mínimo del carril en el punto de contacto
R'_2	radio de curvatura principal mínimo de la rueda en el punto de contacto
R_L	receptancia de la losa de concreto
s_t	altura del punto de medición del hastial del túnel
S	sección transversal del carril
t	tiempo
T_R	constante de tiempo considerada para la ponderación exponencial del registro
TF	transformada de Fourier
v	velocidad de desplazamiento del tren
W	carga estática aportada por el peso propio del coche
W_m	factor de ponderación para cada banda de 1/3 de octava

x	coordenada longitudinal
y_c	desplazamiento vertical del carril
\dot{y}_c	velocidad de desplazamiento vertical del carril
y_{c0}	posición vertical de equilibrio del carril
y_G	desplazamiento vertical de la rueda
\dot{y}_G	velocidad de desplazamiento vertical de la rueda
y_{G0}	posición vertical de equilibrio de la rueda
\dot{y}_L	velocidad vertical de vibración en la base de la vía
\ddot{y}_L	aceleración vertical de vibración en la base de la vía
Y_L	movilidad mecánica de una losa de concreto
y_{RMS}	valor eficaz de la señal de vibración
y_t	desplazamiento vertical de las traviesas
\dot{y}_t	velocidad de desplazamiento vertical de las traviesas
y_{t0}	posición vertical de equilibrio de las traviesas
Z_F	impedancia de la fijación
Z_L	impedancia de la losa de concreto
α	coeficiente de atenuación del material
γ	coeficiente de atenuación geométrica
δ	deformación conjunta rueda-carril
$\delta(t)$	función impulso o delta de Dirac
δ_0	deformación conjunta rueda-carril estática
ε	perfil de irregularidad de la rueda
$\varepsilon_{L,i}$	factor de normalización de la losa
ζ_{coche}	razón de amortiguamiento del coche
η_L	factor de pérdidas de la losa de concreto
θ	ángulo formado entre el plano que contiene la curvatura principal del carril y el plano con la curvatura principal de la rueda
μ_B	factor de pérdidas del balasto
μ_T	factor de pérdidas de los elementos bajo carril
ρ	densidad del carril
ρ_H	densidad del hormigón
ν	módulo de Poisson para la rueda y el carril



ν_H	módulo de Poisson del hormigón
Φ_{mn}	amplitud de desplazamiento de la losa correspondiente al modo mn
ψ_0^2	potencia media de la señal de vibración en el centro del bogie
ψ_P^2	potencia media de la señal de vibración en el punto de cálculo del hastial del túnel
ω	frecuencia angular

Índice

	Pág
Agradecimientos	i
Resumen	v
Abstract	vii
Nomenclatura	ix
CAPÍTULO I: Introducción	1
1.1. Justificación	1
1.2. Objetivos	2
1.3. Estructura de la tesis	4
CAPÍTULO II: Estado del arte	7
2.1. Dinámica del contacto rueda-carril	8
2.1.1. Modelización de la vía	8
2.1.2. Modelización de la fuerza normal de contacto	10
2.1.3. Modelos de la dinámica lateral y longitudinal	19
2.1.4. Perfil de irregularidad de una rueda	25
2.2. Modelos de losas de concreto	27

2.3.	Modelos de transmisión de vibraciones hacia el túnel	28
2.4.	Técnicas de detección y análisis de vibración	30
CAPÍTULO III: Modelo de generación de la fuerza de contacto		33
3.1.	Modelo de vía	34
3.1.1.	Descripción del carril	35
3.1.2.	Receptancia de la vía	37
3.1.2.1.	Modelo con parámetros uniformemente distribuidos	37
3.1.2.2.	Modelo con parámetros discretos	39
3.2.	Caracterización de la suspensión del coche	40
3.3.	Modelo equivalente de vía	43
3.3.1.	Hipótesis	43
3.3.2.	Modelo de vía con un grado de libertad	44
3.3.3.	Modelo de vía con dos grados de libertad	45
3.4.	Modelo de la fuerza normal de contacto rueda-carril	47
3.4.1.	Teoría no lineal de Hertz	48
3.4.2.	Fuerza de contacto rueda-carril	51
3.4.2.1.	Rueda ideal perfectamente lisa	52
3.4.2.2.	Rueda con un plano en su periferia	53
3.4.2.3.	Rueda con un perfil de irregularidad aleatorio	55
3.4.3.	Teoría linealizada de Hertz	57
CAPÍTULO IV: Estimación del nivel de vibración en el carril		61
4.1.	Caracterización dinámica de la vía	61
4.1.1.	Receptancia cruzada de la vía	62
4.1.2.	Movilidad de la vía	64
4.1.3.	Respuesta impulsional de la vía	67
4.2.	Determinación del desplazamiento vertical del carril	68
4.2.1.	Desplazamiento vertical del carril al paso de una rueda	69
4.2.1.1.	Rueda ideal perfectamente lisa	71
4.2.1.2.	Rueda con un plano en su periferia	71



4.2.1.3.	Rueda con un perfil de irregularidad aleatorio	72
4.2.2.	Desplazamiento vertical del carril al paso de un bogie	73
4.3.	Determinación de la velocidad de desplazamiento vertical del carril. Validación y verificación experimental	76
CAPÍTULO V: Influencia de la dinámica de la base en el comportamiento dinámico de la vía		81
5.1.	Modelado de la losa intermedia	82
5.1.1.	Modelo de placa rectangular	82
5.1.2.	Modelo de losa infinita	82
5.1.3.	Modelo de losa finita	83
5.2.	Modelo de una vía apoyada sobre una losa	84
5.3.	Determinación del comportamiento dinámico de una vía apoyada sobre una losa intermedia	86
5.3.1.	Determinación de la dinámica de la vía apoyada sobre una losa infinita	86
5.3.2.	Determinación de la dinámica de la vía apoyada sobre una losa finita	87
CAPÍTULO VI: Evaluación de las prestaciones de diferentes tipos de vía		95
6.1.	Vibración en la base de la vía y atenuación de la vía	99
6.2.	Vía convencional con balasto	101
6.2.1.	Aspectos constructivos	101
6.2.2.	Comportamiento dinámico de la vía	102
6.3.	Vía bloque	103
6.3.1.	Aspectos constructivos	103
6.3.2.	Comportamiento dinámico de la vía	104
6.4.	Vía con sistema de armamento IPA	105
6.4.1.	Aspectos constructivos	105
6.4.2.	Comportamiento dinámico de la vía	106
6.5.	Vía con losa flotante	107

6.5.1.	Aspectos constructivos	107
6.5.2.	Comportamiento dinámico de la vía	108
6.6.	Vía DFF	109
6.6.1.	Aspectos constructivos	109
6.6.2.	Comportamiento dinámico de la vía	110
6.7.	Validación experimental	111
6.8.	Comparación de los diferentes tipos de vía	112
CAPÍTULO VII: Niveles de vibración en el entorno de la vía		115
7.1.	Modelo para estimar la velocidad de vibración presente en la pared del túnel	115
7.1.1.	Descripción del modelo	115
7.1.2.	Potencia de la velocidad vertical de vibración presente en la base de la vía	117
7.1.3.	Potencia de la velocidad vertical de vibración presente en la pared del túnel	117
7.1.4.	Potencia de la velocidad vertical de vibración producida al paso de un tren	119
7.1.5.	Valor eficaz de la velocidad vertical de vibración presente en la pared del túnel	120
7.2.	Nivel de vibración en la pared del túnel al paso de un tren suburbano	121
7.2.1.	Resultados del modelo para un tren de la Línea 11 y comparación con medidas experimentales	122
7.2.2.	Resultados del modelo para un tren de la Línea 3 y comparación con medidas experimentales	126
7.3.	Nivel de vibración en el entorno de la vía según la normativa y legislación vigente	130
7.3.1.	Cálculo del nivel de vibración en edificaciones aledañas a una vía metropolitana	132



CAPÍTULO VIII: Conclusiones y futuras líneas de trabajo	137
8.1. Conclusiones	137
8.2. Aportaciones	141
8.3. Futuras líneas de trabajo	142
Referencias bibliográficas	147
ANEXO A: Niveles de vibración en el entorno de la vía. Normativa y legislación actual	157
A.1. Estimación del nivel de inmisión de vibraciones en la pared del túnel	158
A.2. Determinación de los niveles de vibración en edificaciones cercanas a una vía suburbana	160
A.2.1. Nivel de vibración en una edificación próxima a una vía ferroviaria	163

Índice de figuras

Pág

CAPÍTULO II: Estado del arte

Figura 2.1. a. Modelo de vía con traviesas uniformemente distribuidas. b. Modelo de traviesas distribuidas de forma discreta.	9
Figura 2.2. Esquematización del contacto normal rueda-carril.	11
Figura 2.3. Vistas frontal y lateral de la zona de contacto rueda-carril.	11
Figura 2.4. Área de contacto rueda-carril.	12
Figura 2.5. Situación de las coordenadas generalizadas y de la deformación conjunta.	13
Figura 2.6. Geometría de contacto para la aplicación de la teoría de Boussinesq–Cerruti.	16
Figura 2.7. Esquematización del método DPRS.	18
Figura 2.8. Ejemplo de la relación entre las fuerzas tangenciales y los pseudodeslizamientos.	20
Figura 2.9. Área elíptica de deslizamiento y adhesión.	21
Figura 2.10. Fuerzas de contacto rueda-carril en tramos rectos y en condiciones estáticas.	21
Figura 2.11. Ángulo de deriva formado durante la circulación en tramos curvos.	22

Figura 2.12. Perfil de irregularidad con fase aleatoria de una rueda.	26
Figura 2.13. Sistema experimental de medida de un perfil de irregularidad de una rueda.	26
Figura 2.14. Perfil de irregularidad de una rueda medido experimentalmente.	27
Figura 2.15. Situación de un bogie respecto a un punto de cálculo en la pared de túnel.	28
Figura 2.16. Disposición del acelerómetro debajo del carril y del sensor extensiométrico en el alma del carril.	30
 CAPÍTULO III: Modelo de generación de la fuerza de contacto	
Figura 3.1. Posición relativa de la excitación en el modelo de parámetros discretos.	36
Figura 3.2. Receptancia vertical de la vía en el punto de excitación según el modelo de parámetros uniformemente distribuidos. a. Módulo. b. Fase.	38
Figura 3.3. Receptancia vertical de la vía en el punto de excitación según el modelo de parámetros discretos. a. Módulo. b. Fase.	39
Figura 3.4. Comparación de la receptancia vertical de la vía. a. Módulo. b. Fase.	40
Figura 3.5. Separación entre los bogies de un tren convencional.	40
Figura 3.6. Modelo de suspensión primaria del coche y ejemplos de soluciones técnicas.	42
Figura 3.7. Análisis con un modelo de vía de un grado de libertad.	44
Figura 3.8. Análisis con un modelo de vía de dos grados de libertad.	45
Figura 3.9. Comparación de la receptancia vertical de la vía determinada a partir del modelo de vía continua y del análisis modal. a. Amplitud. b. Fase.	47
Figura 3.10. Idealización de los sólidos en contacto.	48
Figura 3.11. Geometría del área de contacto rueda-carril.	49
Figura 3.12. Situación del perfil de irregularidad en el contacto rueda-carril.	51
Figura 3.13. Fuerza debida al contacto de una rueda lisa sobre el carril.	52
Figura 3.14. Desplazamientos verticales asociados al contacto de una rueda lisa sobre el carril. a. Centro de gravedad de la rueda. b. Carril.	52
Figura 3.15. Perfil de una rueda con un plano en su superficie.	53
Figura 3.16. Perfil de un plano con una profundidad de 2,15 mm.	54



Figura 3.17. Fuerza debida al contacto de una rueda con un plano sobre el carril.	54
Figura 3.18. Desplazamientos verticales asociados al contacto de una rueda con un plano sobre el carril. a. Centro de gravedad de la rueda. b. Carril.	55
Figura 3.19. Perfil de irregularidad con fase aleatoria de una rueda.	56
Figura 3.20. Fuerza debida al contacto de una rueda de irregularidad aleatoria sobre el carril.	57
Figura 3.21. Desplazamientos verticales asociados al contacto de una rueda de irregularidad aleatoria sobre el carril. a. Centro de gravedad de la rueda. b. Carril.	57
Figura 3.22. Fuerza debida al contacto de una rueda con un plano sobre el carril según la formulación lineal de Hertz.	59
Figura 3.23. Comparación de la fuerza de contacto rueda-carril. a. Teoría no lineal de Hertz. b. Formulación linealizada.	59
Figura 3.24. Desplazamientos verticales asociados al contacto de una rueda con un plano sobre el carril según la formulación lineal de Hertz. a. Centro de gravedad de la rueda. b. Carril.	60
 CAPÍTULO IV: Estimación del nivel de vibración en el carril	
Figura 4.1. Fuerza armónica aplicada en P_2 y deflexión del carril experimentada en P_1 .	62
Figura 4.2. Receptancia cruzada de la vía según el modelo de parámetros uniformemente distribuidos. a. $x = 0,5$ m. b. $x = 1$ m.	63
Figura 4.3. Receptancia cruzada de la vía según el modelo de parámetros uniformemente distribuidos. a. $x = 1,5$ m. b. $x = 2$ m.	63
Figura 4.4. Filtro de respuesta impulsional finita Bessel-Kaiser. a. Dominio temporal. b. Módulo en el dominio frecuencial.	66
Figura 4.5. Movilidad cruzada de la vía según el modelo de traviesas uniformemente distribuidas. a. Punto de excitación. b. $x = 2$ m.	66
Figura 4.6. Respuesta impulsional de la vía calculada a partir de la receptancia. a. Punto de excitación. b. $x = 2$ m.	68
Figura 4.7. Respuesta impulsional de la vía calculada a partir de la movilidad. a. Punto de excitación. b. $x = 2$ m.	68

Figura 4.8. Deflexión experimentada por el carril al paso de una rueda.	70
Figura 4.9. Deflexión del carril durante el paso de una rueda perfectamente lisa.	71
Figura 4.10. Deflexión del carril durante el paso de una rueda con un plano en su periferia.	72
Figura 4.11. Deflexión del carril durante el paso de una rueda con perfil de irregularidad aleatorio.	72
Figura 4.12. Deflexión evidenciada en el carril al paso de un bogie.	74
Figura 4.13. Deflexión del carril durante el paso de un bogie con ruedas perfectamente lisas.	74
Figura 4.14. Deflexión del carril durante el paso de un bogie con ruedas con un plano en su periferia.	75
Figura 4.15. Deflexión del carril durante el paso de un bogie con ruedas de irregularidad aleatoria.	75
Figura 4.16. Velocidad vertical de vibración del carril captada al paso de un tren. a. Señal sin filtrar. b. Señal filtrada.	77
Figura 4.17. Ampliación de una señal de velocidad de vibración sin filtrar.	77
Figura 4.18. Velocidad vertical de vibración obtenida al paso de una rueda con un plano en su periferia.	78
Figura 4.19. Perfil de irregularidad real de una rueda.	79
Figura 4.20. Velocidad vertical de vibración obtenida al paso de un bogie con un perfil de irregularidad captado experimentalmente.	79

CAPÍTULO V: Influencia de la dinámica de la base en el comportamiento dinámico de la vía

Figura 5.1. Sección transversal y geometría de la losa intermedia de hormigón.	82
Figura 5.2. Fuerza transmitida aplicada a una losa infinita.	83
Figura 5.3. Modelo discreto de una vía instalada sobre una losa intermedia de concreto.	85
Figura 5.4. Receptancia vertical del conjunto vía-losa infinita. a. Módulo. b. Fase.	87
Figura 5.5. Comparación de la receptancia vertical de la vía apoyada sobre una losa. a. Módulo. b. Fase.	87



Figura 5.6. Modos propios de vibración de la losa de hormigón. a. Primer modo propio (23 Hz). b. Segundo modo propio (23,6 Hz).	88
Figura 5.7. Modos propios de vibración de la losa de hormigón. a. Tercer modo propio (26 Hz). b. Cuarto modo propio (30,7 Hz).	88
Figura 5.8. Modos propios de vibración de la losa de hormigón. a. Quinto modo propio (38,2 Hz). b. Sexto modo propio (48,8 Hz).	88
Figura 5.9. Modos propios de vibración de la losa de hormigón. a. Séptimo modo propio (52,3 Hz). b. Octavo modo propio (54,3 Hz).	89
Figura 5.10. Colocación de los acelerómetros en una vía con losa intermedia.	90
Figura 5.11. Comparación de los espectros de vibración de una losa intermedia.	91
Figura 5.12. Receptancia vertical de la losa obtenida para las dos condiciones de estudio. a. Superposición de los modos longitudinales. b. Superposición de los ocho modos propios.	92
Figura 5.13. Receptancia vertical del conjunto vía-losa finita en el punto de medida. a. Módulo. b. Fase.	92
Figura 5.14. Comparación de la receptancia vertical de la vía apoyada sobre una losa. a. Módulo. b. Fase.	93
Figura 5.15. Deformación vertical del carril de una vía DFF. a. Vía apoyada sobre una base rígida. b. Vía apoyada sobre una losa finita	93
 CAPÍTULO VI: Evaluación de las prestaciones de diferentes tipos de vía	
Figura 6.1. Clasificación general de los diferentes tipos de vía.	96
Figura 6.2. Perfil de irregularidad real de la rueda.	99
Figura 6.3. Topologías constructivas de las traviesas. a. Traviesas de dos bloques con riostra. b. Traviesas de dos bloques con rótulas. c. Traviesas monobloque. d. Semitraviesas.	101
Figura 6.4. Módulo de la receptancia de una vía clásica con balasto y traviesas monobloque.	102
Figura 6.5. Comportamiento dinámico de una vía clásica con balasto y traviesas monobloque. a. Fuerza de contacto rueda-carril. b. Atenuación carril-base.	103
Figura 6.6. Sección transversal de una vía bibloque.	103

Figura 6.7. Módulo de la receptancia de una vía bloqueada.	104
Figura 6.8. Comportamiento dinámico de una vía bloqueada. a. Fuerza de contacto rueda-carril. b. Atenuación carril-base.	105
Figura 6.9. Sección transversal de una vía con sistema de armamento IPA.	106
Figura 6.10. Módulo de la receptancia de una vía con sistema de armamento IPA.	106
Figura 6.11. Comportamiento dinámico de una vía con sistema de armamento IPA. a. Fuerza de contacto rueda-carril. b. Atenuación carril-base.	107
Figura 6.12. Sección transversal de una vía con losa flotante tipo Massivo R.	107
Figura 6.13. Módulo de la receptancia de una vía con losa flotante tipo Massivo R.	108
Figura 6.14. Comportamiento dinámico de una vía con losa flotante tipo Massivo R. a. Fuerza de contacto rueda-carril. b. Atenuación carril-base.	109
Figura 6.15. Sección transversal de una vía DFF.	109
Figura 6.16. Módulo de la receptancia de una vía DFF.	110
Figura 6.17. Comportamiento dinámico de una vía DFF. a. Fuerza de contacto rueda-carril. b. Atenuación carril-base.	111
Figura 6.18. Comparación de la atenuación carril-base para una vía DFF. a. Resultados experimentales de la Línea 11. b. Atenuación carril-base mediante simulación.	112
Figura 6.19. Comparación de la atenuación carril-base para diversos tipos de vía.	113
 CAPÍTULO VII: Niveles de vibración en el entorno de la vía	
Figura 7.1. Posición del bogie respecto al punto de cálculo en la pared de túnel.	116
Figura 7.2. Ubicación del punto de cálculo en la pared de túnel. a. Vía apoyada sobre un medio rígido. b. Vía apoyada sobre una losa intermedia de hormigón.	118
Figura 7.3. Situación del paso de un tren completo por el punto de cálculo.	120
Figura 7.4. Situación geográfica de la estación Torre Baró-Vallbona de la Línea 11.	122
Figura 7.5. Perfil real de rueda con irregularidad moderada.	123
Figura 7.6. Historia temporal de la dinámica de contacto rueda-carril. a. Fuerza de contacto rueda-carril. b. Velocidad vertical de vibración en la base de la vía.	124
Figura 7.7. Potencia de la velocidad vertical de vibración en la pared del túnel al paso de un bogie.	124



Figura 7.8. Velocidad vertical de vibración en la pared del túnel al paso de un tren. a. Potencia. b. Valor eficaz.	125
Figura 7.9. Valor eficaz de la velocidad de vibración hallada experimentalmente para diversos pasos de un mismo tren de pruebas.	125
Figura 7.10. Situación geográfica de la estación Palau Reial de la Línea 3.	126
Figura 7.11. Registros experimentales de aceleración vertical de vibración. a. Pie de carril. b. Hastial de túnel.	126
Figura 7.12. Perfil real de rueda con irregularidad severa.	127
Figura 7.13. Historia temporal de la dinámica de contacto rueda-carril. a. Fuerza de contacto rueda-carril. b. Velocidad vertical de vibración en la base de la vía.	127
Figura 7.14. Aceleración vertical de vibración presente en la losa infinita al paso de una rueda.	128
Figura 7.15. Potencia de la aceleración vertical de vibración en la pared del túnel al paso de un bogie.	128
Figura 7.16. Aceleración vertical de vibración en la pared del túnel al paso de un tren. a. Potencia. b. Valor eficaz.	129
Figura 7.17. Vibración medida experimentalmente en la pared del túnel al paso de un tren. a. Aceleración vertical sin componente continua. b. Valor eficaz.	129
Figura 7.18. Comparación del valor eficaz de la aceleración de vibración presente en la pared de túnel.	130
Figura 7.19. Aceleración vertical de vibración presente en la losa infinita al paso de una rueda. a. Señal sin filtrar. b. Señal filtrada.	131
Figura 7.20. Aceleración vertical de vibración filtrada en la pared del túnel al paso de un tren. a. Potencia. b. Valor eficaz.	131
Figura 7.21. Historia temporal del nivel de inmisión de vibraciones en el hastial del túnel al paso de un tren.	132
Figura 7.22. Curva base del nivel de inmisión de vibraciones para trenes ligeros a 60 km/h.	133
Figura 7.23. Situación de un edificio aledaño a la vía subterránea.	134

ANEXO A: Niveles de vibración en el entorno de la vía. Normativa y legislación actual

Figura A.1. Curvas de atenuación de vibraciones.	161
Figura A.2. Respuesta humana a las vibraciones presentes en una vivienda.	162

Índice de tablas

	Pág
CAPÍTULO III: Modelo de generación de la fuerza de contacto	
Tabla 3.1. Parámetros de vía utilizados en el modelo distribuido.	38
Tabla 3.2. Masa de los coches de los trenes metropolitanos de Barcelona.	41
Tabla 3.3. Parámetros m , n y λ para el análisis del contacto hertziano rueda-carril.	50
CAPÍTULO V: Influencia de la dinámica de la base en el comportamiento dinámico de la vía	
Tabla 5.1. Parámetros de la losa intermedia de hormigón y de la vía.	86
Tabla 5.2. Caracterización modal de la losa de hormigón.	89
Tabla 5.3. Ubicación de los acelerómetros en una vía con losa intermedia.	90
CAPÍTULO VI: Evaluación de las prestaciones de diferentes tipos de vía	
Tabla 6.1. Valores estimados de los parámetros de vía de acuerdo a la fijación usada.	98
Tabla 6.2. Resultados de la respuesta dinámica de los diversos tipos de vía analizados.	113

CAPÍTULO VII: Niveles de vibración en el entorno de la vía

Tabla 7.1. Valores del coeficiente de atenuación geométrica.	119
Tabla 7.2. Valores del coeficiente de atenuación del material.	119
Tabla 7.3. Nivel de inmisión de vibraciones en diferentes localidades del edificio receptor.	134

ANEXO A: Niveles de vibración en el entorno de la vía. Normativa y legislación actual

Tabla A.1. Valores límites de inmisión de vibraciones.	158
Tabla A.2. Valores del factor de ponderación W_m .	159
Tabla A.3. Factores de ajuste a la curva base de propagación.	163

CAPÍTULO I

Introducción

La presente tesis doctoral titulada “*Contribución al estudio de las vibraciones producidas por el contacto rueda-carril y su transmisión al entorno*”, se encuentra enmarcada en la línea de investigación de Vibraciones Mecánicas, que se lleva a cabo en el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica de Cataluña.

Este primer capítulo expone la justificación científica y tecnológica que ha motivado la realización de la presente investigación, así como también su alcance y viabilidad. Asimismo, se enumeran los objetivos planteados y se expone la estructura de la tesis.

1.1. JUSTIFICACIÓN.

Las vibraciones causadas por la circulación de un tren a lo largo de una vía ferroviaria, pueden originar molestias en las zonas cercanas a la misma, así como también deterioros en las diferentes partes que la conforman. Por tal motivo, se monitorizan aquellos componentes que son susceptibles a la aparición y generación de un comportamiento vibratorio, con la finalidad de vigilar que no se excedan los niveles máximos de vibración permitidos por la normativa y legislación vigente.

La modelización del entorno ferroviario permite obtener simulaciones, mediante las cuales se puede predecir la amplitud de vibración existente ante una excitación con características específicas. De esta forma es posible elaborar un análisis que permite realizar medidas preventivas, a fin de evitar probables desperfectos e imperfecciones, y en consecuencia las futuras molestias derivadas de los mismos. Así pues, se justifica el diseño de un modelo global en el que se consideren los parámetros más relevantes de la vía y del tren, y que además permita estudiar la influencia de cada componente individual de la vía.

La mayoría de los estudios destinados al análisis de las vibraciones producidas al paso de un tren metropolitano, se han basado en el empleo de metodologías cuantitativas destinadas a la determinación aproximada y separada del comportamiento dinámico del sistema formado

por la vía, el tren y el túnel, en el caso de ferrocarriles suburbanos. Sin embargo, en ninguna de estas investigaciones se ha considerado la posibilidad de analizar en conjunto la influencia de todo el entorno ferroviario, teniendo además en cuenta las características del medio sobre el cual se apoya la vía.

Sobre la base de las generalizaciones anteriores, resulta viable la utilización de un modelo que permita examinar las diferentes causas y consecuencias, asociadas con la generación y la transmisión de vibraciones en una red suburbana. Caracterizando para ello, la vía con las fijaciones y su base, la suspensión de los bogies, el contacto rueda-carril teniendo en cuenta el perfil de irregularidad y la presencia de planos incipientes en la rueda, así como también los mecanismos de propagación hasta las paredes del túnel.

Por todo lo anterior, la presente tesis doctoral está encaminada hacia el diseño, optimización y aplicación de un modelo global de vía que permita hallar la historia temporal de la vibración generada al paso de un tren y las vibraciones transmitidas al entorno. Entre las prestaciones del modelo desarrollado, se pueden destacar:

- La determinación del estado dinámico de fuerza normal de contacto producido al paso, a velocidad constante, de una rueda con un perfil de irregularidad específico.
- La estimación de las vibraciones producidas en un punto del carril, como consecuencia del perfil de irregularidad de una rueda y tomando en cuenta el tipo de imperfección, la distancia entre el punto de contacto rueda-carril y el punto de interés, el tipo de fijación empleada y las propiedades de la base de la vía.
- La estimación de la influencia del terreno y de la base de la vía en la generación y transmisión de vibraciones.
- La comparación de la capacidad atenuadora de diversos tipos de vía, con la finalidad de poder seleccionar la más adecuada de acuerdo a las necesidades del trazado ferroviario y a las condiciones de funcionamiento.
- El estudio de la propagación de las vibraciones producidas por el contacto rueda-carril hasta el hastial del túnel, como paso previo al estudio de la propagación en el entorno del túnel.

1.2. OBJETIVOS.

La presente tesis doctoral tiene como objetivo diseñar un modelo global para estudiar las vibraciones que se generan en el contacto rueda-carril al paso de un tren, y los diversos mecanismos de transmisión de las mismas hacia el entorno; así como también evaluar las condiciones de generación y transmisión de los diferentes elementos del sistema, teniendo en cuenta para ello todos los elementos constitutivos de la vía ferroviaria.

Para poder conseguir este objetivo general se ha empleado una metodología basada en el cumplimiento de los siguientes objetivos específicos:



- Definir las variables relacionadas con la generación y transmisión de vibraciones, así como también las magnitudes a considerar en la elaboración del presente estudio.

Diversas publicaciones han hecho énfasis en la necesidad de precisar correctamente las variables involucradas durante el análisis del comportamiento vibratorio de una vía, con la finalidad de obtener unas adecuadas condiciones de simulación y validación. En este punto, se ha delimitado el conjunto de propiedades que facilita la caracterización del sistema ferroviario, así como también la posterior simulación.

- Diseñar un modelo de contacto rueda-carril, que permita abarcar los fenómenos dinámicos de la vía así como también los sistemas de suspensión del bogie.

La dinámica del sistema rueda-carril durante la operatividad del sistema, ha sido objeto de estudio a través de una amplia diversidad de investigaciones y teorías. Por consiguiente, se ha partido de modelos establecidos, considerando las características de la rueda y de la vía y de las modelizaciones diferenciadas del sistema en estudio.

- Desarrollar un algoritmo de simulación basado en un análisis en el dominio temporal y frecuencial, que sea capaz de predecir el comportamiento vibratorio durante el paso de un tren en la pared de un túnel.

El algoritmo desarrollado ha sentado las bases para la simulación de la generación de vibraciones debida al citado contacto, además de la evaluación de los mecanismos de transmisión de las mismas hacia el hastial del túnel.

- Analizar las características e influencia de la impedancia existente en las losas de concreto presentes en algunos tramos de la red ferroviaria.

Para determinados sistemas ferroviarios las vías se fijan a una losa de concreto, cuyas características afectan a la transmisión y generación de las vibraciones originadas en el contacto rueda-carril. Se ha realizado un análisis de la influencia de las mismas, modelizando para ello la losa y acoplando dicho modelo al terreno.

- Validar y verificar las teorías y modelizaciones que se pretenden utilizar así como también las simulaciones que se esperan llevar a cabo.

Se han elaborado diversas medidas experimentales en la infraestructura ferroviaria, que han permitido validar el modelo mediante la comparación de los resultados obtenidos a partir de las simulaciones y los obtenidos a través de la experimentación.

- Comparar analítica y experimentalmente el comportamiento vibratorio de distintos tipos de vía, con distintas fijaciones y diferentes características de inercia, amortiguamiento y rigidez, y analizar la influencia de estas características en la generación de vibraciones.

La consecución de los objetivos propuestos, tiene como resultado un modelo de contacto rueda-carril, que permite predecir las vibraciones producidas y emitidas por el paso de un tren, así como también el efecto que producen éstas en el entorno y en el sistema ferroviario,

evaluando además las consecuencias que se presentan en dicha generación y transmisión cuando varían las propiedades y características que conforman el sistema.

1.3. ESTRUCTURA DE LA TESIS.

El contenido de la presente tesis doctoral se ha estructurado en ocho capítulos. En este apartado, se presenta una breve descripción de los capítulos principales.

En el Capítulo II se presenta un resumen del estado del arte sobre las investigaciones recientes elaboradas en el ámbito del análisis y estudio de las vibraciones generadas por el contacto rueda-carril. Se hace una breve explicación de los principales métodos que permiten caracterizar una vía ferroviaria, se describen los trabajos publicados que modelizan la fuerza normal existente entre la rueda y el carril de acuerdo a diferentes teorías de contacto, se cita a los autores más relevantes que han estudiado la dinámica lateral y longitudinal de contacto, se realiza una descripción de los modelos utilizados para representar la impedancia de la base de la vía, se mencionan las modelizaciones destinadas al análisis de la transmisión de vibraciones ferroviarias hasta el hastial del túnel y, finalmente, se indican las técnicas experimentales más empleadas para la determinación y detección de señales vibratorias. Mediante esta revisión del estado del arte, se ha podido conocer la situación actual de los conocimientos relacionados con la generación y transmisión de las vibraciones ferroviarias.

El Capítulo III presenta el modelo de generación de la fuerza normal de contacto rueda-carril. Se calcula la receptancia de la vía de acuerdo a las modelizaciones que permiten su caracterización, como lo son el modelo de parámetros uniformemente distribuidos y el modelo de parámetros discretos. Se idealiza la suspensión de un bogie, considerando para ello ejemplos de soluciones técnicas. A partir de la receptancia de la vía y de la caracterización del bogie, se ha diseñado un modelo equivalente que permite determinar la historia temporal de la fuerza de contacto rueda-carril, mediante un proceso de integración numérica de las ecuaciones diferenciales de movimiento. Se emplea la teoría no lineal de Hertz para representar la zona de interacción entre la rueda y el carril, y para un primer estudio se consideran tres escenarios hipotéticos relacionados con el perfil de irregularidad de la rueda. Los resultados obtenidos se comparan con respecto a historias temporales de la fuerza normal halladas por medio de la teoría linealizada de Hertz.

Una vez definido el modelo de generación de la fuerza normal de contacto, el paso siguiente consiste en obtener registros temporales de la vibración del carril al paso de una rueda o de un bogie. Para ello, en el Capítulo IV se obtiene la respuesta impulsional de la vía a partir de la receptancia. Empleando la historia temporal de la fuerza de contacto en conjunto con la mencionada respuesta impulsional en el producto de convolución de núcleo variable, se determina el desplazamiento vertical experimentado en el carril. Para hallar la velocidad de desplazamiento en el carril, se utiliza un procedimiento análogo considerando la respuesta impulsional de la vía calculada a partir de su movilidad. Los resultados obtenidos para un perfil real de rueda, se verifican comparándolos con respecto a mediciones captadas experimentalmente, con el propósito de validar la bondad del modelo propuesto.

En algunos tramos ferroviarios, la vía se encuentra apoyada sobre una losa intermedia de hormigón. En el Capítulo V se evalúa la influencia que presenta el comportamiento dinámico



de la base de la vía en el comportamiento dinámico de la vía. La losa intermedia se estudia por medio de dos modelos distintos: una modelización de losa infinita y un modelo de losa finita. Se determinan las expresiones analíticas que definen la impedancia de la vía apoyada sobre la losa. Se compara la respuesta de una vía convencional con respecto a la de una vía que utiliza la losa intermedia como soporte, con la finalidad de definir la influencia de la losa de concreto en el comportamiento dinámico de la vía.

En el Capítulo VI se explican los resultados derivados del análisis de la generación de vibraciones y la atenuación entre carril y base, para diferentes tipos de vía. En concreto, se estudia la vía clásica con balasto, la vía bibloque, la vía con sistema de armamento IPA, la vía con losa flotante y la vía DFF. En este capítulo se presenta un análisis cuantitativo de la capacidad de atenuación de vibraciones que presentan los cinco tipos de vía anteriormente mencionados, utilizando para tal fin el modelo de generación propuesto. Se presentan los resultados asociados a la receptancia de la vía, a la fuerza de contacto rueda-carril y a la atenuación carril-base, con la finalidad de validarlos experimentalmente y contrastarlos entre sí, en cuanto a prestaciones antivibratorias y capacidad atenuadora se refiere.

En el Capítulo VII se propone un método desarrollado para estimar el nivel de vibraciones en la pared del túnel y en el entorno de un trazado suburbano. Se determina la potencia de la velocidad vertical de vibración en el hastial mediante la potencia de la velocidad de vibración en la base de la vía, utilizando para ello una formulación basada en la ley de propagación de Barkan. Los registros de niveles de vibración obtenidos en la pared del túnel, se comparan con respecto a señales adquiridas experimentalmente para el paso de un tren en diversos trazados del Ferrocarril Metropolitano de Barcelona. Adicionalmente, se calculan los niveles de vibración presentes en edificaciones cercanas a un tramo ferroviario, por medio del procedimiento descrito en el manual de la Federal Transit Administration de los Estados Unidos (Administración Federal de Tránsito o FTA por sus siglas en inglés). Los niveles determinados se contrastan con la normativa e instrumentos legales vigentes, con el fin de verificar que no se sobrepasen los niveles de inmisión estipulados en la mencionada legislación.

El Capítulo VIII resume las conclusiones principales de la presente tesis, estructuradas de acuerdo a los objetivos expuestos en el apartado 1.2, incluyendo además las aportaciones más importantes que se han realizado. Por último, tomando en cuenta las limitaciones apreciadas en el modelo planteado y las diferentes alternativas vistas durante el desarrollo del presente trabajo, se formulan y proponen algunas posibles líneas de investigación futuras relacionadas con el análisis y estudio de las vibraciones generadas por el contacto rueda-carril y su transmisión al entorno.

CAPÍTULO II

Estado del arte

Una red ferroviaria metropolitana se configura principalmente en torno a las líneas que enlazan los núcleos más importantes de la población, así como también a través de los itinerarios que permiten conectar las diferentes localidades de la ciudad. El paso de un tren suburbano produce diversos efectos que abarcan desde la generación de vibraciones hasta su transmisión al entorno, provocando así molestias en las zonas aledañas a la vía ferroviaria.

El origen de las vibraciones provocadas por el contacto rueda-carril, se encuentra en las irregularidades de perfil que presentan tanto la rueda como el carril [1]. Entre las posibles irregularidades de la rueda destacan los planos provocados por maniobras de frenado, los cuales representan cambios bruscos de perfil, y por tanto fluctuaciones importantes en la fuerza de contacto.

Las vibraciones producidas por el tráfico ferroviario y presentes en una vía subterránea y en superficie, ocasionan dos tipos de efectos diferenciados [2], el primero de ellos hace referencia al aspecto humano, donde los altos niveles vibratorios generados y transmitidos hacia el entorno, inciden negativamente en los usuarios de la red de transporte ferroviario, así como también en los habitantes de las edificaciones cercanas. Por su parte, la segunda consecuencia guarda relación con el funcionamiento de un ferrocarril, ya que las vibraciones derivadas de la interacción rueda-carril, disminuyen la vida útil de estos componentes, produciendo un incremento de las actividades de mantenimiento correctivo para el equipamiento ferroviario.

Dentro del trazado ferroviario se identifica la superestructura como el conjunto de vía con todos sus componentes: carril, traviesas, fijaciones y, si lo hay, balasto; mientras que la infraestructura incluye la base de hormigón de la vía y del túnel. Las características de los componentes de ambas afectan la generación y la transmisión de vibraciones al entorno. Concretamente, la superestructura incide directamente en la generación y la infraestructura en la transmisión de vibraciones. Mediciones experimentales e investigaciones anteriores [3, 4], demuestran que el contenido en frecuencias del comportamiento de un trazado ferroviario

suburbano, está comprendido entre 10 y 400 Hz, margen frecuencial de interés para el análisis de la generación y transmisión de vibraciones en una vía metropolitana.

El presente capítulo resume las diferentes investigaciones desarrolladas por otros autores referidas al estudio de la generación y transmisión de vibraciones provocadas por el contacto rueda-carril. En primer lugar se describen los diversos modelos de vía existentes y se definen las modelizaciones empleadas para caracterizar el contacto rueda-carril, distinguiendo los efectos dinámicos originados tanto en la dirección vertical como en la longitudinal y lateral. Adicionalmente se detallan las hipótesis utilizadas para la formulación analítica del comportamiento de las losas de concreto sobre las cuales se apoya la vía, así como también los mecanismos existentes en la propagación de las vibraciones al entorno, y las técnicas de monitorizado y de medición experimental de los niveles de vibración presentes en un tramo metropolitano.

2.1. DINÁMICA DEL CONTACTO RUEDA-CARRIL.

Las vibraciones que se producen al paso de un tren se generan en el contacto rueda-carril, por causa de las irregularidades de los perfiles tanto de la rueda como del carril. La fuerza derivada de este contacto se transmite a la base de la vía, y de allí se propaga hacia el entorno. El estudio de este proceso de generación se realiza por medio de una modelización dinámica en la que interviene la vía, las ruedas y la base. En este apartado se describen los modelos dinámicos utilizados por diversos autores para estudiar la generación de las vibraciones de una vía suburbana.

2.1.1. Modelización de la vía.

Una vía convencional está constituida por los carriles, las traviesas, las sujeciones entre carriles y traviesas, y el lecho elástico constituido por el balasto [5, 6]. De los elementos que componen la vía, el carril es el encargado de soportar directamente el peso de los coches y las acciones dinámicas generadas por el contacto rueda-carril. Las traviesas y sujeciones constituyen los elementos de apoyo del carril. En una vía convencional las traviesas permiten mantener la integridad de la vía, la distancia entre los carriles y la orientación de los mismos. Por su parte, el balasto es la capa elástica ubicada bajo las traviesas, que mantiene todo el conjunto de vía en su sitio y sirve como medio de atenuación de las vibraciones generadas al paso de un tren.

Además de la vía convencional con traviesas previamente detallada, existen tipologías alternativas que incluyen una fijación rápida DFF (Direct Fixation Fastening) [7, 8], la cual simplifica los elementos constitutivos de la vía clásica con balasto haciéndola más compacta. Consta de sujeciones y anclajes que acoplan directamente el carril a una losa de concreto o al suelo de soporte a través de una placa intermedia; el carril es ensamblado sobre la parte superior de dicha placa. No obstante, algunos tramos ferroviarios incluyen una estructura sin balasto que utiliza órganos de unión del carril y bloques extraíbles, instalada sobre losas flotantes de cemento armado ordinario y sostenidas por elementos elastoméricos discretos [9].

Independientemente del tipo de vía ferroviaria, se emplean fundamentalmente dos modelos distintos para su caracterización, partiendo de la hipótesis de que para el rango frecuencial de



interés, la flexibilidad de las traviesas permite que los dos carriles vibren de manera independiente, con lo cual se considera únicamente uno de éstos para el análisis dinámico [10]. En el caso de una vía convencional con balasto, el primero de ellos considera que la masa de las traviesas está uniformemente distribuida a lo largo del carril, el cual se modeliza como una viga infinita; distribuyendo de igual forma, la rigidez y el amortiguamiento de los elementos bajo carril y bajo traviesa. Por su parte, en el segundo las traviesas se consideran como elementos discretos, con sus respectivos elementos intermedios de amortiguamiento y rigidez existentes entre el carril y las traviesas, y entre estas últimas y el balasto. Ambas modelos estudian el movimiento vertical de la vía, porque la fuerza que se genera en la zona de interacción rueda-carril es mayormente vertical. La figura 2.1 ilustra ambas modelizaciones.

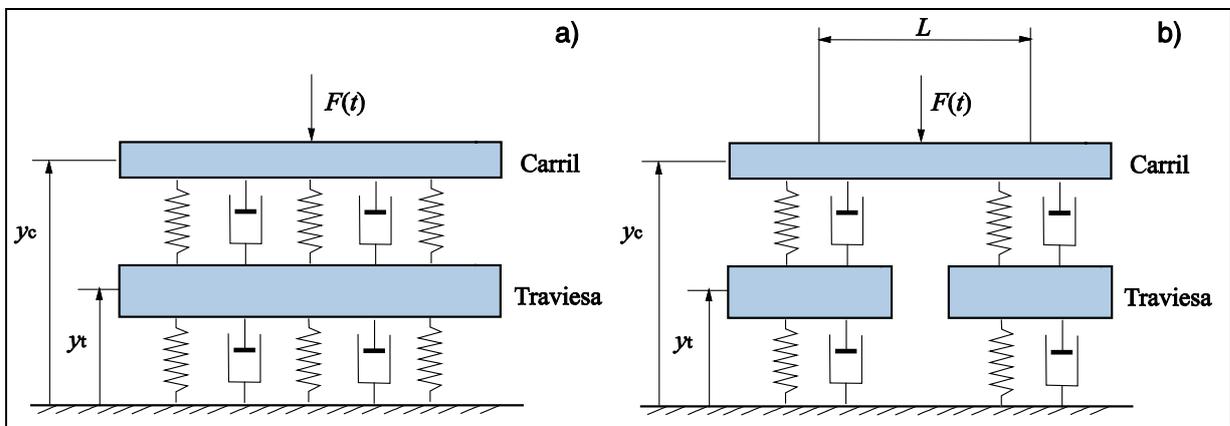


Figura 2.1. a. Modelo de vía con traviesas uniformemente distribuidas.
b. Modelo de traviesas distribuidas de forma discreta.

En los dos modelos, el carril se modeliza como una viga infinita de Euler-Bernoulli [3, 4, 11]. El modelo de Euler-Bernoulli es adecuado para determinar la respuesta del carril y la fuerza de contacto presente entre una rueda y el carril, para el rango frecuencial de interés. Diversos autores [12, 13] modelizan el carril como una viga infinita de Timoshenko. El modelo de Timoshenko considera la inercia a los efectos de forma y de rotación, siendo más adecuado para rangos de frecuencia más elevados y para el estudio de la emisión de ruido.

Cabe destacar que según los resultados obtenidos por diversos autores [3, 4], en el rango de frecuencias comprendido entre 10 y 400 Hz, y a velocidades de desplazamiento del tren por debajo de 120 km/h, las diferencias encontradas entre las respuestas dinámicas obtenidas para los dos modelos de vía presentados anteriormente, no son significativas. Así que para el caso de ferrocarriles metropolitanos cuya velocidad de servicio no supere los 80 km/h, resulta adecuado el modelo de vía infinita con traviesas uniformemente distribuidas en la dirección de un carril considerado como una viga infinita de Euler-Bernoulli. Las ecuaciones de movimiento de la vía en dirección vertical son:

$$EI \frac{\partial^4 y_c(x,t)}{\partial x^4} + \rho S \frac{\partial^2 y_c(x,t)}{\partial t^2} - p(x,t) = -F(t)\delta(x-vt) \quad (2.1)$$

$$m_t \ddot{y}_t + (\mu_c + \eta_t) \dot{y}_t + (\alpha_c + \beta_t) y_t = \mu_c \dot{y}_c + \alpha_c y_c \quad (2.2)$$

Siendo:

x : coordenada longitudinal.

y_c : deflexión vertical del carril.

y_t : deflexión vertical de las traviesas.

ρ : densidad del carril.

E : módulo de Young del material del carril.

I : momento del área de la sección.

S : sección del carril.

α_c : rigidez por unidad de longitud de las gomas entre carril y traviesas.

μ_c : amortiguamiento por unidad de longitud de las gomas entre carril y traviesas.

β_t : rigidez por unidad de longitud del balasto.

η_t : amortiguamiento por unidad de longitud del balasto.

m_t : masa distribuida de las traviesas por unidad de longitud.

p : fuerza distribuida que ejercen los elementos elásticos bajo el carril.

F : fuerza vertical de excitación sobre el carril que se desplaza a velocidad v .

$\delta(t)$: función impulso de Dirac.

2.1.2. Modelización de la fuerza normal de contacto.

El primer análisis de la deformación, de los esfuerzos por contacto y de la distribución de presiones en la línea central de dos cuerpos elásticos bajo una carga estática fue publicado en 1881 por Heinrich Rudolf Hertz. En su honor, los esfuerzos en la superficie de contacto de dos sólidos son comúnmente denominados esfuerzos de contacto de Hertz. Investigaciones posteriores han extendido el trabajo de Hertz para incluir el estado de esfuerzos presentes dentro de la zona de contacto.

El problema de contacto entre sólidos elásticos, es analizado mediante dos situaciones derivadas de la solución particular de la formulación propuesta por Hertz: el contacto puntual en el cual la huella o área de contacto es una elipse, y el contacto lineal en el que la zona de contacto es rectangular y asociado a la interacción entre dos cilindros de ejes paralelos. El caso del contacto rueda-carril se considera como puntual, debido a que permite aproximar con mayor detalle la distribución de presiones en el área de interacción durante el funcionamiento de la vía.

El contacto rueda-carril hace referencia a la fuerza normal que se produce debido a la interacción entre ambos cuerpos. Para describir dicha fuerza, es posible emplear la teoría de contacto no lineal de Hertz, que permite relacionar el desplazamiento vertical de la rueda, con el perfil de rugosidad de la misma y el desplazamiento vertical del carril. Diversas investigaciones [1, 14, 15] han utilizado esta teoría basándose en las siguientes hipótesis: el comportamiento de los cuerpos que interaccionan es elástico, los radios de curvatura son significativamente mayores a las dimensiones del área elíptica de contacto, se desprecia la fuerza de roce en la superficie de contacto y las curvaturas dentro de la zona de contacto son constantes. La relación entre los desplazamientos de ambos sólidos, se puede describir mediante un muelle de elasticidad no lineal de constante K_H , según se muestra en la figura 2.2. Esta constante depende de la geometría en el área de contacto rueda-carril y del comportamiento elástico de los materiales de ambos.

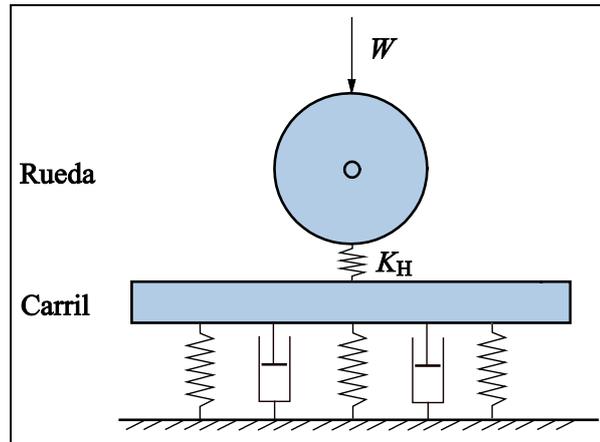


Figura 2.2. Esquematzació del contacte normal roda-carril.

La geometria en la zona de contacte se descriu per mitjà de els radis de curvatura principals, que en el cas del contacte roda-carril estan continguts en les vistes lateral i frontal de la zona de contacte, tal com se esquematzen en la figura 2.3, sent R_1 , R_2 , R'_1 i R'_2 els citats radis de curvatura.

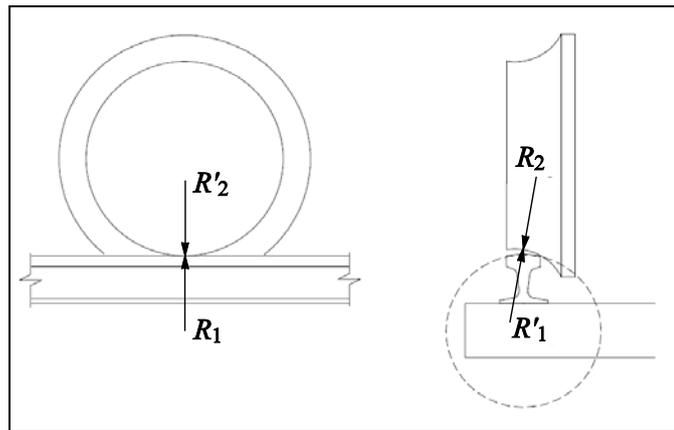


Figura 2.3. Vistes frontal i lateral de la zona de contacte roda-carril.

R_1 representa el radi de curvatura principal màxim del carril, R_2 és el radi de curvatura principal màxim de la roda en el punt de contacte, R'_1 és el radi de curvatura principal mínim del carril, i R'_2 és el radi de curvatura principal mínim de la roda en el punt de contacte. Diversos autors [14] han utilitzat formulacions concretes per determinar els coeficients geomètrics k_1 i k_2 , que depenen de tals radis de curvatura; les mateixes se representen respectivament per mitjà de les equacions 2.3 i 2.4,

$$k_1 = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R'_1} + \frac{1}{R'_2} \right) \quad (2.3)$$

$$k_2 = \frac{1}{2} \left(\left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R'_1} \right)^2 + \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R'_2} \right)^2 + 2 \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R'_1} \right) \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R'_2} \right) \cos 2\theta \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.4)$$

siendo θ el ángulo de inclinación existente entre el plano que contiene la curvatura principal del carril y el plano con la curvatura principal de la rueda. Se define el coeficiente del comportamiento elástico del material k_3 que depende del módulo de Young E , si se supone que ambos son de acero, y del ratio de Poisson ν de la rueda y del carril, según la ecuación 2.5.

$$\Phi = \arccos \frac{k_2}{k_1}; \quad k_3 = \frac{1-\nu^2}{E} \quad (2.5)$$

A partir de los coeficientes geométricos k_1 y k_2 , se obtienen los parámetros de cálculo m , n y λ en función del ángulo Φ . De esta forma, se puede determinar las dimensiones a y b del área elíptica de contacto rueda-carril, esquematizada en la figura 2.4, atendiendo respectivamente a las ecuaciones 2.6 y 2.7, donde F es la fuerza de contacto presente en la zona de interacción.

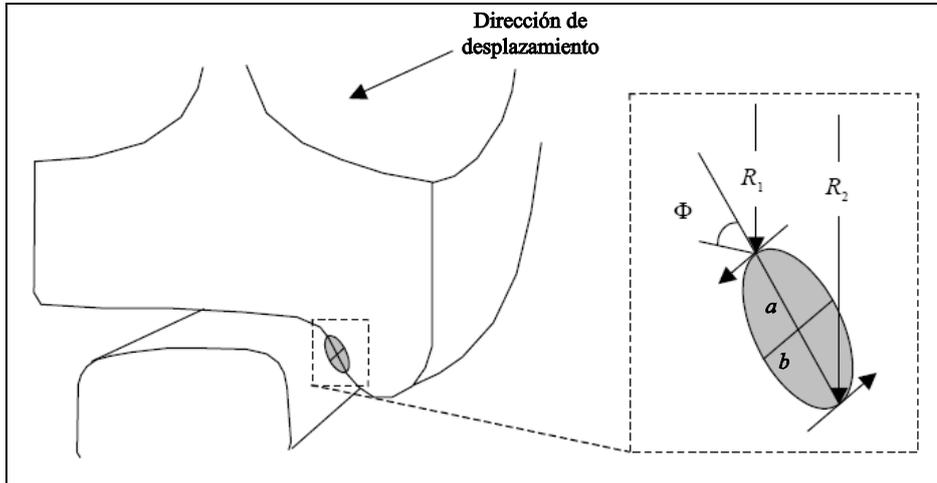


Figura 2.4. Área de contacto rueda-carril.

$$a = m \left(\frac{3k_3 F}{2k_1} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.6)$$

$$b = n \left(\frac{3k_3 F}{2k_1} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.7)$$

Por otra parte, en condiciones estáticas la aproximación δ entre cuerpos o deformación conjunta rueda-carril se define mediante la ecuación 2.8.

$$\delta = \lambda \sqrt[3]{\frac{9}{32} F^2 k_1 k_3^2}; \quad F = K_H \delta^{3/2} \quad (2.8)$$

Sobre la base de lo anterior, la constante de elasticidad no lineal K_H , se puede describir por medio de la ecuación 2.9.



$$K_H = \frac{4}{3k_3} \sqrt{\frac{2}{k_1 \lambda^3}} \quad (2.9)$$

A partir de las hipótesis planteadas por medio de la teoría no lineal de Hertz, se ha formulado la fuerza de contacto rueda-carril mediante lo expresado en la ecuación 2.10,

$$F = \begin{cases} K_H \delta^{3/2} & \text{cuando } \delta = y_c - y_G + r - \varepsilon > 0 \\ 0 & \text{cuando } \delta = y_c - y_G + r - \varepsilon \leq 0 \end{cases} \quad (2.10)$$

donde y_c representa el desplazamiento vertical del carril, y_G el desplazamiento vertical del centro de la rueda, r el radio de la rueda y ε el perfil de irregularidad de la rueda que viene dado en función de su perímetro. La figura 2.5 ilustra el criterio de signos empleado para precisar la deformación conjunta rueda-carril y la orientación del perfil de irregularidad.

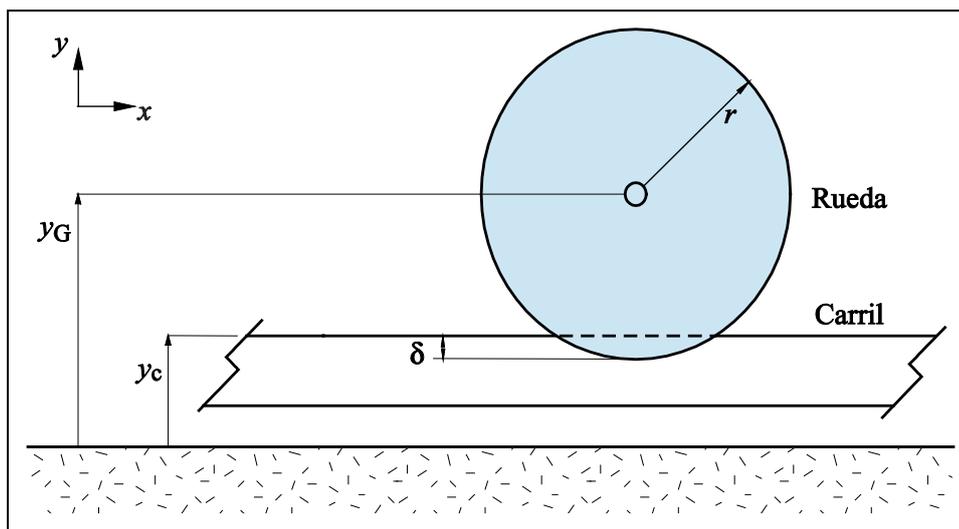


Figura 2.5. Situación de las coordenadas generalizadas y de la deformación conjunta.

La deformación conjunta se define como la variación existente entre la coordenada del carril sin deformar y el desplazamiento del centro de la rueda, menos el radio de la rueda. El perfil de irregularidad se describe alrededor de la circunferencia hipotética de la rueda. Cuando $\varepsilon > 0$ el perfil está orientado hacia dentro mientras que para $\varepsilon < 0$ hacia afuera. La irregularidad del perfil de la rueda es la principal responsable de las fluctuaciones de la fuerza de contacto rueda-carril, que conllevan a la generación de vibraciones [1, 15].

Las investigaciones desarrolladas por Yan y Fischer [16] han permitido conocer los alcances y la viabilidad de la aplicación de la teoría no lineal de Hertz. Por medio del empleo de recursos computacionales y de la metodología de elementos finitos, se han realizado cálculos numéricos de las distribuciones de la presión de contacto, obteniendo que la teoría de Hertz ofrece resultados próximos a la realidad, si el área de contacto se encuentra en la zona superior de la cabeza del carril.

Un modelo diferente para la obtención de la fuerza de contacto, ha sido propuesto por Belotserkovskiy [12], empleando para ello un resorte de rigidez lineal en la zona de interacción. No obstante esta metodología presenta un enfoque simple que no garantiza la obtención de resultados aproximados a los existentes en una situación práctica.

Otros autores [17, 18] han planteado la posibilidad de linealizar la fuerza obtenida a través de la teoría de Hertz, con el objetivo de minimizar el tiempo de cálculo y las complejidades matemáticas suscitadas durante la obtención de la historia temporal de la misma. Para ello la han separado en dos componentes; el primero de ellos no es más que la carga estática W aportada por el peso propio del coche, mientras que la segunda es la componente dF fluctuante de dicha fuerza de contacto. La linealización de la teoría de Hertz, representada por las expresiones 2.11 y 2.12, solamente puede ser empleada en aquellos casos en que el perfil de irregularidad de la rueda no sea severo.

$$F = W + dF \quad (2.11)$$

$$dF = \frac{3}{2} K_H \delta_0^{1/2} d\delta \approx C_H d\delta \quad (2.12)$$

siendo C_H la constante de elasticidad linealizada, $d\delta$ la componente fluctuante de la deformación de contacto y δ_0 la deformación conjunta estática, obtenida a partir de las condiciones de equilibrio y_{c0} e y_{G0} del carril y la rueda respectivamente, según la ecuación 2.13 y atendiendo a la disposición de las coordenadas generalizadas y_c e y_G , detallada en la figura 2.7.

$$\delta_0 = y_{c0} - y_{G0} + r \quad (2.13)$$

Algunos autores [19] han desarrollado un modelo para determinar la fuerza normal de contacto de Hertz, en el cual la fuerza se modeliza mediante un contacto elástico lineal, dependiente de la fuerza presente en el contacto rueda-carril para un instante previo y de la carga estática existente en cada rueda, de acuerdo a lo expresado en la ecuación 2.14.

$$C_H = \frac{F - W}{\Lambda (F^{2/3} - W^{2/3})} \quad (2.14)$$

siendo Λ un parámetro constante, derivado del módulo elástico del carril y del radio de la rueda, cuya obtención depende del estado de desgaste de esta última en atención a las correlaciones empíricas definidas por medio de las formulaciones 2.15 y 2.16, las cuales respectivamente hacen referencia a un perfil de rueda sin irregularidades y uno con imperfecciones.

$$\Lambda = 4,57 \cdot r^{-0,149} \cdot 10^{-8} \quad [\text{m/N}^{2/3}] \quad (2.15)$$

$$\Lambda = 3,86 \cdot r^{-0,115} \cdot 10^{-8} \quad [\text{m/N}^{2/3}] \quad (2.16)$$

Por otra parte, la dinámica del contacto rueda-carril ha sido estudiada a través de los fundamentos de sistemas multisólido [20, 21, 22], donde las condiciones cinemáticas de



contacto, se expresan en términos normales y tangenciales a la superficie del carril, utilizando formulaciones lagrangianas. En dichos estudios la evaluación de la fuerza normal de contacto se realiza por medio de la teoría no lineal de Hertz, incluyendo la disipación de energía, por medio de la adición de amortiguamiento a través de una constante c , que corresponde a la ecuación 2.17.

$$F = K_H \delta^{3/2} + c \dot{\delta} |\delta| \quad (2.17)$$

La teoría de Boussinesq–Cerruti representa una alternativa para el análisis de la interacción rueda-carril [15, 23, 24, 25]. Por medio de la misma se supone que tanto la rueda como el carril representan subespacios elásticos infinitos, hipótesis sustentada por el hecho de que las dimensiones del área de contacto son pequeñas en comparación con las de la rueda y del carril, y con los radios principales y transversales de curvatura de ambos. La ecuación 2.18 permite determinar la deformación u en un punto de la superficie del subespacio situado a una distancia l_c del punto de aplicación de una fuerza puntual F .

$$u(l_c) = \frac{F(1-\nu^2)}{\pi l_c E} \quad (2.18)$$

Se observa que existe una singularidad para $l_c = 0$, es decir, para cuando el punto en el cual se desea calcular la deformación sea el punto de aplicación de la fuerza. Esta singularidad se puede obviar si se considera que la fuerza está distribuida sobre un área A cuadrada, asociada a una superficie suficientemente pequeña alrededor de $l_c = 0$, dando origen a la solución representada en la ecuación 2.19.

$$u(l_c = 0) = \frac{0,95F(1-\nu^2)}{E\sqrt{A}} \quad (2.19)$$

Para una distribución de presiones $p(\xi, \eta)$ dada sobre un área determinada, mediante la formulación continua de la teoría de Boussinesq–Cerruti y empleando el principio de superposición, se define la deformación $u(x, y)$ de la superficie del subespacio elástico de acuerdo a la ecuación 2.20 [15, 23, 25]. En este caso, x e y son las coordenadas sobre el semiespacio del punto considerado, mientras que ξ y η representan las coordenadas sobre el semiespacio del punto donde se aplica la distribución de presiones p . Tanto x como y se miden en el centro de la superficie de contacto.

$$u(x, y) = \iint_{\text{Area Contacto}} \frac{p(\xi, \eta)(1-\nu^2)}{\pi E \sqrt{(\xi-x)^2 + (\eta-y)^2}} d\xi d\eta \quad (2.20)$$

Algunos autores [15, 24] han utilizado la teoría de Boussinesq–Cerruti considerando una distribución de presiones en el área de contacto, dividiéndola en celdas o elementos discretos. Se determinan los desplazamientos individuales de cada una de tales celdas, y se genera un vector que define la deformación conjunta entre la rueda y el carril. La ecuación 2.21 permite precisar dicha formulación:

$$u_i = \sum_j A_{ij} F_j \quad (2.21)$$

donde u_i es la deformación en el punto central de la celda o elemento i , F_j es la fuerza resultante correspondiente a la distribución de presiones que actúa sobre la celda j , y A_{ij} representa la función o coeficiente de influencia que describe la deflexión al punto central de la celda i debida a la distribución de presiones en la celda j , que corresponde a una fuerza resultante unitaria aplicada sobre la celda j , según lo ilustrado en la figura 2.6. Las ecuaciones 2.22 y 2.23 permiten calcular las citadas funciones o coeficientes de influencia.

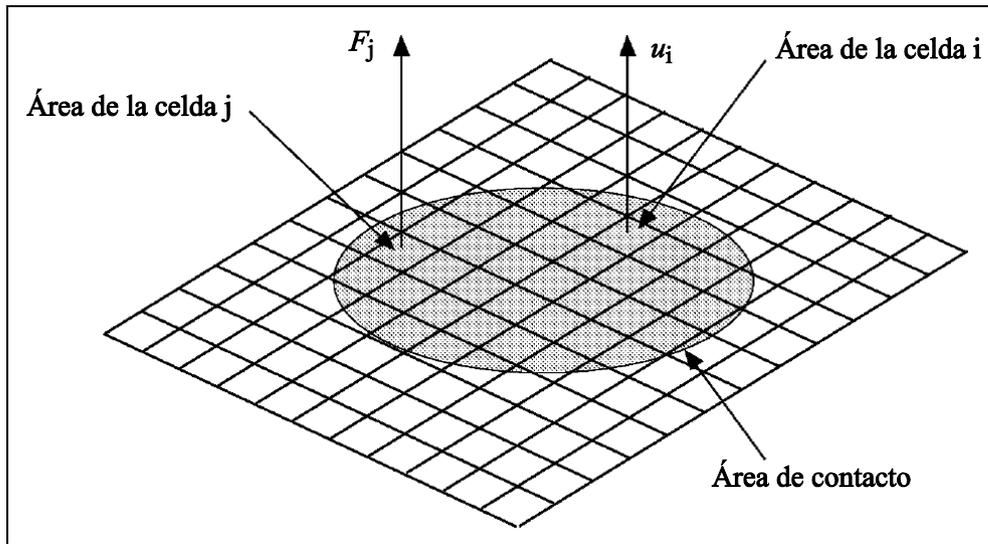


Figura 2.6. Geometría de contacto para la aplicación de la teoría de Boussinesq-Cerruti.

$$A_{ij} = 2 \frac{1-\nu^2}{\pi E \sqrt{(x_i - x_j)^2 + (y_i - y_j)^2}}; \quad i \neq j \quad (2.22)$$

$$A_{ij} = 2 \frac{0,95(1-\nu^2)}{E\sqrt{A}}; \quad i = j \quad (2.23)$$

La teoría de Boussinesq-Cerruti puede aplicarse a través la hipótesis de que el área elíptica de contacto rueda-carril es constante, o bien mediante la discretización provocando modificaciones de la disposición de los elementos discretos o celdas previamente mostradas. Si esta área fuese conocida, la distribución de presiones aplicada sobre las superficies de la rueda y el carril, se obtendría a partir de la integración numérica de la ecuación 2.20. No obstante, si se parte de que el área de contacto no es conocida con precisión, es necesario emplear un procedimiento iterativo para calcular esta distribución [15], calculando para el punto central de cada celda la función $u(x_i, y_i)$ a través de las ecuaciones 2.24 y 2.25.

$$d(x_i, y_i) = \delta - \left((r - \varepsilon) - \sqrt{(r - \varepsilon)^2 - x^2} \right) - \left(r_c - \sqrt{r_c^2 - y^2} \right) \quad (2.24)$$



$$u(x_i, y_i) = \begin{cases} d(x_i, y_i) & \text{si } d(x_i, y_i) \geq 0 \\ 0 & \text{si } d(x_i, y_i) < 0 \end{cases} \quad (2.25)$$

$u(x_i, y_i)$ corresponde a la deformación conjunta de la rueda y el carril en el centro de la celda i , r_c es el radio de la cabeza del carril, y δ es la deformación conjunta rueda-carril en el punto teórico de contacto hallada por medio de la teoría de Hertz. Se seleccionan aquellas celdas que verifican la condición impuesta por la ecuación 2.25, delimitando así la región que constituye el área de contacto rueda-carril. De esta forma es posible determinar mediante la ecuación 2.26 el vector formado por las fuerzas F_j concentradas en el centro de cada celda.

$$\{F\} = [A]^{-1} \{u\} \quad (2.26)$$

Las condiciones iniciales asociadas a las deformaciones de cada celda enmarcan el área de contacto dentro de la curva $u(x, y) = 0$. Durante la iteración se pueden presentar componentes del vector fuerza con signo negativo, lo cual no posee un significado físico correcto, debido a que el carril y la rueda ejercen mutuamente fuerzas de repulsión; por tal motivo se concluye que aquellas celdas asociadas a los componentes del vector fuerza con esta característica, no pertenecen al área de contacto y por tanto deben ser descartadas.

Una vez finalizado el proceso iterativo, la fuerza de contacto rueda-carril se obtiene, atendiendo a la ecuación 2.27, sumando las fuerzas que actúan sobre cada una de las celdas que constituyen el área de interacción.

$$F = \sum_j F_j \quad (2.27)$$

A pesar de que la teoría de Boussinesq–Cerruti ofrece resultados coherentes, se ha concluido que este procedimiento de análisis produce un elevado coste computacional, debido a que el tiempo de cálculo requerido en cada iteración es significativo. Adicionalmente, tales resultados pueden ser adecuadamente aproximados a través de la teoría no lineal de Hertz, con lo cual la aplicación de la teoría de Boussinesq–Cerruti no es viable para el estudio de un contacto pequeño como el de tipo rueda-carril.

Otra metodología, aunque poco utilizada, para el estudio del contacto normal rueda-carril, es la denominada DPRS (Distributed Point Reacting Spring) [15, 24]. En este método la elasticidad de la rueda y del carril, se modeliza mediante una serie de muelles de comportamiento no lineal con una rigidez específica, distribuidos en la periferia de ambos sólidos, tal como se muestra en la figura 2.7. Este procedimiento se utiliza bajo la consideración de que se cumplen las hipótesis establecidas en la teoría no lineal de Hertz. De esta forma es posible caracterizar la fuerza normal de contacto rueda-carril, teniendo en cuenta los perfiles de irregularidad de ambos cuerpos.

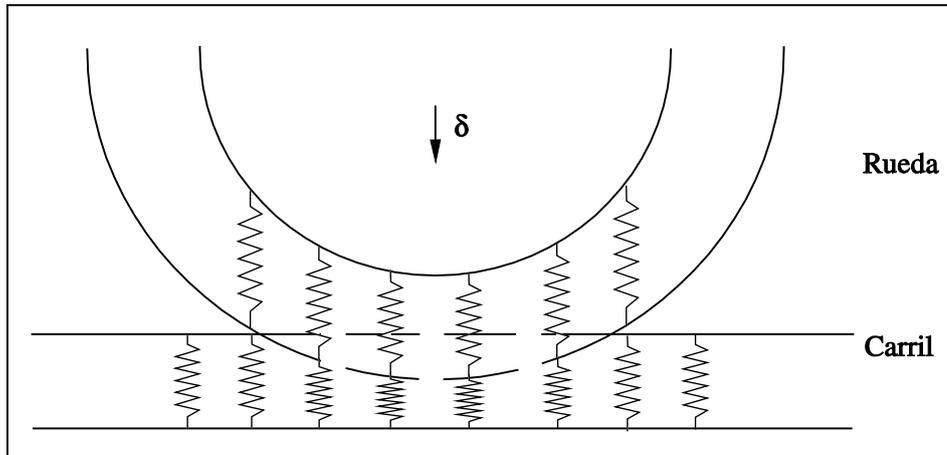


Figura 2.7. Esquematzació del mètode DPRS.

La obtención de la fuerza normal de contacto depende de la previa determinación de una constante de elasticidad no lineal K_{DPRS} , equivalente al efecto de los muelles anteriormente mencionados. Esta constante se determina a partir del área de contacto descrita según la teoría de Hertz, y corresponde a un valor promedio para cada resorte. La ecuación 2.28 puntualiza la expresión que permite hallar el valor de esta fuerza, como una función del diferencial de área de contacto dA , y del desplazamiento global u entre una rueda con irregularidades y el carril, hallada atendiendo a la ecuación 2.29.

$$F = \int dF \quad dF = \begin{cases} K_{\text{DPRS}} \sqrt{u} dA & u > 0 \\ 0 & u \leq 0 \end{cases} \quad (2.28)$$

$$u = \delta \left(1 - \left(\frac{x}{a} \right)^2 - \left(\frac{y}{b} \right)^2 \right) + \varepsilon \quad (2.29)$$

Se ha comprobado que la viabilidad de este método es limitada [24], puesto que la misma queda condicionada en función del grado de severidad de los perfiles de irregularidad. Para una rugosidad mayor a las dimensiones del área de contacto, tanto en la dirección tangencial y longitudinal, las distribuciones de tensiones en esta área convergen notablemente con los resultados previstos a través del empleo de la formulación de Boussinesq–Cerruti; mientras que para el análisis del problema de contacto normal, esta metodología ofrece conclusiones similares a las que se obtendrían bajo la aplicación de la teoría no lineal de Hertz. No obstante, si la amplitud de la irregularidad es del mismo orden que la geometría de contacto rueda-carril, esta metodología ofrece resultados notablemente divergentes.

En este mismo contexto, la utilidad del procedimiento DPRS debe tener en cuenta las características del radio de curvatura del perfil de una rueda, el cual puede no ser exacto debido al carácter aleatorio de las irregularidades y planos presentes, generando en consecuencia un cierto grado de incertidumbre en la determinación del parámetro K_{DPRS} . Para evitar este inconveniente, algunos autores [26, 27] han propuesto el uso de un filtrado previo del área de contacto, aplicable para cualquier modelo de interacción, de manera tal que se puedan eliminar aquellos componentes del perfil de irregularidad de la rueda, con dimensiones iguales o inferiores al área de contacto y con influencia a altas frecuencias, ya



que dicha influencia en la excitación y generación de vibraciones en el rango de interés es prácticamente nula. De esta manera, se cumple con una de las hipótesis establecidas en la teoría de Hertz y consideradas en el método DPRS, referida a que la curvatura de los cuerpos en contacto debe ser constante.

La aplicabilidad de este procedimiento, se centra en suavizar el perfil de la rueda permitiendo así la posibilidad de calcular el radio de curvatura de la rueda para cada punto del perfil, además de obtener con más precisión el parámetro K_{DPRS} . Sin embargo, dado que el filtro está diseñado para ser empleado en el dominio frecuencial, se puede aseverar que el mismo no permite describir adecuadamente el fenómeno de interacción rueda-carril, debido a la relación no lineal existente entre la deformación y la fuerza de contacto en el dominio temporal. Adicionalmente, se presenta el inconveniente añadido de que al filtrar un perfil se pueden perder amplitudes de irregularidad que son capaces de excitar y producir vibraciones.

Investigaciones más recientes [28], han permitido desarrollar un modelo dinámico de contacto por medio de una aproximación en el campo frecuencial mediante series de Fourier, que permite considerar desde la interacción de una única rueda que se desplaza a velocidad constante en la dirección del carril, hasta el paso de un tren completo, modelando el contacto mediante una elasticidad linealizada de Hertz. La solución que se origina a partir de la aplicación de este modelo, permite especificar las fuerzas de contacto rueda-carril y los desplazamientos verticales de ambos sólidos, por medio de funciones periódicas en el dominio temporal.

Existen estudios complementarios que han suministrado distintas aportaciones al estudio de esta clase de contacto. Tal es el caso del estudio del desgaste evidenciado en el carril y en la rueda [29], empleando para ello una metodología de elementos finitos con la finalidad de calcular la distribución de esfuerzos existente en la región de contacto, a través de la cual se puede definir la deformación conjunta presente y el desgaste ocasionado.

Se han planteado métodos numéricos para calcular las fuerzas normales de contacto por medio de la teoría de Hertz [30, 31], centrándose en situaciones de disminución de contacto provocada por la interacción de planos de ruedas y en aquellos casos en que existan irregularidades en la cabeza del carril.

Finalmente, Arnold [32] ha contribuido al análisis de la interacción rueda-carril, proponiendo un procedimiento analítico para simular el comportamiento dinámico y el contacto entre ambos sólidos considerando tanto áreas de interacción elípticas como no elípticas.

2.1.3. Modelos de la dinámica lateral y longitudinal.

En los apartados anteriores se han expuesto diversas modelizaciones para caracterizar la componente de la fuerza generada en el contacto rueda-carril en dirección perpendicular al plano de contacto; siendo el modelo basado en la teoría no lineal de Hertz el más utilizado debido a su simplicidad y a la bondad de los resultados que ofrece.

El comportamiento dinámico de un vehículo ferroviario implica la aparición de fuerzas tangenciales contenidas en el plano de contacto, una componente longitudinal a la vía y otra transversal. Si bien estas fuerzas intervienen poco en la generación de vibraciones por causa del contacto rueda-carril en tramos rectos de vía, su efecto en tramos curvos pronunciados no es despreciable, y diversos autores han introducido en sus modelos la consideración de dichas fuerzas.

Los modelos para caracterizar estas fuerzas tangenciales se basan en la relación de dichas fuerzas con el comportamiento elástico tangencial de la rueda y el carril en la zona de contacto. Esta relación se establece mediante el deslizamiento aparente o pseudodeslizamiento llamado así porque se produce por la deformación elástica de los cuerpos en contacto, sin que realmente se produzca un deslizamiento en esta área. La figura 2.8 ilustra un ejemplo de una rueda cilíndrica sobre un plano, con un modelo con resortes en el área de contacto, que caracteriza la relación descrita. El ejemplo detallado en la figura pone de manifiesto que la deformación tangencial provoca la aparición de una fuerza longitudinal F_x . Cuanto mayor sea el pseudodeslizamiento, más grande será dicha fuerza, y puede aparecer deslizamiento físico en una porción de la superficie de contacto alrededor de la región identificada como J .

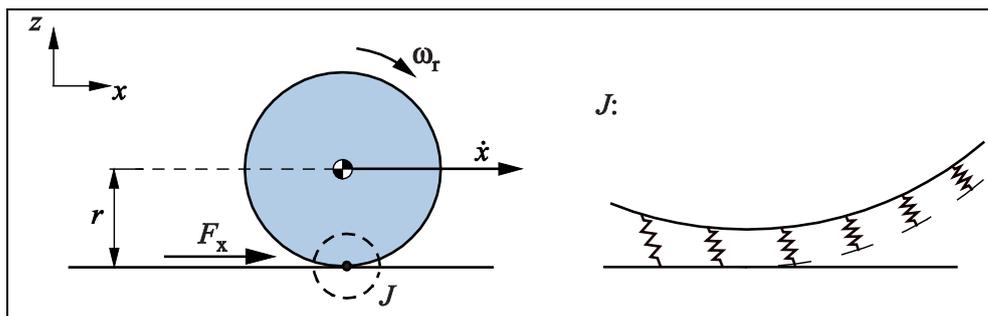


Figura 2.8. Ejemplo de la relación entre las fuerzas tangenciales y los pseudodeslizamientos.

Vermeulen y Johnson [33] han estudiado el problema tangencial de contacto para un área de interacción de forma elíptica. La superficie de contacto se divide asimétricamente en dos regiones distintas: una zona de adhesión o de adherencia y otra de deslizamiento con formas elípticas cada una. Estas elipses describen la superficie de contacto. Cuanto mayores sean las fuerzas longitudinal F_x y lateral F_y requeridas, más proporción del área elíptica de contacto entra en deslizamiento. Por consiguiente, a medida que la dinámica del vehículo requiere más fuerza tanto en dirección longitudinal como transversal, mayor es el pseudodeslizamiento. Adicionalmente, se considera que el eje axial de la elipse de la zona de adhesión coincide con el eje axial de la elipse de contacto, y que ambas elipses se tocan en su punto más extremo.

La figura 2.9 muestra el fenómeno expuesto en el caso de la dirección longitudinal. En ella se observan los valores extremos asociados al modelo de roce de Coulomb para sólidos rígidos, además de un modelo más realista en función del pseudodeslizamiento v_x que se ajusta empíricamente o mediante simulaciones numéricas. En la gráfica se identifican cuatro zonas diferentes. La primera de ellas corresponde al comportamiento lineal, donde no existe deslizamiento físico en la superficie de contacto por lo que la adherencia es total. En la segunda zona comienza a presentarse deslizamiento en la región de contacto, que se inicia en la parte posterior de esta. Para la tercera zona se tiene que a medida que se incrementa el pseudodeslizamiento, aumenta la porción de superficie donde hay deslizamiento y disminuye



la porción de adherencia. La cuarta zona está asociada a pseudodeslizamientos grandes, donde se llega a la situación de deslizamiento total, y la fuerza F_x tiende a ser la definida de acuerdo al modelo de roce de Coulomb ($F_x = \mu N$).

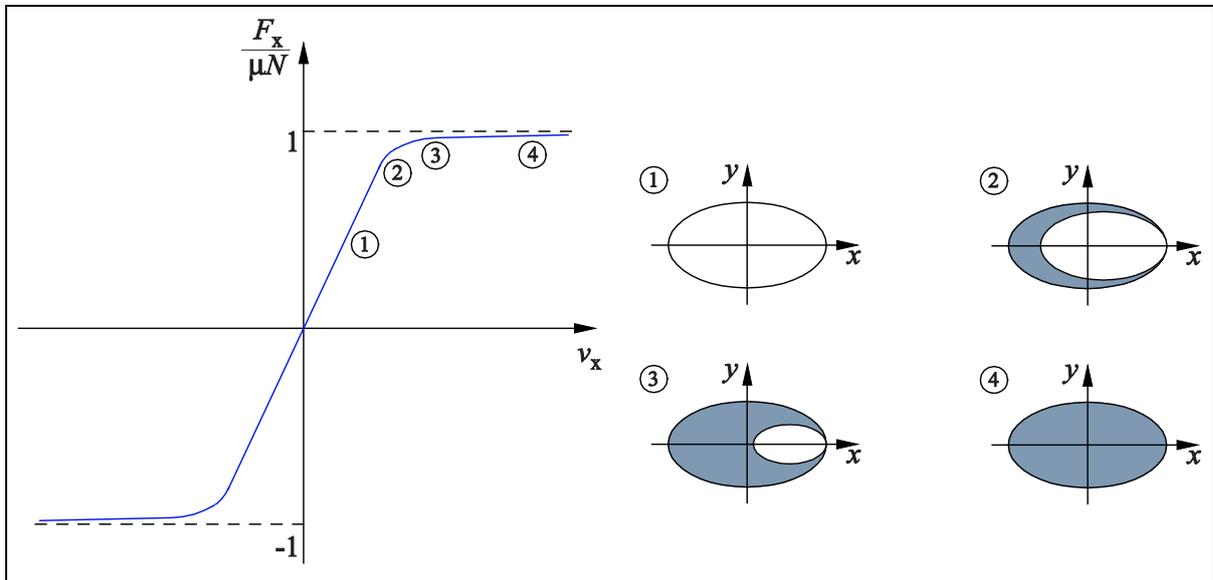


Figura 2.9. Área elíptica de deslizamiento y adhesión.

Cuando existen simultáneamente fuerzas tangenciales longitudinales y transversales, cada una de ellas depende del pseud deslizamiento v_x y v_y correspondiente; sin embargo, en saturación límite se ha de cumplir la condición conjunta de la ecuación 2.30, de acuerdo al modelo de Coulomb.

$$\sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \mu N \quad (2.30)$$

Kalker [34, 35] ha desarrollado una formulación analítica ampliamente aceptada, que permite describir las fuerzas tangenciales al plano de contacto. La figura 2.10 ilustra el sistema de fuerzas existente en la zona de contacto rueda-carril, para circulación en tramos rectos y condiciones estáticas sin movimiento de lazo del eje, es decir, el eje está en reposo respecto al coche.

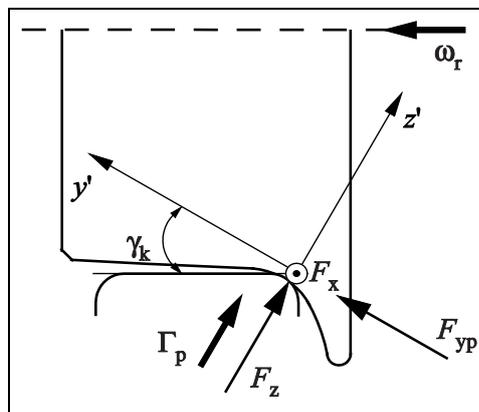


Figura 2.10. Fuerzas de contacto rueda-carril en tramos rectos y en condiciones estáticas.

En la situación estática, además de la fuerza normal F_z modelizada según la teoría no lineal de Hertz, existe una fuerza axial o longitudinal F_x que depende de la normal F_z y del pseudodeslizamiento en dirección longitudinal, así como también un par de pivoteo Γ_p debido a la componente según el eje z de la velocidad angular de rotación ω_r de la rueda, que aparece cuando el ángulo de conicidad en el contacto es $\gamma_k > 0$. La fuerza transversal F_{yp} provocada por el pivoteo, es debida a la distribución irregular de fuerzas de contacto dentro de la superficie elíptica de interacción, y depende de la velocidad de rotación ω_r y del ángulo de conicidad.

Durante la circulación en tramos curvos, a las fuerzas anteriormente mencionadas hay que añadir una fuerza transversal F_{yd} ocasionada por el ángulo de deriva ψ_k , el cual es el ángulo que forma la dirección longitudinal del carril con la dirección de la velocidad del centro de la rueda, tal como se muestra en la figura 2.11. Este ángulo de deriva, provoca la inscripción del bogie en la curva. Cabe destacar que la fuerza centrípeta necesaria para describir la curva no proviene únicamente del estado de fuerzas transversales, ya que depende principalmente de la inclinación de la fuerza normal, al desplazarse el contacto hacia la zona de la pestaña.

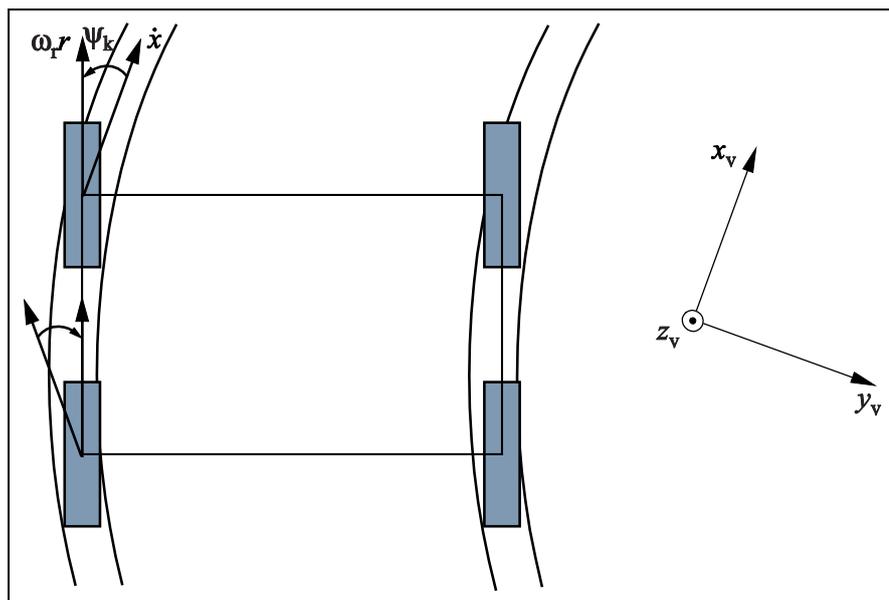


Figura 2.11. Ángulo de deriva formado durante la circulación en tramos curvos.

En condiciones dinámicas, tanto para el caso del movimiento de avance en recta como en curva, es necesario considerar el movimiento oscilatorio del bogie o movimiento de lazo, asociado a la desalineación de los ejes respecto a los carriles [5, 34, 35]. Este movimiento de lazo se traduce en una oscilación alrededor del eje de guiñada z_v o eje perpendicular a la vía, combinada con una oscilación alrededor del eje de balanceo x_v o eje longitudinal a la vía. La oscilación de guiñada afecta al ángulo de deriva, mientras que la oscilación de balanceo provoca un desplazamiento transversal del eje y la aparición de las correspondientes fuerzas transversales.

En el contacto entre dos sólidos elásticos, las fuerzas tangenciales son función de los pseudodeslizamientos, los cuales dependen del comportamiento elástico, es decir, de las deformaciones tangenciales, en la zona de contacto. En la dirección longitudinal, el



deslizamiento aparente o pseudodeslizamiento para las dos ruedas que componen el eje de un bogie, se define de acuerdo a la ecuación 2.31, despreciando el par de rodadura y considerando que el eje gira sin par motriz y sin par de frenado.

$$v_{xi} = -\left(\frac{\Delta r}{r} + \frac{D_c}{2} \frac{\dot{\alpha}_k}{\dot{x}}\right); \quad v_{xd} = -v_{xi}; \quad \dot{x} = \omega_r r \quad (2.31)$$

D_c es la distancia entre los puntos de contacto de ambos carriles, Δr es la variación del radio de la rueda debida a las oscilaciones de balanceo, v_{xi} es el pseudodeslizamiento presente en la rueda izquierda, y v_{xd} es el pseudodeslizamiento presente en la rueda derecha mirando en la dirección de avance del tren. Para las condiciones expuestas, el pseudodeslizamiento longitudinal es producido como consecuencia de las oscilaciones de guiñada α_k y de balanceo β_k que provocan el movimiento de lazo. Si se trata de un tramo curvo, la inscripción del bogie en la curva provoca un ángulo de guiñada, o deriva, constante que se añade al producido por el movimiento de lazo. Análogamente, en la dirección lateral o transversal el pseudodeslizamiento en ambas ruedas se determina a partir de la ecuación 2.32, bajo la hipótesis de la ausencia de par motriz y par de frenado.

$$v_{yi} = v_{yd} = \frac{\dot{y}}{\dot{x}} - \alpha_k \quad (2.32)$$

siendo v_{yi} el deslizamiento aparente lateral presente en la rueda izquierda y v_{yd} el pseudodeslizamiento lateral presente en la rueda derecha. Por último, los deslizamientos aparentes de giro producidos durante el pivoteo se definen atendiendo a la ecuación 2.33, donde φ_i es el pseudodeslizamiento de la rueda izquierda y φ_d es el pseudodeslizamiento de la rueda derecha.

$$\varphi_i = -\frac{\sin \gamma_k}{r} + \frac{\dot{\alpha}_k}{\dot{x}} \cos \gamma_k; \quad \varphi_d = \frac{\sin \gamma_k}{r} + \frac{\dot{\alpha}_k}{\dot{x}} \cos \gamma_k \quad (2.33)$$

Sobre la base de los pseudodeslizamientos previamente descritos, y bajo la consideración de que no existe deslizamiento físico en la superficie de contacto, las fuerzas tangenciales se determinan según la teoría lineal de Kalker [34, 35] como:

$$F_x = -Gabc_{11}v_x \quad (2.34)$$

$$F_{yd} = -Gabc_{22}v_y; \quad F_{yp} = -Ga^{3/2}b^{3/2}c_{23}\varphi; \quad F_y = F_{yd} + F_{yp} \quad (2.35)$$

$$\Gamma_p = -Ga^{3/2}b^{3/2}c_{32}v_y - Ga^{3/2}b^{3/2}c_{33}\varphi \quad (2.36)$$

donde G es el módulo de elasticidad transversal del material de los dos sólidos, mientras que c_{ij} son los coeficientes de Kalker que se encuentran tabulados en función del coeficiente de Poisson de los materiales y de la relación matemática entre las dimensiones a y b del área elíptica de contacto. Cabe acotar que a corresponde al semieje en la dirección longitudinal de avance de la rueda, mientras que b es el semieje de la elipse en la dirección transversal. Esta formulación sólo es válida cuando los pseudodeslizamientos longitudinal, lateral y de giro son

pequeños. En esta situación, la zona de deslizamiento dentro del área de contacto es nula y el área de adhesión cubre toda la región de contacto.

Se han planteado diferentes soluciones para evaluar el problema de contacto tangencial en el caso de que los pseudodeslizamientos sean importantes, con deslizamiento real en la zona de contacto. Diversos autores [5, 33] han propuesto la condición detallada en las ecuaciones 2.37 y 2.38, que deben cumplir las fuerzas longitudinal F_x y transversal F_{yd} producida por el ángulo de guiñada, tomando en cuenta la condición de saturación que depende del coeficiente de fricción μ_k , y bajo la suposición de que se desprecia la fuerza F_{yp} , situación aceptable cuando el ángulo de conicidad γ_k es pequeño, es decir, cuando el contacto está alejado de la pestaña de la rueda.

$$\frac{F_k}{\mu_k F_z} = \begin{cases} 1 - (1 - \tau)^3 & \text{para } 0 \leq \tau \leq 1, \\ 1 & \text{para } \tau > 1, \end{cases} \quad \begin{aligned} \tau &= \sqrt{\tau_x^2 + \tau_y^2} \\ F_k &= \sqrt{F_x^2 + F_{yd}^2} \end{aligned} \quad (2.37)$$

$$\tau_x = \frac{Gabc_{11}v_x}{3\mu_k F}; \quad \tau_y = \frac{Gabc_{22}v_y}{3\mu_k F} \quad (2.38)$$

En los últimos años, Kalker [35, 36] ha desarrollado un procedimiento numérico para determinar las fuerzas tangenciales, bajo condiciones de saturación y cuando existe deslizamiento real en la superficie de contacto. Esta metodología ha sido implementada en un algoritmo denominado FASTSIM, aceptando las hipótesis establecidas en la teoría de Hertz. El algoritmo divide el área de interacción en retículas o franjas discretas, comprobando para cada celda de la retícula la relación entre la presión normal de contacto p_z y las tensiones tangenciales p_x y p_y . Para cada celda, se debe verificar si se obtiene la condición de saturación establecida mediante la ecuación 2.39. Investigaciones posteriores [37], han permitido optimizar este último algoritmo propuesto por Kalker, así como también reducir el tiempo de cálculo requerido para la simulación.

$$p = \sqrt{p_x^2 + p_y^2} = \mu_k p_z \quad (2.39)$$

Heckl [38] ha propuesto un procedimiento destinado a examinar las causas y efectos del ruido producido por un tren al paso de un tramo curvo. La rueda se modeliza a través de la superposición de los modos propios del equipamiento ferroviario, excitados transversalmente en el punto de contacto por medio de una fuerza de deslizamiento, que depende de la velocidad de desplazamiento del coche. El método diseñado permite obtener simulaciones y registros en el dominio del tiempo y de la frecuencia, que describen el incremento de la amplitud de generación acústica en la medida que el tren penetra más en la curva.

Otros autores [39] han analizado la dinámica tangencial y normal de un tren en tramos curvos, mediante el modelado del conjunto coche-vía a través de sistemas multisólido. Se determina el estado de fuerzas lateral y longitudinal a través de la teoría de Kalker, mientras que la dinámica vertical se estudia por medio de la teoría de Hertz.



Se han desarrollado investigaciones complementarias [40, 41, 42] que involucran modelos numéricos de la geometría de contacto rueda-carril, para el caso de tramos rectos y curvos. Tales modelizaciones incluyen el análisis de la interacción de un bogie completo con los dos segmentos de carril, basándose en el empleo simultáneo de la teoría no lineal de Hertz, para analizar la interacción normal, y de la teoría de Kalker para estudiar el problema lateral y longitudinal de contacto. Las aplicaciones de estos modelos abarcan desde la obtención de la respuesta dinámica en el dominio de la frecuencia del equipamiento ferroviario en un tren de alta velocidad, hasta la evaluación del desgaste de la superficie de los sólidos en contacto.

2.1.4. Perfil de irregularidad de una rueda.

Las vibraciones generadas al paso de un tren en el contacto rueda-carril tienen su origen en las irregularidades de perfil que presentan tanto la rueda como el carril. En la mayor parte de estudios y modelizaciones de la generación de fuerza de contacto, se consideran las irregularidades del perfil de la rueda mientras que el carril se considera liso.

Un tipo de irregularidad frecuente la constituyen los planos de rueda originados en brascas maniobras de frenado. Una modelización usual de un plano de rueda, redondeado en sus extremos por el desgaste, se presenta en la ecuación 2.40 [43]. La expresión considera la relación existente entre la profundidad d y la longitud l del plano, y proporciona la amplitud de la irregularidad ε en función de la coordenada perimetral x de la rueda.

$$\varepsilon(x) = \frac{d}{2} \left(1 - \cos \left(\frac{2\pi x}{l} \right) \right) \quad d \approx \frac{l^2}{8r} \quad (2.40)$$

La ecuación 2.40 presenta una importancia de interés en el análisis de la influencia que poseen tanto la profundidad como la longitud de un plano, en la generación de la fuerza normal de contacto rueda-carril, así como también en la amplitud de la velocidad de vibración que se registraría en un punto de medición fijo del carril.

Dings y Dittrich [44], incluyen diversas pruebas experimentales con la intención de determinar espectros y perfiles de rugosidad y de corrugación, tanto en el carril como en las ruedas. Para ello se analizan distintas situaciones que abarcan desde diferentes condiciones de funcionamiento, hasta diversos tipos de materiales.

Los registros de irregularidad de rueda se obtuvieron por medio del uso de un tacogenerador en el sistema de medición, el cual genera pulsos que permiten muestrear la señal analógica, procedente de un transductor de desplazamiento de tipo LVDT (Linear Variable Differential Transducer). Además del mencionado transductor instalado en la dirección radial a la rueda, se dispone de un captador electromagnético que indica cuándo una rueda ha realizado una vuelta completa. Considerando los diferentes resultados captados experimentalmente y espectros expuestos en la citada investigación, es posible generar un perfil de irregularidad con fase aleatoria de una rueda, como el que se esquematiza en la figura 2.12.

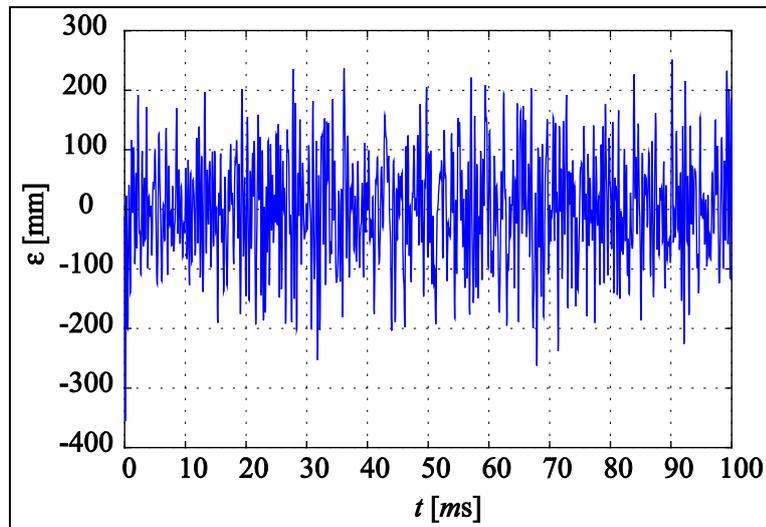


Figura 2.12. Perfil de irregularidad con fase aleatoria de una rueda.

Trabajos posteriores elaborados en el Departament d'Enginyeria Mecànica de la Universidad Politècnica de Catalunya [15], han permitido diseñar un sistema de medida de la rugosidad de un perfil de una rueda, el cual aprovecha la instalación disponible en la empresa TMB S.A. (Transportes Metropolitanos de Barcelona), para rectificar y torneado las ruedas que se encuentran en mal estado. El citado torneado no requiere del desmontaje de los ejes de un bogie, debido a que el coche se sitúa encima de un puente de reparación, de esta manera la rueda a torneado queda apoyada sobre dos cilindros accionados mediante un motor. En el caso de la toma de medidas, una vez situado el coche ferroviario sobre el puente, se sustituye la herramienta de corte por un transductor de desplazamiento tipo LVDT. Análogamente al montaje elaborado por Dings y Dittrich, se instala un captador electromagnético para detectar que una rueda ha hecho una vuelta completa. La figura 2.13 ilustra el montaje descrito.

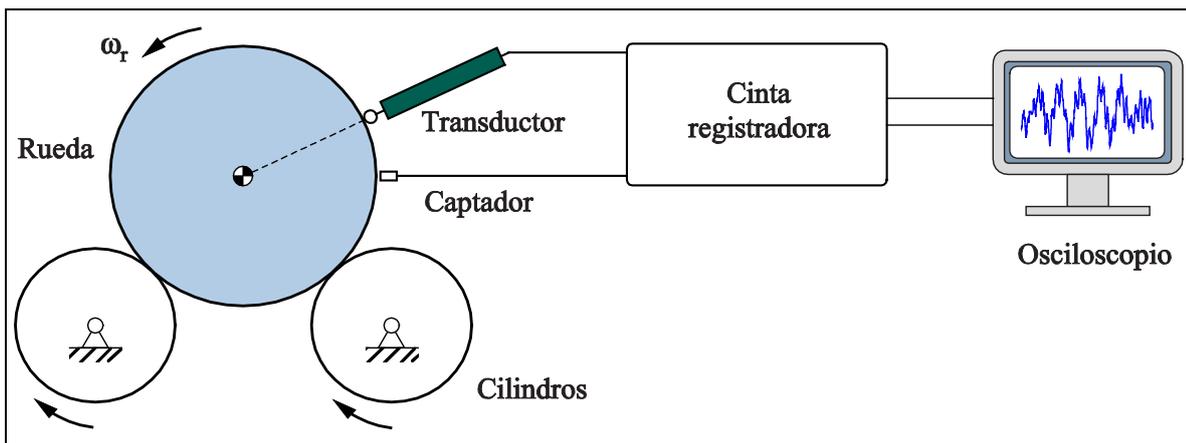


Figura 2.13. Sistema experimental de medida de un perfil de irregularidad de una rueda.

Las señales analógicas procedentes del transductor y del captador se almacenan en los diversos canales de una cinta registradora. El proceso de adquisición de datos se controla con la ayuda de un osciloscopio conectado a la salida del dispositivo registrador. La figura 2.14 muestra un perfil de irregularidad medido experimentalmente, considerando que la rueda gira



a velocidad angular constante, de esta forma se prescinde del tacogenerador utilizado en las investigaciones de Dings y Dittrich.

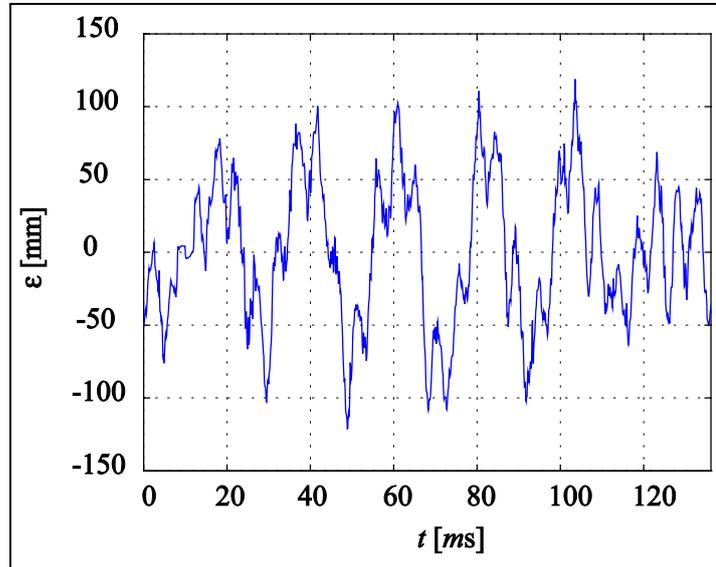


Figura 2.14. Perfil de irregularidad de una rueda medido experimentalmente.

2.2. MODELOS DE LOSAS DE CONCRETO.

Actualmente en algunas redes ferroviarias, los trenes se desplazan sobre una vía apoyada en losas de concreto. Con el fin de introducir el comportamiento de dichas losas en el modelo de generación y transmisión de las vibraciones, se ha analizado la bibliografía que trata sobre la dinámica de placas [45], a las que puede asimilarse las losas de concreto.

Un primer estudio efectuado en este ámbito [46], definió la impedancia de una losa infinita en las direcciones longitudinal y transversal que se encuentra sometida a un momento flector, ocasionando un estado de deformación transversal en la misma. Adicionalmente, se han desarrollado metodologías de análisis por elementos finitos para estudiar el comportamiento de la propagación de ondas en una losa homogénea infinita en la dirección longitudinal [47]. En dicha investigación la losa se divide en segmentos unidimensionales en la dirección transversal, que facilitan la obtención de la distribución de desplazamientos de la losa en la orientación longitudinal.

Algunos autores [48], caracterizan el comportamiento de una losa infinita en las direcciones longitudinal y lateral mediante la movilidad mecánica del medio, definida como se muestra en la ecuación 2.41.

$$Y_L = \frac{1}{8\sqrt{D\rho_H h_L}}; \quad D = \frac{E_H I_H}{1-\nu_H^2}; \quad I_H = \frac{h_L^3}{12} \quad (2.41)$$

siendo ν_H el coeficiente de Poisson para el concreto, ρ_H la densidad del hormigón, E_H su módulo elástico, I_H es el módulo resistente a la flexión y h_L el espesor de la losa. De igual forma, se estudia el comportamiento de una losa finita cuya formulación general de la

admitancia es distinta a la anterior, ya que dependerá de las condiciones de contorno a las que se encuentre sometida. Si se considera que la losa está empotrada en sus extremos, la movilidad mecánica se puede obtener por medio de una relación funcional dependiente de los modos propios de la losa, atendiendo a la ecuación 2.42 [45, 48].

$$Y_L = Y_{ij}(\omega) = \frac{j\omega}{M_L} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\Phi_{mn}(P_i)\Phi_{mn}(P_j)}{\varepsilon_{mn}(\omega_{mn}^2(1+j\eta_L)-\omega^2)} \quad (2.42)$$

donde $\Phi_{mn}(P_i)$ y $\Phi_{mn}(P_j)$ representan los desplazamientos de los puntos P_i y P_j correspondientes al modo mn , M_L es la masa total de la losa, ε_{mn} es un factor de normalización de los modos y η_L es el factor de pérdidas de la losa.

Existen otros modelos matemáticos adicionales que permiten idealizar el estado vibratorio de determinados tipos de placas [45, 49], definiendo la amplitud de desplazamiento ante una excitación de diversas tipologías de placas con condiciones de contorno específicas, en las direcciones transversal y longitudinal.

2.3. MODELOS DE TRANSMISIÓN DE VIBRACIONES HACIA EL TÚNEL.

Con el fin de estudiar la transmisión de las vibraciones generadas en el contacto rueda-carril hacia el hastial del túnel al paso de un tren, se han desarrollado una diversidad de investigaciones, que permiten modelizar la transmisión de vibraciones para diferentes geometrías del túnel.

Uno de los modelos de transmisión de vibraciones más sencillos [50], se basa en la hipótesis de que la vibración transmitida por un bogie a la base de la vía situada en cada instante bajo su centro, es estacionaria, y por tanto su magnitud expresada en forma de potencia media de la señal, ψ_0^2 , es constante. La figura 2.15 esquematiza la posición relativa entre el bogie y el punto P de cálculo en el hastial del túnel.

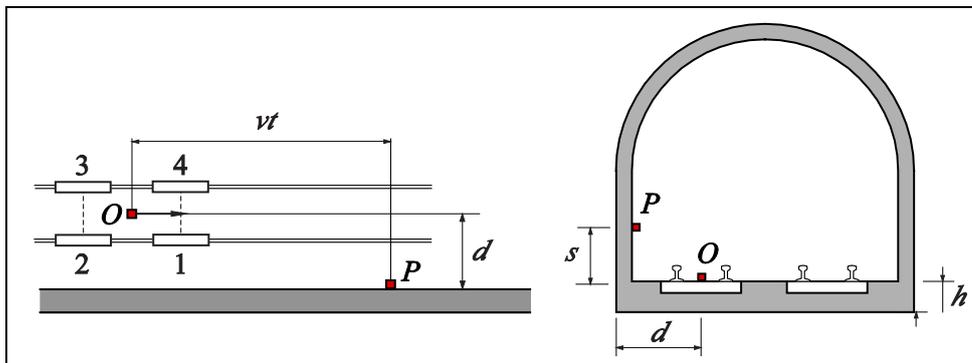


Figura 2.15. Situación de un bogie respecto a un punto de cálculo en la pared de túnel.

Dicha magnitud se estima superponiendo las magnitudes de las vibraciones generadas en cada contacto rueda-carril, transmitidas a través de la vía, tal como indica la ecuación 2.43. Este procedimiento implica considerar que las vibraciones de los cuatro contactos presentes



en un bogie no están correlacionadas entre sí, por lo que es posible utilizar el principio de superposición.

$$\psi_0^2 = \sum_{i=1}^4 \psi_i^2; \quad \psi_i^2 = \frac{1}{T} \int_0^T \dot{y}_{Li}^2(t) dt \quad (2.43)$$

Asimismo, en esta modelización se calcula la magnitud de la vibración vertical en un punto P de la pared del túnel, $\psi_P^2(t)$, aplicando la ley de propagación de Barkan que obedece a la ecuación 2.44.

$$\psi_P^2(t) = \psi_P^2(t=0) \left(\frac{r}{r'} \right)^{2\gamma} e^{2\alpha(r-r')}; \quad \text{con } r = d + s; \quad r' = \sqrt{(d+s)^2 + (vt)^2} \quad (2.44)$$

donde d es la distancia existente entre la fuente de vibración o centro de la vía y el punto de medida P , s es la altura a la que se encuentra este punto y v es la velocidad de desplazamiento del tren. Según se observa en la Figura 2.13 $\psi_P^2(t=0)$ representa la magnitud de vibración existente en P cuando el bogie pasa justo por delante de dicho punto, mientras que γ es el coeficiente de atenuación geométrica y α el coeficiente de atenuación del material, tabulados de acuerdo a valores encontrados en los trabajos de Amick [51, 52].

Por otra parte, Metrikine y Vrouwenvelder [53] han propuesto un modelo bidimensional que representa al suelo como dos capas elásticas horizontales separadas por una viga infinita de Euler-Bernoulli, para estimar las vibraciones producidas por una vía subterránea, y que se podrían presentar en la superficie. La viga modeliza al túnel y es excitada por medio de una carga que puede ser constante o armónica, y que se desliza a velocidad constante.

Existen modelos tridimensionales de transmisión más completos [54, 55, 56], que consideran el túnel como un cilindro recto infinito, además de describir el suelo por medio de las ecuaciones de onda para un medio continuo elástico. Estas modelizaciones permiten analizar las vibraciones captadas tanto en el hastial del mismo como en la superficie, utilizando una formulación basada en las ecuaciones de Green, que simulan los desplazamientos experimentados por el túnel en las direcciones longitudinal, radial y circunferencial, cuando está sometido el carril a una carga armónica vertical.

De igual forma, algunos autores [57] han combinado simultáneamente el análisis por elementos finitos para el túnel, con el empleo de elementos de contorno para el suelo, en una modelización tridimensional que toma en cuenta la periodicidad de la geometría del sistema en la dirección longitudinal del túnel. El modelo desarrollado permite examinar la cinemática y la impedancia del túnel, a través de sus modos propios.

A pesar de que las últimas metodologías previamente expuestas describen con acertada precisión los diversos medios de propagación de las vibraciones generadas en trenes suburbanos, se limitan a analizar la interacción existente entre la pared del túnel y la superficie. El paso del tren se considera como una carga constante o armónica, analizando concretamente la transmisión de vibraciones desde la pared de túnel al exterior, sin profundizar lo suficiente en un modelo de fuerza de contacto rueda-carril.

2.4. TÉCNICAS DE DETECCIÓN Y ANÁLISIS DE VIBRACIÓN.

Diversas metodologías para monitorizar los niveles de vibración producidos por el paso de un tren en una vía férrea, han sido diseñadas y optimizadas, utilizando para ello técnicas e instrumentación adecuadas.

Algunos autores utilizan procedimientos numéricos y experimentales [58], que permiten determinar las condiciones de corrugación y la existencia de planos en las ruedas. Dicho procedimiento computa las señales de aceleración de vibración captadas al pie del carril empleando el análisis espectral, que permite discernir e identificar un plano específico, independientemente de la existencia de otros posibles defectos existentes.

De los procedimientos de captación cabe destacar aquellos que utilizan acelerómetros [59], midiendo la componente vertical de la velocidad y de la aceleración de vibración de uno de los carriles, en un tramo recto de vía. Para ello se sitúan acelerómetros piezoeléctricos en la base del carril y se mide la vibración vertical, ya que es la más significativa. De igual forma, se considera que la vibración medida a pie de carril, es debida exclusivamente al contacto rueda-carril en el mismo, registrando simultáneamente la aceleración y velocidad de vibración.

A estas señales de vibración, se añade la señal de la deformación del alma del carril producida por el paso de una rueda. La misma se obtiene mediante un sensor extensiométrico situado en la misma localización que el primero de los acelerómetros. Utilizando como señal indicadora del paso de las ruedas por el punto de medida ya que dicha señal depende fundamentalmente de la carga estática, debida al peso del tren, que soporta cada rueda. La figura 2.16 muestra la localización de los instrumentos de medición, empleados en este procedimiento de detección.



Figura 2.16. Disposición del acelerómetro debajo del carril y del sensor extensiométrico en el alma del carril.

Adicionalmente, se ha diseñado una amplia variedad de metodologías para la captación de vibraciones. Algunas de ellas están basadas en sistemas destinados a la monitorización de las



condiciones de deterioro y los defectos existentes en los coches, los bogies y las ruedas, ante cargas específicas de impacto [60]. El procedimiento propuesto permite elaborar un continuo seguimiento del deterioro desarrollado en aquellos componentes más susceptibles y vulnerables a daños y averías, con el objetivo de detectar con exactitud el origen de las vibraciones presentes en la vía ferroviaria, para así llevar a cabo las actividades de mantenimiento pertinentes.

Bajo este mismo contexto, el comportamiento a altas frecuencias de la propagación de ondas a lo largo de la vía, ha sido estudiado por diversos autores [61, 62], con la finalidad de examinar los niveles de vibración y ruido generados en el carril. Para ello han caracterizado los modos de vibración lateral, longitudinal y vertical que se transfieren en la dirección del carril, en un rango comprendido entre 1000 Hz y 7000 Hz, integrándolos en un modelo en el dominio del tiempo y de la frecuencia basado en la transformación de Gabor, que permite mejorar y optimizar la resolución frecuencial de las mediciones realizadas por medio del empleo de acelerómetros, y relacionadas con una excitación aplicada en un punto de la vía.

El monitorizado de las vibraciones producidas en la interacción entre la rueda y el carril como consecuencia de planos existentes en esta última, ha sido estudiado por Díaz de Villafranca [63], planteando la posibilidad de emplear un filtro en el dominio del tiempo que realice la deconvolución de la señal procedente de las traviesas. Dada la dificultad de establecer una modelización teórica del citado filtro, como consecuencia de la variabilidad y complejidad de las condiciones de la vía, la investigación ha propuesto diseñar un filtro que permita realizar un ensayo experimental basado en el análisis modal. El ensayo consiste en excitar la respuesta propia del sistema en un punto de medida, a través del golpeo del carril con un martillo de impacto. El diseño y la aplicación del filtro, han permitido validar el mismo para la detección aproximada de planos en trenes empleados en tráfico de pasajeros y mercancías.

Algunos autores [64], han propuesto la utilización de técnicas para el procesamiento de señales digitales, con la intención de monitorizar el estado de las fuerzas de contacto rueda-carril, así como también el estado de los perfiles del carril y de la rueda; evaluado a través de estudios estadísticos de las señales de vibración captadas.

Estudios más recientes [65, 66] han expuesto técnicas de detección y monitorizado de las condiciones de las vías ferroviarias, basadas en el empleo de coches de prueba en los que se instalan tres acelerómetros que permiten registrar las principales características geométricas de la vía, el estado dinámico en las tres direcciones de interacción y las respectivas señales de aceleración de vibración.

Aplicaciones más específicas [67] permiten diagnosticar los defectos de una rueda a través de un método basado en lógica difusa, empleando para ello las mediciones realizadas previamente sobre trenes que se desplazan a diferentes velocidades, y con diversas irregularidades conocidas y detalladas en el perfil de la rueda. De esta forma se ha generado una base de datos completa, a partir de la cual la implementación de un modelo de estas características, permite discernir y predecir cuál será la falla más común, atendiendo a las condiciones de funcionamiento de la red ferroviaria, para así poder adoptar las respectivas medidas y acciones de mantenimiento.

El abanico de procedimientos destinados al seguimiento de la generación de vibraciones en un tramo suburbano es muy amplio. No obstante, resulta indispensable conocer con exactitud las necesidades y requerimientos asociados con el proceso de diagnóstico y monitorizado, con la finalidad de seleccionar correctamente la metodología que mejor optimice la obtención de resultados derivados de la medición experimental.

CAPÍTULO III

Modelo de generación de la fuerza de contacto

La estimación experimental del estado dinámico de contacto entre una rueda del bogie y el carril requiere del empleo de un procedimiento de medición complejo. Por tal motivo, se desarrollan modelos matemáticos que permiten predecir las fuerzas de contacto generadas en la zona de interacción rueda-carril. A partir de éstas, se obtienen registros descriptivos del comportamiento vibratorio de un tren que se desplaza a velocidad constante sobre la vía.

En este capítulo se exponen los principios e hipótesis fundamentales de una modelización desarrollada para analizar la dinámica de contacto en tramos rectos. La modelización incluye una idealización de la vía ferroviaria y de sus elementos constitutivos, las características de la suspensión del coche, y el empleo de la teoría no lineal de Hertz para estudiar el contacto rueda-carril.

La metodología adoptada para el cálculo de la historia temporal de fuerza de contacto, atiende a la consideración de que la cabeza del carril es lisa, y se basa en la integración numérica del sistema de ecuaciones constituido por la ecuación de movimiento de la rueda, la expresión que describe la deflexión del carril en el punto de contacto para cada instante de tiempo, y la ecuación derivada de la teoría de Hertz que toma en cuenta el perfil de irregularidad de la superficie de la rueda.

El procedimiento propuesto parte del conocimiento de la respuesta dinámica de la vía representada por medio de su receptancia, la cual se obtiene analíticamente en un margen frecuencial de interés comprendido entre 10 y 400 Hz, adecuado para las bajas velocidades de desplazamiento, usuales en los ferrocarriles existentes en una red metropolitana. Dicha respuesta viene dada por la deflexión del carril en un medio compresible constituido por el sistema ferroviario, caracterizado de acuerdo a diversas teorías concretadas previamente en el Capítulo II.

3.1. MODELO DE VÍA.

Cuando un tren se desplaza a través de un tramo recto, la velocidad de circulación del coche genera sobre la vía, fuerzas verticales superiores a las cargas estáticas aportadas por cada rueda. Partiendo de este principio, se ha estudiado los dos modelos dinámicos que representan correctamente a la vía [5]. Dichos modelos consideran la hipótesis de que los carriles son independientes entre sí, es decir, no existe acoplamiento entre los dos carriles que conforman la vía.

Para una vía convencional con traviesas y balasto, tal como se ha detallado en el apartado 2.1, el primero de tales modelos considera que el carril es modelado como una viga infinita con rigidez uniforme, y soportada sobre la masa uniformemente distribuida de las traviesas en la dirección de la vía; repartiendo de igual manera la rigidez y el amortiguamiento de los elementos bajo carril y bajo traviesa. Se desprecia la flexibilidad de las traviesas, como consecuencia de que su efecto en la fuerza dinámica de contacto es poco significativo.

La modelización alternativa considera a la vía de una manera más realista, en virtud de que las traviesas se consideran como elementos discretos separados por la distancia constante entre traviesas, con un grado de libertad vinculado al desplazamiento vertical. Los elementos de fijación entre carril y traviesas, caracterizados por su rigidez y amortiguamiento, también se consideran como elementos discretos. Finalmente se consideran los elementos elásticos bajo traviesa, o en su caso el balasto, a través de su rigidez y su amortiguamiento.

Se ha demostrado que ambas caracterizaciones no presentan diferencias importantes, para aquellas situaciones en que la velocidad del tren sea baja [3, 4], caso aplicable a un ferrocarril suburbano. Pese a esta importante premisa, en la presente tesis se ha tomado en cuenta ambas modelizaciones con la finalidad de establecer una comparación entre ellas, para así concretar su viabilidad y alcance.

Por otra parte, en los dos modelos analíticos expuestos en la sección 2.1.1, se considera comúnmente que el amortiguamiento en las gomas de la fijación bajo carril y en el balasto, es de tipo viscoso. No obstante, dado que ambos elementos se encuentran sometidos a un estado de fuerzas alternantes, el amortiguamiento estructural o de histéresis refleja de una mejor forma la disipación de energía. Un método para incluir el amortiguamiento de histéresis en los modelos de vía, consiste en considerar que el elemento elástico presenta un comportamiento lineal, de esta forma es posible definir un coeficiente de pérdidas o de amortiguamiento estructural μ_i , atendiendo a lo expresado en las ecuaciones 3.1 y 3.2.

$$\mu_T = \frac{c'_T}{k_T} \quad c_T = \frac{c'_T}{\omega} \quad (3.1)$$

$$\mu_B = \frac{c'_B}{k_B} \quad c_B = \frac{c'_B}{\omega} \quad (3.2)$$

siendo μ_T el factor de pérdidas, k_T la constante de rigidez y c'_T la constante de amortiguamiento de histéresis para los elementos bajo carril; mientras que μ_B , k_B y c'_B son el factor de pérdidas, la constante de rigidez y la constante de amortiguamiento de histéresis para



el balasto. De esta forma, la rigidez dinámica para ambos componentes vendría dada por $k_T(1+j\mu_T)$ y $k_B(1+j\mu_B)$, parámetros que se incluyen en los dos modelos de vía, cuyo comportamiento es representado a través del ciclo de histéresis, que relaciona la fuerza aplicada sobre el componente aislante de las gomas respecto a su desplazamiento.

3.1.1. Descripción del carril.

El carril cumple con la función de soportar el material rodante, además de actuar como dispositivo para su guiado y como conductor de la corriente eléctrica para la alimentación de los motores del ferrocarril, por lo que puede considerarse como uno de los elementos más importantes de la vía, más aún teniendo en cuenta que se encuentra sometido a un complejo estado dinámico a lo largo del tiempo.

Un carril convencional consta de tres partes fundamentales, la cabeza es la sección superior que se emplea como elemento de rodadura, la base o patín con una superficie interior plana para su apoyo en las traviesas, y el alma que une la cabeza con el patín. La idealización del mismo y de estos tres segmentos, para el rango de frecuencias deseado, puede realizarse por medio del uso de una viga recta e infinita de Euler-Bernoulli, de manera tal que la inercia de traslación y la deflexión del mismo sean tomadas en cuenta, y sin considerar el efecto de la deformación por esfuerzos cortantes ni la inercia de rotación.

El modelado anteriormente mencionado, ha sido obtenido a través de un análisis de la dinámica vertical asociado a los dos modelos expuestos, atendiendo para una primera aproximación, que el medio sobre el cual se apoya la vía es rígido, es decir, posee impedancia infinita.

- **Modelo de vía con parámetros uniformemente distribuidos.**

Para acondicionar la formulación de movimiento detallada en la ecuación 2.1, al modelo de vía con la masa de las traviesas distribuidas en la dirección del carril, se ha tomado en cuenta la dinámica de la vía, obteniendo en consecuencia la formulación que describe la dinámica del carril idealizado como una viga infinita de Euler-Bernoulli:

$$EI \frac{\partial^4 y_c}{\partial x^4} + \rho S \frac{\partial^2 y_c}{\partial t^2} - k_T (y_t - y_c) - c_T \frac{\partial}{\partial t} (y_t - y_c) = -F(t) \delta(x) \quad (3.3)$$

La Ecuación 3.3 puede relacionarse con la ecuación de movimiento para las traviesas, partiendo de la hipótesis de que éstas no introducen acoplamiento dinámico alguno, entre los dos carriles de la vía. Dado que las traviesas se representan mediante una distribución uniforme de masa y no poseen rigidez a la deformación, la ecuación de movimiento asociada a las mismas y referida a la coordenada generalizada y_t , representativa del desplazamiento vertical de las traviesas, viene dada por la ecuación 3.4, donde m_T es la masa de las traviesas por unidad de longitud, mientras que c_B y k_B son el amortiguamiento y la rigidez del balasto por unidad de longitud.

$$m_T \ddot{y}_t + (c_T + c_B) \dot{y}_t + (k_T + k_B) y_t - c_T \dot{y}_c - k_T y_c = 0 \quad (3.4)$$

• **Modelo de vía con parámetros discretos.**

El análisis elaborado para el modelo de parámetros uniformemente distribuidos no es aplicable para esta modelización, ya que las traviesas se encuentran distanciadas una de otra y poseen una masa concreta. El carril, se sigue modelizando como una viga infinita, recta y esbelta de sección transversal constante, de Euler-Bernoulli. Se considera que cada traviesa se deforma de manera vertical e independiente de las demás, aplicando únicamente una fuerza de enlace sobre el carril. La figura 3.1 permite representar gráficamente el criterio empleado para la formulación, para identificar la posición relativa de la excitación. En ella se puede apreciar la posición de referencia x_0 , la cual simboliza la posición en que se aplica la fuerza F sobre el carril.

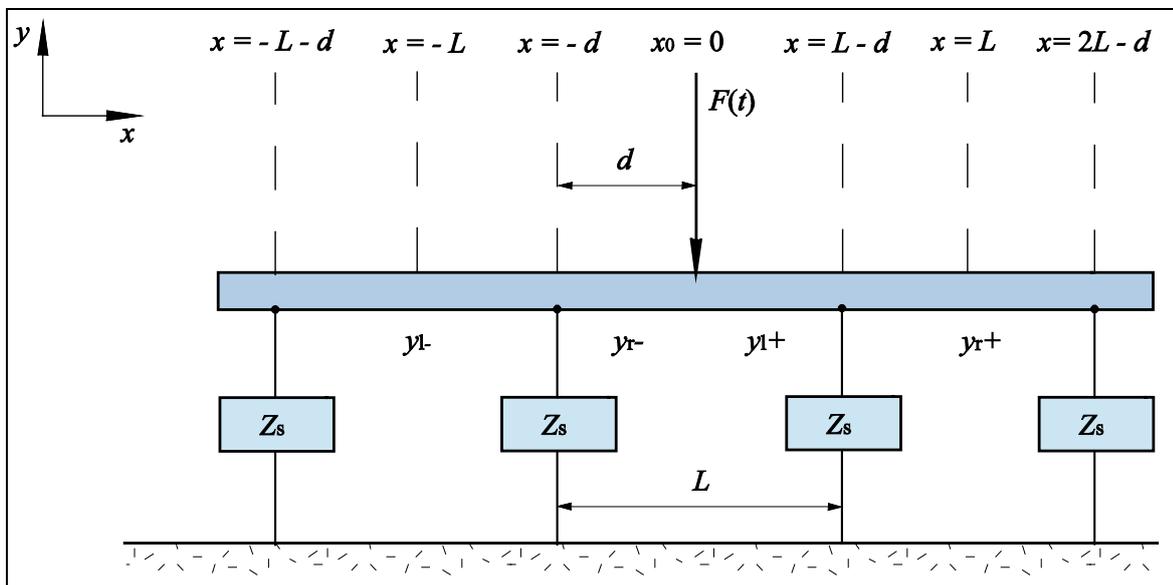


Figura 3.1. Posición relativa de la excitación en el modelo de parámetros discretos.

los subíndices l y r hacen referencia respectivamente a la deflexión del carril vista a la izquierda y a la derecha de la traviesa en análisis, L es la separación física de las traviesas, Z_s es la impedancia de la traviesa, y los exponentes $+$ y $-$ identifican la deflexión presente a la derecha o a la izquierda de la excitación. En función de la nomenclatura y el sistema de referencia utilizado, se puede precisar la formulación de movimiento del carril por medio de la ecuación 3.5, dependiente de la cantidad n de traviesas consideradas y de la fuerza F_{sn} que ejerce cada traviesa sobre el carril.

$$EI \frac{\partial^4 y_c}{\partial x^4} + \rho S \frac{\partial^2 y_c}{\partial t^2} = -F(t) \delta(x) + \sum_{n=-\infty}^{\infty} F_{sn} \delta(x - nL + d) \quad (3.5)$$

• **Introducción del amortiguamiento estructural en los modelos de vía.**

Con el propósito de incluir el amortiguamiento por histéresis en los dos modelos descritos, se ha tomado en cuenta que en un amortiguamiento estructural las fuerzas de rozamiento son independientes de la velocidad, dependiendo únicamente de la amplitud de vibración. En consecuencia, y considerando una excitación permanentemente armónica de frecuencia ω y



un coeficiente de amortiguamiento ζ , se puede definir el coeficiente de rozamiento o factor de pérdidas μ mediante la ecuación 3.6.

$$\mu = \zeta \frac{\omega}{EI} \quad (3.6)$$

Introduciendo la anterior relación en la expresión general de la dinámica de una viga infinita se obtiene la ecuación 3.7, asociada a la solución particular para el caso armónico, correspondiente a una fuerza excitadora armónica de magnitud F_0 .

$$EI(1 + j\mu) \frac{\partial^4 y_c}{\partial x^4} - \rho S \omega^2 y_c = F \delta(x); \quad F = F_0 e^{j\omega t} \quad (3.7)$$

Sobre la base de las generalizaciones anteriores, se puede afirmar que si desea introducir el amortiguamiento de histéresis en los dos modelos de vía, simplemente bastará con reemplazar el término de elasticidad a la flexión EI , por el coeficiente de elasticidad más el amortiguamiento estructural complejo, $EI(1 + j\mu)$. En el modelo propuesto se considera el amortiguamiento estructural del carril, a pesar de ser menor comparado con los coeficientes de amortiguamiento introducidos por los otros elementos de la vía

3.1.2. Receptancia de la vía.

La receptancia de la vía se define como la respuesta en frecuencia de la relación existente entre el desplazamiento vertical del carril y_c y la fuerza armónica aplicada sobre el mismo en la coordenada $x=0$, según se muestra en la ecuación 3.8. Conociendo la receptancia, se calcula la deflexión en cualquier punto x de la vía, sometida a una fuerza armónica aplicada directamente en ese punto.

$$R(\omega, x) = \frac{y_c(\omega, x)}{F_0 \delta(x)} \quad (3.8)$$

La formulación analítica de la receptancia que se ha utilizado para determinar el desplazamiento del carril ante una excitación específica, depende del modelo de vía empleado. En los apartados siguientes se profundizará en la metodología utilizada para tal fin.

3.1.2.1. Modelo con parámetros uniformemente distribuidos.

Las ecuaciones 3.3 y 3.4 constituyen el punto de partida para la obtención de la receptancia, ya que a partir de ella se puede obtener el coeficiente complejo de propagación k [4, 68], que caracteriza el fenómeno de atenuación entre dos puntos. Su módulo define el cociente de amplitudes y su argumento el desfase entre la amplitud vista en el punto de interés respecto al lugar donde se localiza la excitación. Dicho coeficiente viene descrito mediante la ecuación 3.9 en la cual se aprecia, además de la inclusión de amortiguamiento por histéresis y del parámetro Q que concreta las propiedades de la vía, la descomposición del mismo en una parte real representada como k_r y una imaginaria identificada como k_i .

$$k = \left(\frac{\rho S \omega^2 - Q}{EI(1 + j\mu)} \right)^{\frac{1}{4}}; \quad \begin{matrix} k_r = \text{Re}(k) \\ k_i = \text{Im}(k) \end{matrix} \quad (3.9)$$

Con el objetivo de realizar una primera simulación de la receptancia vertical de la vía en el punto de excitación, se han empleado los parámetros para el modelo continuo cuantificados en la tabla 3.1 y suministrados por Transportes Metropolitanos de Barcelona. Los datos corresponden a una vía clásica con traviesas y balasto. La figura 3.2 muestra el módulo y la fase de la receptancia obtenida en el mencionado punto.

Tabla 3.1. Parámetros de vía utilizados en el modelo distribuido.

Sección transversal del carril (S) [m^2]	$6930 \cdot 10^{-6}$
Inercia del carril (I) [m^4]	$23,5 \cdot 10^{-6}$
Módulo de Young del carril (E) [GPa]	207
Densidad del carril (ρ) [kg/m^3]	7850
Factor de pérdidas del carril (μ) [%]	2
Rigidez bajo carril (k_T) [(MN/m)/m]	192
Factor de pérdidas bajo carril (μ_T) [%]	19,6
Masa de las traviesas (m_T) [kg/m]	120
Rigidez bajo traviesas (k_B) [(MN/m)/m]	22,89
Factor de pérdidas bajo traviesas (μ_B) [%]	20,4

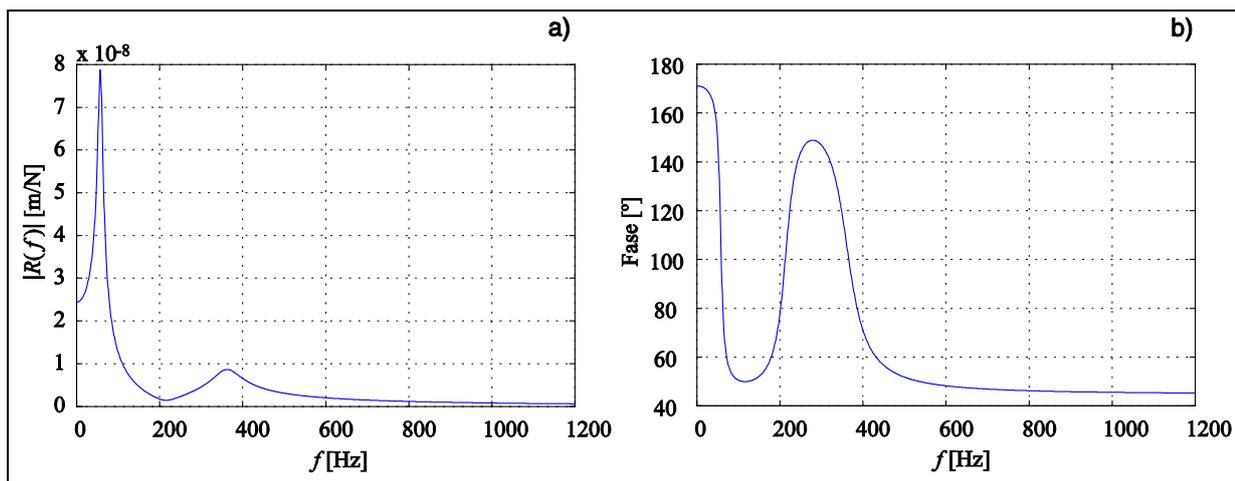


Figura 3.2. Receptancia vertical de la vía en el punto de excitación según el modelo de parámetros uniformemente distribuidos. a. Módulo. b. Fase.

Las gráficas anteriores ponen de manifiesto dos picos de máxima amplitud, correspondientes a las frecuencias propias asociadas a los dos grados de libertad de desplazamiento vertical de la vía, los cuales gobiernan respectivamente el movimiento



vertical del carril y de las traviesas. Adicionalmente, se observa que las citadas frecuencias son 57 Hz y 363 Hz.

3.1.2.2. Modelo con parámetros discretos.

A partir de la ecuación 3.5 que establece la dinámica de la vía para la modelización de traviesas discretas, se define el coeficiente de propagación como:

$$k = \left(\frac{\rho S \omega^2}{EI(1+j\mu)} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (3.10)$$

La solución de la ecuación anterior se obtiene mediante la combinación lineal de las soluciones particulares linealmente independientes de la ecuación 3.5 [4, 69]. Atendiendo a dichas formulaciones, se determina la receptancia vertical de la vía representada en la figura 3.3. Los parámetros utilizados se muestran en la tabla 3.1 y se ha considerado que la distancia entre traviesas es de 75 cm; así como también que la fuerza excitadora está aplicada sobre el carril en una localización justo sobre una traviesa, es decir, $d = 0$ de acuerdo a la figura 3.1. Tanto en el módulo como en la fase, se aprecian las dos frecuencias propias vislumbradas en el apartado 3.1.2.1, además del modo pinned-pinned a una frecuencia igual a 823 Hz.

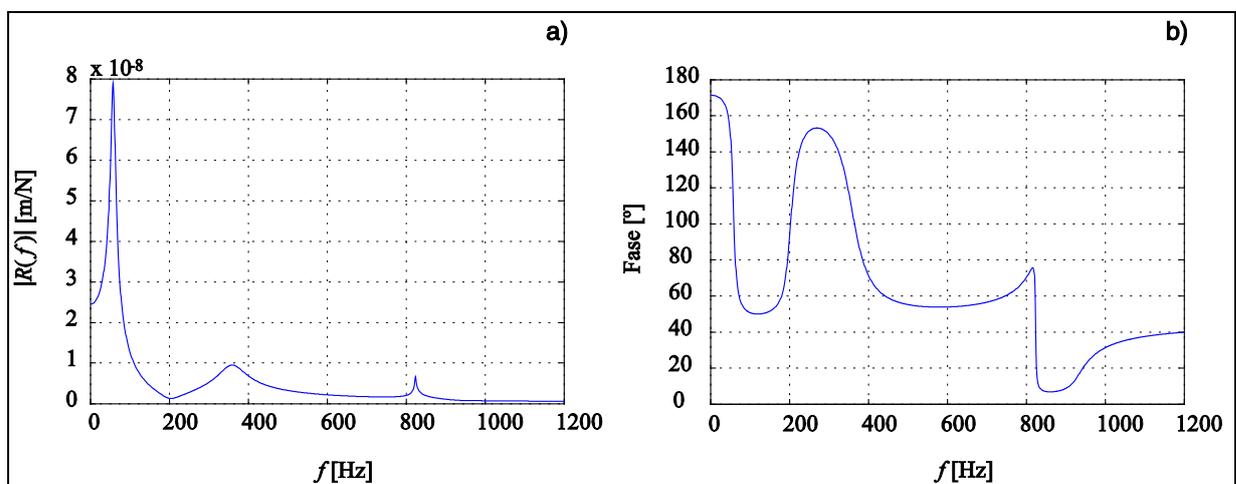


Figura 3.3. Receptancia vertical de la vía en el punto de excitación según el modelo de parámetros discretos. a. Módulo. b. Fase.

La figura 3.4 analiza comparativamente las diferencias entre la receptancia suministrada por ambos modelos, apreciando que en el rango de frecuencias de interés la misma es análoga tanto en módulo como en fase, por lo que se puede afirmar que la modelización de traviesas uniformemente distribuidas, representa correctamente la respuesta de la vía para velocidades de desplazamiento del tren inferiores a 80 km/h.

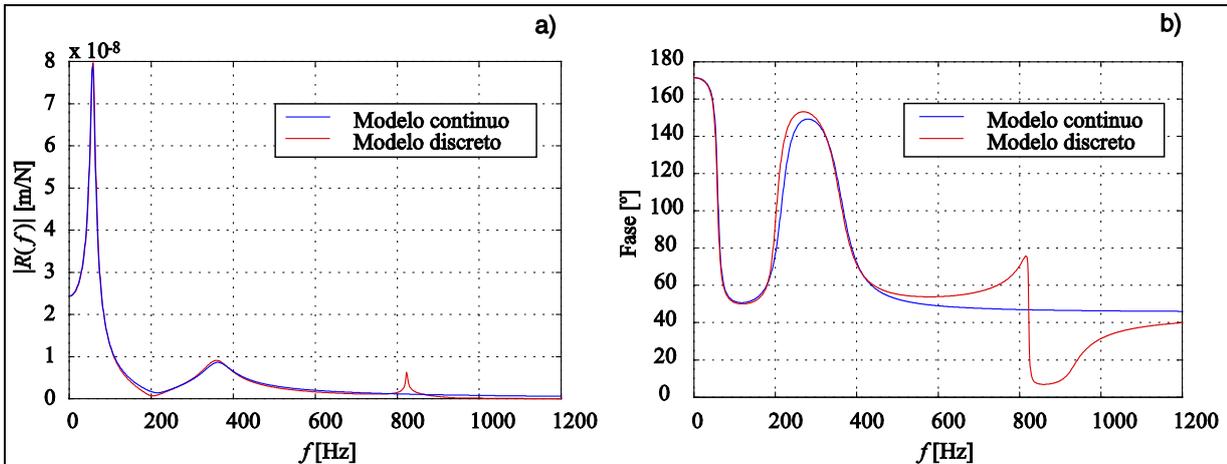


Figura 3.4. Comparación de la receptancia vertical de la vía. a. Módulo. b. Fase.

3.2. CARACTERIZACIÓN DE LA SUSPENSIÓN DEL COCHE.

La mayoría de los coches utilizados en un tren, están formados por una caja apoyada sobre un bastidor que reposa sobre dos bogies de dos ejes cada uno. Un ferrocarril metropolitano convencional está constituido por cinco coches, por lo que un tren dispone de diez bogies y cuarenta ruedas separadas según se muestra en la figura 3.5.

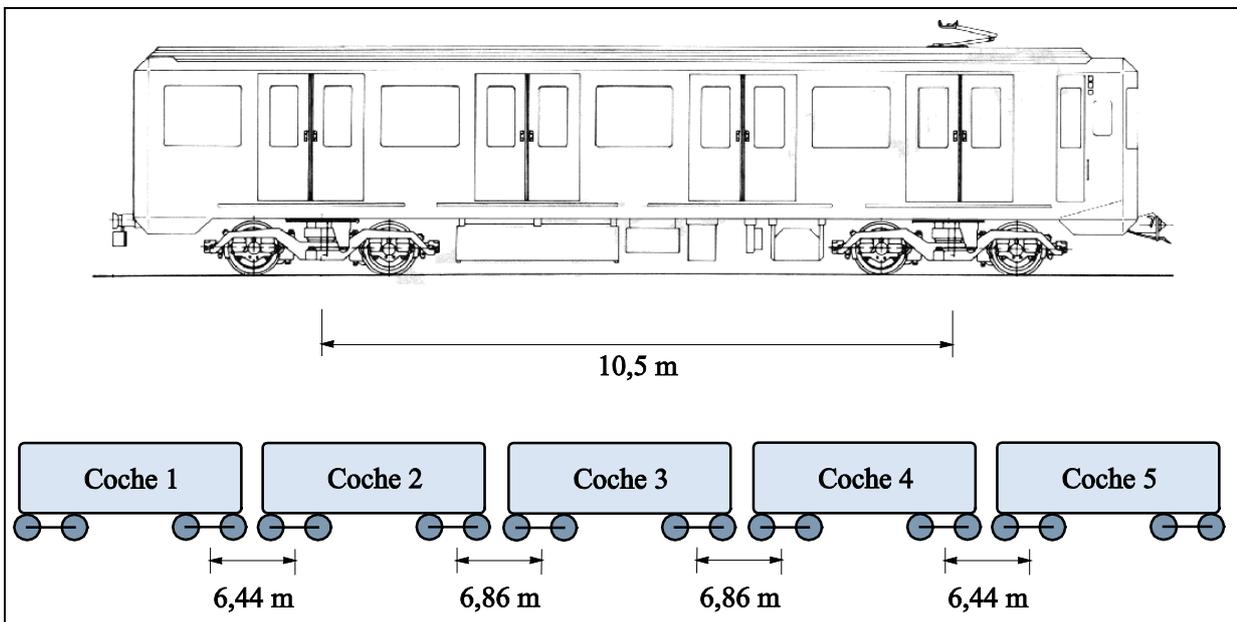


Figura 3.5. Separación entre los bogies de un tren convencional.

Se observa que la distancia mínima entre dos bogies equivale a 6,44 m, además la separación entre dos bogies es igual a 2,1 m; en consecuencia la menor separación entre ejes de ruedas corresponde a 4,34 m. Esta distancia es lo suficientemente grande como para que el efecto de las vibraciones generadas al paso de un bogie, en la fuerza de contacto rueda-carril correspondiente a otro bogie, puede considerarse como despreciable.



La tabla 3.2 tabula las masas de coches más usuales presentes en los ferrocarriles suburbanos de la red metropolitana de Barcelona.

Tabla 3.2. Masa de los coches de los trenes metropolitanos de Barcelona.

Coche motriz S/1000	Líneas 1 y 4	TARA: 31610 kg Cargado: 44220 kg
Coche motriz S/1100	Línea 4	TARA: 34200 kg Cargado: 45250 kg
Coche motriz S/2100	Líneas 1 y 5	TARA: 32600 kg Cargado: 45300 kg
Coche motriz S/3000 y S/4000	Líneas 2 y 3	TARA: 35280 kg Cargado: 49580 kg
Coche motriz S/5000	Líneas 1 y 2	TARA: 32180 kg Cargado: 44660 kg
Coche motriz S/6000	Líneas 3 y 5	TARA: 34705 kg Cargado: 49850 kg
Coche motriz S/9000	Líneas 2, 3 y 5	TARA: 36170 kg Cargado: 47025 kg

Con relación a las vibraciones producidas por el paso de un tren en un punto fijo del carril, los intervalos de interés de la historia temporal de vibración en dicho punto, corresponden a los momentos en que una de las ruedas está situada alrededor del punto. En estas circunstancias, todas las ruedas del ferrocarril, excepto la rueda que pertenece al mismo bogie que la rueda cercana al punto fijo, se encuentran lo bastante alejadas como para no tenerlas en cuenta. Por consiguiente, el estudio y análisis de las vibraciones producidas por la circulación de un tren suburbano se ha limitado al caso del paso de un bogie por el mencionado punto fijo del carril.

En un bogie se distinguen dos tipos de suspensión diferenciadas, una primaria entre el eje del vehículo y el bastidor del bogie, y una secundaria entre este último y la estructura del coche. La suspensión primaria puede ser idealizada a través de un modelo sencillo con condiciones definidas de rigidez y amortiguamiento viscoso.

Sin embargo, dado que los movimientos del bastidor y del chasis del coche se excitan a frecuencias muy bajas, por debajo de 10 Hz, el cual es el límite inferior del rango frecuencial de interés para el estudio de las vibraciones generadas por el contacto rueda-carril; se puede considerar que la suspensión secundaria del bogie, realiza un aporte despreciable en la dinámica vibratoria del conjunto ferroviario. En consecuencia, se ha modelizado la suspensión del coche a través de un modelo de un grado de libertad, tal como se esquematiza en la figura 3.6.

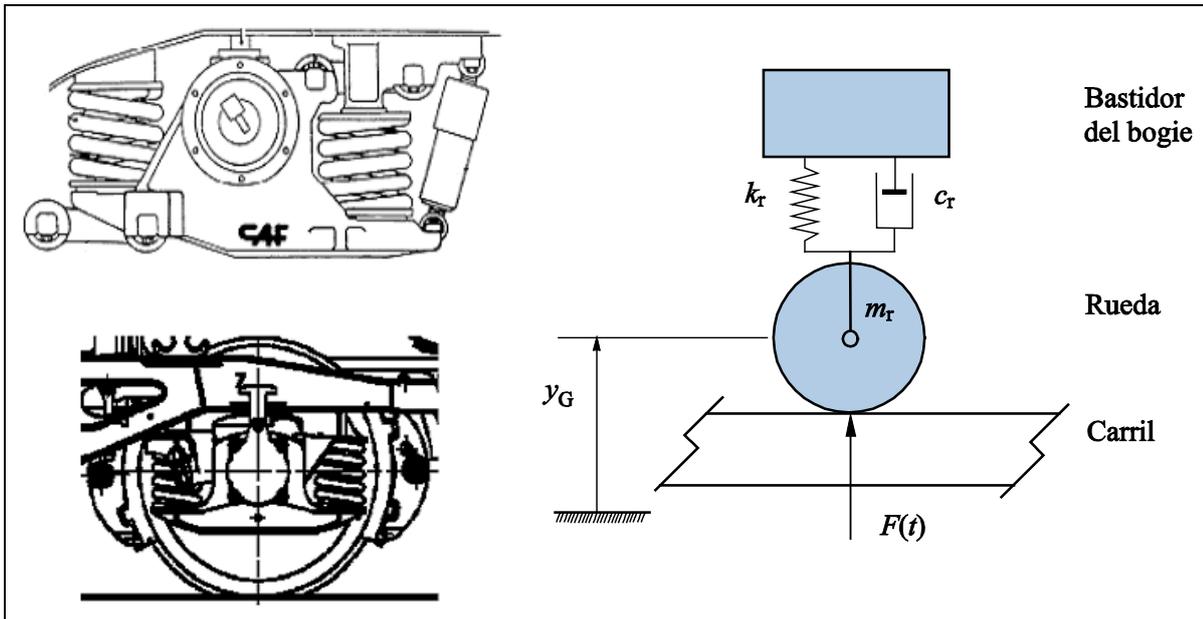


Figura 3.6. Modelo de suspensión primaria del coche y ejemplos de soluciones técnicas.

En dicha figura, k_r y c_r corresponden respectivamente a las constantes de rigidez y de amortiguamiento viscoso de la suspensión primaria, m_r es la masa de la rueda más la mitad del eje, e y_G es la coordenada generalizada que gobierna el desplazamiento vertical de la rueda. Considerando el peso P del coche repartido entre ocho ruedas, se define la ecuación 3.11 que corresponde a la ecuación de la dinámica de la suspensión del vehículo, especificando la posición inicial de equilibrio de la rueda como y_{G0} , posición correspondiente a la condición de la rueda en reposo, mientras que F representa la fuerza de contacto rueda-carril.

$$F(t) = m_r \ddot{y}_G + c_r \dot{y}_G + k_r y_G + \left(\frac{P}{8} + m_r g - k_r y_{G0} \right) \quad (3.11)$$

La constante de rigidez del modelo de suspensión, se ha calculado a partir de la frecuencia propia del sistema constituido por una masa, equivalente a la octava parte de la de un coche de pasajeros cargado, según lo especificado en la ecuación siguiente:

$$f_{0 \text{ coche}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{8k_r}{m_{\text{coche}}}} \quad (3.12)$$

Dado que las oscilaciones de la suspensión del bogie son bajas para asegurar el confort de los pasajeros, se ha atendido a la hipótesis de que la frecuencia propia del coche es de 3 Hz, y tomando en cuenta la masa asociada a un coche motriz del tipo S/6000 a plena carga, se ha obtenido una constante de rigidez k_r equivalente a 2,21 MN/m. Adicionalmente, el parámetro de amortiguamiento viscoso se ha determinado mediante el empleo del amortiguamiento reducido del sistema, constituido por la octava parte de la masa de un coche de la misma serie en condiciones de carga completa. Dicho amortiguamiento reducido se determina a partir de la ecuación 3.13.



$$\zeta_{\text{coche}} = \frac{c_r}{2\sqrt{k_r \frac{m_{\text{coche}}}{8}}} \quad (3.13)$$

Considerando la hipótesis de que la razón de amortiguamiento del coche ζ_{coche} es igual a $\sqrt{2}/2$, el cual es un valor característico de las suspensiones de gran envergadura, se obtiene una constante de amortiguamiento viscoso c_r igual a 165,96 kNs/m.

3.3. MODELO EQUIVALENTE DE VÍA.

Para la determinación de las características dinámicas de la vía, se ha desarrollado un modelo matemático equivalente que permite caracterizar el comportamiento dinámico de dicha vía. Este modelo equivalente representa la vía como un sistema discreto cuyos parámetros de masa, rigidez y amortiguamiento se ajustan de acuerdo con las funciones de receptancia y movilidad que proporcional el modelo de vía distribuida. Según la metodología descrita en [70], se han concretado tales parámetros vinculados con cada uno de los elementos del modelo y se han definido las ecuaciones de movimiento partiendo de la elaboración de un diagrama de cuerpo libre, asociado a cada uno de los sólidos equivalentes que conforman dicho modelo.

3.3.1. Hipótesis.

El objetivo propuesto a través de este análisis, consiste en la determinación del estado dinámico de la vía, estimando la historia temporal de la fuerza de contacto rueda-carril, mediante un proceso de integración numérica de las ecuaciones diferenciales de movimiento, partiendo de unas condiciones de equilibrio específicas. De esta forma es posible utilizar dicho registro de fuerza de contacto, en el modelo de vía detallado en la sección 3.1, con la finalidad de hallar en consecuencia, la amplitud del desplazamiento vertical en un punto del carril a partir de la respuesta impulsional derivada de la receptancia; así como también la magnitud de la velocidad de desplazamiento vertical del punto del carril, por medio de la respuesta impulsional asociada a la movilidad. El análisis del sistema ferroviario a través del modelo equivalente, es una herramienta útil para simplificar y facilitar el cálculo de la citada fuerza de contacto.

Para cumplir con tal objetivo, se han desarrollado dos caracterizaciones análogas del conjunto formado por la vía y por una rueda. La primera de ellas modeliza a la vía con un solo grado de libertad, mientras que la segunda considera dos grados de libertad, para describir la dinámica de las traviesas y del carril. El modelo de un grado de libertad permite aproximar correctamente el comportamiento dinámico de vías con fijaciones compactas como la DFF, mientras que la modelización de dos grados de libertad es útil para representar la respuesta ante una excitación de vías con traviesas y balasto o de tipologías similares. En ambos modelos se considera el nivel de referencia, asociado al momento en que la vía se encuentra sin carga, situación en la cual la misma se encuentra comprimida únicamente por su propio peso; por lo que las ecuaciones de movimiento que se han formulado, se encuentran referidas a esta condición.

3.3.2. Modelo de vía con un grado de libertad.

Integrando la caracterización de la suspensión del coche y bajo la hipótesis formulada, ha sido posible concretar un primer modelo que considera a los elementos constituyentes de la vía, idealizados por medio de una masa efectiva m_v , y unos valores efectivos de rigidez y amortiguamiento viscoso k_v y c_v , tal como se esquematiza en la figura 3.7.

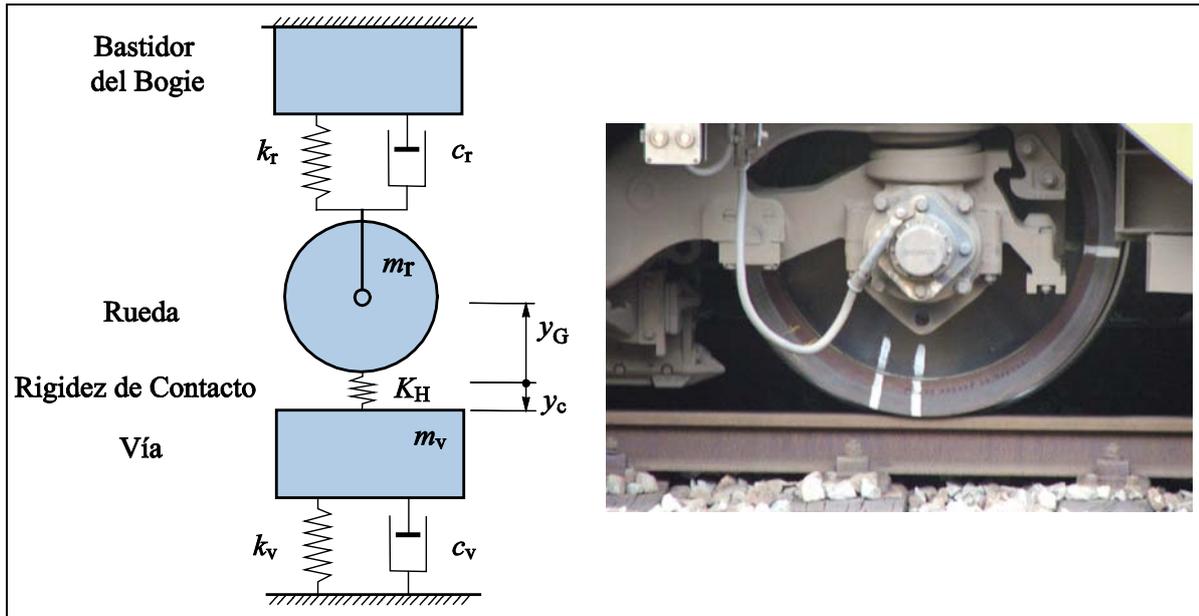


Figura 3.7. Análisis con un modelo de vía de un grado de libertad.

Sobre la base del modelo concretado en la figura anterior, se ha hallado la ecuación 3.14 que describe la formulación de movimiento asociada a la vía.

$$m_v \ddot{y}_c + c_v \dot{y}_c + k_v y_c = -F(t) \quad (3.14)$$

Tal como se había detallado en el apartado 2.1.2, la fuerza normal de contacto rueda-carril puede ser estimada por medio de la teoría no lineal de Hertz, por lo que incluyendo los fundamentos de la misma, y acondicionando la ecuación 2.8 a las coordenadas generalizadas descritas en la figura 3.7, se define la fuerza de contacto F como:

$$F(t) = K_H \delta^{3/2}; \quad \delta = y_c - y_G + r - \varepsilon(t) \quad (3.15)$$

Considerando la dinámica de la rueda y de la vía, se ha definido el siguiente sistema a integrar numéricamente:

$$\begin{cases} m_r \ddot{y}_G + c_r \dot{y}_G + k_r y_G = K_H (y_c - y_G + r - \varepsilon(t))^{3/2} - \left(\frac{P}{8} + m_r g - k_r y_{G0} \right) \\ m_v \ddot{y}_c + c_v \dot{y}_c + k_v y_c = -K_H (y_c - y_G + r - \varepsilon(t))^{3/2} \end{cases} \quad (3.16)$$



Por otra parte, las condiciones iniciales asociadas a la rueda vienen descritas respectivamente para la aceleración, velocidad y desplazamiento de la coordenada generalizada y_G , como $\dot{y}_G = 0$ e $y_G = y_{G0}$. Para el caso de la vía, estas condiciones iniciales correspondientes a la coordenada generalizada y_c , vienen representadas como $\dot{y}_c = 0$ e $y_c = y_{c0}$. Evaluando dichas condiciones en las ecuaciones de movimiento del sistema y en la teoría no lineal de Hertz, se obtienen las expresiones que permiten determinar las condiciones de equilibrio y_G e y_c , además de la deformación conjunta inicial.

$$y_{c0} = -\frac{P + 8m_r g}{8k_v}; \quad \delta_0 = \sqrt[3]{\left(\frac{P + 8m_r g}{8K_H}\right)^2}; \quad y_{G0} = r + y_{c0} - \delta_0 \quad (3.17)$$

3.3.3. Modelo de vía con dos grados de libertad.

La figura 3.8 muestra la modelización de la vía ferroviaria con dos grados de libertad.

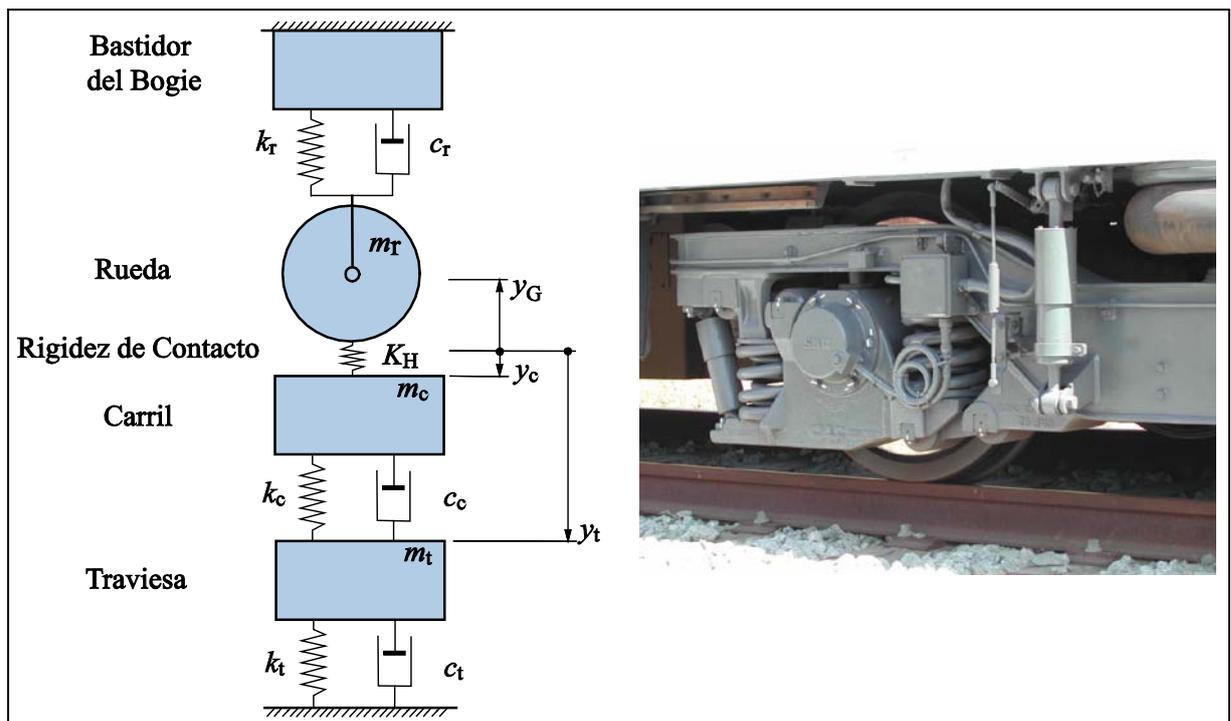


Figura 3.8. Análisis con un modelo de vía de dos grados de libertad.

Analizando en mayor detalle la vía a través del conjunto formado por el carril y las traviesas, se ha desarrollado la idealización anteriormente esquematizada que incluye los dos grados de libertad de la vía, mediante las dos coordenadas generalizadas y_c e y_t , que describen el desplazamiento vertical del carril y de las traviesas.

Siguiendo la hipótesis previamente explicada, se ha considerado que $y_c = 0$ e $y_t = 0$ corresponden a la situación en la cual la vía se encuentra sin carga, por lo que únicamente se encuentra sometida al peso propio del carril y de las traviesas. En la figura 3.8, k_c , c_c , k_t y c_t

son respectivamente los valores efectivos de rigidez y amortiguamiento de los elementos bajo carril y bajo traviesas, mientras que m_c y m_t representan la masa efectiva de ambos.

Basándose en los diagramas de cuerpo libre, para el caso del carril y de las traviesas se tienen las siguientes ecuaciones de movimiento:

$$m_c \ddot{y}_c + c_c (\dot{y}_c - \dot{y}_t) + k_c (y_c - y_t) = -F(t) \quad (3.18)$$

$$m_t \ddot{y}_t - c_c (\dot{y}_c - \dot{y}_t) - k_c (y_c - y_t) = -c_t \dot{y}_t - k_t y_t \quad (3.19)$$

Considerando la dinámica de la suspensión primaria, el sistema de ecuaciones a integrar numéricamente es:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_r \ddot{y}_G + c_r \dot{y}_G + k_r y_G = K_H (y_c - y_G + r - \varepsilon(t))^{3/2} - \left(\frac{P}{8} + m_r g - k_r y_{G0} \right) \\ m_c \ddot{y}_c + c_c \dot{y}_c + k_c y_c = -K_H (y_c - y_G + r - \varepsilon(t))^{3/2} + c_c \dot{y}_t + k_c y_t \\ m_t \ddot{y}_t + (c_c + c_t) \dot{y}_t + (k_c + k_t) y_t = c_c \dot{y}_c + k_c y_c \end{array} \right. \quad (3.20)$$

Procediendo de manera similar a lo realizado en el modelo de vía con un grado de libertad, se han evaluado las condiciones de reposo para la aceleración, velocidad y desplazamiento de las coordenadas generalizadas descritas.

$$y_{c0} = -\left(\frac{P}{8} + m_r g \right) \frac{k_c + k_t}{k_c k_t}; \quad y_{t0} = -\frac{P + 8m_r g}{8k_t}; \quad y_{G0} = r + y_{c0} - \delta_0 \quad (3.21)$$

Empleando el modelo propuesto en la idealización continua y discreta detallada en la sección 3.1, se han ajustado los parámetros efectivos de rigidez, amortiguamiento e inercia, a partir de la receptancia vertical de la vía. Las frecuencias propias de los dos grados de libertad corresponden a los máximos de la receptancia vertical de la vía en el margen frecuencial de interés.

En la figura 3.9 se presenta una comparación de la receptancia de la vía en el punto de medida, en magnitud y fase, calculada con el modelo equivalente de dos grados de libertad, y con el modelo de traviesas uniformemente distribuidas, bajo los parámetros especificados en la tabla 3.1. Se observa que las diferencias no son significativas para el rango de frecuencias comprendido entre 10 y 400 Hz, por lo tanto se ha utilizado el modelo de vía y coche basado en análisis modal, para la determinación de la fuerza de contacto rueda-carril debido a su simplicidad. De igual forma, el modelo de un grado de libertad permite aproximar de manera correcta tanto en módulo como en fase, para el mencionado rango de interés, la receptancia de una vía sin traviesas y con elementos elásticos bajo el carril.

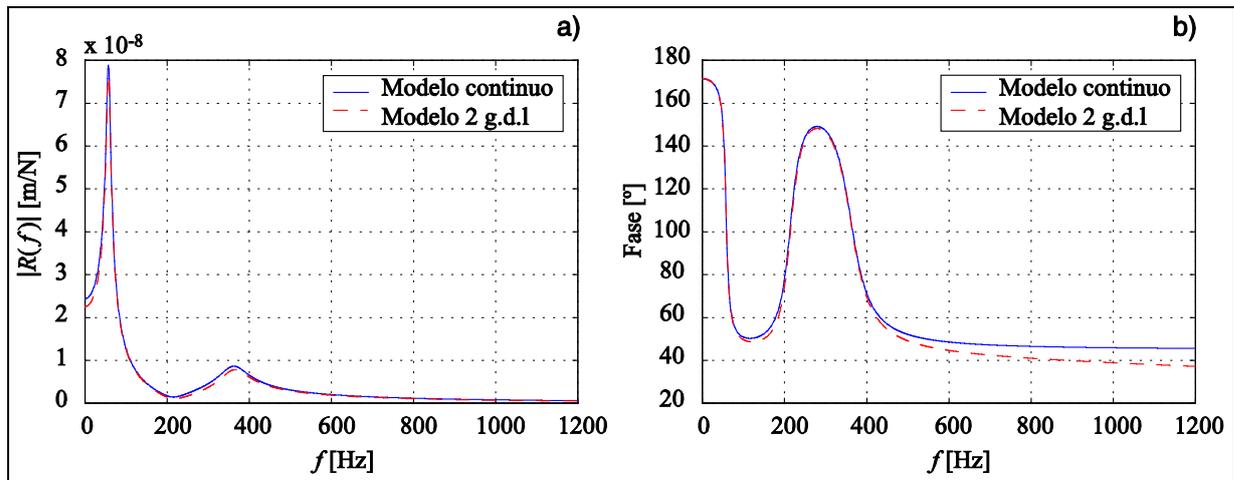


Figura 3.9. Comparación de la receptancia vertical de la vía determinada a partir del modelo de vía continua y del análisis modal. a. Amplitud. b. Fase.

3.4. MODELO DE LA FUERZA NORMAL DE CONTACTO RUEDA-CARRIL.

La relación entre los movimientos de la rueda contenidos en el plano de contacto rueda-carril y las fuerzas que originan, es uno de los problemas más importantes en la dinámica ferroviaria. El modelo de contacto rueda-carril es no lineal y por tanto presenta complejidad. El comportamiento dinámico de un vehículo ferroviario está significativamente afectado por estas fuerzas de interacción entre la rueda y el carril, las cuales dependen de la adhesión, el deslizamiento y el desgaste. El problema del contacto rueda-carril estudia el comportamiento de dos sólidos elásticos cuando ruedan uno sobre el otro, bajo la acción de cargas normales y tangenciales a la superficie de contacto. El planteamiento general del problema de contacto consiste en establecer relaciones entre las fuerzas externas aplicadas, la cinemática del eje, la deformación en la zona de contacto y el campo de tensiones en el área de contacto.

Cuando dos sólidos elásticos ruedan uno sobre otro, bajo la acción de este sistema de cargas, se produce un movimiento relativo entre los dos cuerpos en el que interviene una composición de movimientos junto a pequeñas deformaciones elásticas asociadas a las zonas próximas de contacto. El resultado es un movimiento compuesto por una mezcla de movimientos de rodadura, más un deslizamiento aparente. Se denomina aparente porque se origina por la deformación elástica de los cuerpos en contacto, sin que se produzca necesariamente un deslizamiento en esta área.

Tal como se ha discutido en el apartado 2.1, la mayoría de las modelizaciones utilizadas para evaluar el contacto entre la rueda y el carril, consideran que los cuerpos a analizar son similares y que tienen un comportamiento hertziano. Estas dos suposiciones simplifican sustancialmente el proceso de cálculo, puesto que si los dos cuerpos son similares el problema normal y el problema tangencial se pueden dividir en dos análisis independientes, obteniendo del primero la fuerza normal y la forma del área de contacto, y del problema tangencial las fuerzas laterales y longitudinales que se producen en el contacto. Para el desarrollo del modelo de generación de vibraciones, se ha considerado en primera instancia el estudio del problema normal de contacto, bajo la premisa de que el ferrocarril se desplaza a velocidad

constante sobre un tramo recto de la vía, con lo cual el efecto de las fuerzas tangenciales es mínimo.

3.4.1. Teoría no lineal de Hertz.

La formulación no lineal de Hertz constituye la base para el modelado de la fuerza normal de contacto rueda-carril. Las hipótesis de aplicación de la formulación de Hertz son [15, 16]:

- Cada cuerpo se idealiza como un subespacio elástico cargado sobre una región plana y elíptica pequeña tal como se esquematiza en la figura 3.10.

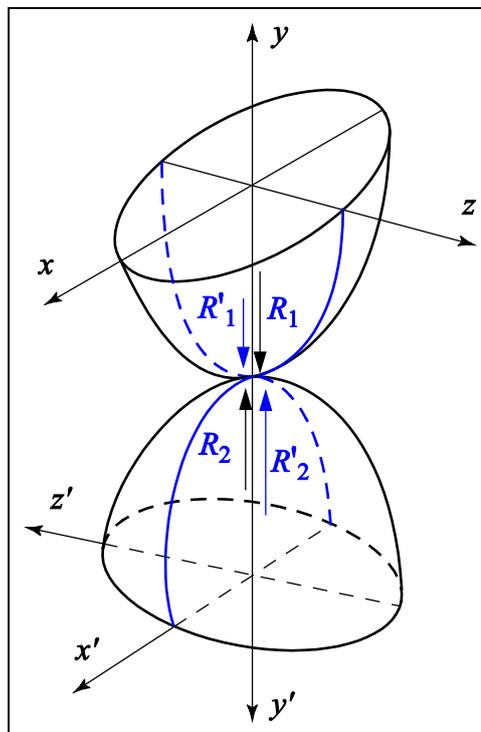


Figura 3.10. Idealización de los sólidos en contacto.

- Las superficies de los cuerpos en la zona local de contacto son continuas y derivables, y se describen aproximadamente por medio de expresiones cuadráticas como las reflejadas en la ecuación 3.22.

$$\begin{aligned} y &= A_1 x^2 + A_2 xz + A_3 z^2 \\ y' &= B_1 x'^2 + B_2 x'z' + B_3 z'^2 \end{aligned} \tag{3.22}$$

- Las superficies de contacto de los dos sólidos son suaves, por tanto, las irregularidades inherentes a la rugosidad de las superficies no intervienen en la formulación.
- Las deformaciones en la región de contacto son pequeñas en comparación con las dimensiones de los cuerpos rodantes y sus radios de curvatura en el punto de contacto.



- Entre las superficies de contacto se considera que no hay fuerzas tangenciales, sino únicamente presiones normales.

Basándose en las hipótesis anteriores así como también en las nociones expuestas en la sección 2.1.2, se ha determinado el valor de la constante de rigidez no lineal, la cual depende de la geometría del área de contacto. Para utilizar la teoría de Hertz en el análisis de la interacción rueda-carril, se ha considerado que el tren se desplaza en un tramo recto de vía y que el contacto es permanente sin movimiento de lazo. Por consiguiente, la geometría de contacto es constante, al igual que los radios de curvatura principales R_1 , R_2 , R'_1 y R'_2 . La rueda se considera como una superficie cónica, con un ángulo igual al ángulo de inclinación γ_r del plano de contacto entre la rueda y el carril, de acuerdo a lo ilustrado en la figura 3.11.

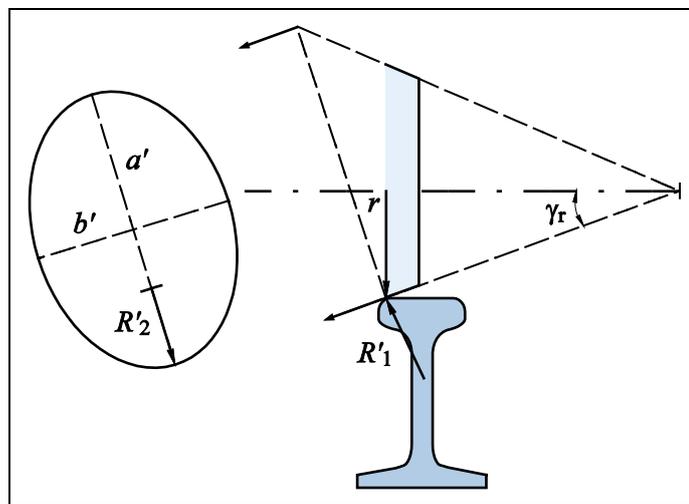


Figura 3.11. Geometría del área de contacto rueda-carril.

Atendiendo a la figura anterior, se tiene que el radio de curvatura principal mínimo R'_1 es igual al radio del perfil del carril equivalente a 0,3 m. Por su parte, el radio de curvatura principal máximo R_1 y el radio de curvatura principal máximo R_2 son respectivamente $R_1 = \infty$ y $R_2 = \infty$. Finalmente, el radio de curvatura principal mínimo R'_2 se determina a partir de la ecuación 3.23 [103].

$$R'_2 = \frac{b'^2}{a'}; \quad a' = r \frac{\tan(2\gamma_p)}{2 \sin \gamma_p}; \quad b' = r + a' \sin \gamma_p \tan \gamma_p \quad (3.23)$$

En la expresión anterior, r es el radio de la rueda que se calcula como el valor medio existente entre el radio de una rueda nueva equivalente a 0,419 m, y el radio de una rueda torneada por última vez, 0,374 m:

$$r = \frac{0,419 + 0,374}{2} = 0,3965 \text{ m}$$

Considerando que el ángulo de conicidad γ_r de una rueda es 5% [15], equivalente a 2,862°, el radio de curvatura principal mínimo R'_2 es:

$$a' = 0,3965 \frac{\tan(2 \cdot 2,862)}{2 \cdot \sin 2,862} = 0,3979 \text{ m}$$

$$b' = 0,3965 + 0,398 \cdot \sin 2,862 \cdot \tan 2,862 = 0,3975 \text{ m}$$

$$R'_2 = \frac{0,3975^2}{0,3979} = 0,3971 \text{ m}$$

De esta forma los coeficientes geométricos k_1 y k_2 , así como también el coeficiente k_3 relacionado con las propiedades del material, se describen respectivamente por medio de las expresiones 2.2, 2.3 y 2.4, considerando que el ángulo de inclinación θ , existente entre el plano que contiene la curvatura principal del carril y el plano con la curvatura principal de la rueda, es 90° :

$$k_1 = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R'_1} + \frac{1}{R'_2} \right) = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\infty} + \frac{1}{\infty} + \frac{1}{0,3} + \frac{1}{0,3971} \right) = 2,926 \text{ m}^{-1}$$

$$k_2 = \frac{1}{2} \left(\left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R'_1} \right)^2 + \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R'_2} \right)^2 + 2 \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R'_1} \right) \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R'_2} \right) \cos 2\theta \right)^{\frac{1}{2}} =$$

$$= \frac{1}{2} \left(\left(\frac{1}{\infty} - \frac{1}{0,3} \right)^2 + \left(\frac{1}{\infty} - \frac{1}{0,3971} \right)^2 + 2 \left(\frac{1}{\infty} - \frac{1}{0,3} \right) \left(\frac{1}{\infty} - \frac{1}{0,3971} \right) \cos(2 \cdot 90) \right)^{\frac{1}{2}} = 0,408 \text{ m}^{-1}$$

$$\Phi = \arccos \frac{k_2}{k_1} = \arccos \frac{0,408}{2,926} = 81,994^\circ$$

$$k_3 = \frac{1 - \nu^2}{E} = \frac{1 - 0,3^2}{207 \cdot 10^9} = 4,396 \cdot 10^{-12} \frac{\text{m}^2}{\text{N}}$$

A partir del ángulo Φ calculado, se han determinado los parámetros m , n y λ mediante los valores cuantificados en la tabla 3.3 [71].

Tabla 3.3. Parámetros m , n y λ para el análisis del contacto hertziano rueda-carril.

Φ [°]	m	n	λ	Φ [°]	m	n	λ
0	∞	0	---	55	1,611	0,678	1,828
10	6,612	0,319	0,851	60	1,486	0,717	1,875
20	3,778	0,408	1,220	65	1,378	0,759	1,912
30	2,731	0,493	1,453	70	1,284	0,802	1,944
35	2,397	0,530	1,55	75	1,202	0,846	1,967
40	2,136	0,567	1,637	80	1,128	0,893	1,985
45	1,926	0,604	1,709	85	1,061	0,944	1,996
50	1,754	0,641	1,772	90	1	1	2



Interpolando para el ángulo determinado, se obtiene:

$$m = 1,1012; \quad n = 0,9134; \quad \lambda = 1,9894$$

Considerando que el peso estático W aportado por la rueda, queda definido a partir de la octava parte de la masa de un coche motriz del tipo S/6000 en situación de plena carga, se han calculado las dimensiones del área elíptica de contacto, así como también la constante de elasticidad no lineal K_H , mediante las formulaciones 2.6, 2.7 y 2.9.

$$a = m \left(\frac{3k_3 F}{2k_1} \right)^{\frac{1}{3}} = 1,1012 \left(\frac{3 \cdot 4,396 \cdot 10^{-12} \cdot 6231,25 \cdot 9,81}{2 \cdot 2,926} \right)^{\frac{1}{3}} = 5,686 \text{ mm}$$

$$b = n \left(\frac{3k_3 F}{2k_1} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,9134 \left(\frac{3 \cdot 4,396 \cdot 10^{-12} \cdot 6231,25 \cdot 9,81}{2 \cdot 2,926} \right)^{\frac{1}{3}} = 4,715 \text{ mm}$$

$$K_H = \frac{4}{3k_3} \sqrt{\frac{2}{k_1 \lambda^3}} = \frac{4}{3 \cdot 4,396 \cdot 10^{-12}} \sqrt{\frac{2}{2,926 \cdot 1,9894^3}} = 89,394 \frac{\text{GN}}{\text{m}^{3/2}}$$

3.4.2. Fuerza de contacto rueda-carril.

En la figura 3.12 se muestra la interacción presente entre la rueda y el carril, haciendo énfasis en la influencia del perfil de irregularidad ε de la rueda. Si para un determinado instante t , se conoce el desplazamiento vertical del carril y_c en el punto de contacto, la posición vertical y_G del centro de inercia de la rueda y la amplitud de la irregularidad de la misma; la fuerza de contacto rueda-carril se puede evaluar a través de la teoría no lineal de Hertz, mediante el empleo de la ecuación 2.10 especificada en el apartado 2.1.2.

$$F = \begin{cases} K_H \delta^{3/2} & \text{cuando } \delta = y_c - y_G + r - \varepsilon > 0 \\ 0 & \text{cuando } \delta = y_c - y_G + r - \varepsilon \leq 0 \end{cases} \quad (2.10)$$

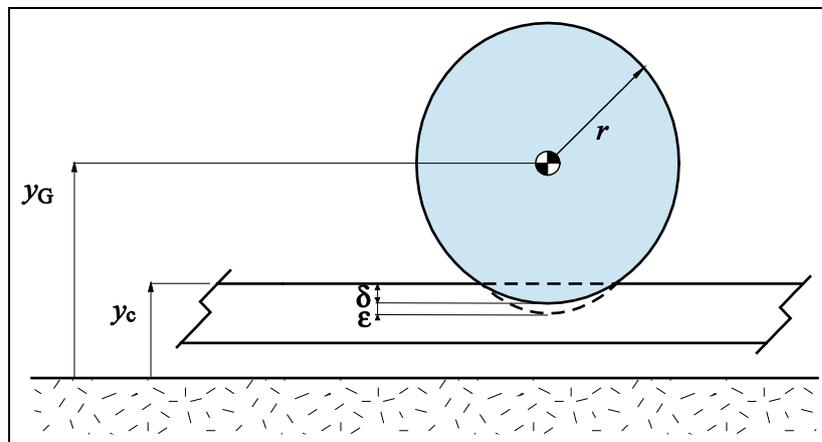


Figura 3.12. Situación del perfil de irregularidad en el contacto rueda-carril.

Con el propósito de realizar una primera aproximación teórica de dicha fuerza de contacto, se han tomado en cuenta tres escenarios distintos. El primero de ellos se caracteriza por determinar la historia temporal de la fuerza, para el caso en que se tenga en funcionamiento una rueda hipotética perfectamente lisa, situación que se aproxima a la de una rueda nueva o que ha sido torneada recientemente. El segundo escenario considerado, hace referencia a la situación en la cual se ha producido un plano en la periferia de la rueda, en consecuencia las irregularidades de la misma han quedado idealizadas mediante el mencionado plano. Finalmente, se ha examinado la influencia de un perfil de irregularidad con fase aleatoria, definiendo así una rugosidad variable en la periferia de la rueda. En el Capítulo IV se han determinado registros temporales de la fuerza de contacto, considerando perfiles reales de rueda obtenidos experimentalmente. A través de estos escenarios, ha sido posible analizar la evolución de la fuerza normal de contacto rueda-carril, así como también las fluctuaciones presentes en la misma ante una determinada excitación.

3.4.2.1. Rueda ideal perfectamente lisa.

Integrando numéricamente las ecuaciones de movimiento que constituyen el modelo simplificado de dos grados de libertad detallado en el apartado 3.3.3, se ha evaluado la fuerza de contacto para el primer escenario descrito, considerando para ello que el tren se traslada a una velocidad constante de 18 m/s. Las figuras 3.13 y 3.14 muestran respectivamente la fuerza de contacto rueda-carril generada al paso de una rueda, así como también el desplazamiento vertical y_G del centro de la rueda y el desplazamiento vertical y_c del carril. Tales historias temporales hacen referencia a una vuelta completa de la rueda.

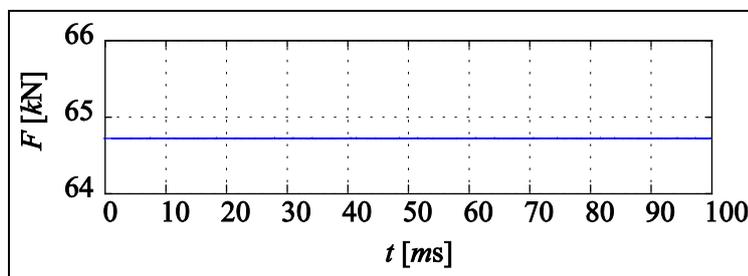


Figura 3.13. Fuerza debida al contacto de una rueda lisa sobre el carril.

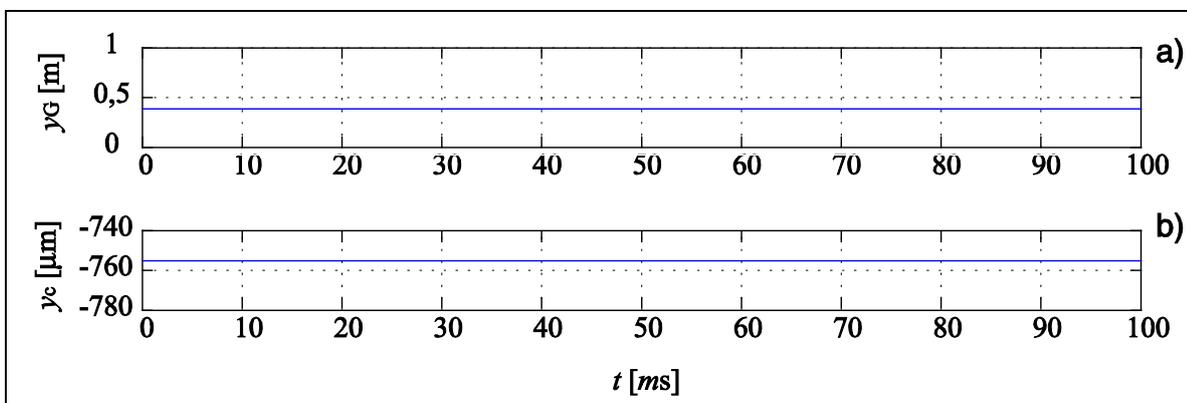


Figura 3.14. Desplazamientos verticales asociados al contacto de una rueda lisa sobre el carril. a. Centro de gravedad de la rueda. b. Carril.



Se observa que el desplazamiento experimentado por las coordenadas generalizadas es constante, ya que tanto la rueda como el carril y las traviesas, mantienen su posición vertical alrededor de las condiciones de equilibrio especificadas en el apartado 3.3.3. Por su parte, la fuerza de contacto rueda-carril es constante e igual a la octava parte del peso de un coche motriz del tipo S/6000 cargado. Estos estados se deben principalmente al hecho de que al idealizar la rueda sin un perfil de rugosidad definido, no existe una excitación que produzca cambios en la fuerza de contacto rueda-carril.

3.4.2.2. Rueda con un plano en su periferia.

Cuando un tren se desplaza a velocidad constante a lo largo de una vía y a consecuencia de una determinada incidencia ocurre un frenado brusco, se puede originar un bloqueo instantáneo de las ruedas del coche que conlleva a que las mismas deslicen sobre el carril. Durante el bloqueo, el material rodante se modifica produciéndose un chaflán en su superficie de rodadura. Este chaflán o plano, origina variaciones significativas de la fuerza de contacto en un intervalo reducido de tiempo. La figura 3.15 describe la geometría de un plano idealizado.

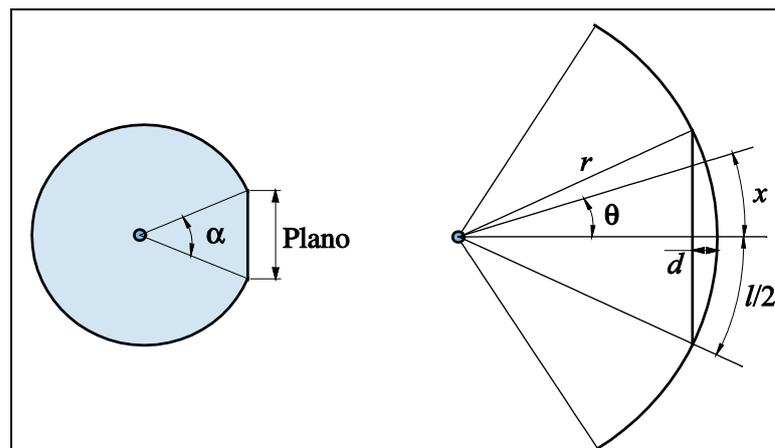


Figura 3.15. Perfil de una rueda con un plano en su superficie.

En la figura, α es el ángulo definido por el plano con respecto al centro de la rueda, r es el radio de la rueda, x representa en este caso la longitud de arco del perfil de rueda sin plano y θ concreta la posición relativa de dicho arco. Por su parte, la longitud l del arco definido por el plano se encuentra estrechamente relacionada con su profundidad d , de acuerdo a la expresión siguiente:

$$l = 2r \arccos \frac{r-d}{r} \quad (3.24)$$

A partir de la relación geométrica anterior se define la ecuación 2.40, presentada en la sección 2.1.4, para un plano de rueda redondeado en sus extremos [43], que permite caracterizar el perfil de irregularidad de la rueda por medio de la longitud de arco x , la longitud l y la profundidad d . Por ejemplo, un plano con una profundidad de 2,15 mm, tendrá una longitud igual a 82,6 mm, según se aprecia en la figura 3.16.

$$\varepsilon(x) = \frac{d}{2} \left(1 - \cos \left(\frac{2\pi x}{l} \right) \right); \quad d \approx \frac{l^2}{8r} \quad (2.40)$$

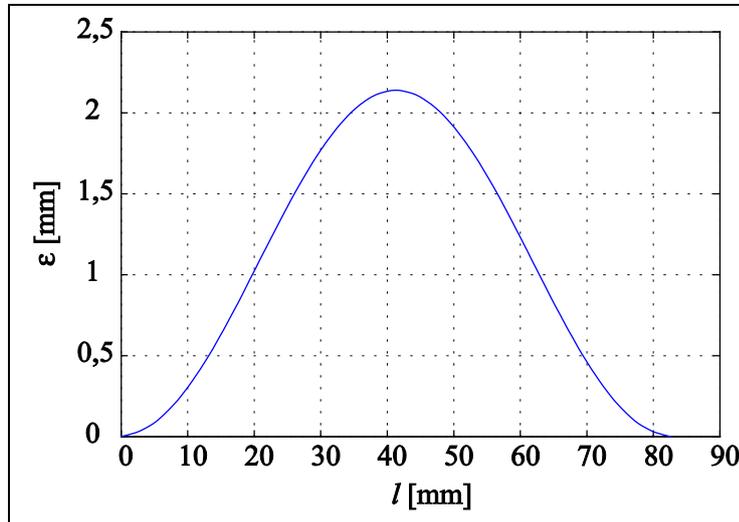


Figura 3.16. Perfil de un plano con una profundidad de 2,15 mm.

Considerando la situación en la cual la rueda lisa analizada en la sección anterior presenta el plano descrito en su periferia, se ha realizado un análisis del contacto rueda-carril sabiendo que la irregularidad provocará una excitación en el sistema, una vez iniciado el movimiento de la rueda en la dirección del carril. La figura 3.17 esquematiza la historia temporal de la fuerza de contacto, mientras que la figura 3.18 muestra los desplazamientos verticales asociados a la rueda y al carril.

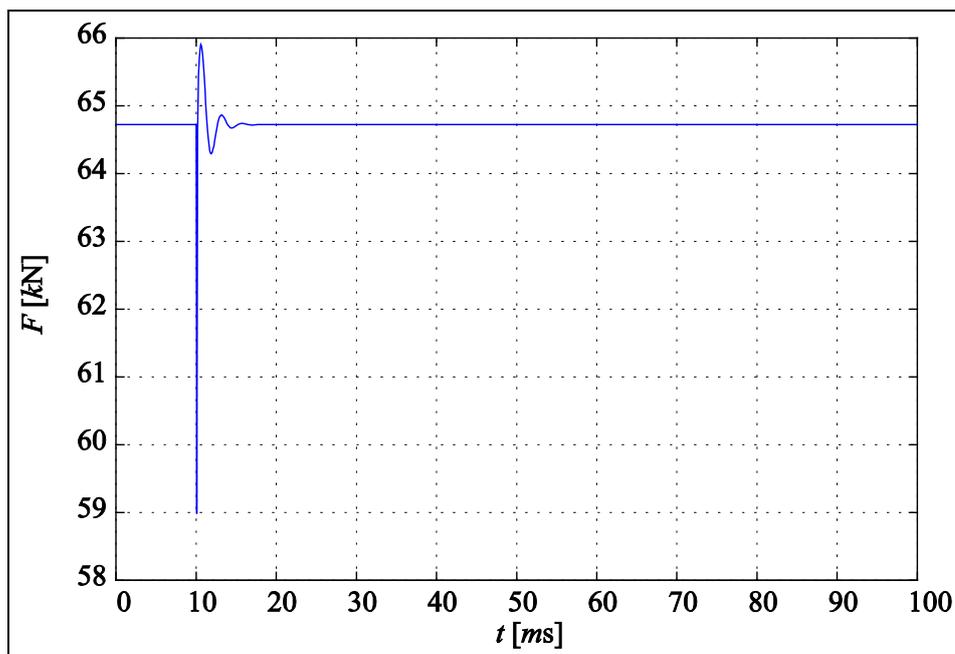


Figura 3.17. Fuerza debida al contacto de una rueda con un plano sobre el carril.

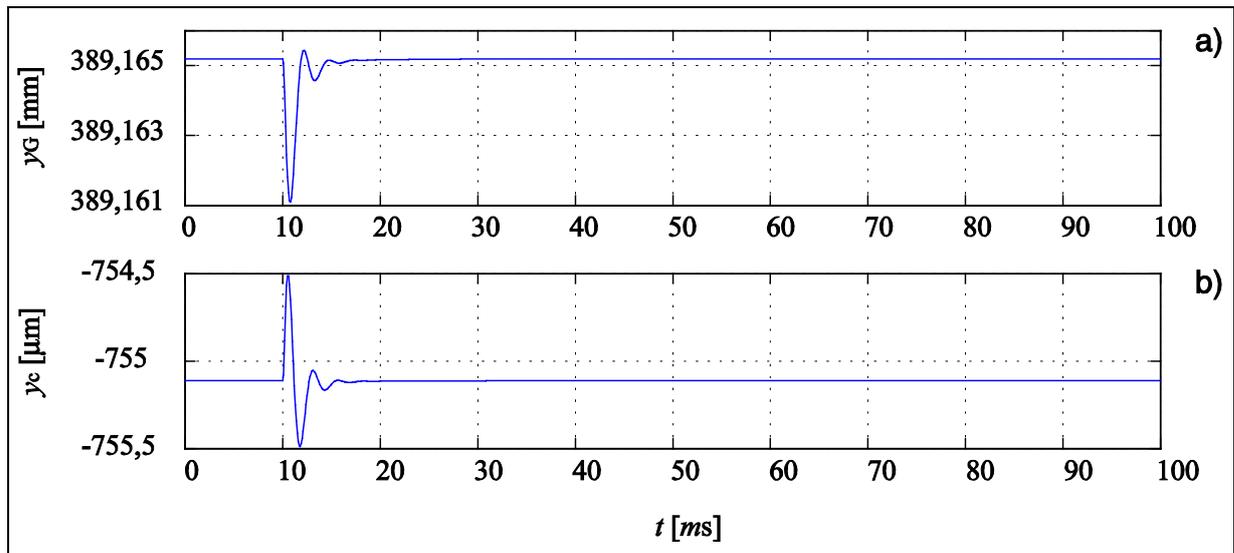


Figura 3.18. Desplazamientos verticales asociados al contacto de una rueda con un plano sobre el carril. a. Centro de gravedad de la rueda. b. Carril.

Las gráficas muestran que la influencia de un plano de rueda en la fuerza de contacto es apreciable. Se observa que para el momento en que la rueda interactúa con el carril en la región de la periferia donde se ubica el plano, se presenta una disminución de la fuerza normal debida al cambio brusco del perfil de irregularidad. Por consiguiente, en el muelle de contacto, que idealiza la interacción rueda carril y que antes de la excitación estaba comprimido, disminuye la compresión del mismo a consecuencia de un incremento de la irregularidad. La oscilación posterior es producida por el comportamiento dinámico del sistema, y ocurre alrededor del valor asociado a la octava parte del peso de un coche cargado. Dicho comportamiento se aprecia de manera análoga para el caso de los desplazamientos, donde luego de la reducción de la fuerza de contacto, las posiciones verticales de la rueda y el carril se estabilizan alrededor de sus condiciones de equilibrio asociadas.

Adicionalmente se aprecia que los desplazamientos experimentados por el carril y el centro de gravedad de la rueda, presentan un orden de magnitud muy pequeño con una influencia que se amplifica significativamente, como consecuencia de la constante de elasticidad no lineal de Hertz; por lo que se puede aseverar que pequeñas variaciones en la deformación conjunta existente entre la rueda y el carril, se traducen en fluctuaciones importantes de la fuerza de contacto.

3.4.2.3. Rueda con un perfil de irregularidad aleatorio.

Para ahondar más en el análisis del contacto rueda-carril, se han considerado situaciones que se aproximen a la realidad del funcionamiento de una vía ferroviaria. Para tal fin se ha simulado un perfil de irregularidad con fase aleatoria a partir de los estudios realizados por Dings y Dittrich [44], atendiendo para ello a espectros experimentales de rugosidad $\varepsilon(x)$ de distintas ruedas, dependientes del número de ciclos por unidad de longitud de onda λ_c . Este último parámetro, se relaciona con la frecuencia espacial f_e de acuerdo a lo señalado por la ecuación 3.25.

$$\bar{\varepsilon}(f_e) = \text{TF}[\varepsilon(x)]; \quad \lambda_e = \frac{1}{f_e} \quad (3.25)$$

Considerando $|\bar{\varepsilon}(f_e)|$ como la magnitud de la rugosidad dependiente de la longitud de la mencionada frecuencia espacial, se han tomado las amplitudes de irregularidades correspondientes a los registros experimentales de la investigación citada, con la finalidad de generar un perfil con fase aleatoria que es función real de x , basándose en la ecuación 3.26.

$$\bar{\varepsilon}(f_e) = \begin{cases} |\bar{\varepsilon}(f_e)|(\cos \varphi(f_e) + j \sin \varphi(f_e)); & f_e \geq 0 \\ \varepsilon^*(-f_e); & f_e < 0 \end{cases} \quad (3.26)$$

siendo $\varphi(f_e)$, para cada frecuencia, una fase aleatoria comprendida entre 0 y 2π . Con el objeto de establecer el número de muestras y el intervalo de muestreo, se ha considerado una resolución espacial de $\Delta l = 1 \text{ mm}$ y un cantidad $n_m = 2\pi r$ de muestras. Para el radio r de rueda definido en la sección 3.4.1, se ha obtenido que el número de muestras a considerar es aproximadamente igual a 2500. Bajo estas premisas, se tiene:

$$f_{e \text{ muestreo}} = \frac{1}{\Delta l} = 1000 \text{ m}^{-1}; \quad f_{e \text{ max}} = 500 \text{ m}^{-1}; \quad \Delta f_e = \frac{1}{n_m \Delta l} = 0,4 \text{ m}^{-1}$$

Sobre la base de las generalizaciones anteriores, se han concretado perfiles de irregularidad con fase aleatoria, como el mostrado en la figura 3.19.

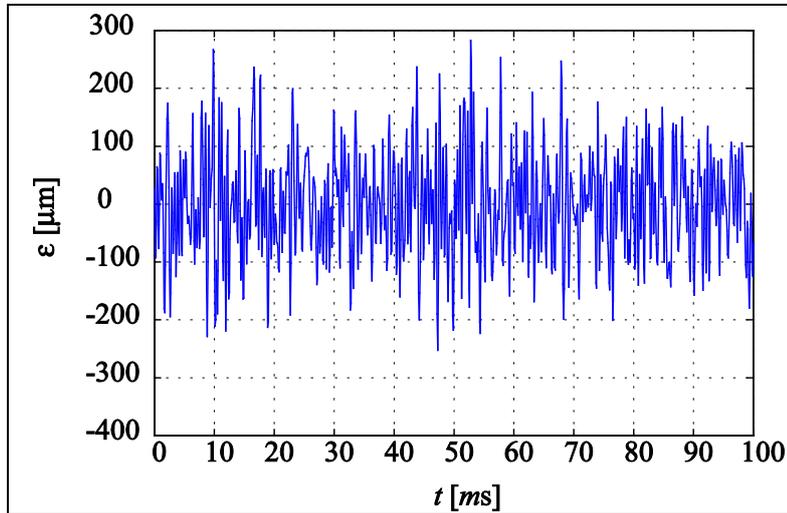


Figura 3.19. Perfil de irregularidad con fase aleatoria de una rueda.

Incluyendo el perfil de rugosidad anterior en el modelo de dos grados de libertad, se han determinado la fuerza de contacto generada y los desplazamientos verticales del carril y del centro de gravedad de la rueda, detallados respectivamente en las figuras 3.20 y 3.21.

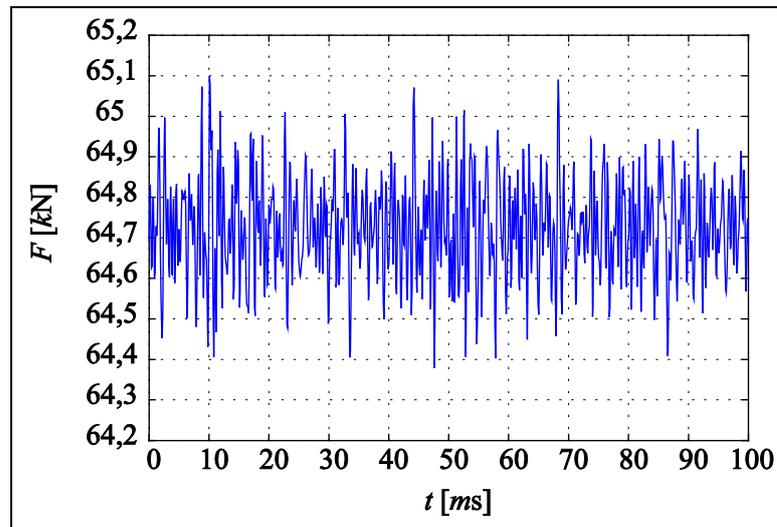


Figura 3.20. Fuerza debida al contacto de una rueda de irregularidad aleatoria sobre el carril.

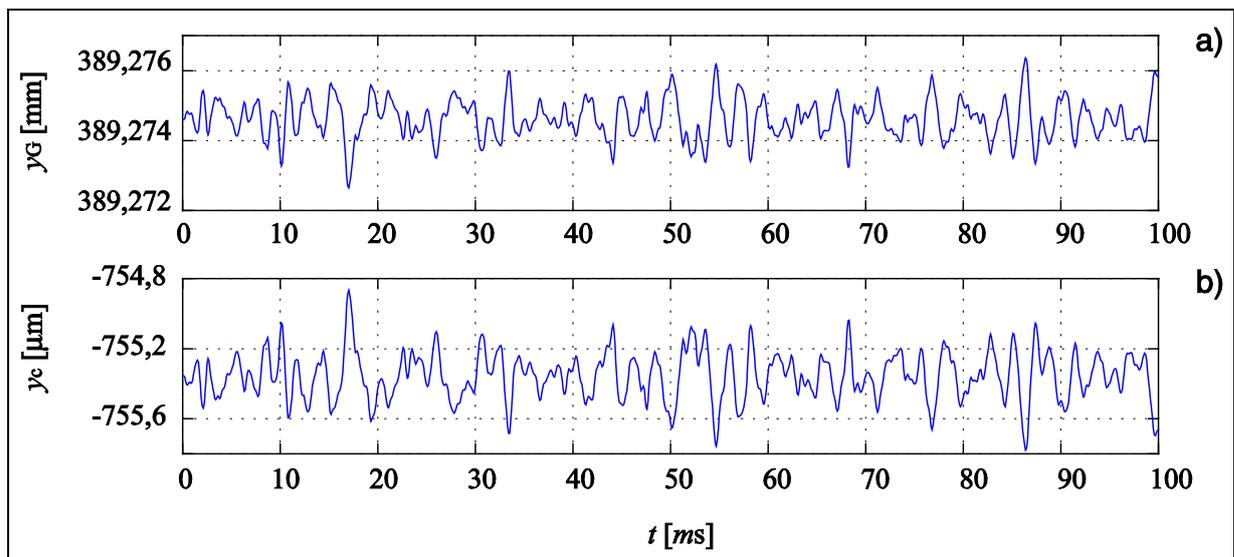


Figura 3.21. Desplazamientos verticales asociados al contacto de una rueda de irregularidad aleatoria sobre el carril. a. Centro de gravedad de la rueda. b. Carril.

A diferencia de lo vislumbrado en el caso de una rueda con un plano en su periferia, se observa que la excitación motivada por la irregularidad aleatoria, produce un estado de progresiva fluctuación de la fuerza de contacto rueda-carril, además de originar un desplazamiento variable de los componentes de la vía en torno a las condiciones iniciales de equilibrio. Sin embargo, dadas las características del perfil, no se aprecian cambios severos o abruptos en la magnitud de la fuerza, ya que no se presentan cambios bruscos en el perfil.

3.4.3. Teoría linealizada de Hertz.

Atendiendo a los resultados previamente expuestos, se ha estudiado la viabilidad del contacto hertziano como herramienta para la caracterización mecánica de la interacción entre la rueda y el carril, permitiendo la observación de la evolución de los efectos derivados de dicho contacto. No obstante, la determinación de la historia temporal de la fuerza de contacto

rueda-carril por medio de la formulación no lineal de Hertz, requiere de la integración numérica de ecuaciones diferenciales lineales con la ecuación no lineal de Hertz de manera simultánea. Adicionalmente, investigaciones recientes [17] han empleado la teoría linealizada de Hertz, con el propósito de disponer de un sistema lineal que permita el análisis de la interacción rueda-carril en el dominio de la frecuencia.

En este apartado se presenta una metodología de linealización desarrollada según los principios expuestos en la sección 2.1.2, bajo la premisa del cumplimiento de diversas hipótesis estrechamente relacionadas con las aseveraciones detalladas para la teoría no lineal. Análogamente, se considera que cada sólido puede idealizarse como un espacio semi-infinito para cálculos elásticos, además el material de los cuerpos es homogéneo y no existe fricción entre ellos, sus superficies son lisas y continuas, y el radio de la superficie de contacto es muy pequeño en comparación con el radio de curvatura de los cuerpos.

Bajo estas aseveraciones, se puede considerar igualmente que el área de contacto es elíptica y la distribución de presiones existente en la misma obedece a un elipsoide, por consiguiente resulta viable considerar la metodología de dimensionamiento del área de interacción, descrita previamente en la sección 3.4.1.

Atendiendo a las condiciones de equilibrio y_{G0} e y_{c0} , vinculadas respectivamente con la rueda y el carril, y con los parámetros de vía constituyentes en el modelo simplificado de dos grados de libertad, se ha calculado la constante de rigidez linealizada C_H en función de lo especificado en la ecuación 2.12.

$$C_H = \frac{3}{2} K_H (y_{c0} - y_{G0} + r)^{1/2} = \frac{3}{2} 89,394 \cdot 10^9 (-7,551 \cdot 10^{-4} - 0,3892 + 0,3965)^{1/2} = 10,848 \frac{\text{GN}}{\text{m}}$$

Algunos autores [17, 72] restringen el empleo de esta formulación lineal, bajo la aseveración de que la misma no ofrece resultados próximos a la realidad, para aquellas situaciones en las cuales el perfil de irregularidad de la rueda sea severo. Esto es debido a que las predicciones derivadas de la linealidad de Hertz, resultan ser de menor magnitud respecto a aquellas determinadas por medio del modelo no lineal. Sin embargo, las mencionadas investigaciones también afirman que para el caso en que las variaciones del perfil no sean significativas, los resultados hallados mediante ambas modelizaciones convergen notablemente.

Con el objetivo de examinar dichas limitaciones además de la viabilidad en el uso de esta linealización, se ha analizado el comportamiento dinámico de la vía ante una excitación, representada por medio de un plano de idénticas características a las expuestas en el apartado 3.4.2.1. De esta forma, se ha obtenido la fuerza de contacto rueda-carril para la situación descrita, además de los desplazamientos verticales y_G e y_c experimentados respectivamente por el centro de la rueda y por el carril. Las figuras 3.22 y 3.24 muestran los resultados obtenidos, mientras que la figura 3.23 compara la fuerza de contacto calculada a través de los dos modelos de Hertz.

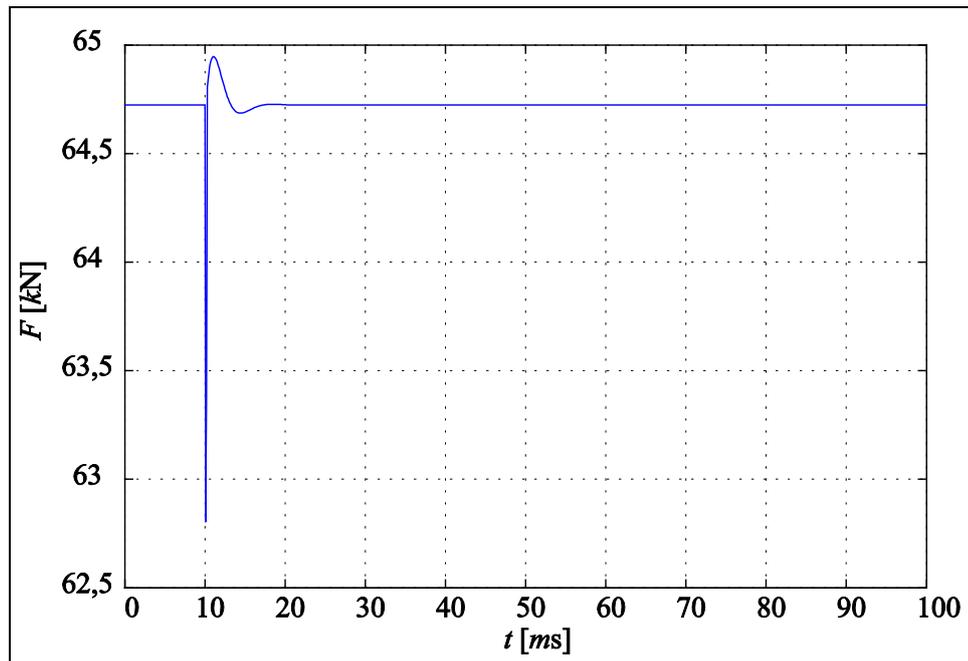


Figura 3.22. Fuerza debida al contacto de una rueda con un plano sobre el carril según la formulación lineal de Hertz.

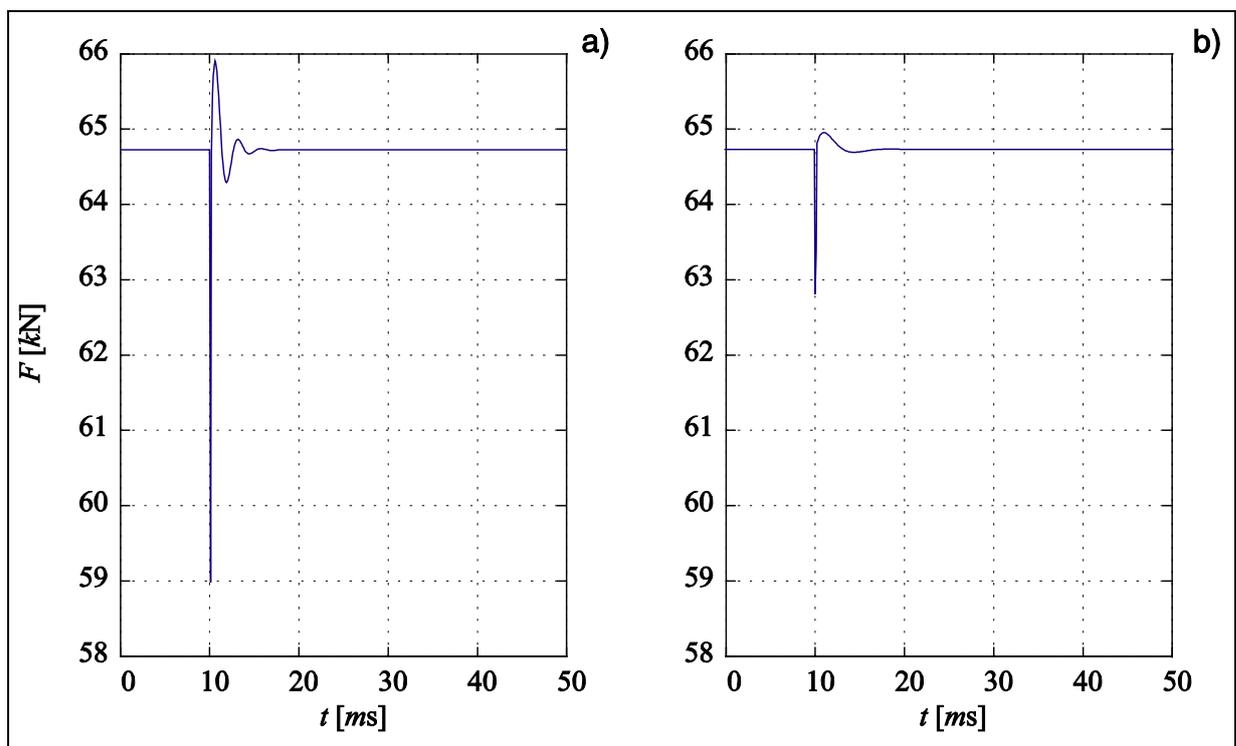


Figura 3.23. Comparación de la fuerza de contacto rueda-carril.
a. Teoría no lineal de Hertz. b. Formulación linealizada.

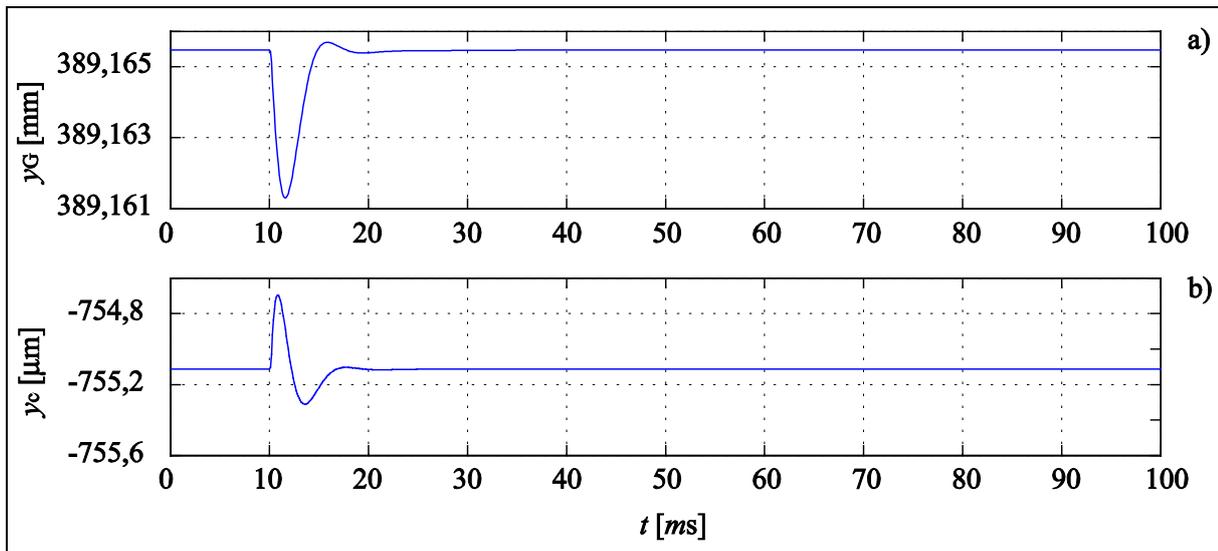


Figura 3.24. Desplazamientos verticales asociados al contacto de una rueda con un plano sobre el carril según la formulación lineal de Hertz. a. Centro de gravedad de la rueda. b. Carril.

Se observa que tanto los registros de desplazamiento vertical como la historia temporal de la fuerza de contacto rueda-carril, calculados a partir de la formulación linealizada, difieren de manera importante respecto a los hallados por medio de la teoría no lineal de Hertz, confirmando de esta forma las restricciones previamente detalladas, por lo que la utilización de este modelo sólo resultaría conveniente para aquellos casos en los cuales la rueda sea perfectamente lisa, o bien presente algún perfil de irregularidad moderada.

CAPÍTULO IV

Estimación del nivel de vibración en el carril

Una vez determinada la evolución a lo largo del tiempo de la fuerza producida por el contacto rueda-carril, el nivel de vibración del carril se obtiene mediante una metodología de convolución de núcleo variable. Para ello ha sido necesario hallar las respuestas impulsionales de la vía, correspondientes a diferentes distancias entre un punto de excitación de vibraciones del carril y el punto donde se desea conocer la respuesta del mismo.

El presente capítulo describe la formulación analítica desarrollada para calcular los niveles de vibración existentes en el carril, tanto para el paso de una rueda como para la circulación de un tren completo, con distintos defectos en el perfil de su periferia. La amplitud de desplazamiento del carril se determina a partir de la respuesta impulsional calculada mediante la receptancia de la vía. Por su parte, la velocidad de vibración en el carril se obtiene a través de la respuesta impulsional de la vía derivada de la movilidad. Para ello, se ha utilizado la integral de convolución considerando la historia temporal de fuerza de contacto rueda-carril detallada en el Capítulo III.

A través del modelo elaborado, ha sido posible simular la generación de vibraciones. Se ha validado el modelo por medio de la comparación de los resultados originados a partir de la simulación, con respecto a medidas experimentales.

4.1. CARACTERIZACIÓN DINÁMICA DE LA VÍA.

Atendiendo a lo analizado en el Capítulo III, se han determinado las funciones de respuesta frecuencial asociada al desplazamiento vertical del carril, con la finalidad de conocer su comportamiento dinámico en el rango de interés comprendido entre 10 y 400 Hz, a consecuencia de la fuerza de excitación aplicada en un punto. La vía ha sido caracterizada mediante el modelo de parámetros uniformemente distribuidos, al no presentar diferencias

significativas con respecto al modelo de parámetros discretos para las velocidades de desplazamiento del tren inferiores a 80 km/h, de acuerdo a lo expuesto en el apartado 3.1.2.

4.1.1. Receptancia cruzada de la vía.

Para conocer el efecto que presenta dicha excitación aplicada sobre un determinado punto del carril en otro punto separado una distancia x , se ha desarrollado una metodología recurrente que permite determinar la receptancia cruzada de la vía, sobre la base de las investigaciones expuestas en [4, 73].

Partiendo de la hipótesis de que sobre un punto identificado como P_2 se aplica una fuerza armónica $F e^{j2\pi ft}$, la deflexión del carril y_c en régimen permanente en otro punto distinto señalado como P_1 , según se especifica en la figura 4.1, tendrá como expresión $y_c = y_c(x, f) e^{j2\pi ft}$, en virtud de que la vía se describe como un sistema lineal. En la expresión anterior, $y_c(x, f)$ es una amplitud compleja, con módulo y fase respecto a la fuerza F .

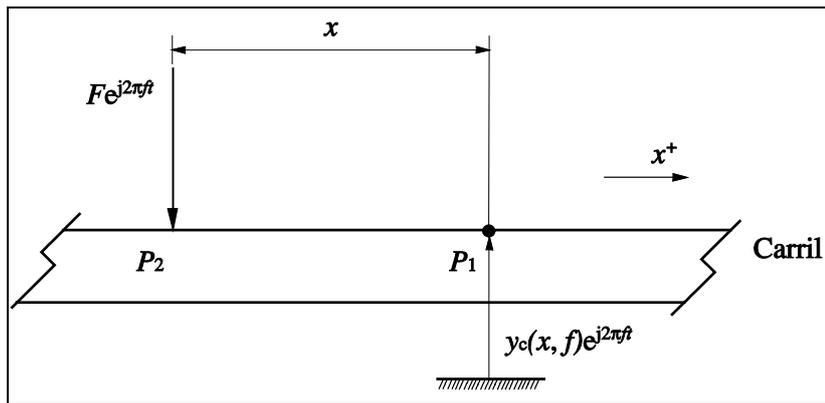


Figura 4.1. Fuerza armónica aplicada en P_2 y deflexión del carril experimentada en P_1 .

Fundamentándose en las generalizaciones previas y de manera análoga a lo descrito en la sección 3.1.2, la receptancia cruzada $R_{12}(f)$ se define como la función compleja descrita de acuerdo a la ecuación 4.1.

$$R_{12}(x, f) = \frac{y_c(x, f)}{F} \quad (4.1)$$

Considerando que el modelo de traviesas uniformemente distribuidas representa correctamente el comportamiento dinámico de la vía, para las condiciones de funcionamiento de un tren metropolitano, se ha estudiado la dinámica del carril mediante una formulación recurrente basada en las propiedades de la función exponencial. De esta forma, es posible obtener la receptancia cruzada para diferentes valores de la distancia x , que separa el punto de interés P_1 y la localización de la fuerza armónica aplicada sobre el carril P_2 .

Las figuras 4.2 y 4.3 muestran los gráficos del módulo de la receptancia obtenidos para diversas distancias, empleando para ello los parámetros de vía cuantificados en la tabla 3.1.

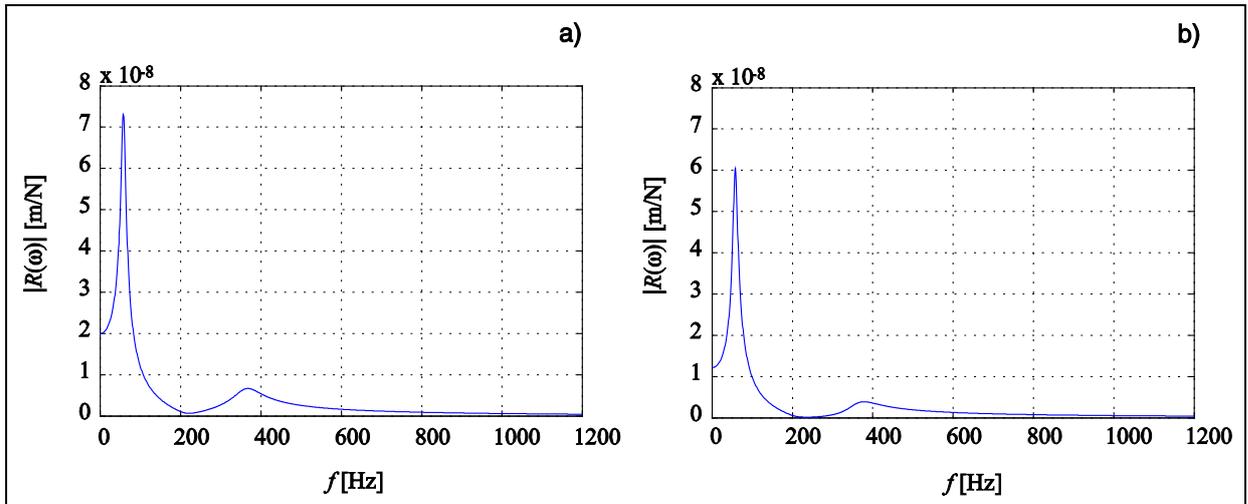


Figura 4.2. Receptancia cruzada de la vía según el modelo de parámetros uniformemente distribuidos. a. $x = 0,5$ m. b. $x = 1$ m.

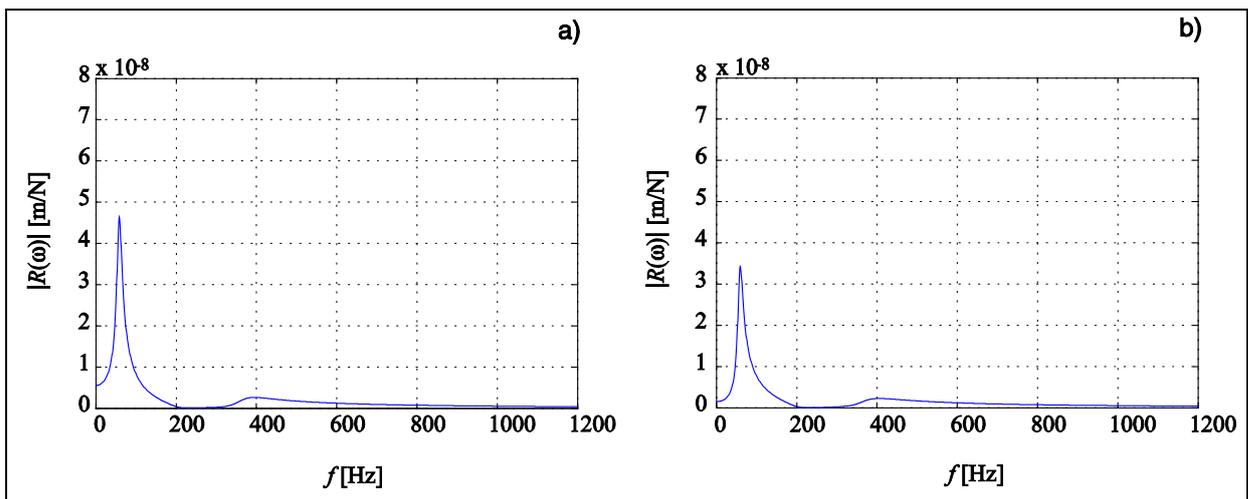


Figura 4.3. Receptancia cruzada de la vía según el modelo de parámetros uniformemente distribuidos. a. $x = 1,5$ m. b. $x = 2$ m.

En ambos conjuntos de gráficas se aprecia que en la medida que se incrementa la magnitud de dicha distancia, el módulo de la receptancia disminuye; de manera tal que para distancias superiores a 2 m la primera resonancia que se observa en la receptancia se reduce en más del 50%. Se aprecia además que para frecuencias superiores a 600 Hz, el módulo de la receptancia no es significativo.

Atendiendo a la descripción del coche realizada en el apartado 3.2, las gráficas ponen de manifiesto que el comportamiento dinámico producido por una rueda no afecta de manera importante a los efectos derivados de la segunda rueda de un mismo bogie, al estar separadas por una distancia de 2,1 m. Adicionalmente, el resto de las ruedas que componen un tren suburbano se encuentran lo suficientemente alejadas, concretamente a una distancia mínima de 4,34 m, como para percibir las consecuencias de la fuerza de contacto de las ruedas de bogies contiguos.

4.1.2. Movilidad de la vía.

La movilidad vertical de la vía se define como la función compleja, que permite relacionar la velocidad de desplazamiento vertical $\dot{y}_c(x, t)$ en un punto P_1 del carril, con la fuerza de excitación armónica localizada en un punto P_2 , situado a una distancia x de P_1 , según la expresión:

$$M(f) = \frac{\dot{y}_c(x, f) e^{j2\pi ft}}{F e^{j2\pi ft}} = \frac{j2\pi f y_c(x, f) e^{j2\pi ft}}{F e^{j2\pi ft}} = \frac{j2\pi f y_c(x, f)}{F} \quad (4.2)$$

Utilizando la definición de la receptancia vertical de la vía detallada en la ecuación 3.8, es posible especificar la movilidad de acuerdo a la expresión siguiente:

$$M(f) = R(f) j2\pi f \quad (4.3)$$

Tal como se aprecia en la ecuación 4.3, la frecuencia amplifica el valor de la movilidad a altas frecuencias, a diferencia de lo que sucede en la receptancia. No obstante, dado que el rango de interés abarca frecuencias comprendidas entre 10 y 400 Hz, adecuadas para las velocidades de desplazamiento del ferrocarril metropolitano, se ha utilizado un filtro pasa bajos *FIR* de respuesta impulsional finita, a fin de poder suprimir y discriminar aquellos componentes de movilidad, ubicados a frecuencias superiores a las contenidas en el citado rango. De esta manera se evitan los efectos de solapamiento o aliasing, al utilizar la transformada inversa de Fourier para determinar la respuesta impulsional de la vía.

Un filtro de respuesta impulsional finita se caracteriza por tener una salida constituida por un número de términos finitos no nulos ante un impulso. Su principal ventaja reside en el hecho de que poseen una fase lineal con respecto a la frecuencia, lo cual hace que presenten ciertas propiedades en la simetría de los coeficientes. Además, son siempre estables debido a que poseen todos sus polos en el origen.

La ecuación 4.4 describe la formulación clásica de un filtro de respuesta impulsional finita aplicada a la movilidad de la vía. N es el orden del filtro, que coincide con el número de términos no nulos y con el número de coeficientes del mismo, b_k son los coeficientes del polinomio, $M(f)_n$ es la componente de la movilidad filtrada y $M(f)_{n-k}$ es el término de movilidad a filtrar.

$$M(f)_n = \sum_{k=0}^{N-1} b_k M(f)_{n-k} \quad (4.4)$$

Para diseñar el filtro requerido se ha considerado la metodología basada en el empleo de funciones ventana [74, 75], centrándose específicamente en la Bessel-Kaiser debido a que ofrece unas prestaciones próximas a las existentes en una ventana ideal. La ecuación 4.5 define la ventana $w(n_k)$ utilizada, donde J_0 es la función de Bessel de primer tipo y orden cero, γ una constante arbitraria que permite delimitar la forma de la ventana, mientras que ψ es un número natural que determina el tamaño de la misma, así como también el número de coeficientes del filtro.



$$\omega(n_k) = \begin{cases} \frac{J_0\left(\gamma\sqrt{1-\left(\frac{2n_k}{\psi-1}\right)^2}\right)}{J_0(\gamma)} & -\frac{\psi-1}{2} \leq n_k \leq \frac{\psi-1}{2} \\ \sqrt{0} & \text{Resto} \end{cases} \quad (4.5)$$

Si la constante γ es nula, la ventana obtenida corresponde a una de tipo rectangular. Sin embargo, el valor de este parámetro puede ser calculado a partir de los requerimientos existentes de atenuación A_T , utilizando para ello las aproximaciones empíricas descritas en la ecuación 4.6.

$$\begin{aligned} \gamma &= 0 & A_T &\leq 21 \text{ dB} \\ \gamma &= 0,5842(A_T - 21)^{0,4} + 0,07886(A_T - 21) & 21 \text{ dB} < A_T < 50 \text{ dB} \\ \gamma &= 0,1102(A_T - 8,7) & A_T &\geq 50 \text{ dB} \end{aligned} \quad (4.6)$$

Asimismo, el número de coeficientes del filtro ψ viene dado por el desarrollo de la ecuación 4.7, dependiente del ancho frecuencial Δf normalizado respecto a la frecuencia de muestreo.

$$\psi \geq \frac{A_T - 7,95}{14,36\Delta f} \quad (4.7)$$

La respuesta frecuencial deseada del filtro $H_{\text{FIR}}(\omega)$ se relaciona con la respuesta impulsional h_{FIR} , a través de las formulaciones siguientes:

$$H_{\text{FIR}}(\omega) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} h_{\text{FIR}}(n)e^{-j\omega nT} \quad (4.8)$$

$$h_{\text{FIR}}(n) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} H_{\text{FIR}}(\omega)e^{j\omega nT} d\omega \quad (4.9)$$

Al ser $H_{\text{FIR}}(\omega)$ una función periódica, las dos ecuaciones anteriores definen una serie infinita de Fourier. Sin embargo, debido a las limitaciones prácticas del cálculo computacional, la respuesta frecuencial del filtro usado viene descrita por:

$$H_{\text{FIR}}(\omega) = \sum_{n=0}^{\mathcal{G}} h_{\text{FIR}}(n)e^{-j\omega nT} \quad (4.10)$$

La expresión previa constituye una aproximación de $H_{\text{FIR}}(\omega)$ mediante una serie finita de Fourier de \mathcal{G} términos, por lo que para diseñar el filtro se ha truncado la respuesta de h_{FIR} , acotándola dentro del intervalo delimitado por $0 \leq n \leq \mathcal{G}$.

Basándose en las nociones precedentes y utilizando el software DADiSP, se ha generado un filtro pasa bajos de respuesta impulsional finita de Bessel-Kaiser, de fase lineal para no

distorsionar la fase de la transformada de Fourier de la movilidad, con una frecuencia de corte de 1200 Hz y un ratio de atenuación A_T equivalente a 40 dB. La figura 4.4 permite esquematizar el filtro en el dominio temporal, así como también su módulo en el campo frecuencial.

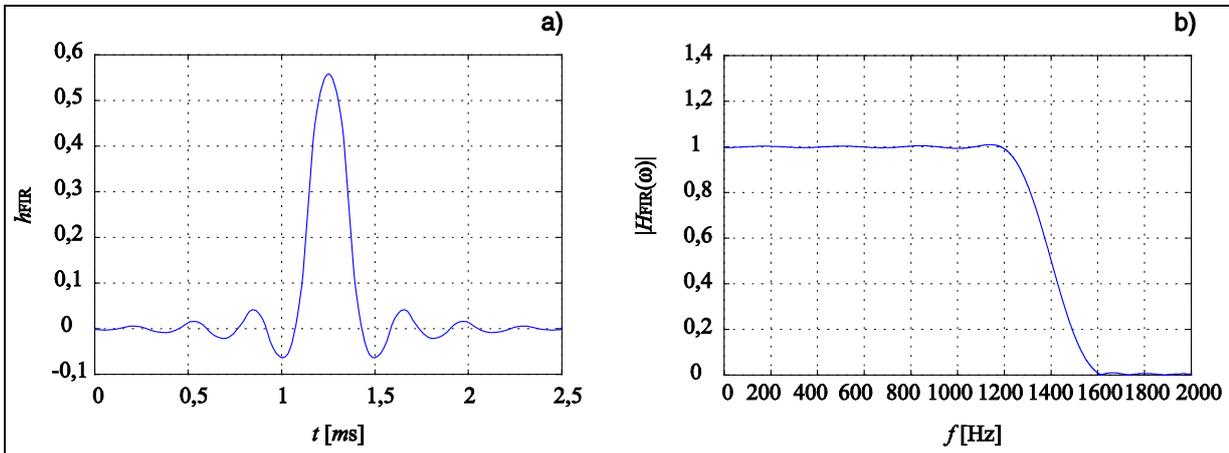


Figura 4.4. Filtro de respuesta impulsional finita Bessel-Kaiser. a. Dominio temporal. b. Módulo en el dominio frecuencial.

Análogamente a lo elaborado en el cálculo de la receptancia vertical de la vía, se ha determinado la movilidad de la vía evaluada para diferentes distancias. La figura 4.5 muestra la movilidad obtenida, considerando el procedimiento de filtrado descrito, para un punto sobre el que se aplica la excitación armónica, y para un punto alejado a una distancia igual a 2 m del punto de aplicación de la excitación.

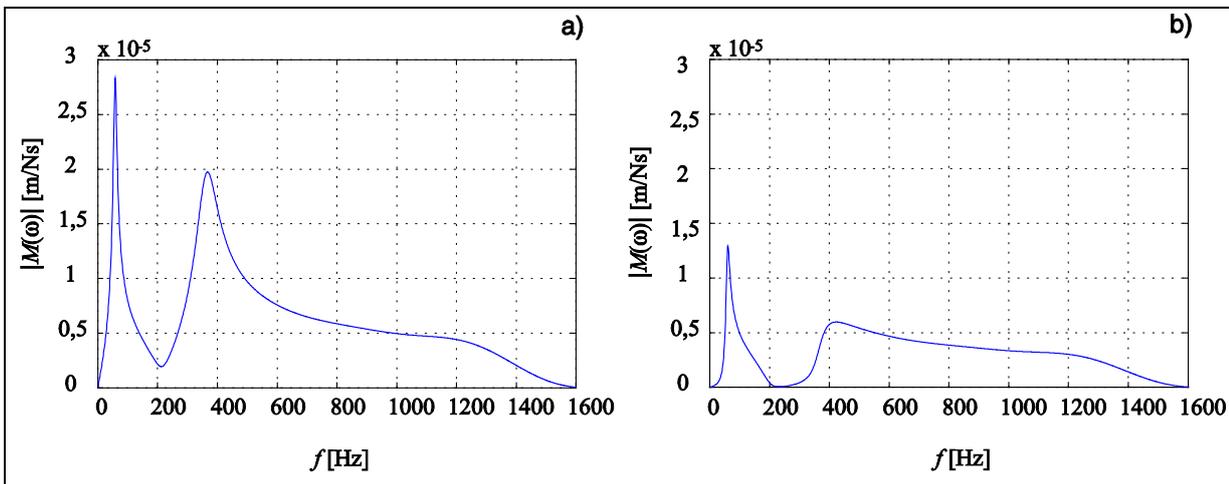


Figura 4.5. Movilidad cruzada de la vía según el modelo de traviesas uniformemente distribuidas. a. Punto de excitación. b. $x = 2$ m.

Se observa que la movilidad en el punto en el que se aplica la excitación, presenta las dos frecuencias propias asociadas a la vía las cuales son respectivamente 58 Hz y 367 Hz. A partir de una frecuencia igual a 1200 Hz se evidencia la atenuación del módulo de la movilidad, producto de la aplicación del filtro diseñado. Adicionalmente, se aprecia que el módulo de la movilidad cruzada disminuye en la medida en que se incrementa la separación entre el punto



en que se determina la movilidad y el punto de aplicación de la excitación, comportamiento igualmente evidenciado en el caso del cálculo de la receptancia.

4.1.3. Respuesta impulsional de la vía.

Para el sistema lineal que conforma la vía ferroviaria, con una entrada representada por medio de la historia temporal de la fuerza de contacto rueda-carril $F(t)$, y una salida constituida por el desplazamiento vertical del carril $y_c(t)$; se define su respuesta impulsional $h(t)$ como el cociente entre la respuesta a un impulso, a partir de condiciones iniciales nulas y la magnitud del mismo. La excitación impulsional se representa mediante la función delta de Dirac $\delta(t)$, con un valor equivalente a la integral de la excitación, la cual presenta una duración τ que tiende a ser nula.

$$F(t) = I\delta(t); \quad I = \int_{\tau} F(t)dt \quad (4.11)$$

Al excitarse el modelo de vía, considerando su respuesta impulsional $h(t)$ y un impulso $F(t) = \delta(t)I$, su respuesta temporal es equivalente a $y_c(t) = h(t)I$. Adicionalmente, si la transformada de Fourier de la excitación $F(f) = I$ y la transformada de la respuesta es $Y_c(f) = ITF[h(t)]$, la respuesta frecuencial de la vía representada a través de su receptancia vertical se define de acuerdo a la ecuación 4.12, para la determinación de la amplitud de desplazamiento del carril

$$R(f) = \frac{Y_c(f)}{F(f)} = \frac{ITF[h(t)]}{I} = TF[h(t)] \quad (4.12)$$

Cabe destacar que dado que la respuesta impulsional es siempre un transitorio de energía finita, se cumplirá por ende la condición de existencia de su transformada de Fourier. A partir de la formulación anterior, se puede afirmar que la respuesta impulsional de la vía se obtiene por medio de la transformada inversa de Fourier de la receptancia, según la ecuación 4.13.

$$h(t) = TF^{-1}[R(f)] \quad (4.13)$$

De igual forma, es posible definir la respuesta impulsional $h'(t)$ de la vía asociada a la movilidad con el propósito de estimar la velocidad de desplazamiento del carril, de acuerdo a la ecuación 4.14.

$$h'(t) = TF^{-1}[M(f)] \quad (4.14)$$

Sobre la base de las formulaciones arriba descritas, de manera análoga a lo realizado en la receptancia y movilidad cruzadas de la vía, se ha determinado la respuesta impulsional asociada a la vía, para diferentes valores de la distancia x entre los puntos P_1 y P_2 , empleando para ello las ecuaciones 4.13 y 4.14, específicamente para el punto sobre el que se aplica la excitación, y para un punto alejado a una distancia igual a 2 m del punto de aplicación de la

excitación. Las figuras 4.6 y 4.7 muestran respectivamente las respuestas impulsionales referidas a la receptancia y a la movilidad de la vía.

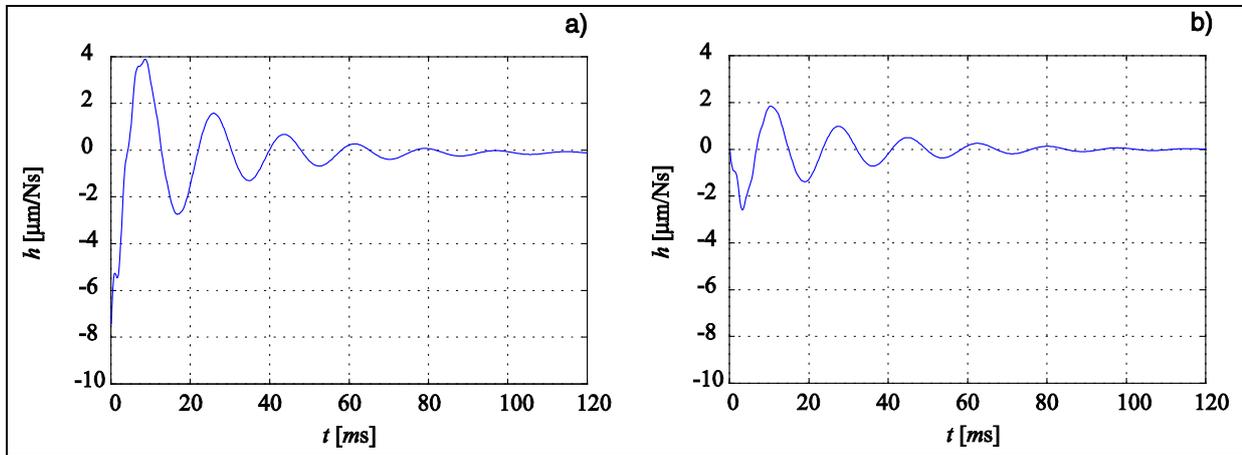


Figura 4.6. Respuesta impulsional de la vía calculada a partir de la receptancia.
a. Punto de excitación. b. $x = 2$ m.

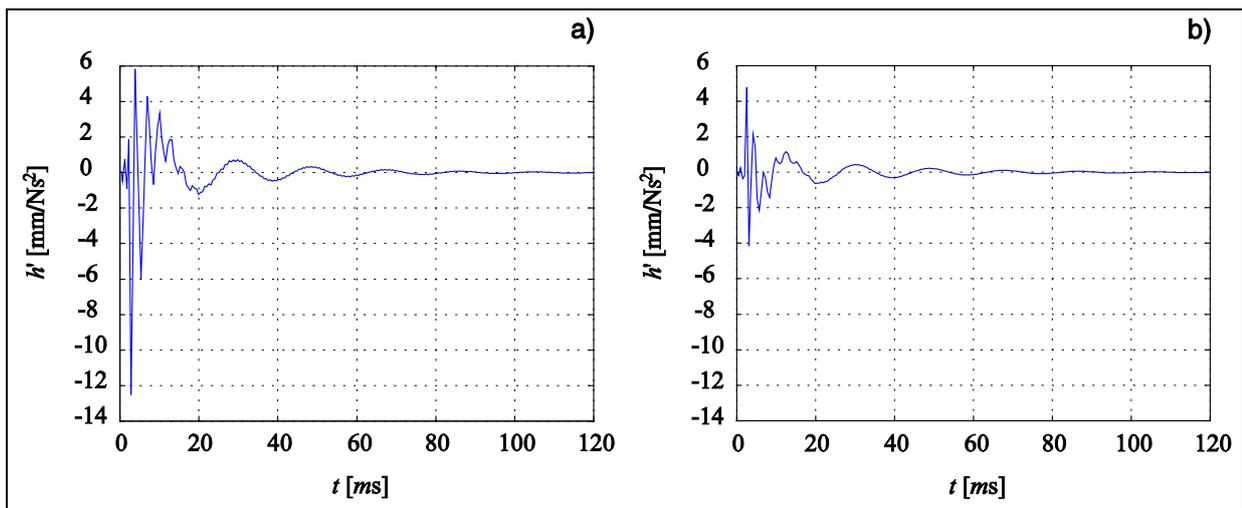


Figura 4.7. Respuesta impulsional de la vía calculada a partir de la movilidad.
a. Punto de excitación. b. $x = 2$ m.

Las gráficas precedentes muestran un comportamiento idéntico al presentado en la receptancia y en la movilidad, donde el efecto de la respuesta impulsional de la vía disminuye en función del aumento de la distancia de separación entre el punto en que se calcula dicha respuesta y el punto de aplicación de la excitación armónica.

4.2. DETERMINACIÓN DEL DESPLAZAMIENTO VERTICAL DEL CARRIL.

La función $F(t)$, referida a la historia temporal de la fuerza de contacto rueda-carril, se puede considerar como una sucesión de impulsos de valor $F(\tau)d\tau$ situados a $t = \tau$, con lo cual se tiene:



$$F(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} F(\tau) \delta(t-\tau) d\tau \quad (4.15)$$

La respuesta temporal de la vía viene dada por la superposición de las respuestas vinculadas a cada uno de los impulsos de excitación. En consecuencia, para un impulso situado a $t = \tau$, la respuesta asociada sería igual a $y_{c\tau}(t) = F(\tau)h(t-\tau)d\tau$ para el caso en que $t > \tau$; mientras que para $t < \tau$ se obtendría una respuesta equivalente a $y_{c\tau}(t) = 0$. Por lo tanto, la respuesta total en el instante t es la superposición de las respuestas a los diferentes impulsos $F(\tau)d\tau$, existentes desde el momento en el cual se inicia la excitación a partir del reposo, tal como se indica en la ecuación 4.16 si se considera que los impulsos se inician en $-\infty$ y culminan en t , con la finalidad de garantizar que se incluya toda la excitación.

$$y_c(t) = \int_{-\infty}^t h(t-\tau)F(\tau)d\tau \quad (4.16)$$

La expresión anterior, hace referencia a la integral de convolución y es comúnmente denominada Integral de Duhamel o Integral de Green. No obstante, para el análisis del comportamiento dinámico de la vía, se considera que la fuerza de contacto rueda-carril comienza a actuar a partir de $t = 0$, además de que el desplazamiento vertical del carril es nulo para $t < 0$, con lo cual se obtiene la expresión de la ecuación 4.17.

$$y_c(t) = \int_0^t h(t-\tau)F(\tau)d\tau \quad (4.17)$$

La respuesta impulsional es el núcleo de la convolución y ésta se considera variable ya que la rueda se mueve sobre el carril por lo que, a lo largo del tiempo, la distancia del punto de aplicación de la fuerza al punto donde se calcula el desplazamiento del carril varía en función de la velocidad. Así, a medida que la fuerza se desplaza sobre el carril, cambia la receptancia en el punto de medida y por tanto la respuesta impulsional. Por esta razón, a la convolución planteada de esta forma se le denomina convolución de núcleo variable.

4.2.1. Desplazamiento vertical del carril al paso de una rueda.

Bajo la hipótesis de que la rueda es perfectamente lisa durante un tiempo arbitrariamente grande, se ha considerado que para $t = 0$ aparece gradualmente la rugosidad del perfil de la rueda. Por lo tanto, la fuerza de contacto se puede escribir de acuerdo a lo detallado en la ecuación 4.18, atendiendo a las variaciones del perfil y a la dinámica del conjunto.

$$F(t) = \frac{P}{8} + m_r g + \Delta F(t) \quad (4.18)$$

$\Delta F(t)$ es la componente fluctuante de la fuerza de contacto apreciada en las tres situaciones de irregularidad en la rueda analizadas en la sección 3.4.2, y representa la magnitud de la fuerza que oscila alrededor de un valor constante, equivalente al peso de una

rueda y a la contribución de la octava parte del peso global de un coche. Evaluando la expresión anterior en la ecuación 4.16, se obtiene:

$$y_c(t) = \int_{-\infty}^t h(t-\tau) \left(\frac{P}{8} + m_r g \right) d\tau + \int_{-\infty}^t h(t-\tau) \Delta F(\tau) d\tau \quad (4.20)$$

De acuerdo a las generalizaciones anteriores se puede afirmar que bastará con evaluar en el producto de convolución, además de la deformación del carril para las condiciones de equilibrio, el aporte de la fluctuación de fuerza producida por el perfil de irregularidad de la periferia de la rueda, para hallar la historia temporal del desplazamiento del carril al paso de una rueda, empleando para ello la respuesta impulsional de la vía.

La figura 4.8 ilustra el procedimiento adecuado para la obtención del registro temporal de la deflexión del carril, se ha considerado que el instante $t = 0$ corresponde con el momento en que la rueda pasa por el punto de cálculo.

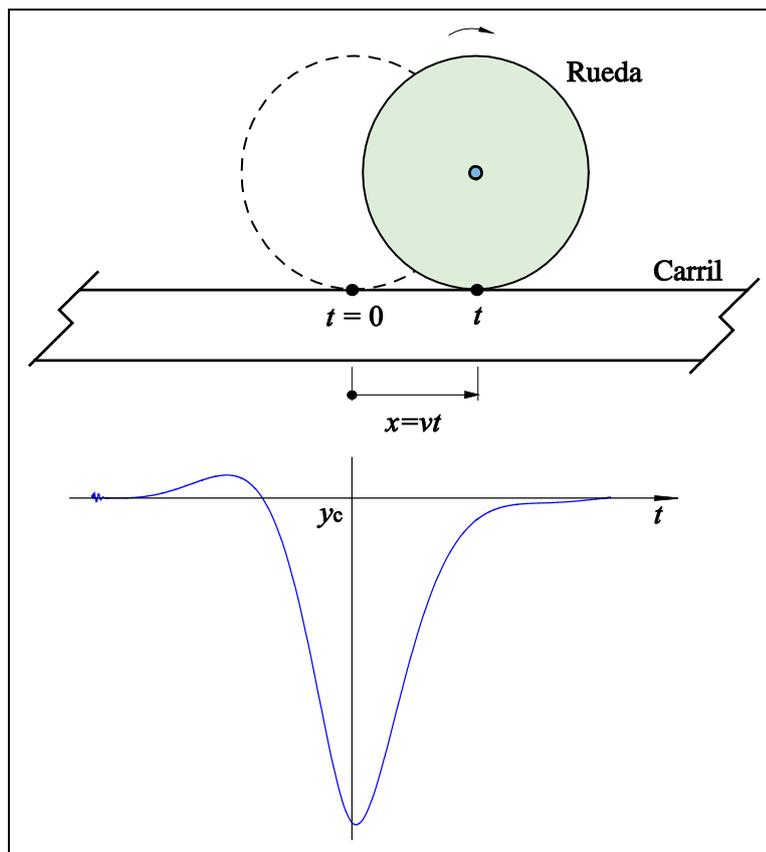


Figura 4.8. Deflexión experimental por el carril al paso de una rueda.

Análogamente a lo realizado con la determinación de la fuerza de contacto, se han analizado los tres escenarios previamente expuestos, referidos a las condiciones de imperfecciones de la periferia de la rueda, con la finalidad de hallar la historia temporal del desplazamiento del carril asociados a cada uno de los mismos, y a la situación en la cual la velocidad del tren es igual a 18 m/s.



4.2.1.1. Rueda ideal perfectamente lisa.

Utilizando los registros temporales de la fuerza de contacto para el caso en que una rueda lisa se desplaza sobre el carril, se ha hallado la deformación del mismo a partir de las receptancias verticales derivadas del modelo de traviesas uniformemente distribuidas. La figura 4.9 esquematiza la deflexión del carril evaluada.

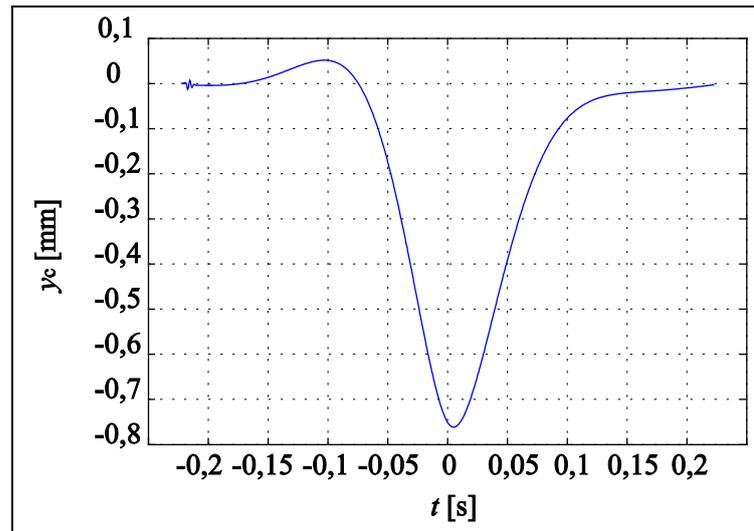


Figura 4.9. Deflexión del carril durante el paso de una rueda perfectamente lisa.

Se observa que cuando la rueda inicia su movimiento a una distancia inferior a 3 m a la izquierda del punto de interés representado para $t = 0$, el carril comienza a percibir los efectos de la interacción rueda-carril, a consecuencia de que las receptancias cruzadas inciden significativamente en la medida de que la excitación se acerque al punto de interés, tal como se había aseverado en el apartado 4.1.1.

Adicionalmente, cuando el carril alcanza la deflexión máxima experimenta un período progresivo de recuperación elástica, debido al amortiguamiento por histéresis considerado en el modelo, que permite aproximar el comportamiento dinámico con mayor precisión. Finalmente, al inicio de la historia temporal de la deformación vertical del carril, se aprecia una pequeña inestabilidad producto del proceso de integración numérica empleado.

4.2.1.2. Rueda con un plano en su periferia.

Procediendo de la igual, se ha determinado la historia temporal de la deflexión del carril para el caso en que circule una rueda con un plano de 2,15 mm de profundidad en su periferia, cuyo registro de fuerza de contacto corresponde a lo expuesto en la sección 3.4.2.2. La figura 4.10 esboza la historia temporal de la deformación vertical del carril obtenida. En la gráfica adjunta se aprecia el efecto del plano de la rueda, el cual origina una etapa transitoria de la deformación vertical. Mientras el plano no interactúa en la zona de contacto rueda-carril, el comportamiento evidenciado por el carril es análogo al presentado durante el paso de una rueda perfectamente lisa.

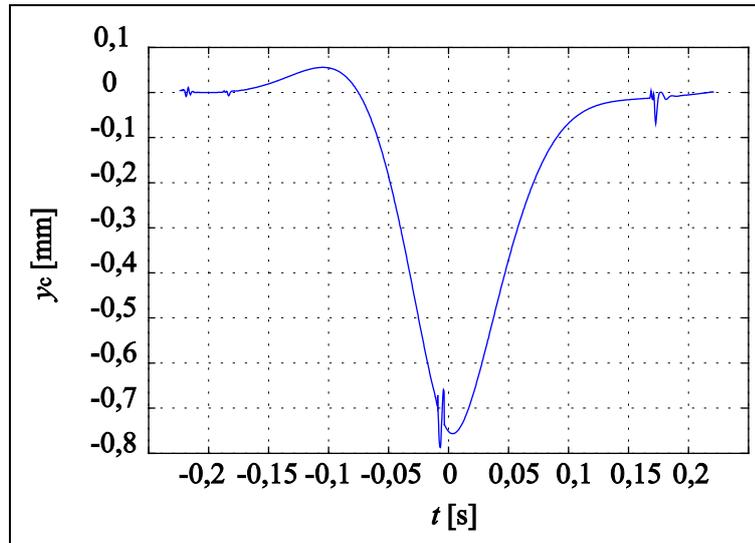


Figura 4.10. Deflexión del carril durante el paso de una rueda con un plano en su periferia.

Cabe destacar que el carril se recupera rápidamente de la incidencia del plano, como consecuencia de los elementos de rigidez y de amortiguamiento por histéresis, que permiten una pronta estabilización del sistema ferroviario ante los cambios motivados por la excitación.

4.2.1.3. Rueda con un perfil de irregularidad aleatorio.

Partiendo del análisis de la influencia del perfil de rugosidad de rueda con fase aleatoria, en la evolución a lo largo del tiempo de la fuerza de contacto asociada y descrita en la sección 3.4.2.3, se ha determinado la historia temporal del desplazamiento vertical del carril para tal situación, llegando a una conclusión similar a la expuesta en los apartados previos. La figura 4.11 muestra los resultados derivados de la simulación con el modelo de vía con parámetros distribuidos.

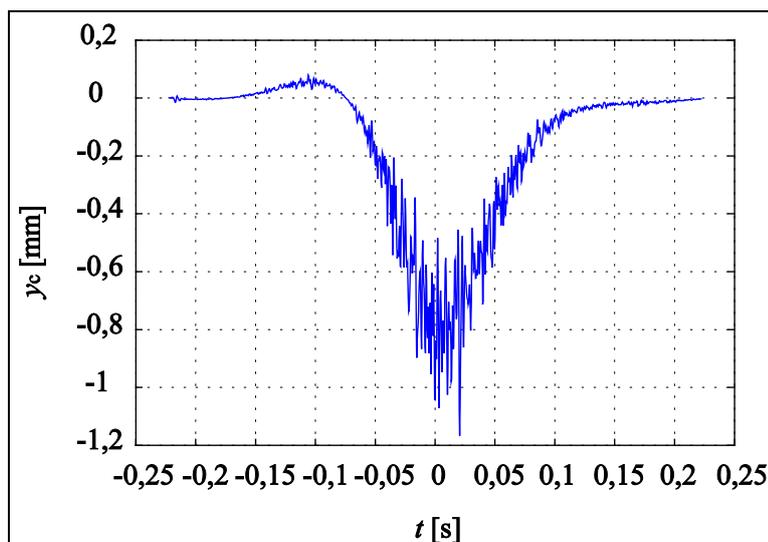


Figura 4.11. Deflexión del carril durante el paso de una rueda con perfil de irregularidad aleatorio.



Se observa que una vez que la rueda interactúa con el carril a una distancia inferior a los 3 m del punto de medida, se comienzan a percibir los efectos de las severas fluctuaciones de la fuerza de contacto, produciendo que la deflexión del carril oscile alrededor de la deformación evidenciada para el caso de una rueda lisa. Asimismo, se aprecia que la amplitud de la deformación es máxima en el entorno del punto de cálculo, la cual es significativamente amplificada respecto a la deformación en condiciones estáticas, como consecuencia de los efectos dinámicos ocasionados por la aleatoriedad de la rugosidad en el perfil de la rueda.

4.2.2. Desplazamiento vertical del carril al paso de un bogie.

Tal como se había explicado en la sección 3.2, un bogie se compone generalmente de dos ejes montados sobre un bastidor, que incorpora una suspensión colocada entre cada eje y el bastidor que se llama suspensión primaria, mientras que el coche queda unido al bastidor mediante la suspensión secundaria. Por otra parte, se ha tomado en cuenta que la transmisión de vibraciones de un carril a otro a través de las traviesas y el balasto, es baja, debido al amortiguamiento que presentan las fijaciones entre carril y traviesas, y el balasto propiamente dicho. Como consecuencia, se ha considerado que la vibración medida a pie de carril es debida exclusivamente al contacto de las dos correspondientes ruedas del bogie con el mismo.

Atendiendo a las distancias mínimas del vagón delimitadas en el mencionado apartado y la influencia de su suspensión primaria, se ha utilizado el principio de superposición para incluir los efectos de las dos ruedas del bogie sobre su correspondiente carril. De acuerdo a lo previamente expuesto, en un tren metropolitano la distancia mínima entre ruedas de bogies contiguos es de 4,34 m.

Teniendo en consideración la atenuación que experimentan las vibraciones al propagarse a lo largo de la vía, esta distancia es suficiente para que la vibración generada por una rueda de un bogie no interactúe con la vibración generada por una rueda de un bogie distinto. Por tanto, se ha planteado la hipótesis de que la vibración observada en el punto de medida cuando una rueda pasa por encima de él es debida a las dos ruedas del bogie, sin influencia de las vibraciones generadas por ruedas de bogies adyacentes.

Las dos ruedas del bogie generan simultáneamente vibraciones que se superponen en el punto de medida. Cuando la primera rueda inicia su paso por encima de los instrumentos de medida, la segunda se encuentra a una distancia superior y por tanto la vibración que genera se verá atenuada por la distancia. Por el contrario, cuando sea la segunda rueda la que circula por encima de los acelerómetros será la vibración generada por la primera rueda la que se verá atenuada.

Adicionalmente, dada la proximidad presente entre las excitaciones producidas por dichas ruedas, se ha tenido en cuenta el aporte individual de cada una de ellas y su solapamiento, durante la ejecución del proceso de integración numérica de la integral de convolución de núcleo variable. La figura 4.12 representa las generalizaciones anteriores, esquematizando el comportamiento de la deformación experimentada por el carril, durante la circulación de un bogie. Se ha considerado que el instante $t = 0$ corresponde con el momento en que la rueda anterior del bogie pasa por el punto de interés.

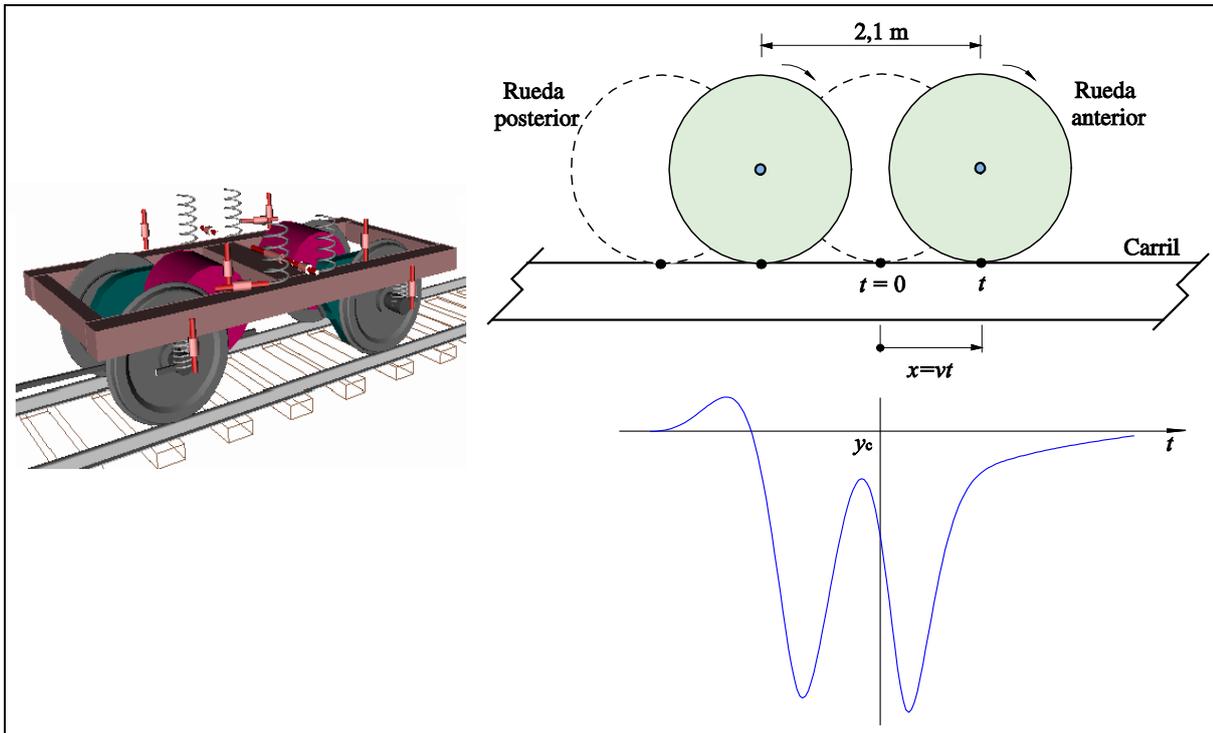


Figura 4.12. Deflexión evidenciada en el carril al paso de un bogie.

Atendiendo a la hipótesis de que las dos ruedas son idealmente lisas, la historia temporal de la deformación del carril viene esquematizada en la figura 4.13.

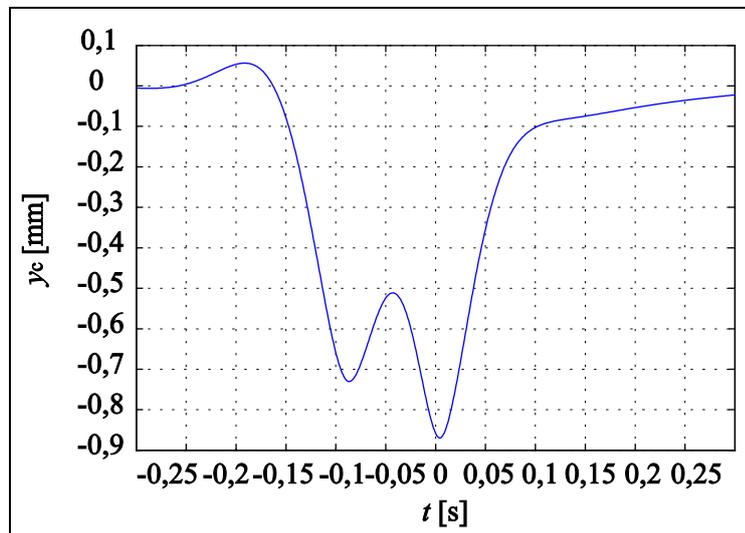


Figura 4.13. Deflexión del carril durante el paso de un bogie con ruedas perfectamente lisas.

Se aprecian dos valores máximos de deflexión ocasionados por la incidencia de dichas ruedas, siendo el más crítico aquel que está relacionado con el paso de la rueda posterior sobre el punto de interés, donde sus efectos se encuentran amplificados por la contribución a la deformación por parte de la rueda anterior. Esto se debe a que en un mismo punto, la vía percibe las consecuencias de la excitación puntual y la influencia determinada a partir de la receptancia cruzada de la segunda excitación. De esta forma se demuestra que dado que las



dos ruedas de un mismo bogie distan entre sí 2,1 m; se tiene por consiguiente que las vibraciones que generan interactúan mutuamente y muestran un solapamiento no despreciable en los puntos donde se sitúan ambas excitaciones.

Si ambas ruedas presentan cada una un plano en su periferia, con las características delimitadas en la sección 3.4.2.2, y si además ambas irregularidades entran en contacto con el carril al mismo tiempo, el consecuente desplazamiento vertical es el representado por medio de la figura 4.14. Se aprecian las fluctuaciones del desplazamiento vertical del carril, debidas al contacto de los planos en la zona de interacción rueda-carril.

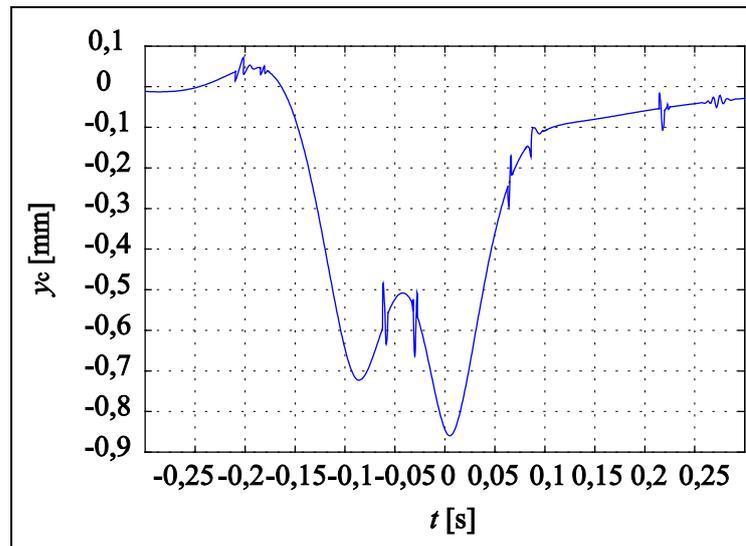


Figura 4.14. Deflexión del carril durante el paso de un bogie con ruedas con un plano en su periferia.

Por último, se han examinado los efectos que producen dos ruedas con un perfil idéntico de fase aleatoria. La figura 4.15 esboza la deflexión vertical del carril para la situación propuesta. Se observa que la irregularidad amplifica significativamente la componente variable de la deformación.

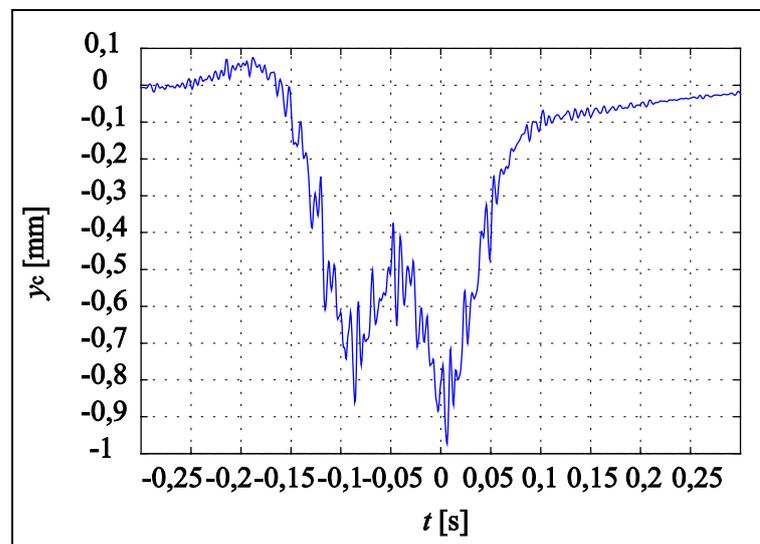


Figura 4.15. Deflexión del carril durante el paso de un bogie con ruedas de irregularidad aleatoria.

4.3. DETERMINACIÓN DE LA VELOCIDAD DE DESPLAZAMIENTO VERTICAL DEL CARRIL. VALIDACIÓN Y VERIFICACIÓN EXPERIMENTAL.

De manera similar al procedimiento expuesto en el apartado 4.2, para estimar la historia temporal de la amplitud de velocidad vertical de vibración del carril, se ha considerado la convolución de núcleo variable teniendo en cuenta la respuesta impulsional $h'(t)$ obtenida a partir de la movilidad de la vía, según lo detallado en la ecuación 4.21.

$$\dot{y}_c(t) = \int_0^t h'(t-\tau) F(\tau) d\tau \quad (4.21)$$

Con el propósito de demostrar la bondad del modelo de generación de vibraciones propuesto, se han empleado los resultados asociados a la medición experimental a pie de carril, referidas a la historia temporal de la velocidad de vibración producida al paso de un tren, con la finalidad de identificar las irregularidades y defectos presentes en la periferia de una rueda según la metodología expuesta en [76]. Por tal motivo se ha eliminado de las señales de velocidad de vibración captadas, las componentes en frecuencia que no aportan información alguna sobre la presencia de singularidades en el perfil de las ruedas.

La banda frecuencial más significativa que presenta la señal de vibración del paso de un tren, corresponde a la respuesta dinámica del conjunto vía más el sistema constituido por la rueda y por la suspensión primaria. Esta banda se centra alrededor de los 55 Hz, frecuencia compatible con la primera frecuencia propia del conjunto descrito.

Tal como se ha visto con anterioridad, una singularidad en el perfil de una rueda, ya sea un plano o una irregularidad aleatoria, produce un brusco cambio en la magnitud de la fuerza de contacto entre rueda y carril, en forma de pulso de fuerza, que origina un transitorio de vibración de amplio ancho de banda. Ello sugiere filtrar la señal para eliminar las componentes de baja frecuencia, originadas por la respuesta dinámica del sistema, y poner de manifiesto componentes de frecuencia más elevada. De esta manera se dispone de una mejor imagen del efecto de las singularidades del perfil de rueda.

La figura 4.16 muestra la señal temporal correspondiente a la velocidad vertical de vibración del carril al paso de un tren, de la Línea 3 de la red metropolitana de Barcelona. Además esquematiza la misma señal filtrada con un filtro de banda pasante acotado entre 200 y 500 Hz. La elección de las frecuencias de corte del filtro se ha realizado bajo el criterio de eliminar la respuesta del sistema, y al mismo tiempo permitir que la energía asociada a los transitorios que se quieren identificar no disminuya de forma que haga su detección imposible. En la señal filtrada, se observa claramente el paso de cada bogie marcado con una llave, e incluso el paso de cada rueda del tren por el punto de medida, en forma de transitorio de corta duración. Además se pueden observar otros transitorios que se pueden atribuir a defectos en las ruedas. Por otra parte, en la señal sin filtrar se observa cómo justo después de cada paso de rueda, identificado con la señal filtrada, el sistema dinámico formado por la vía, la rueda y la suspensión primaria, responde con una oscilación transitoria de componente frecuencial principal correspondiente a su primera frecuencia propia.

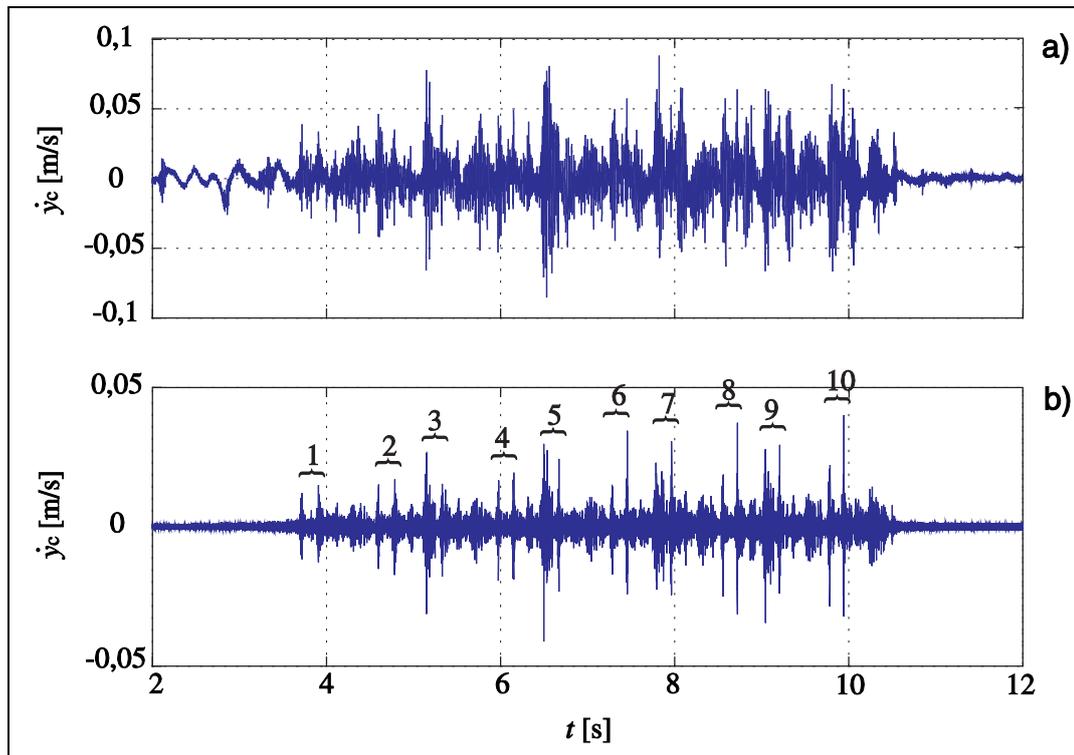


Figura 4.16. Velocidad vertical de vibración del carril captada al paso de un tren.
a. Señal sin filtrar. b. Señal filtrada.

La figura 4.17 muestra una zona ampliada de un registro sin filtrar de velocidad de vibración asociado al paso del tren, en la que se aprecia una secuencia de transitorios con una periodicidad compatible con el tiempo que tarda una rueda en dar una vuelta entera.

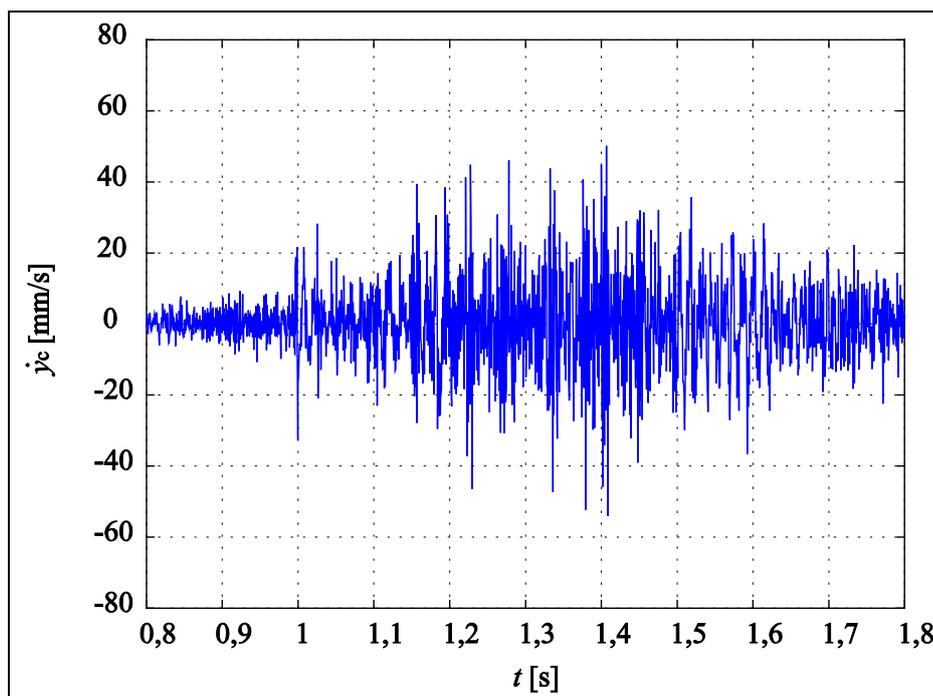


Figura 4.17. Ampliación de una señal de velocidad de vibración sin filtrar.

Sobre la base de los resultados experimentales presentados, se han obtenido diversas simulaciones a través del modelo de generación diseñado y a partir de la movilidad de la vía, asociadas a la historia temporal de vibración en el carril originada al paso de una rueda con un plano en su periferia. La figura 4.18 muestra la velocidad de vibración obtenida por simulación al paso de una rueda, que posee un plano redondeado en su perfil con las características detalladas en el apartado 3.4.2.2.

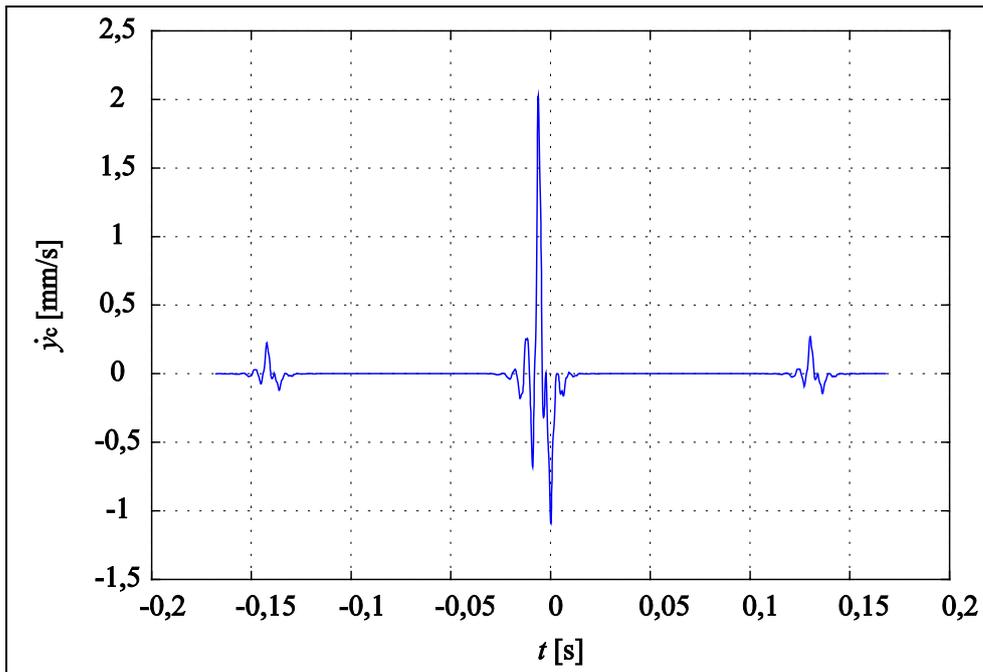


Figura 4.18. Velocidad vertical de vibración obtenida al paso de una rueda con un plano en su periferia.

Para elaborar la simulación anteriormente presentada, se ha eliminado la componente continua de la fuerza del contacto, debida a la carga sobre la rueda, ya que esta produce una oscilación de baja frecuencia no perceptible en las medidas experimentales. Se observan tres transitorios de velocidad provocados por el plano cuando la rueda efectúa tres vueltas. Para $t = 0$, el plano entra en contacto con el carril justo sobre el punto de cálculo, mientras que los otros transitorios corresponden a contactos distantes de dicho punto, un perímetro de la rueda igual a 2,46 m. Se hace así patente la atenuación de la vibración en función de la distancia, además la duración y forma de los transitorios es compatible con la que se observa en los resultados experimentales anteriormente expuestos.

La figura 4.20 esquematiza la amplitud de velocidad de vibración obtenida por simulación al paso de un bogie con ruedas que presentan un perfil de rugosidad mostrado en la figura 4.19, obtenido a partir de medidas experimentales.

En este caso también se ha eliminado la componente continua de la fuerza de contacto. El resultado muestra la fluctuación de velocidad producida al paso de las dos ruedas del bogie. En la señal se puede observar sin dificultad el efecto de las dos ruedas por separado. Del mismo modo, la forma y la duración del transitorio, aproximadamente 0,3 s, es comparable con las observadas en los transitorios producidos por el paso de un bogie en los registros experimentales.

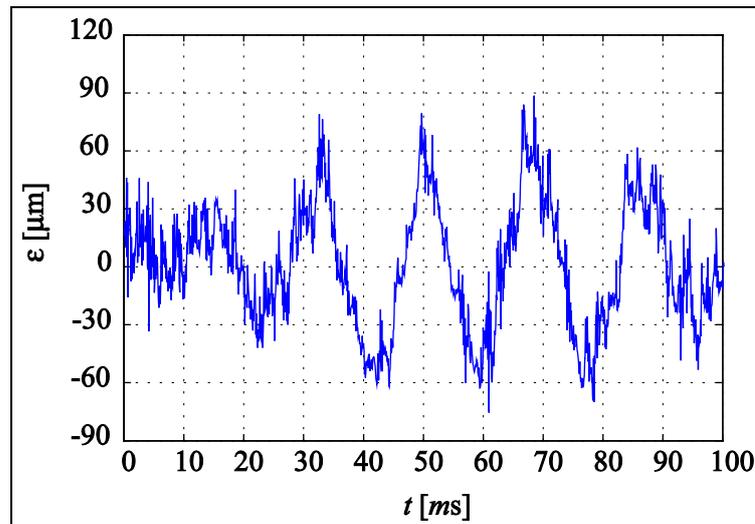


Figura 4.19. Perfil de irregularidad real de una rueda.

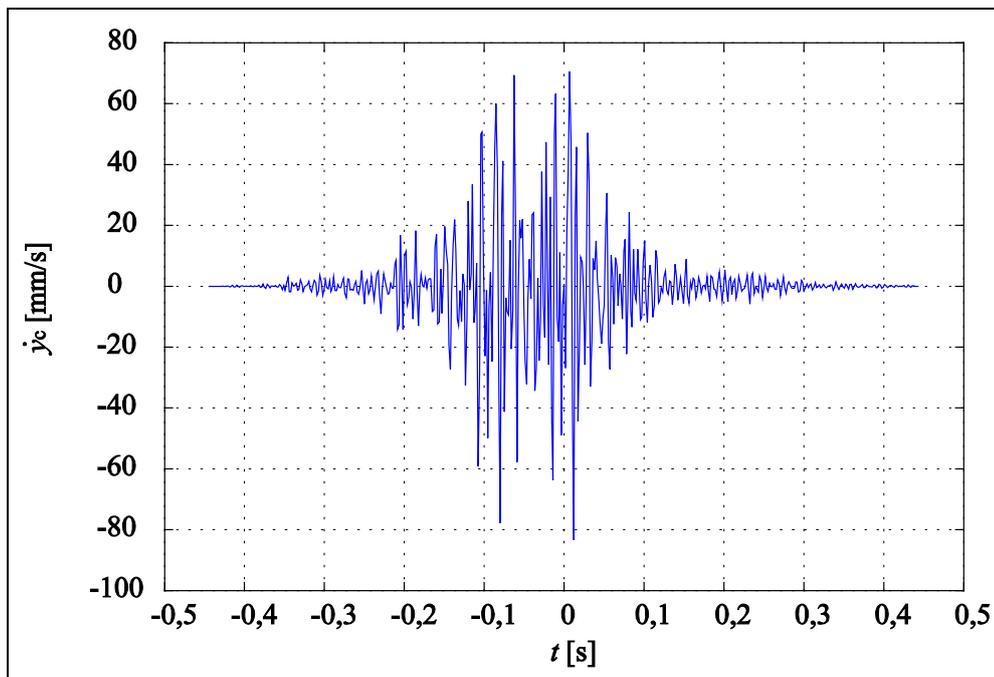


Figura 4.20. Velocidad vertical de vibración obtenida al paso de un bogie con un perfil de irregularidad captado experimentalmente.

Las gráficas anteriormente descritas y asociadas a una vía con las propiedades detalladas en la tabla 3.1, ponen de manifiesto la bondad del modelo de generación desarrollado, permitiendo obtener predicciones y simulaciones del comportamiento vibratorio del carril, a partir de la inclusión de diferentes estados de imperfecciones y defectos en la periferia de las ruedas de un tren.

CAPÍTULO V

Influencia de la dinámica de la base en el comportamiento dinámico de la vía

En los capítulos precedentes se ha analizado el comportamiento dinámico de la vía al paso de una rueda y de un bogie, bajo la hipótesis de que la vía se encuentra apoyada sobre un terreno con impedancia infinita, es decir, sobre una base rígida. No obstante, la base no es en realidad rígida. En algunos trazados metropolitanos de reciente construcción, el túnel de perfil circular, perforado con tuneladora, se divide en dos niveles mediante una losa intermedia de concreto apoyada lateralmente en el túnel; de modo que se instalan vías en los dos niveles. Cabe pensar en si el comportamiento dinámico de la losa, de impedancia menor a la de una base rígida, puede o no influir en el mecanismo de generación de la fuerza de contacto.

El presente capítulo evalúa la influencia de la losa en la respuesta dinámica de la vía. Para ello se ha realizado una modelización de la misma, incorporándola al modelo de vía descrito. De esta manera se estima la magnitud de vibración provocada al paso de una rueda, y se compara con la evolución temporal de la vibración obtenida para el caso en el que se considera que la vía está apoyada sobre una base rígida. El modelado de la losa se ha diseñado basándose en las características dimensionales y estructurales existentes en la Línea 9 de la red suburbana de Barcelona, en la cual existen tramos con losas intermedias de hormigón, sobre las cuales se sitúa el carril con fijaciones tipo DFF. Por consiguiente, se ha considerado a la vía DFF como referencia durante la elaboración del presente análisis. La figura 5.1 muestra la sección transversal y la geometría de una losa de hormigón de 20 m de largo, empleada en la Línea 9 de la red ferroviaria de Barcelona, y utilizada como referencia para el estudio de sus efectos en una vía DFF.

La figura pone de manifiesto que la losa intermedia está empotrada, en sus extremos laterales, en las paredes del túnel. El empotramiento se realiza mediante pernos de sujeción. A lo largo, la losa se encuentra libre en sus extremos e instalada contra la losa adyacente. Respecto a las características mecánicas de cada losa intermedia, cabe destacar que está formada por hormigón armado con armaduras de acero.

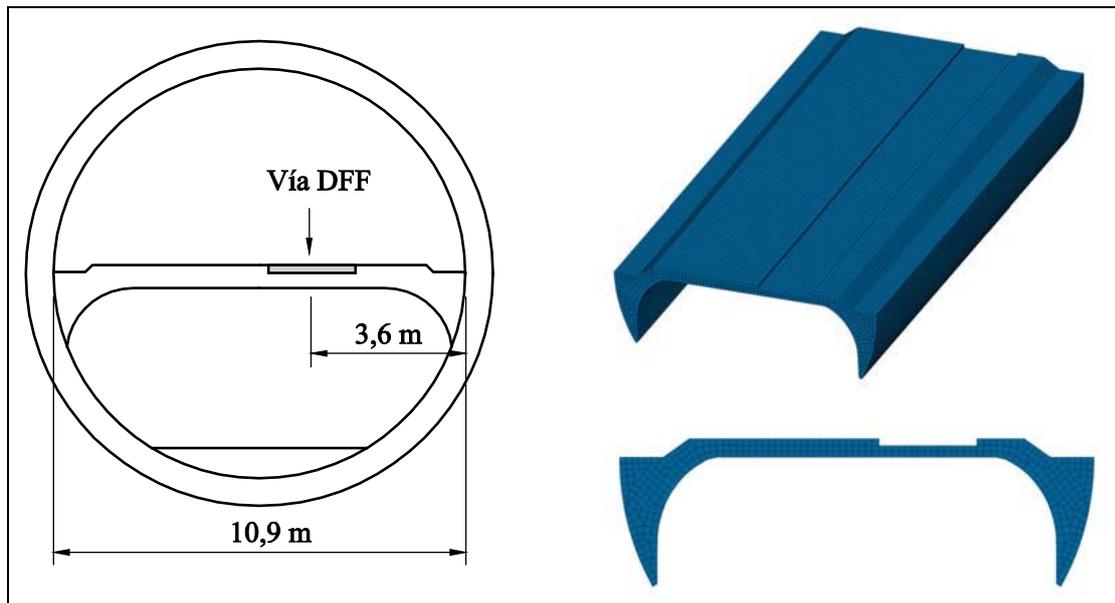


Figura 5.1. Sección transversal y geometría de la losa intermedia de hormigón.

Las características de la losa intermedia de concreto descrita y las condiciones de contorno especificadas, han sido consideradas durante su modelado.

5.1. MODELADO DE LA LOSA INTERMEDIA.

El comportamiento dinámico de la losa se estudia mediante la superposición de sus modos propios de vibración. Para caracterizar estos modos es posible emplear diversos modelos basados en la teoría de placas. En el presente apartado se describen las modelizaciones más importantes, que permiten incluir el comportamiento dinámico de la losa intermedia en la respuesta dinámica global de la vía.

5.1.1. Modelo de placa rectangular.

Una alternativa para tomar en cuenta la influencia de la losa intermedia en la dinámica de la vía, consiste en idealizar la misma por medio de las teorías asociadas al comportamiento de placas rectangulares y propuestas por Warburton [45, 77]. A pesar de que la modelización asociada a una placa rectangular ofrece una estimación válida del comportamiento de una losa intermedia de concreto, su formulación analítica resulta compleja y con una aplicación poco viable, en el momento de incluirla en el cálculo de la impedancia global de la vía. Por tal motivo, ha sido necesaria la búsqueda de expresiones alternativas que permitan simular y evaluar con mayor objetividad la influencia de la losa de hormigón en la vía. Para ello, se ha planteado el modelo de una losa infinita y el de una losa finita, para las cuales se determina su impedancia con el objetivo de incluirla en el modelo de vía.

5.1.2. Modelo de losa infinita.

Si se considera que la vía se encuentra apoyada sobre una losa intermedia infinita que se comporta como un medio receptor de impedancia constante, es posible calcular con exactitud la respuesta dinámica existente en la base de la vía. Para ello se parte de la fuerza F_T



transmitida a la base de la vía, definida por medio de la ecuación 5.1, y de la hipótesis de que la misma es una fuerza puntual aplicada en un punto P de la losa, de acuerdo a lo ilustrado en la figura 5.2. Esta suposición constituye una aproximación, en virtud de que en la práctica la fuerza se distribuye entre las fijaciones próximas a la rueda.

$$F_T = -k_t y_t - c_t \dot{y}_t \quad (5.1)$$

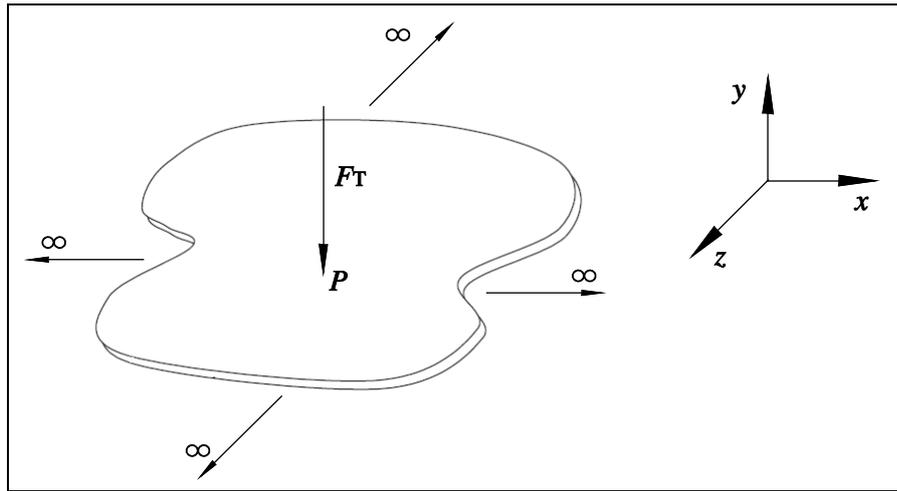


Figura 5.2. Fuerza transmitida aplicada a una losa infinita.

Basándose en lo previamente descrito, la impedancia mecánica Z_L de la losa de hormigón, se define en función de la velocidad de vibración \dot{y}_L presente en la misma y de la fuerza transmitida F_T . Como se ha detallado anteriormente, para el caso de una losa infinita esta impedancia es constante, tal como se muestra en la ecuación 5.2 obtenida a partir de la ecuación 2.41 [48]. Por su parte, la receptancia de la losa intermedia relaciona el desplazamiento vertical de vibración de un punto de la losa, con la fuerza aplicada en el mismo punto para una misma frecuencia, según la ecuación 5.3.

$$Z_L = \frac{F_T(\omega)}{\dot{y}_L(\omega)} = 8 \sqrt{\frac{E_H I_H}{1 - \nu_H^2}} \rho_H h_L \quad (5.2)$$

$$R_L = \frac{y_L(\omega)}{F_T(\omega)} = \frac{1}{j\omega Z_L} \quad (5.3)$$

El modelado de la losa intermedia como un medio propagativo infinito representa una hipótesis de difícil aplicación desde el punto de vista constructivo, por lo que es necesario considerar un análisis más realista basado en la inclusión de una losa intermedia de concreto finita en la vía.

5.1.3. Modelo de losa finita.

En el Capítulo II se ha concretado la movilidad mecánica de una losa finita Y_L a través de los parámetros referidos a sus modos propios de vibración [45, 48]. Si se considera la movilidad mecánica en un mismo punto, los desplazamientos correspondientes a dos puntos

P_i y P_j de la losa intermedia, asociados al modo mn , son iguales al tratarse de la misma localización. De esta forma, la ecuación 2.42 puede replantearse como:

$$Y_L(\omega) = \frac{j\omega}{M_L} \sum_{i=1}^{\infty} \frac{\Phi_{L,i}^2(P)}{\varepsilon_{L,i}(\omega_{L,i}^2(1+j\eta_L) - \omega^2)} \quad (5.4)$$

El factor de normalización asociado $\varepsilon_{L,i}$, se calcula por medio de la masa reducida $m_{L,i}$ de cada modo propio de la losa, según la ecuación 5.5.

$$\varepsilon_{L,i} = \frac{m_{L,i}}{M_L} \quad (5.5)$$

Incluyendo la impedancia puntual característica presentada en el modelo dinámico expuesto en los capítulos previos, es posible estudiar la respuesta dinámica de una vía apoyada sobre una losa intermedia de concreto.

5.2. MODELO DE UNA VÍA APOYADA SOBRE UNA LOSA.

Al considerar la influencia de la losa intermedia en el comportamiento dinámico de la vía, la formulación analítica de los modelos de vía analizados en el Capítulo III se ve afectada debido a la inclusión de la modelización de la losa. Por tal motivo, se ha planteado la formulación dinámica de una vía tipo DFF instalada sobre una losa de concreto, considerando para tal fin el modelo de vía con parámetros discretos, las propiedades de los elementos elásticos de unión, el amortiguamiento estructural del carril, y la expresión de movimiento definida por medio de la ecuación 2.1, para un carril idealizado como una viga infinita de Euler-Bernoulli.

Se ha empleado el modelo de parámetros discretos en la dirección del carril. Mediante el modelo discreto es posible considerar la receptancia puntual de la losa, combinándola en un punto con la receptancia discreta de las fijaciones. De esta manera, es posible definir esta última como función de la receptancia puntual de la losa.

En esta modelización, las fijaciones, con sus parámetros de rigidez y amortiguamiento, se consideran situadas bajo el carril, separadas entre sí una distancia L , de manera similar a lo visto en el Capítulo III. Adicionalmente, si se toma en cuenta que cada fijación se deforma de manera vertical e independiente de las demás, aplicando únicamente una fuerza F_F de enlace sobre el carril, se define la formulación de la dinámica del carril como:

$$EI(1+j\mu)\frac{\partial^4 \tilde{y}_c}{\partial x^4} + \rho S \frac{\partial^2 \tilde{y}_c}{\partial t^2} = -\tilde{F}(t)\delta(x) + \sum_{n=-\infty}^{\infty} F_F \delta(x-nL+d) \quad (5.6)$$

La expresión anterior se corresponde con la figura 5.3, que describe la configuración de una vía discreta apoyada sobre una losa de hormigón.

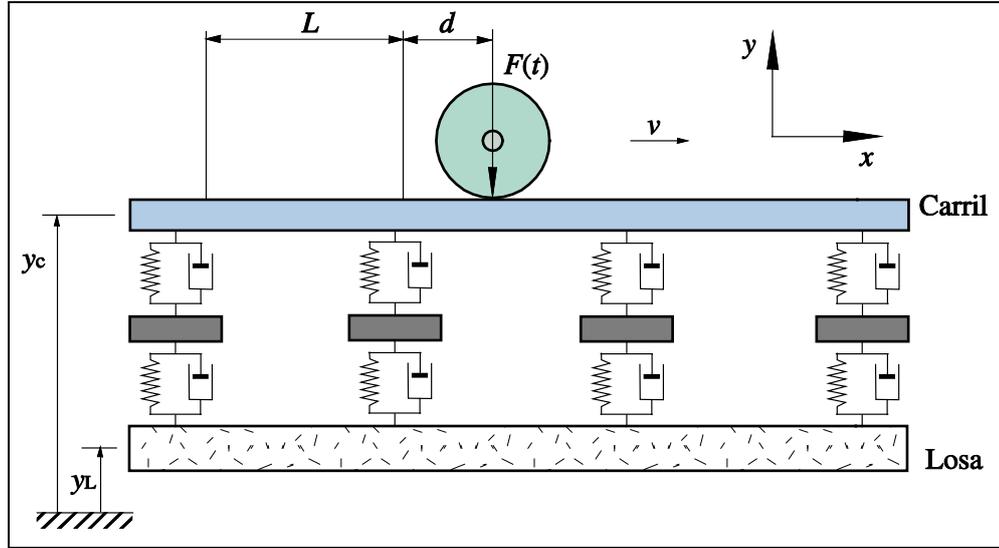


Figura 5.3. Modelo discreto de una vía instalada sobre una losa intermedia de concreto.

Atendiendo a la premisa de que sobre el carril se desliza una carga permanentemente armónica, se ha hallado la ecuación 5.7 que describe la fuerza conjunta originada por la incidencia de todas las fijaciones bajo el carril, además de obtener la ecuación 5.8 que detalla la dinámica del mismo en el dominio de la frecuencia.

$$F_F = \sum_{n=-\infty}^{\infty} j\omega Z_F \tilde{y}_c(x) e^{j\omega t} \delta(x - nL + d) \quad (5.7)$$

$$EI(1 + j\mu) \frac{\partial^4 \tilde{y}_c}{\partial x^4} - \left(\rho S \omega^2 + j\omega Z_F \sum_{n=-\infty}^{\infty} \delta(x - nL + d) \right) \tilde{y}_c(x) = -\tilde{F} \delta(x) \quad (5.8)$$

siendo Z_F la impedancia de la fijación determinada mediante la ecuación 5.9, en la cual m_t representa a la masa de las traviesas, k_c es la rigidez bajo carril, k_t es la rigidez bajo traviesas, μ_c es el coeficiente de amortiguamiento por histéresis bajo carril, y μ_t es el coeficiente de amortiguamiento por histéresis bajo traviesas.

$$Z_F = \frac{k_c (1 + j\mu_c) (m_t \omega^2 - B_F)}{j\omega (k_c (1 + j\mu_c) + B_F - m_t \omega^2)}; \quad B_F = \frac{k_t (1 + j\mu_t)}{k_t (1 + j\mu_t) R_L + 1} \quad (5.9)$$

Para el caso particular de una vía sin traviesas con fijaciones tipo DFF, la impedancia de la fijación se determina considerando que $m_t = 0$ y $k_t \rightarrow \infty$. De esta manera se origina la ecuación 5.10, que depende de la rigidez de la fijación k_{DFF} , de su coeficiente de amortiguamiento por histéresis μ_{DFF} y de la receptancia de la losa de concreto.

$$Z_F = -\frac{k_{DFF} (1 + j\mu_{DFF})}{j\omega (k_{DFF} (1 + j\mu_{DFF}) R_L + 1)} \quad (5.10)$$

Sobre la base de las formulaciones arriba mostradas, el coeficiente de propagación de vibraciones a lo largo de la vía viene descrito mediante la ecuación 5.11.

$$k = \left(\frac{\rho S \omega^2}{EI(1 + j\mu)} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (5.11)$$

Con las expresiones analíticas desarrolladas es posible determinar la receptancia de la vía apoyada sobre la losa intermedia de hormigón, siguiendo la metodología expuesta en el apartado 3.1.2.2.

5.3. DETERMINACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE UNA VÍA APOYADA SOBRE UNA LOSA INTERMEDIA.

Sobre la base de las generalizaciones anteriores, se ha determinado la respuesta dinámica de una vía instalada sobre una losa intermedia de concreto, tomando como referencia las características del trazado de la Línea 9 de la red metropolitana de Barcelona. La tabla 5.1 resume los valores asociados a los parámetros característicos más importantes de la losa y de la fijación tipo DFF, requeridos para el cálculo de la impedancia de la vía.

Tabla 5.1. Parámetros de la losa intermedia de hormigón y de la vía.

Espesor de la losa (h_L) [m]	0,4
Módulo de Young del hormigón (E_H) [GPa]	27,6
Densidad del hormigón (ρ_H) [kg/m³]	2400
Coefficiente de Poisson del hormigón (ν_H)	0,175
Factor de pérdidas del hormigón (η_L) [%]	10
Rigidez de la fijación (k_{DFF}) [(MN/m)/m]	35
Factor de pérdidas de la fijación (η_{DFF}) [%]	40

Para la caracterización de la losa, se ha considerado el modelado infinito y finito presentado en el apartado 5.1. A través de estas modelizaciones se determina la receptancia de la losa intermedia de hormigón, con el propósito de hallar la receptancia global que define de la dinámica de la vía.

5.3.1. Determinación de la dinámica de la vía apoyada sobre una losa infinita.

Atendiendo al modelo de vía con parámetros discretos detallado, se ha introducido la receptancia de la losa infinita con el fin de hallar la impedancia de la fijación DFF sin traviesas de acuerdo a lo establecido por la ecuación 5.9, para así determinar la receptancia global de la vía esquematizada en la figura 5.4, en el punto de aplicación de una fuerza armónica y constante, situado en el medio de dos fijaciones.

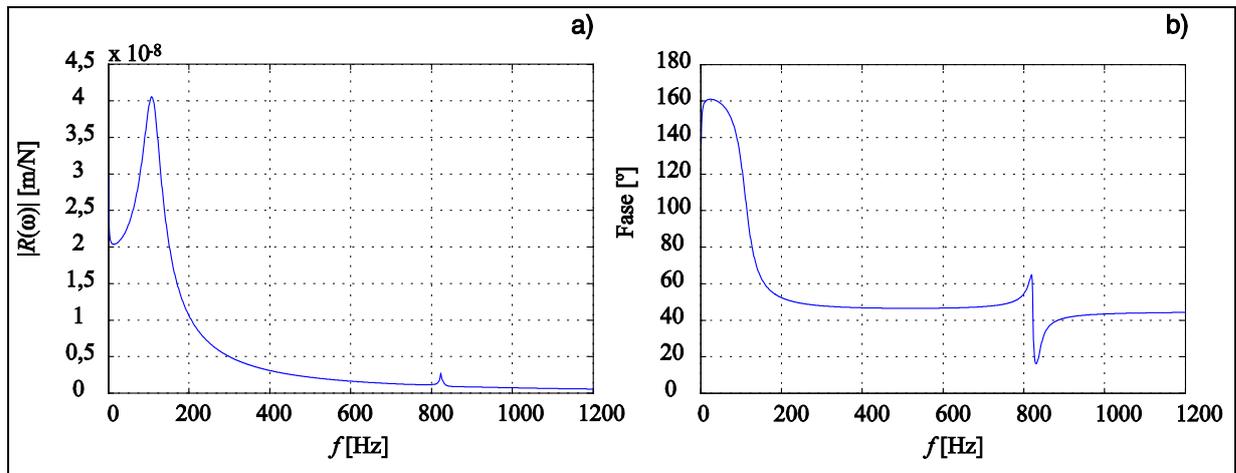


Figura 5.4. Receptancia vertical del conjunto vía-losa infinita. a. Módulo. b. Fase.

Bajo este mismo contexto, la figura 5.5 establece la comparación de la receptancia de la vía calculada considerando la dinámica de la losa infinita de concreto, con respecto a la receptancia de la vía hallada para una base rígida de impedancia infinita.

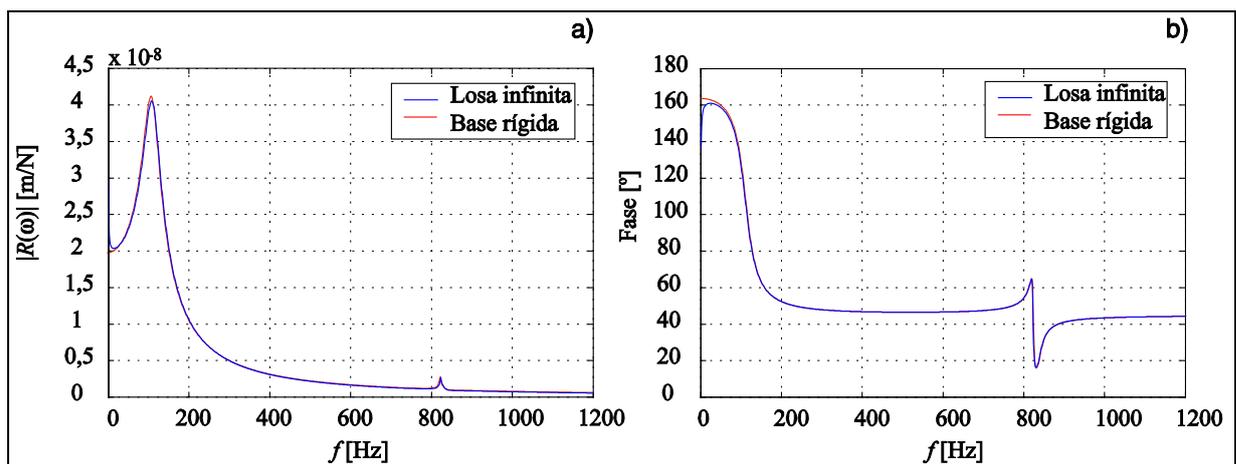


Figura 5.5. Comparación de la receptancia vertical de la vía apoyada sobre una losa. a. Módulo. b. Fase.

No se aprecian diferencias significativas entre ambas, tanto en su módulo como en su fase, debido a que la rigidez de la losa infinita de hormigón es mucho mayor a la rigidez de la vía. Adicionalmente, el modo pinned-pinned no se ve afectado o amplificado por la inclusión de la losa.

5.3.2. Determinación de la dinámica de la vía apoyada sobre una losa finita.

La definición de los modos propios de la losa intermedia finita permite caracterizar su movilidad mecánica de acuerdo a lo descrito en el apartado 5.1.3. Para caracterizar dichos modos propios de vibración, se ha considerado la modelización por elementos finitos elaborada por investigadores del Laboratori d'Enginyeria Acústica i Mecànica (LEAM) y descrita en [78].

En la mencionada investigación, se ha idealizado la losa bajo las dimensiones anteriormente detalladas con condiciones de empotramiento en sus extremos laterales, obteniendo sus ocho primeros modos propios, comprendidos dentro del margen frecuencial de interés acotado entre 10 y 400 Hz. Las figuras que se representan a continuación muestran la forma de dichos modos de vibración así como su frecuencia propia. Se observa que tanto el primer como el séptimo modo poseen líneas nodales longitudinales independientes de la longitud de la losa, mientras que los seis modos restantes presentan líneas nodales transversales que sí dependen de la longitud de la misma.

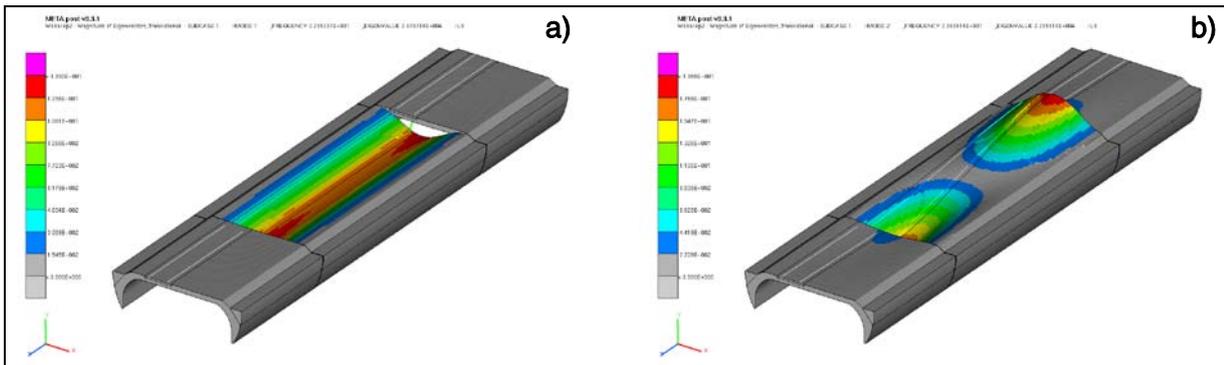


Figura 5.6. Modos propios de vibración de la losa de hormigón.
a. Primer modo propio (23 Hz). b. Segundo modo propio (23,6 Hz).

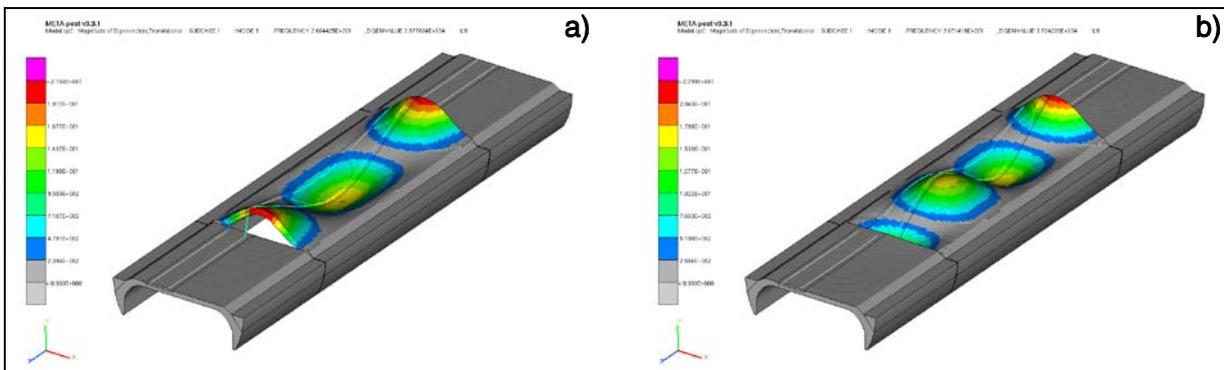


Figura 5.7. Modos propios de vibración de la losa de hormigón.
a. Tercer modo propio (26 Hz). b. Cuarto modo propio (30,7 Hz).

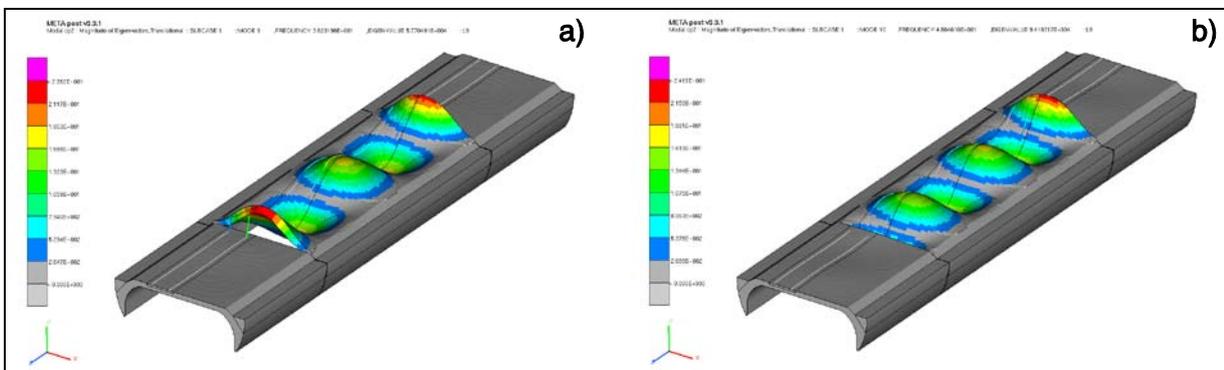


Figura 5.8. Modos propios de vibración de la losa de hormigón.
a. Quinto modo propio (38,2 Hz). b. Sexto modo propio (48,8 Hz).

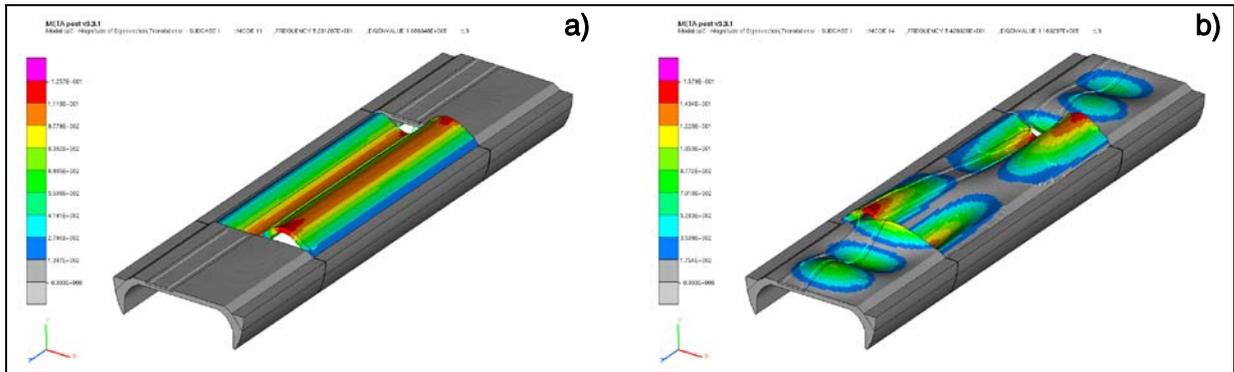


Figura 5.9. Modos propios de vibración de la losa de hormigón.
a. Séptimo modo propio (52,3 Hz). b. Octavo modo propio (54,3 Hz).

Se han determinado las características inherentes de cada modo propio de la losa, relacionadas con su masa reducida modal $m_{L,i}$, su rigidez $k_{L,i}$ y su amplitud de desplazamiento $\Phi_{L,i}$ en la localización donde se sitúa el carril más cercano al centro de la losa intermedia de concreto.

En la tabla 5.2 se especifican los valores asociados a los mencionados parámetros, para cada uno de los ocho modos anteriormente representados. En el caso de los modos transversales, se han tomado en cuenta los desplazamientos de máxima amplitud.

Tabla 5.2. Caracterización modal de la losa de hormigón.

Modo (<i>i</i>)	Masa reducida ($m_{L,i}$) [kg]	Rigidez ($k_{L,i}$) [MN/m]	Amplitud de desplazamiento ($\Phi_{L,i}$) [mm]
1	51741	1076	0,11204
2	25291	558	0,17603
3	21533	577	0,19148
4	19020	708	0,20389
5	17823	1028	0,20969
6	17437	1642	0,20994
7	65038	7026	0,07501
8	41086	4780	0,11031

Se han llevado a cabo mediciones experimentales en tramos de la Línea 9 en los que la infraestructura dispone de este tipo de losa, con la finalidad de comprobar la bondad del modelo por elementos finitos desarrollado [78].

El ensayo ha consistido en excitar la losa intermedia en un punto de máxima movilidad, para así medir con acelerómetros los niveles de vibración en diferentes puntos a lo largo de la superficie de la losa, especificados en la figura 5.10 y descritos en la tabla 5.3.

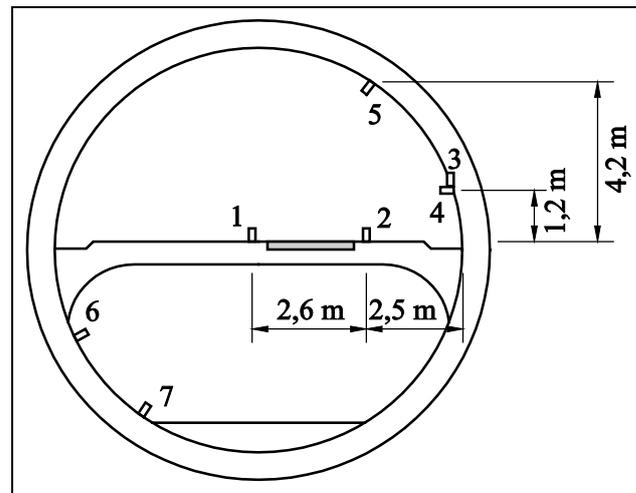


Figura 5.10. Colocación de los acelerómetros en una vía con losa intermedia.

Tabla 5.3. Ubicación de los acelerómetros en una vía con losa intermedia.

Canal	Situación del acelerómetro	Dirección
1	Mitad de la losa	Vertical
2	Extremo de la losa	Vertical
3	Pared del túnel y sobre la losa	Vertical
4	Pared del túnel y sobre la losa	Horizontal
5	Pared del túnel y sobre la losa	Transversal al túnel
6	Pared del túnel y bajo la losa	Horizontal
7	Pared del túnel y cerca de su base	Transversal al túnel

El punto de excitación seleccionado para llevar a cabo la experimentación está situado en un extremo de la losa y centrado respecto al eje longitudinal de ésta. Adicionalmente, se han empleado dos fuentes de excitación distintas: la primera consta de un martillo tipo shaker con un transductor de fuerza, ubicado en una losa adyacente debido a que de esta forma se originan excitaciones sin influencias; mientras que la segunda fuente corresponde a un pisón de obras de construcción, colocado en la vecindad del acelerómetro de referencia.

Los resultados experimentales obtenidos son los modos de vibración de la losa excitada, y se han utilizado para validar el modelo numérico desarrollado, teniendo en cuenta que la diferencia entre la simulación teórica y tales resultados no debe ser mayor de un 10%, para los modos propios.

La figura 5.11 muestra una comparación realizada por el Laboratori d'Enginyeria Acústica i Mecànica (LEAM) de la Universitat Politècnica de Catalunya, entre el espectro de vibración derivado de la experimentación, con respecto al espectro obtenido por la simulación numérica [78].

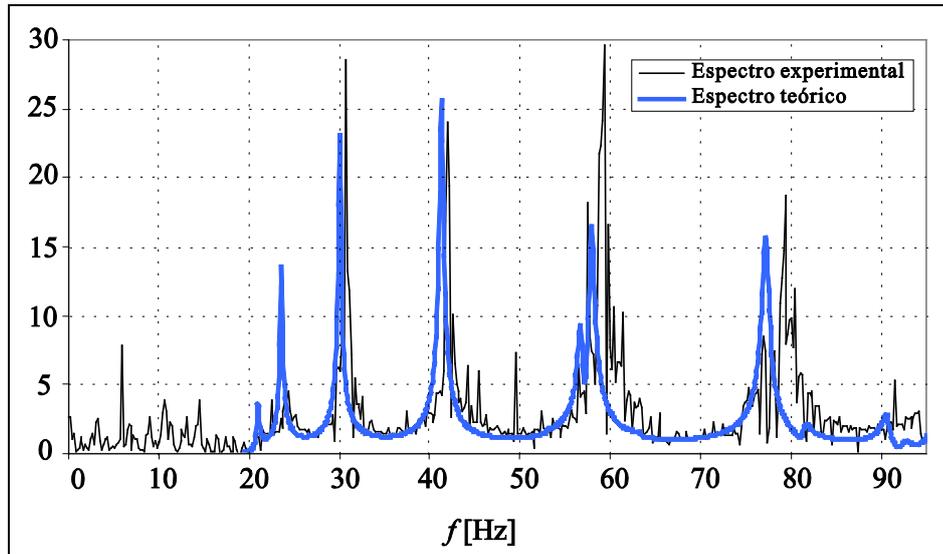


Figura 5.11. Comparación de los espectros de vibración de una losa intermedia.

Se aprecian diferencias poco significativas entre ambos espectros, con lo cual se puede afirmar que la caracterización modal presentada es adecuada para determinar la receptancia y la respuesta dinámica del conjunto formado por la vía y por la losa de hormigón.

Basándose en los resultados de la simulación numérica descrita, a partir de la movilidad mecánica definida en la ecuación 5.4, es posible determinar la receptancia de la losa intermedia atendiendo a dos situaciones distintas: considerando los ocho modos derivados del análisis por elementos finitos; o bien tomando únicamente los modos con líneas modales longitudinales, los cuales aparecerían en una losa infinitamente larga.

Por ejemplo, si se consideran solamente los modos propios con líneas modales longitudinales, es decir, el primer y el séptimo modo derivado del análisis por elementos finitos, la admitancia o movilidad mecánica y la receptancia de la losa finita de hormigón, se determinan respectivamente mediante las ecuaciones 5.12 y 5.13.

$$Y_L(\omega) = j\omega \left(\frac{\Phi_{L,1}^2(P)}{m_{L,1}(\omega_{L,1}^2(1+j\eta_L) - \omega^2)} + \frac{\Phi_{L,7}^2(P)}{m_{L,7}(\omega_{L,7}^2(1+j\eta_L) - \omega^2)} \right) \quad (5.12)$$

$$R_L(\omega) = \frac{\Phi_{L,1}^2(P)}{m_{L,1}(\omega_{L,1}^2(1+j\eta_L) - \omega^2)} + \frac{\Phi_{L,7}^2(P)}{m_{L,7}(\omega_{L,7}^2(1+j\eta_L) - \omega^2)} \quad (5.13)$$

De acuerdo con las generalizaciones anteriores y atendiendo a los parámetros modales cuantificados en la tabla 5.2 para una losa intermedia de hormigón, se ha calculado la receptancia vertical de la losa en la zona donde se sitúa el carril para las dos situaciones descritas. La figura 5.12 representa el módulo de la receptancia para el caso en que se consideran únicamente los dos modos longitudinales de la losa, y para una losa modelada por medio de la superposición de sus ocho primeros modos propios.

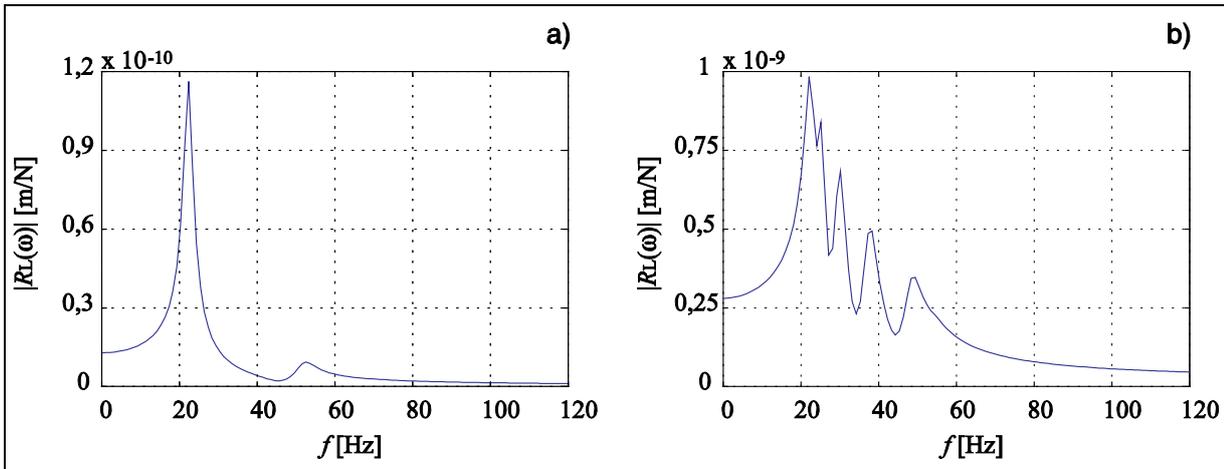


Figura 5.12. Receptancia vertical de la losa obtenida para las dos condiciones de estudio. a. Superposición de los modos longitudinales. b. Superposición de los ocho modos propios.

Incluyendo la receptancia vertical de la losa en la ecuación 5.10, se ha determinado la receptancia de la vía tipo DFF en el punto medio del carril entre dos fijaciones, atendiendo a la hipótesis de que se excitan simultáneamente los ocho modos propios de vibración de la losa, debido a que es la situación más desfavorable.

En la figura 5.13 se presenta el módulo y la fase de la receptancia de una vía apoyada sobre una losa finita de concreto, mientras que la figura 5.14 contrasta dicha receptancia con la que se obtendría si la vía estuviese instalada en un medio rígido. Análogamente a lo expuesto en el apartado 5.3.1, la comparación pone de manifiesto que el efecto de la losa de hormigón en la receptancia vertical de la vía, es aproximadamente la misma independientemente de cómo sea la modelización de la losa. Ello se debe a que la rigidez de esta última es mayor a la de la vía, por lo que se puede afirmar que es posible y válido considerar la losa como un medio totalmente rígido de impedancia infinita, sin que se afecte de manera apreciable la generación de las vibraciones producidas por el contacto rueda-carril, y su transmisión a la base de la vía.

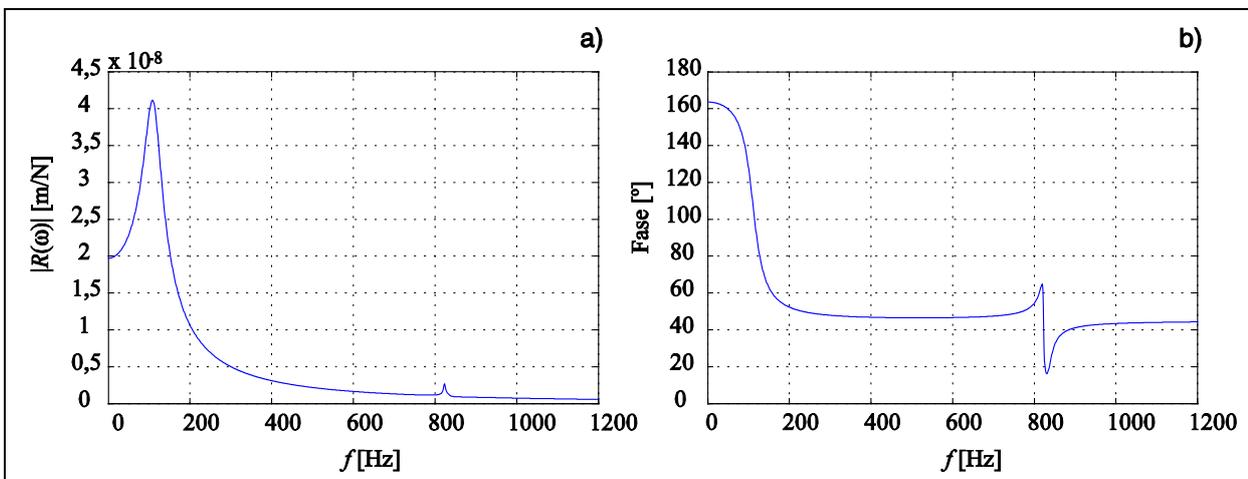


Figura 5.13. Receptancia vertical del conjunto vía-losa finita en el punto de medida. a. Módulo. b. Fase.

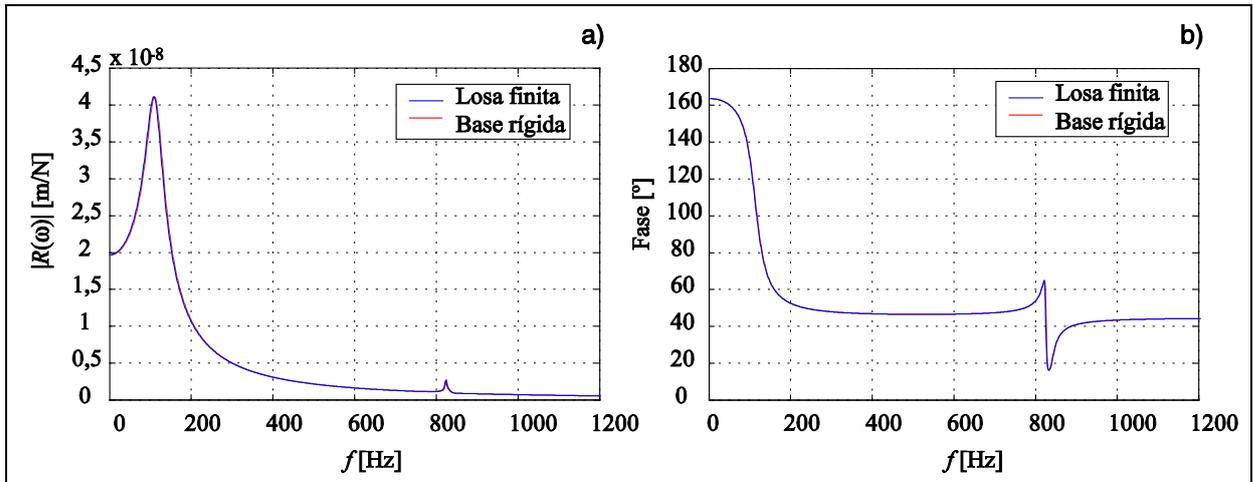


Figura 5.14. Comparación de la receptancia vertical de la vía apoyada sobre una losa. a. Módulo. b. Fase.

Para confirmar la aseveración derivada de la comparación previamente presentada, se ha determinado, según la metodología de convolución de núcleo variable descrita en el Capítulo IV para el modelo de parámetros discretos, la historia temporal de la deflexión vertical del carril de una vía DFF, instalada sobre una losa de concreto excitada por los ocho modos propios presentados; con el objetivo de contrastarla con la deformación que se originaría en una vía apoyada sobre una base rígida. La figura 5.15 muestra la deflexión vertical hallada para ambas situaciones al paso de una rueda hipotéticamente lisa.

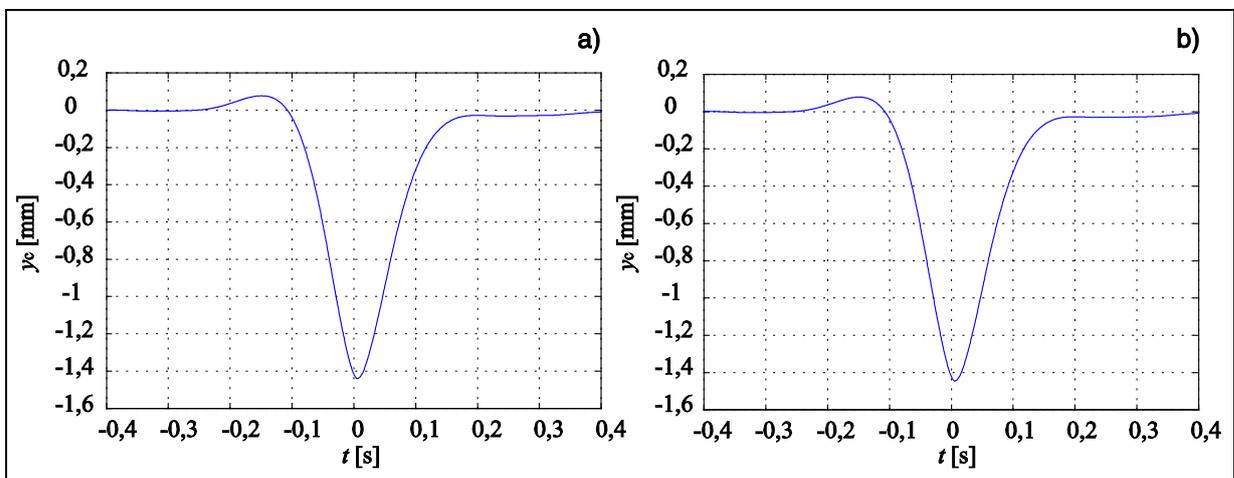


Figura 5.15. Deformación vertical del carril de una vía DFF.
a. Vía apoyada sobre una base rígida. b. Vía apoyada sobre una losa finita.

Los resultados argumentados a través de las gráficas precedentes, demuestran la afirmación formulada. Se observa que el efecto de la losa, en su condición más crítica al estar excitada por sus ocho primeros modos propios, es prácticamente inexistente y no influye de manera importante la respuesta dinámica de la vía y en la deformación vertical del carril; verificando así que la losa intermedia puede ser idealizada como un medio rígido. En consecuencia, para obtener la fuerza de contacto rueda-carril se puede considerar a la base de la vía como un medio con impedancia infinita.

CAPÍTULO VI

Evaluación de las prestaciones de diferentes tipos de vía

El modelo de generación propuesto permite analizar el comportamiento dinámico de una vía ferroviaria ante una excitación específica. En el presente capítulo se describe un análisis cuantitativo destinado a comparar el comportamiento de los tipos de vía más utilizados en ferrocarriles metropolitanos, en cuanto a la generación y transmisión de vibraciones. Para ello se ha aplicado la modelización de la vía y de la fuerza de contacto rueda-carril presentada, considerando que el medio sobre el cual se apoya la vía es rígido, es decir, tiene impedancia infinita.

En los últimos años, se han llevado a cabo investigaciones destinadas a la descripción técnica del montaje e instalación de diferentes tipos de vía, así como también a la evaluación experimental de las vibraciones producidas en distintos tramos de un trazado suburbano [7, 8, 9, 60, 79]. De igual forma, se han tomado medidas a pie de carril y a pie de vía [59], con la intención de disponer de más información sobre la transmisión y generación de las vibraciones originadas por el contacto rueda-carril. Con la captación de estas medidas, se ha podido evaluar la eficiencia atenuadora de algunos tipos de vía, calculando para ello la atenuación entre la vibración del carril y la vibración en la base de la vía, y entre la primera y la vibración a pared de túnel. En este capítulo, se han tomado como referencia los resultados de algunos de estos estudios experimentales, con la finalidad de validar el modelo presentado.

Una vía ferroviaria cumple con diversas funciones específicas, que abarcan condiciones de guiado, de apoyo y de suspensión, otorgadas por los elementos constitutivos de la fijación. Por ejemplo, para garantizar un buen apoyo la fijación debe ser lo suficientemente rígida como para mantener en el tiempo la geometría de la vía, permitiendo así la preservación de un correcto guiado. Los componentes intermedios existentes entre el carril y el suelo, se disponen con el fin de atenuar las vibraciones derivadas del contacto rueda-carril. El comportamiento atenuador de la vía depende en gran medida de las características de amortiguamiento, rigidez

e inercia de los elementos intermedios. La figura 6.1 muestra una clasificación de diferentes tipos de vías reflejados en la norma ISO 14837-1 [80].

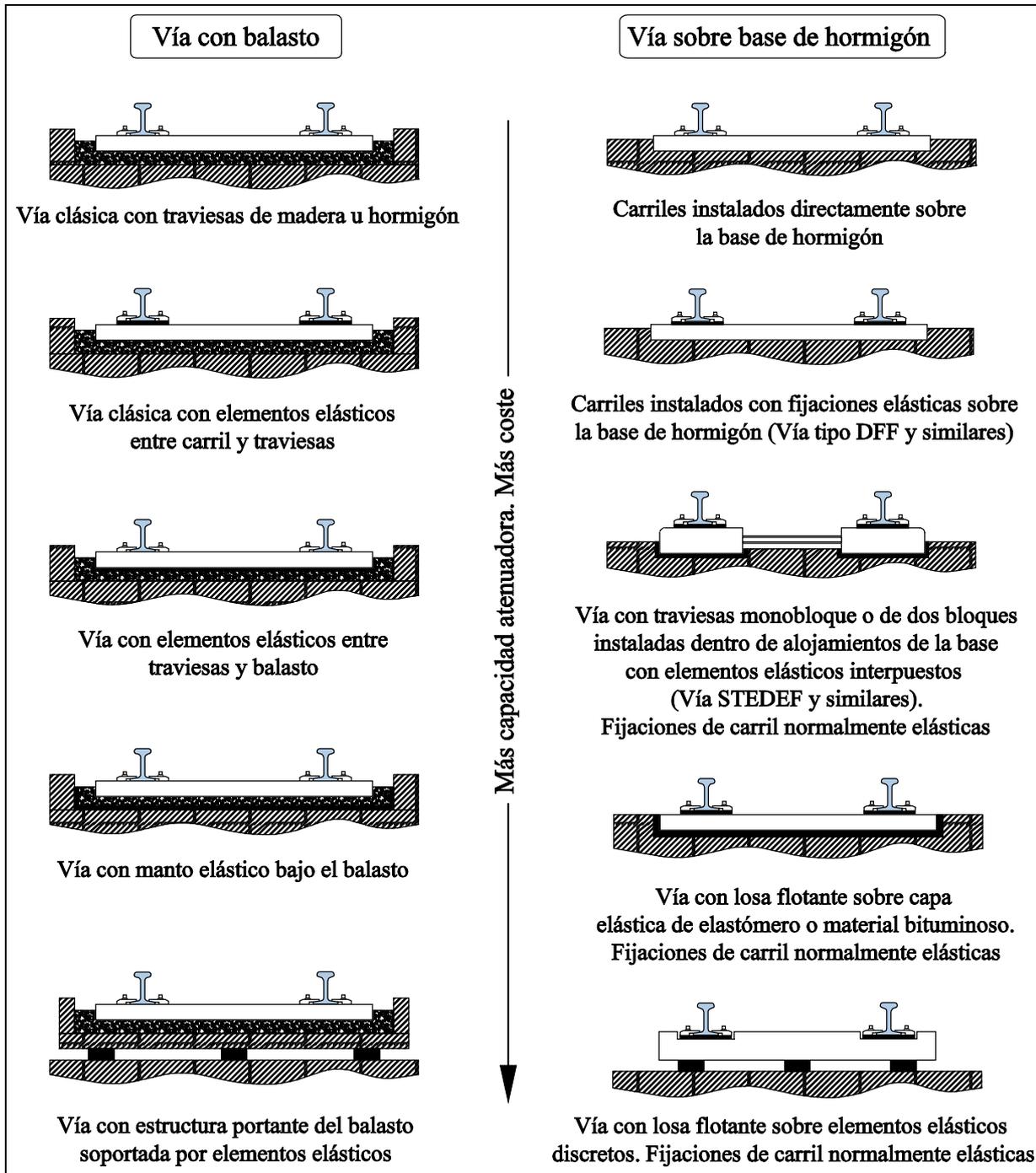


Figura 6.1. Clasificación general de los diferentes tipos de vía.

La clasificación anterior agrupa los tipos de vías en dos categorías: las vías con balasto y las vías instaladas directamente sobre la base de hormigón; ordenándolas de igual forma según su coste y su capacidad para atenuar las vibraciones producidas por el contacto rueda-carril. En la citada norma, la valoración de la capacidad atenuadora se ha realizado en base a



la comparación de diversos registros captados experimentalmente. En la bibliografía se considera que, en general, la vía con losa flotante sobre elementos elásticos discretos, suele otorgar mejores resultados en el aspecto relacionado con la transmisión de vibraciones; sin embargo es más costosa, pesada y voluminosa que otros tipos de vía.

En el presente capítulo se estudia el comportamiento de diversos tipos de vía, instalados en tramos de las líneas del Ferrocarril Metropolitano de Barcelona, en cuanto a la generación y transmisión de vibraciones. Se han analizado los cinco tipos de vía que se presentan a continuación, para los que se han identificado sus características de inercia, rigidez y amortiguamiento correspondientes:

- **Vía clásica con balasto y traviesas de hormigón o madera:** es el tipo de vía de uso tradicional. Algunas configuraciones de vía contienen un manto o capa elastomérica entre la base del túnel y el balasto, que actúa como elemento aislante de la transmisión de vibraciones.
- **Vía STEDEF o bibloque:** están constituidas por traviesas de dos bloques de hormigón con o sin riostra, las cuales se encuentran encajadas en alojamientos de la base de la vía. Contienen elementos elastoméricos entre las traviesas y la base, y también en la fijación entre el carril y las traviesas.
- **Vía con sistema de armamento IPA:** formada por losas prefabricadas de concreto y apoyadas sobre un lecho de hormigón, contienen un mortero intermedio de cemento y asfalto que permite realizar un apoyo regular y continuo de la losa, asegurando así un grado de elasticidad equivalente al otorgado por el balasto de la vía clásica. Por su parte, los carriles están anclados a las losas mediante un sistema de fijaciones que contienen componentes intermedios de elastómero.
- **Vía con losa flotante:** los carriles se fijan por medio de elementos elásticos a losas de hormigón que descansan sobre la base de la vía a través de capas bituminosas o elastoméricas. Existen otras versiones de vía con losa flotante, en las cuales el carril se fija a bloques de hormigón que a su vez se acoplan a la losa flotante por medio de elementos elásticos discretos, la cual es la tipología analizada en este capítulo.
- **Vía sin traviesas con fijación DFF (Direct Fixation Fastening):** es un tipo moderno de vía. En ella, los carriles se fijan directamente a la base de hormigón del túnel mediante sujeciones metálicas, con una capa intermedia de elastómero. Dado el carácter compacto de su instalación, constituyen una buena alternativa para aquellos tramos de la red ferroviaria que contengan una altura útil reducida y limitada, considerando la presencia de la catenaria rígida. Su auge y utilización ha ido en aumento durante los últimos años debido a su sencillez y rendimiento.

Como se ha comentado previamente, en este capítulo se presenta un análisis cuantitativo de la capacidad de atenuación de vibraciones que presentan los cinco tipos de vía anteriormente descritos. Para ello se ha utilizado el modelo global de generación de vibraciones expuesto, a fin de obtener la receptancia de la vía, la historia temporal de la fuerza de contacto rueda-carril y la atenuación de la vía en bandas normalizadas, originadas al paso de una rueda con un perfil de irregularidad real. De los resultados originados por el modelo,

se han seleccionado los registros previamente mencionados porque permiten representar correctamente la respuesta dinámica de la vía, en cuanto a la generación de vibraciones en el carril y su transmisión a la base se refiere. Adicionalmente, producen valores numéricos que describen la bondad y rendimiento atenuador de la vía y del sistema ferroviario, facilitando la comparación cuantitativa de las prestaciones de los cinco tipos de vía mencionados.

La determinación de la receptancia de la vía se realiza mediante el empleo del modelo de vía uniformemente distribuida descrito en el Capítulo III, apoyado sobre un medio de impedancia infinita. Por su parte, la historia temporal de la fuerza de contacto rueda-carril se ha calculado mediante el modelo equivalente detallado en el apartado 3.3. La atenuación de la vía se determina a partir de los niveles de velocidad de vibración presentes en el carril y en la base de la vía. La tabla 6.1 recoge los valores orientativos asociados a los parámetros de vía, de acuerdo a la bibliografía y dependiendo del tipo de fijación utilizada. Estos valores han sido distribuidos a fin de ser utilizados en el modelo de vía continua, y han sido calculados en función de la distancia entre las traviesas y fijaciones, siendo la distancia estándar de 60 cm.

Tabla 6.1. Valores estimados de los parámetros de vía de acuerdo a la fijación usada.

Masa distribuida del carril UIC 54	54,4 kg/m
Masa distribuida del carril UIC 60	60,3 kg/m
	Vía convencional con balasto
Rigidez bajo carril	Rígido
Rigidez del balasto	83,3 (MN/m)/m
Factor de pérdida bajo carril	25 %
Factor de pérdida bajo traviesas	40 %
Masa distribuida de traviesas de hormigón	270 kg/m
	Vía bibloque
Rigidez bajo carril	Rígido
Rigidez bajo bloques	29,3 (MN/m)/m
Factor de pérdida bajo carril	20 %
Factor de pérdida bajo bloques	20 %
Masa distribuida de los bloques de hormigón	87 kg/m
	Vía con sistema de armamento IPA
Rigidez bajo carril	68 (MN/m)/m
Rigidez del mortero cemento-asfalto	65 (MN/m)/m
Factor de pérdida bajo carril	30 %
Factor de pérdida de los elementos bajo losa	10 %
Masa distribuida de la losa prefabricada	900 kg/m



	Vía con losa flotante
Rigidez bajo carril	150 (MN/m)/m
Rigidez de los elementos bajo losa	130 (MN/m)/m
Factor de pérdida bajo carril	40 %
Factor de pérdida de los elementos bajo losa	10 %
Masa distribuida de la losa flotante	3000 kg/m
	Vía DFF sin traviesas
Rigidez de las fijaciones	32,5 (MN/m)/m
Factor de pérdida de las fijaciones	40 %

Se observa que el tipo de carril utilizado es independiente de la fijación existente en la vía, por lo que para la elaboración de las simulaciones a través del modelo de generación, se ha partido de la hipótesis de que el tramo ferroviario en estudio contiene un carril UIC 54 de acero, cuyas características dimensionales, tolerancias y propiedades resistivas se encuentran estandarizadas [81]. Por último, la velocidad de desplazamiento del tren utilizada en las diferentes simulaciones es de 18 m/s, mientras que el perfil de irregularidad de rueda considerado para evaluar la dinámica de contacto rueda-carril en el modelo de vía equivalente, corresponde al perfil medido experimentalmente y presentado en la figura 6.2.

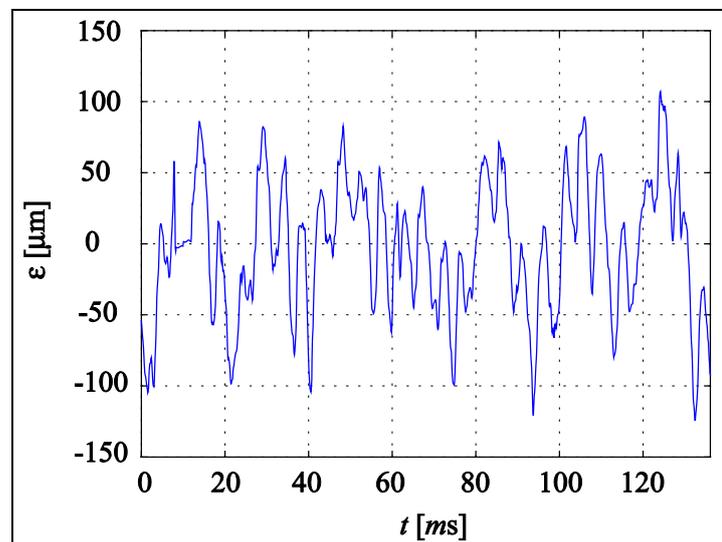


Figura 6.2. Perfil de irregularidad real de la rueda.

6.1. VIBRACIÓN EN LA BASE DE LA VÍA Y ATENUACIÓN DE LA VÍA.

Para calcular el nivel de vibración presente en la base de la vía se ha determinado la historia temporal de la fuerza de contacto rueda-carril, así como también el registro de la fuerza F_T transmitida a la base, bajo la hipótesis de que la vía se encuentra instalada sobre un medio rígido de impedancia infinita. Una vez obtenida la fuerza transmitida, la velocidad vertical de vibración \dot{y}_L se calcula de acuerdo a las ecuaciones 6.1 y 6.2, considerando ahora

que la vía está apoyada sobre una losa infinita con una impedancia mecánica constante Z_L . Esta hipótesis está justificada debido a que el comportamiento dinámico de la base de la vía, no influye significativamente en el comportamiento vibratorio de la vía ni en la generación de la fuerza de contacto rueda-carril, tal como se ha demostrado en el Capítulo V.

$$\dot{y}_L(\omega) = \frac{1}{Z_L} F_T(\omega) = \frac{1}{8} \sqrt{\frac{1 - \nu_H^2}{E_H I_H \rho_H h_L}} F_T(\omega) \quad (6.1)$$

$$\dot{y}_L(t) = \text{TF}^{-1}[\dot{y}_L(\omega)]; \quad \dot{y}_L(t) = \frac{1}{Z_L} F_T(t) \quad (6.2)$$

La validez de las expresiones anteriormente detalladas se debe a que la impedancia Z_L es constante. Partiendo de la velocidad de vibración en la base, se define la atenuación A_V atendiendo a lo descrito en la ecuación 6.3, donde $\dot{y}_{c \text{ RMS}}$ es el valor eficaz de la velocidad de desplazamiento del carril e $\dot{y}_{L \text{ RMS}}$ es el valor eficaz de la amplitud de velocidad de vibración en la base de la vía.

$$A_V = 20 \log \frac{\dot{y}_{c \text{ RMS}}}{\dot{y}_{L \text{ RMS}}} = 10 \log \frac{\dot{y}_{c \text{ RMS}}^2}{\dot{y}_{L \text{ RMS}}^2} \quad (6.3)$$

En el presente capítulo se ha estudiado la atenuación entre el carril y la base de la vía, para bandas normalizadas que aproximan las bandas de 1/3 y octava y las bandas de 1/10 de década. Para ello se ha calculado la transformada discreta de Fourier de los registros de la velocidad de vibración en el carril y en la base de la vía, con el propósito de hallar el espectro de potencia P de la velocidad de vibración en cada caso, de acuerdo con la ecuación 6.4, en la cual N_n representa el número de puntos de cada registro.

$$P_k = \dot{Y}_k \dot{Y}_k^*; \quad \dot{Y}_k = \text{TDF}[\dot{y}_r]; \quad \begin{array}{l} r = 0 \dots N_n - 1 \\ k = 0 \dots N_n - 1 \end{array} \quad (6.4)$$

Posteriormente, se determina la atenuación para cada banda normalizada como el cociente entre las potencias de la velocidad de vibración del carril y de la base de la vía correspondientes a cada banda. Estas potencias se obtienen sumando las potencias P_k de las frecuencias del espectro discreto, contenidas dentro de la banda considerada, según lo detallado en la ecuación 6.5.

$$A_V = \left. \frac{\sum P_{kc}}{\sum P_{kl}} \right|_{\text{Para cada banda}} \quad (6.5)$$

Las bandas consideradas se extienden desde la frecuencia central de 10 Hz hasta la frecuencia central de 125 Hz, intervalo suficientemente adecuado para mostrar el contenido frecuencial característico de las vibraciones transmitidas a la base de la vía. Con el procedimiento expuesto se calcula la atenuación entre el carril y la base de la vía para cada banda normalizada de interés.



6.2. VÍA CONVENCIONAL CON BALASTO.

6.2.1. Aspectos constructivos.

En una vía clásica el carril se apoya sobre la traviesa y ésta se encuentra asentada en la capa del balasto. Los carriles se fijan a las traviesas mediante sujeciones que presionan el patín o ala inferior del perfil del carril evitando así el movimiento longitudinal y lateral del mismo, así como el giro causado por los estados dinámicos transversales y verticales transmitidos por los coches del tren.

Por otra parte, el carril no se coloca directamente sobre la superficie de la traviesa, para así evitar su rápido deterioro; por lo que entre ambos elementos se interpone una placa rígida de asiento, que incrementa el área de apoyo a través del cual el patín del carril transmite los esfuerzos y atenúa las vibraciones generadas hacia la traviesa.

Las traviesas permiten mantener el ancho de la vía de la manera más constante posible, además de repartir uniformemente sobre el balasto los efectos de la dinámica de contacto. Pueden ser de madera o de hormigón, siendo este último el material más empleado en virtud de que una traviesa de hormigón presenta un tiempo de vida útil elevado, del orden de dos a tres veces la duración de servicio de una traviesa de madera; además de mantener constantes sus propiedades físicas a lo largo de dicha vida útil.

Según su forma, las traviesas presentan cuatro tipologías generales: la primera corresponde a la formada por dos bloques o dados de hormigón unidos por una riostra; una segunda constituida por traviesas de dos bloques con rótulas que permiten compensar cualquier desnivel existente en la base; una tercera asociada a un único bloque de madera u hormigón de geometría rectangular; mientras que la última hace referencia a la configuración semitraviesa compuesta por dos bloques individuales de madera u hormigón para cada carril. La figura 6.3 esquematiza diversos ejemplos ilustrativos de las mencionadas tipologías.

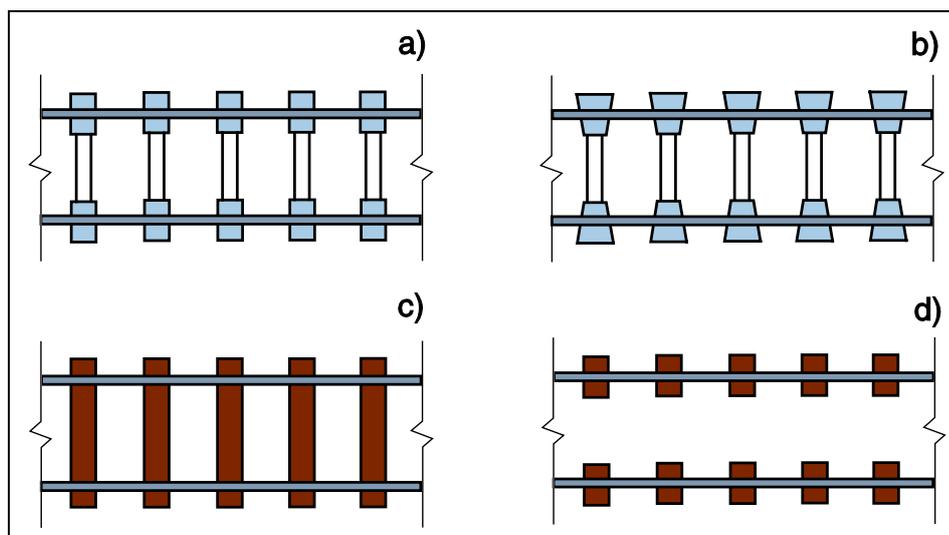


Figura 6.3. Topologías constructivas de las traviesas. a. Traviesas de dos bloques con riostra. b. Traviesas de dos bloques con rótulas. c. Traviesas monobloque. d. Semitraviesas.

El balasto, por su parte, está formado por un lecho de piedras de tamaño medio, de entre 5 y 10 cm de lado, que mantiene las traviesas en posición y contribuye a proporcionar elasticidad y amortiguamiento a la vía, reduciendo la magnitud de las vibraciones generadas a partir del contacto entre la rueda y el carril. Para que el balasto conforme el apoyo requerido por las traviesas, es necesaria una adecuada compactación de las piedras que lo componen, durante su montaje sobre el emparrillado de la vía.

6.2.2. Comportamiento dinámico de la vía.

La figura 6.4 muestra la receptancia de una vía clásica con balasto y traviesas monobloque, calculada para el punto en el cual se aplica sobre el carril una fuerza vertical armónica y de amplitud constante.

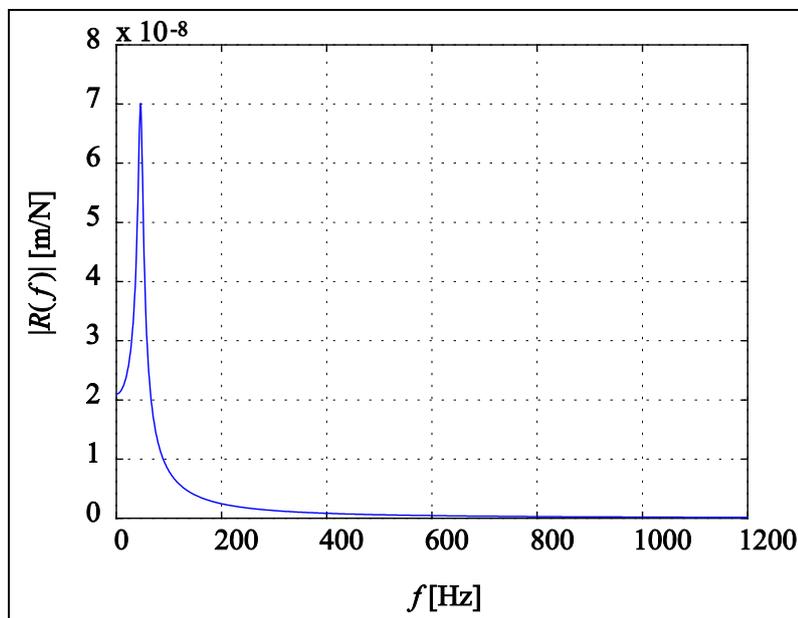


Figura 6.4. Módulo de la receptancia de una vía clásica con balasto y traviesas monobloque.

La gráfica anterior pone de manifiesto que, entre 0 Hz y 1200 Hz, la vía presenta una frecuencia propia de vibración a 46 Hz, a consecuencia de la hipótesis que considera que los elementos de fijación bajo el carril son rígidos. La figura 6.5 describe los resultados referidos a la fuerza de contacto rueda-carril, y a la atenuación de la vía en bandas normalizadas.

Se aprecian fluctuaciones en la fuerza de contacto rueda-carril, debido a la irregularidad del perfil de la rueda, que oscilan entre 2 kN y 187 kN, siendo el valor eficaz de todo el registro sin la componente continua igual a 43,7 kN. Asimismo, la atenuación carril-base en bandas normalizadas muestra que la vía presenta una mayor capacidad atenuadora para las frecuencias centrales de 50 Hz y 125 Hz. En concreto, se observa una atenuación máxima producida en la frecuencia central de 50 Hz cercana a la frecuencia propia de la vía. Además, la gráfica pone de manifiesto que el rendimiento atenuador es más bajo para las frecuencias centrales de 40 Hz y 80 Hz, y que la atenuación presente a frecuencias mayores a 125 Hz aumenta.

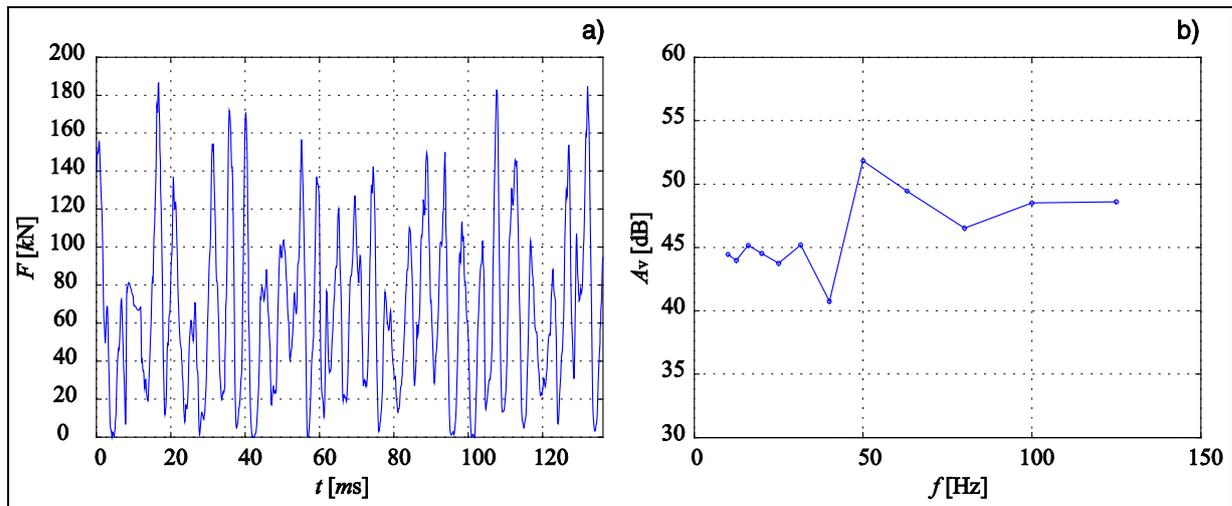


Figura 6.5. Comportamiento dinámico de una vía clásica con balasto y traviesas monobloque.
a. Fuerza de contacto rueda-carril. b. Atenuación carril-base.

6.3. VÍA BIBLOQUE.

6.3.1. Aspectos constructivos.

La vía bibloque representa un sistema de colocación directa en el cual se suprime el uso del balasto, permitiendo así una mayor facilidad en el reemplazo de elementos defectuosos de la vía, un mantenimiento y monitorizado más sencillo, y un gálibo más alto en el túnel. La figura 6.6 esquematiza la sección transversal de este tipo de sistema ferroviario.

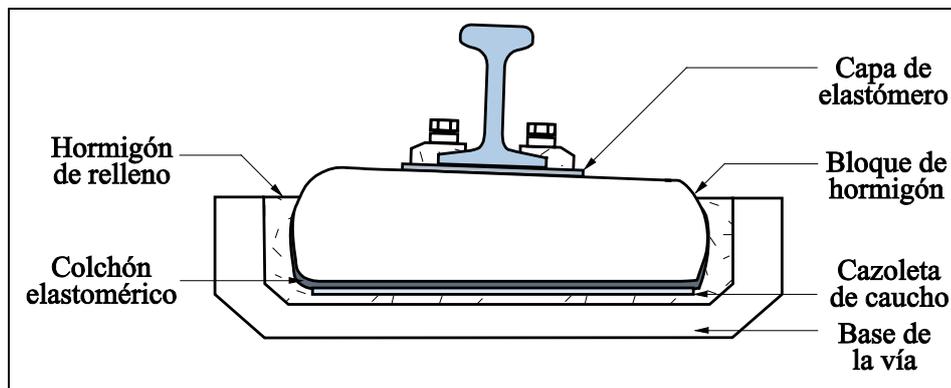


Figura 6.6. Sección transversal de una vía bibloque.

El sistema consta de traviesas de dos bloques con o sin riostra de hormigón, una capa de material elastomérico entre el carril y las traviesas, y una segunda entre éstas últimas y la base. Estas capas intermedias se introducen con el fin de reducir, a bajas frecuencias, las vibraciones producidas por el contacto rueda-carril. Este tipo de vía posee además un colchón elastomérico, concebido para formar una funda que envuelve elásticamente cada bloque de las traviesas hasta su media altura, que contribuye a proporcionar elasticidad vertical al sistema, y pensado para atenuar los efectos dinámicos originados a mediana frecuencia. Bajo este colchón, se instala sobre la base de la vía una cazoleta de caucho sometida a la fuerza vertical

permanente aplicada por el peso del carril y del bloque, cuya función se limita a sostener el sistema ferroviario y a suministrar elasticidad transversal.

Debido al colchón elastomérico y a las placas de asiento para la sujeción, el sistema se comporta según un esquema de doble plano de elasticidad separado por una masa intermedia; con lo cual presenta un comportamiento dinámico similar al de una vía clásica con balasto, ya que se reproducen efectos elásticos y de absorción de energía similares [82]. Durante la instalación de la vía, el colchón y las cazoletas son colocados bajo la base de hormigón de las traviesas.

El carril, por su parte, se sitúa sobre las traviesas y se fija por medio de grapas elásticas y una sujeción regulable que permite la variación de la altura del mismo por medio de calas de espesor variable. El tipo de fijación permite el ajuste lateral de la posición del carril, mediante el desplazamiento de una placa de fundición que sostiene a todo el conjunto, y que se sitúa en el corredor formado por los resaltos de hormigón de la traviesa. Bajo los bloques, se inyecta hormigón líquido para rellenar el vacío existente entre la cazoleta y la base. Generalmente, es necesario nivelar la vía una vez instalada, para ello se introducen suplementos de un espesor específico bajo la cazoleta de caucho. Por último, cabe acotar que el sistema tipo bibloque aporta una altura de construcción igual a 342 mm desde su base hasta la cabeza del carril.

6.3.2. Comportamiento dinámico de la vía.

La figura 6.7 muestra el módulo de la receptancia de este tipo de vía para el punto de aplicación de la fuerza armónica.

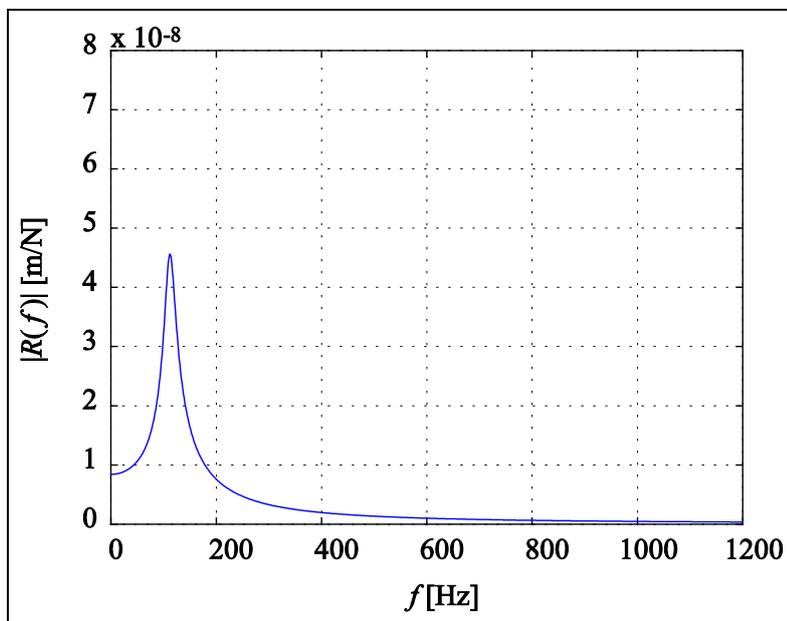


Figura 6.7. Módulo de la receptancia de una vía bibloque.

Se observa que la vía bibloque presenta una frecuencia propia a 112 Hz, debido a la consideración de que la fijación bajo el carril es rígida. Por su parte, la figura 6.8 esquematiza la fuerza de contacto rueda-carril y la atenuación carril-base en bandas normalizadas.

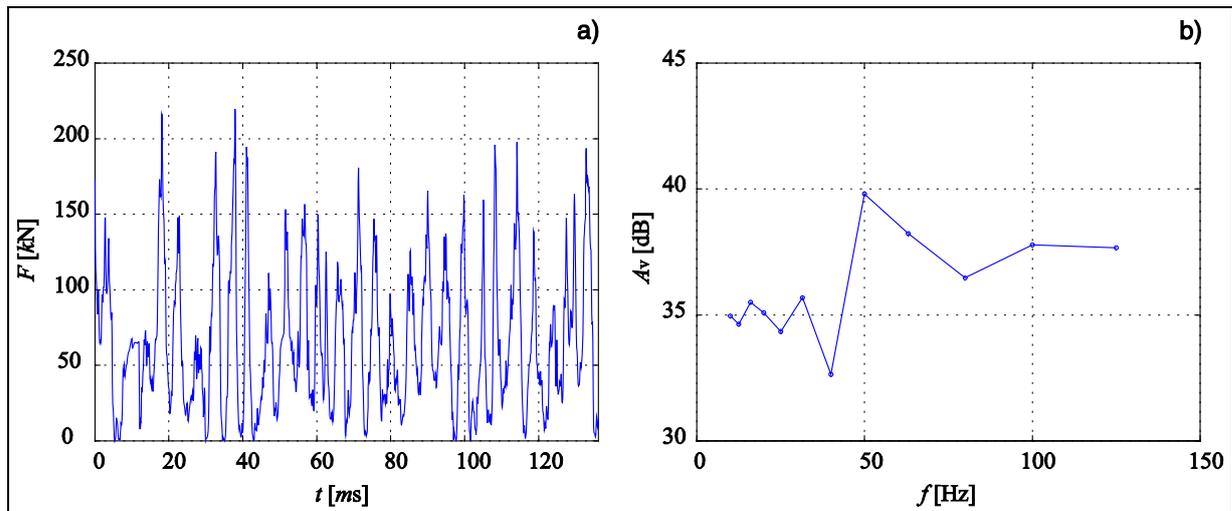


Figura 6.8. Comportamiento dinámico de una vía bloque. a. Fuerza de contacto rueda-carril. b. Atenuación carril-base.

En el tipo de vía bloque estudiada, la fuerza de contacto rueda-carril presenta importantes variaciones comprendidas entre 2 kN y 220 kN, mientras que su valor eficaz sin la componente continua es de 46,5 kN. Análogamente a la vía convencional con balasto, se aprecia una atenuación máxima producida en las frecuencias centrales de 50 Hz y 100 Hz, siendo la segunda de ellas cercana a la frecuencia propia de la vía. De igual forma, se aprecia que la atenuación existente para 40 Hz y para 80 Hz es más baja que para otras bandas, incrementándose a partir de la frecuencia central de 125 Hz debido a que el ancho de la banda normalizada es mayor.

6.4. VÍA CON SISTEMA DE ARMAMENTO IPA.

6.4.1. Aspectos constructivos.

El sistema de armamento IPA está constituido por losas prefabricadas pretensadas en la dirección longitudinal, cuyas armaduras de precompresión están recubiertas por hormigón y por un barniz protector bituminoso. Dichas losas tienen una dimensión estándar de 250 cm de ancho y 475 cm de largo, con un espesor medio de 16 cm.

En los extremos de la superficie exterior de la losa están dispuestos dos cilindros, cuya función es establecer un vínculo de fuerza de enlace horizontal de la vía al apoyarse sobre la base. Sucesivamente a la colocación de las losas, se instalan los carriles fijándolos a los dispositivos de enganche y a placas de sujeción, controlando la geometría de la vía por medio de puntos de control dispuestos en la cimentación de manera equidistante, y correspondientes a cada junta transversal.

Cuando la geometría de la vía se encuentra dentro de los márgenes previstos de diseño, se inyecta por gravedad el mortero de cemento y asfalto a través de ocho orificios dispuestos a lo largo y ancho de cada losa. El relleno total de los espacios comprendidos entre la losa y la base de la vía, se efectúa mediante la salida del mencionado mortero por los bordes libres y por los mismos agujeros de inyección. Los carriles están anclados a la losa por medio de un

sistema de fijación con grapas y una capa de material elastomérico, de acuerdo a lo mostrado en la figura 6.9.

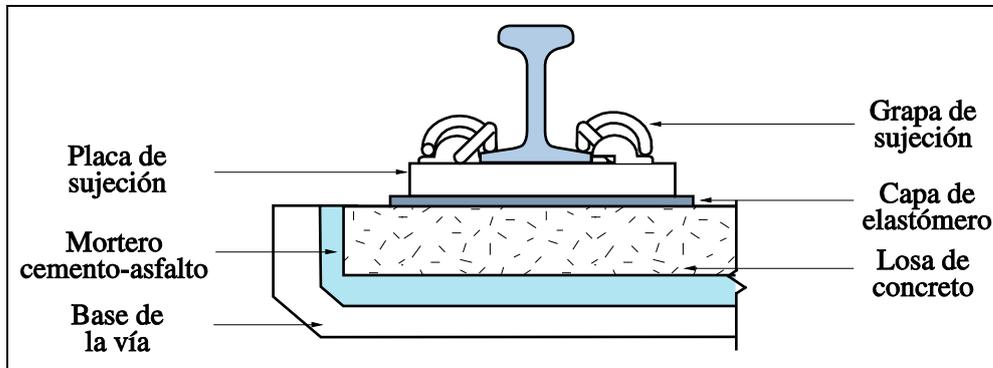


Figura 6.9. Sección transversal de una vía con sistema de armamento IPA.

Este tipo de sistema permite mejorar la estabilidad de la vía respecto a los dos sistemas anteriormente expuestos, gracias a la conservación de sus características geométricas con un reducido coste de mantenimiento. Permite mejores condiciones de limpieza e higiene debido a la simple operación del lavado de la superficie de armamento, además de una alta homogeneidad de las características elásticas de la vía ferroviaria. Finalmente, su fijación presenta un espacio ocupado menor en comparación al existente en una vía tradicional con balasto, siendo su altura útil equivalente a 430 mm.

6.4.2. Comportamiento dinámico de la vía.

Considerando los parámetros de inercia, rigidez y amortiguamiento de la tabla 6.1, se ha determinado el módulo de la receptancia de la vía con sistema de armamento IPA, mostrado en la figura 6.10, para el punto en que se aplica una fuerza armónica y constante.

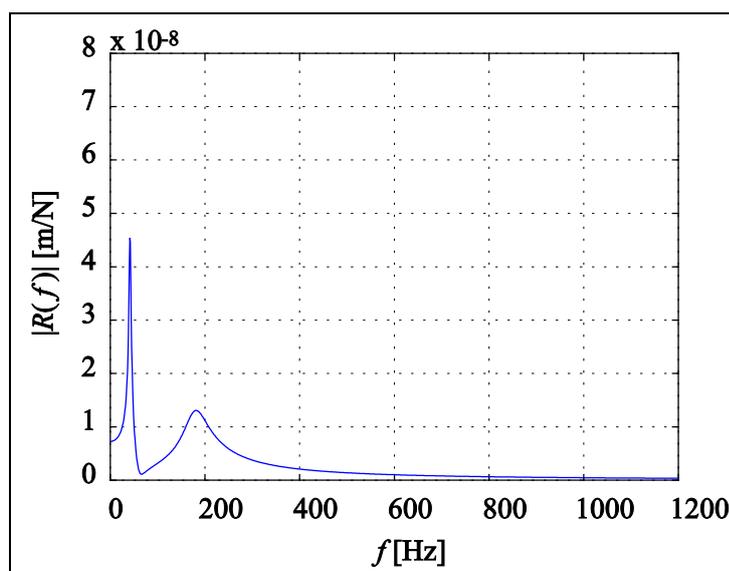


Figura 6.10. Módulo de la receptancia de una vía con sistema de armamento IPA.



A través de la gráfica del módulo de la receptancia, se observa que las frecuencias propias de los dos primeros modos de vibración ocurren a 41 Hz y a 182 Hz. La figura 6.11 representa el registro temporal de la fuerza de contacto rueda-carril y la atenuación existente entre el carril y la base de la vía.

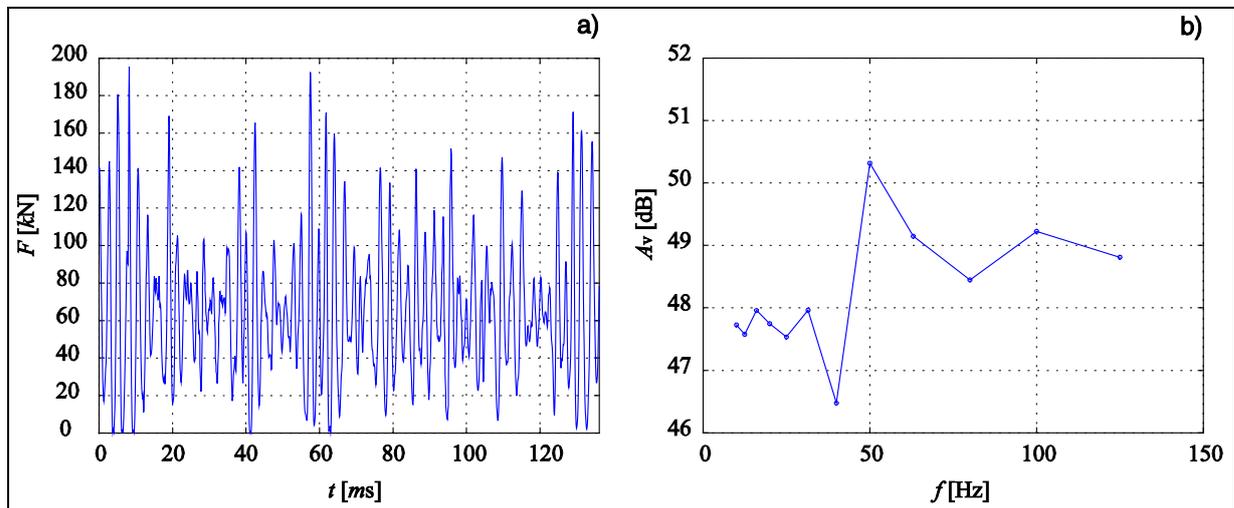


Figura 6.11. Comportamiento dinámico de una vía con sistema de armamento IPA.
a. Fuerza de contacto rueda-carril. b. Atenuación carril-base.

Se aprecian importantes fluctuaciones de la fuerza generada por las irregularidades del perfil de la rueda, específicamente entre 0,6 kN y 195 kN, donde el valor eficaz del registro de fuerza de contacto sin la componente continua es 36,9 kN. Respecto al rendimiento de atenuación entre el carril y la base, cabe acotar que se presentan variaciones significativas en la capacidad atenuadora de esta tipología de vía, la cual aumenta a partir de la frecuencia central de 40 Hz, alcanzando un valor máximo a la frecuencia central de 50 Hz, la cual es cercana a la primera frecuencia propia de la vía.

6.5. VÍA CON LOSA FLOTANTE.

6.5.1. Aspectos constructivos.

Para la presente sección, se ha estudiado específicamente una vía con losa flotante tipo Massivo R [9], empleada en tramos en la Línea 2 del Ferrocarril Metropolitano de Barcelona. La figura 6.12 esboza una sección transversal característica de esta clase de vía.

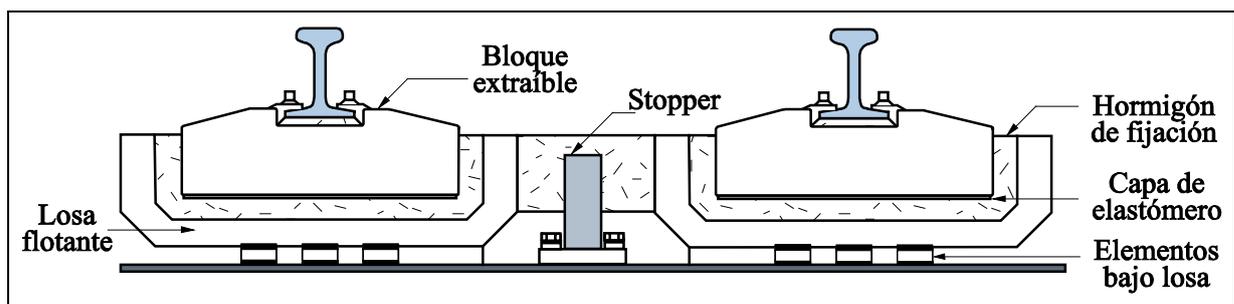


Figura 6.12. Sección transversal de una vía con losa flotante tipo Massivo R.

La vía con losa flotante consta de componentes utilizados en el sistema de armamento IPA, como son los bloques extraíbles y elementos de unión del carril. Estos componentes están sostenidos sobre losas flotantes confeccionadas en cemento armado, las cuales se apoyan encima de elementos elastoméricos discretos bajo losa, a diferencia del sistema IPA en el que la losa se ubica sobre un mortero continuo de cemento-asfalto.

En el fondo de la estructura y en el centro de las losas, se dispone de un componente metálico denominado “stopper”, que contribuye a la estabilidad y a la correcta sujeción del equipamiento ferroviario de la vía. De manera similar al tipo de sistema anteriormente descrito, la estructura se instala directamente sobre la base de la vía, añadiendo una capa reducida de hormigón para compensar cualquier irregularidad.

Los bloques extraíbles están formados por hormigón prefabricado y se añaden a la losa por medio de un mortero de fijación, situándoles además sobre una capa de elastómero, de esta manera se garantiza una deformación moderada entre el bloque y la losa. Por último, en la superficie superior de éstos se ubican los carriles, los cuales se fijan por medio de una sujeción con grapas y espigas roscadas, quedando por consiguiente una altura útil de la instalación de la vía igual a 495 mm.

6.5.2. Comportamiento dinámico de la vía.

La figura 6.13 ilustra el módulo de la receptancia de la vía, hallado para el punto de aplicación de una fuerza vertical armónica y de amplitud constante. Se observa que las dos primeras frecuencias propias de vibración de la vía con losa flotante se presentan a las frecuencias de 32 Hz y 288 Hz.

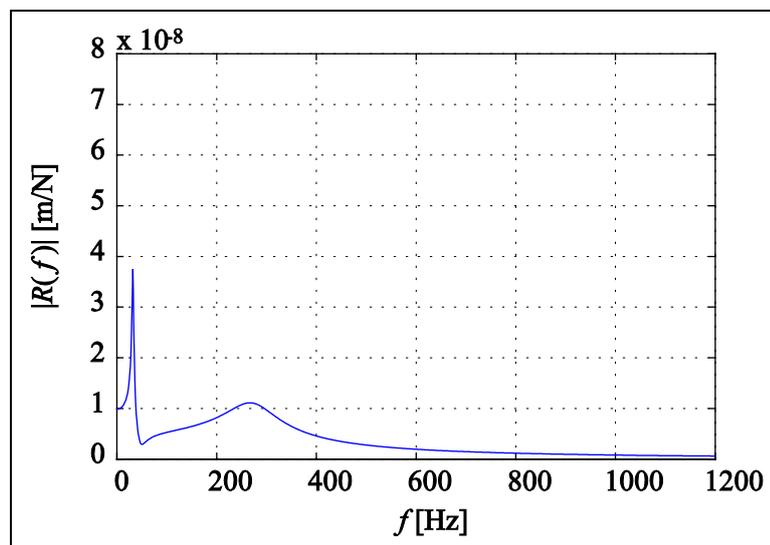


Figura 6.13. Módulo de la receptancia de una vía con losa flotante tipo Masivo R.

La figura 6.14 esquematiza la fuerza de contacto rueda-carril y la atenuación A_V en bandas normalizadas presente entre el carril de la vía y su base. Las gráficas del estado dinámico de la vía demuestran que la generación de fuerza de contacto al paso de una rueda es significativa, presentando fluctuaciones comprendidas entre 2 kN y 155 kN, además de un valor eficaz del registro temporal sin componente continua igual a 32,6 kN.

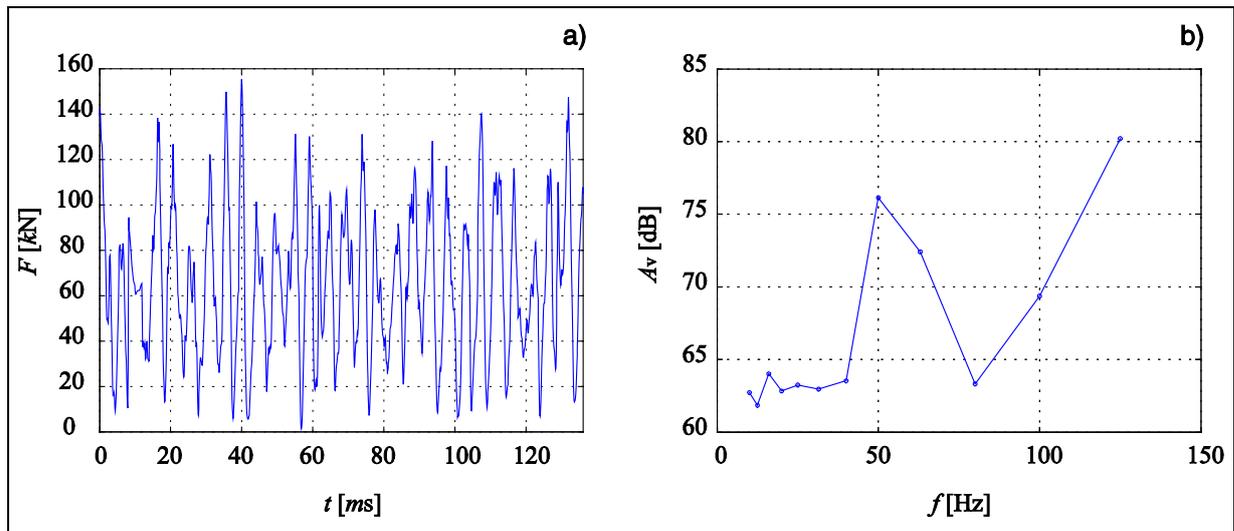


Figura 6.14. Comportamiento dinámico de una vía con losa flotante tipo Massivo R.
a. Fuerza de contacto rueda-carril. b. Atenuación carril-base.

Respecto a las propiedades atenuadoras de este tipo de vía, cabe destacar que a las frecuencias centrales de 50 Hz y 125 Hz se presentan valores máximos de atenuación. Adicionalmente, la gráfica de atenuación contenida en la figura 6.14 pone de manifiesto que la atenuación de la vía es menor para las frecuencias centrales de 12,5 Hz y 31,5 Hz, siendo esta última muy próxima a la primera frecuencia propia de la vía con losa flotante tipo Massivo R.

6.6. VÍA DFF.

6.6.1. Aspectos constructivos.

De los cinco tipos de sistemas en análisis, la vía de fijación rápida DFF (Direct Fixation Fastening) es la más compacta, puesto que tanto su volumen ocupado como su altura útil son reducidos. El carril es colocado directamente sobre la base de la vía, utilizando para ello grapas o bisagras de sujeción, tal como se esquematiza en la figura 6.15 representativa de algunos tramos empleados en la Línea 3, en la Línea 9 y en la Línea 11 del Ferrocarril Metropolitano de de Barcelona.

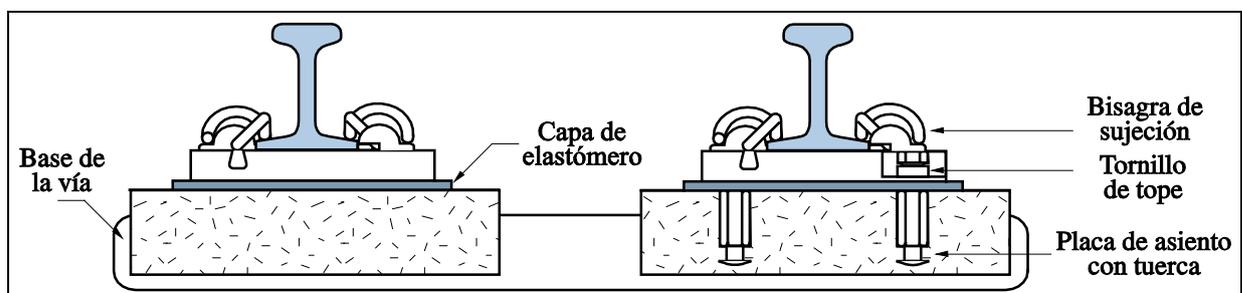


Figura 6.15. Sección transversal de una vía DFF.

En la base de la vía se hacen perforaciones para realizar el montaje de dos pernos sujetadores y tornillos de tope por cada fijación DFF, los cuales permiten fijar los anclajes

situados a pie de carril. La regulación de la geometría de la vía se elabora a través de dichos pernos, llevando a cabo la alineación del carril de manera simultánea a su instalación. Interpuesto entre el carril y las placas de hormigón que forman la vía, se dispone de una capa de material elastomérico. En caso de necesitar un recambio de este elastómero, se usa un equipo hidráulico para levantar un segmento del carril y sustituir la capa de material de interés.

Una vez culminado el establecimiento de la vía, la altura útil o de construcción medida desde la base de la vía hasta la cabeza del carril no es superior a 300 mm. Finalmente, cabe precisar que de los cinco tipos de vía estudiados, el sistema DFF permite simplificar las actividades de mantenimiento y limpieza, gracias a la sencillez de su fijación.

6.6.2. Comportamiento dinámico de la vía.

La figura 6.16 representa el módulo de la receptancia para el punto en que se ejerce sobre la vía una fuerza armónica constante, observando que la frecuencia propia de la vía se presenta a 125 Hz.

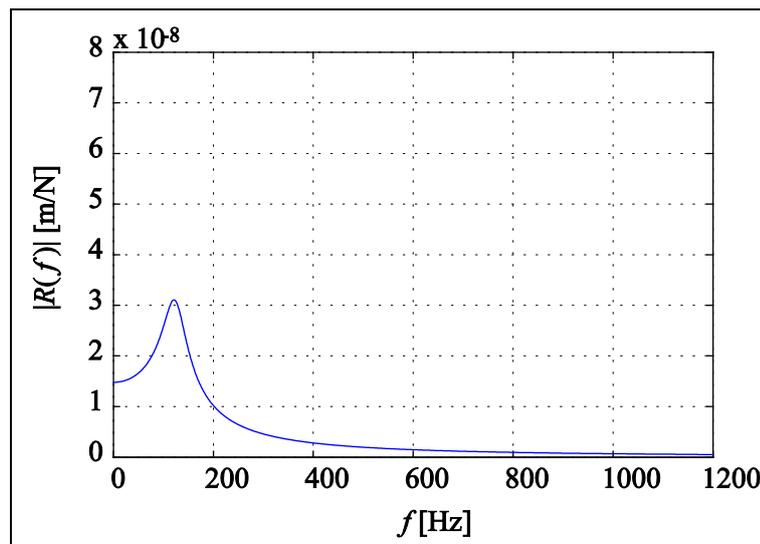


Figura 6.16. Módulo de la receptancia de una vía DFF.

La figura 6.17 muestra la evolución temporal de la fuerza de contacto rueda-carril y la atenuación carril-base. El registro de la fuerza de contacto rueda-carril pone de manifiesto, de manera similar al resto de los tipos de vía analizados y estudiados, importantes variaciones comprendidas entre 1 kN y 188 kN, siendo el valor eficaz del registro sin componente continua igual a 43,6 kN.

Se observa además que la capacidad atenuadora de la vía es mayor para la frecuencia central de 50 Hz, mientras que para la frecuencia central de 40 Hz es menor. No se aprecian diferencias importantes para la atenuación de la vía en las frecuencias centrales de 100 Hz y 125 Hz.

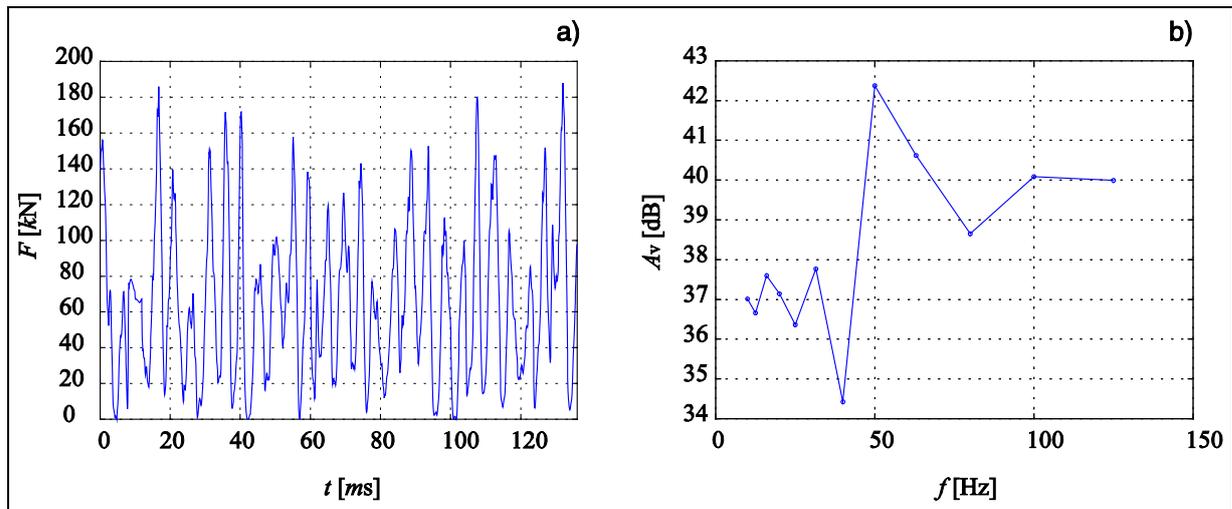


Figura 6.17. Comportamiento dinámico de una vía DFF.
a. Fuerza de contacto rueda-carril. b. Atenuación carril-base.

6.7. VALIDACIÓN EXPERIMENTAL.

Para verificar los resultados obtenidos por medio de la evaluación realizada a los distintos tipos de vía, se ha comparado la capacidad atenuadora de algunas vías estudiadas mediante el modelo propuesto y la simulación numérica, con respecto a medidas experimentales captadas en diversos tramos de la red metropolitana de Barcelona. En concreto, se ha considerado el estudio experimental realizado en el trazado de la Línea 11 del Ferrocarril Metropolitano de Barcelona [59], donde se analizó el rendimiento atenuador de una vía DFF con tres tipos de goma elástica de diferente rigidez.

Los tres tipos de goma elástica analizados corresponden a la capa de elastómero presente entre la placa de asiento y la placa de aislamiento. Para variar la rigidez de dichas gomas, se han realizado agujeros elípticos en su centro, variando de esta forma las propiedades antivibratorias de la fijación. Se identifican las tres tipologías de vía como DFF-00 para una goma sin agujero, DFF-02 para una capa elastomérica con un agujero, y DFF-03 para una goma elástica con un agujero de mayores proporciones.

La figura 6.18 muestra la atenuación presente entre el carril y la base de la vía, obtenida a partir de las mediciones captadas al paso de un tren, para los tres tipos de goma mencionadas anteriormente, se comparan tales resultados con la atenuación carril-base hallada mediante el modelo. La rigidez del elastómero usada en la simulación es similar a la rigidez de la goma elástica identificada como DFF-00.

En las gráficas se aprecia que la atenuación obtenida a través del modelo se aproxima correctamente a los resultados derivados de la experimentación, para los tres tipos de goma elástica estudiados. Se observa un comportamiento similar de la eficacia atenuadora en las frecuencias centrales. Adicionalmente, la experimentación demuestra que la fijación DFF-03 con agujero elíptico mejora ligeramente la atenuación de la vía respecto a la DFF-00 sin agujero.

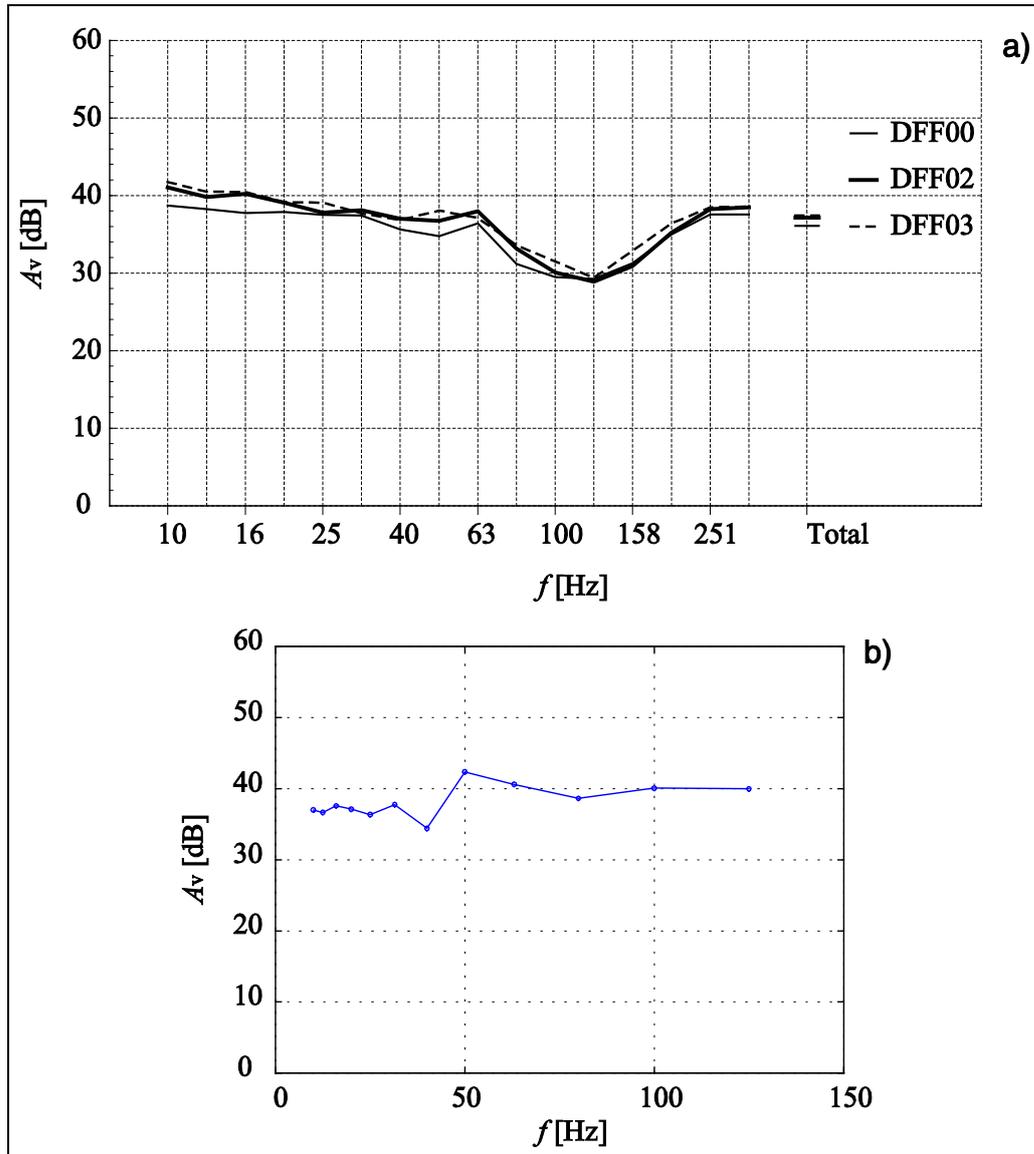


Figura 6.18. Comparación de la atenuación carril-base para una vía DFF.
a. Resultados experimentales de la Línea 11. b. Atenuación carril-base mediante simulación.

La comparación entre los resultados experimentales y la simulación pone de manifiesto que el modelo propuesto ofrece resultados aceptables sobre el comportamiento dinámico de una vía, así como también sobre su atenuación y características antivibratorias. Cabe destacar que es preciso procurar los parámetros de inercia, rigidez y amortiguamiento a evaluar en la modelización planteada, que correspondan correctamente con el tipo de vía de interés.

6.8. COMPARACIÓN DE LOS DIFERENTES TIPOS DE VÍA.

En este apartado se comparan las prestaciones y comportamiento dinámico evidenciados en los cinco tipos de vía en análisis. Para ello se han superpuesto las gráficas de atenuación A_v obtenida para cada un de las tipologías, en función de las bandas normalizadas. La figura 6.19 esquematiza la mencionada superposición.

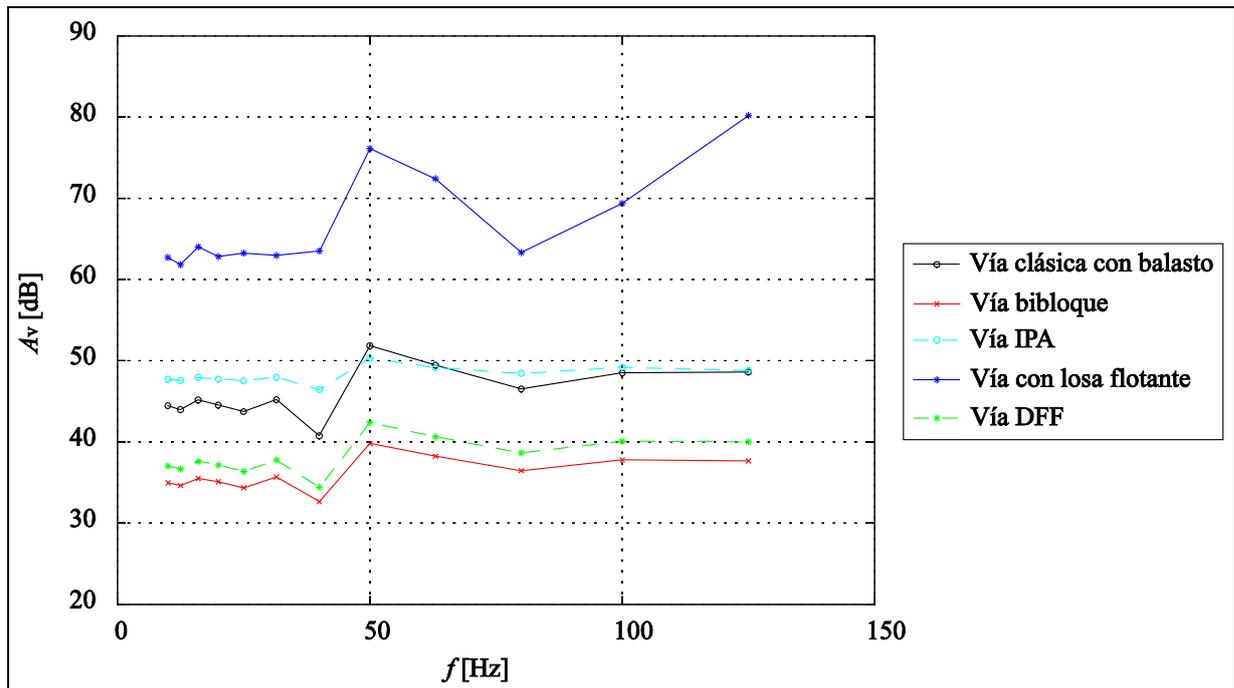


Figura 6.19. Comparación de la atenuación carril-base para diversos tipos de vía.

Adicionalmente, en la tabla 6.2 se resumen los parámetros más relevantes que han sido empleados para la comparación de las distintas instalaciones de vía estudiadas. Específicamente, se tabula la primera y la segunda frecuencia propia, f_1 y f_2 , así como también el valor eficaz F_{RMS} de la fuerza de contacto rueda-carril sin la componente continua, y la atenuación total A_{VBN} entre el carril y la base para el conjunto de todas las bandas normalizadas entre 10 y 125 Hz.

Tabla 6.2. Resultados de la respuesta dinámica de los diversos tipos de vía analizados.

Tipo de vía	f_1 [Hz]	f_2 [Hz]	F_{RMS} [kN]	A_{VBN} [dB]
Vía convencional con balasto	46	---	43,7	45,1
Vía bicolore	112	---	46,5	35,3
Vía con sistema de armamento IPA	41	182	36,9	47,9
Vía con losa flotante	32	288	32,6	65,4
Vía DFF	125	---	43,6	37,4

Atendiendo a los resultados descritos, se observa que la vía convencional con balasto y la vía bicolore poseen sólo una frecuencia propia, debido a la hipótesis de que la fijación bajo el carril es rígida. En el caso de estos dos tipos de vía cabe destacar que, si se compara el valor eficaz F_{RMS} y los registros ilustrados en las figuras 6.5 y 6.8, se aprecia que la vía bicolore genera una fuerza de contacto rueda-carril mayor al existente en una vía clásica con balasto y traviesas monobloque. Específicamente, se reduce el valor eficaz de la fuerza de contacto de 46,5 kN para una vía bicolore, a 43,7 kN para la vía con balasto. La mencionada reducción es debida principalmente a que la rigidez del balasto es mayor a la rigidez bajo los bloques. A

consecuencia de esta reducción, la vía clásica con balasto posee una capacidad de atenuación mejor, presentando una atenuación total de 45,1 dB para las bandas consideradas, la cual es mayor a los 35,3 dB de una vía bloque.

En una vía con sistema de armamento IPA se generan importantes niveles de fuerza de contacto rueda-carril, según lo apreciado en el registro temporal de la figura 6.11 y en el valor eficaz especificado en la tabla 6.2 e igual a 36,9 kN. Además, presenta una buena capacidad atenuadora, igual a 47,9 dB para la totalidad de las bandas analizadas, que permite reducir los efectos dinámicos y vibratorios, gracias a la alta inercia de la losa prefabricada de concreto y a la rigidez de la capa de mortero cemento-asfalto, que contribuyen, como medio propagativo, a atenuar los efectos dinámicos transferidos hacia la base de la vía.

Al comparar los resultados presentados en las figuras 6.10 y 6.13, se aprecia que los valores máximos del módulo de la receptancia de la vía con losa flotante tipo Massivo R, son menores a los vistos en una vía con sistema de armamento IPA. Esto se debe a que la rigidez de los elementos bajo losa y de la capa de elastómero bajo carril en una vía con losa flotante, son más altas a las presentes en una vía IPA, con lo cual el comportamiento de los dos modos propios de vibración es distinto. Por otra parte, la figura 6.19 pone de manifiesto que el rendimiento atenuador de la vía con losa flotante es el más significativo, siendo para todas las bandas consideradas igual a 65,4 dB, esto se debe principalmente a la elevada inercia de dicha losa flotante.

Los resultados de la figura 6.17 y de la tabla 6.2 ponen en evidencia que la vía DFF genera niveles importantes de fuerza de contacto rueda-carril, siendo el valor eficaz del registro temporal de fuerza sin componente continua igual a 43,6 kN. Sin embargo, en la figura 6.19 se observa que esta tipología de vía posee una notable capacidad de atenuación, alcanzando 37,4 dB para todas las bandas normalizadas estudiadas, debido a las propiedades de rigidez y amortiguamiento de la fijación y de la capa de material elastomérico, cuya función es atenuar y disminuir el estado dinámico originado por el contacto rueda-carril. Adicionalmente, se aprecia que su rendimiento de atenuación es similar al de una vía bloque.

En general, la comparación de la capacidad atenuadora de las distintas tipologías de vía ilustrada en la figura 6.19, muestra una correcta correspondencia con las recomendaciones sugeridas en la norma ISO 14837-1 y representadas en la figura 6.1 [80]. Por último, cabe precisar que en el momento de seleccionar un tipo de vía durante el diseño de un trazado ferroviario, es necesario tener en cuenta su eficiencia atenuadora y los niveles de vibración generados al paso de un tren, además de sus aspectos constructivos y de instalación.

CAPÍTULO VII

Niveles de vibración en el entorno de la vía

Las vibraciones generadas por el contacto rueda-carril se propagan al entorno y hacia las zonas aledañas a la vía, como por ejemplo el hastial del túnel. El presente capítulo describe un modelo sencillo, que permite predecir la historia temporal de la amplitud de velocidad vertical de vibración en un punto situado en la pared del túnel. Adicionalmente, se estima el nivel de inmisión de vibraciones en edificaciones aledañas a la vía ferroviaria. Con el objeto de validar la modelización desarrollada, se han contrastado las simulaciones derivadas de la misma con resultados experimentales.

7.1. MODELO PARA ESTIMAR LA VELOCIDAD DE VIBRACIÓN PRESENTE EN LA PARED DEL TÚNEL.

En el Capítulo III se ha visto que la presencia de perfiles de rugosidad severos en las ruedas de un bogie, conllevan a la generación de niveles importantes de fuerza de contacto, que producen en consecuencia amplitudes de vibración elevadas. En la práctica, irregularidades como planos en las ruedas, son responsables del registro de historias temporales de vibración significativas en diversos puntos del túnel. Por ello, el monitoreo permanente de la vibración se ha convertido en una técnica de mantenimiento utilizada con frecuencia. Se ha desarrollado un modelo que permite estimar los niveles de vibración en el hastial del túnel, a partir de los resultados originados por la caracterización de la vía descrita en capítulos anteriores.

7.1.1. Descripción del modelo.

En los capítulos precedentes se ha visto que cada rueda ejerce una fuerza sobre el carril que se desplaza a velocidad constante en la dirección de la vía, donde el valor de dicha fuerza depende de las características e irregularidades de las superficies de rodadura de las ruedas. Para el diseño y ejecución del modelo, se ha considerado que las cuatro ruedas que constituyen un bogie tienen una calidad superficial similar. Esta suposición posee una validez real, a consecuencia de que cada vez que se lleva a cabo un mantenimiento global de un

bogie, se mecanizan al mismo tiempo sus cuatro ruedas, los cuales son sometidas a unas condiciones de desgaste análogas durante su desplazamiento. En base a esta cuestión de partida se han planteado las siguientes consideraciones e hipótesis, las cuales han sido empleadas en el desarrollo del modelo realizado:

- Cada bogie del tren se considera como una fuente puntual de vibración que se traslada sobre la vía [83].
- Las fuentes de vibraciones no están correlacionadas entre sí, por lo que es aplicable el principio de superposición. En consecuencia, el centro de cada bogie representa una fuente puntual de vibraciones, resultante del comportamiento dinámico individual de cada una de sus ruedas [15, 83]. La figura 7.1 muestra la hipótesis descrita; en la misma se denomina $t = 0$ al instante de tiempo en el cual el primer bogie del tren pasa por delante del punto P de cálculo ubicado en la pared del túnel, mientras que d_t es la distancia entre el centro de la vía y el hastial, L la distancia entre fijaciones y d_B la separación entre las dos ruedas de un mismo bogie.

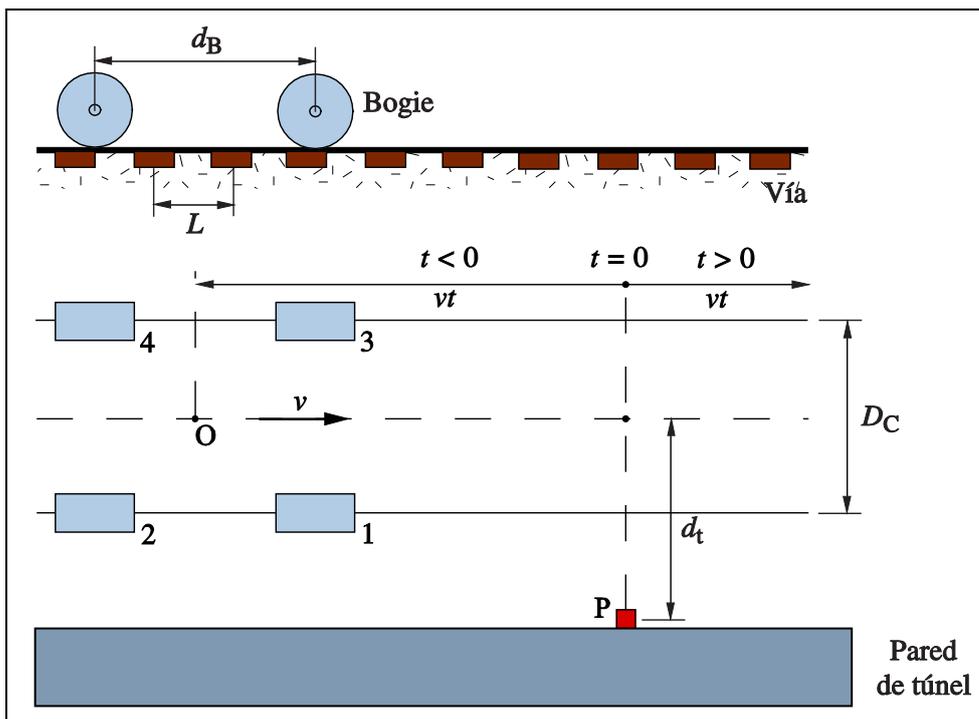


Figura 7.1. Posición del bogie respecto al punto de cálculo en la pared de túnel.

- Las vibraciones producidas al paso de un tren se transmiten a través de los elementos de sujeción de los carriles, hacia la base de la vía y hacia el punto de cálculo ubicado en la pared del túnel; tomando en cuenta que la amplitud de las vibraciones disminuyen de manera inversamente proporcional a la distancia elevada a un exponente [15, 84].
- La velocidad de desplazamiento del ferrocarril v , se mantiene constante durante su paso por el punto de medida.



- Se consideran dos tipologías distintas de vía. En concreto, se estudia una vía con fijaciones tipo DFF apoyada sobre una losa de concreto infinita con una impedancia característica constante, y una vía convencional con traviesas y balasto, atendiendo a la descripción y a las generalidades expuestas en el Capítulo VI.

7.1.2. Potencia de la velocidad vertical de vibración presente en la base de la vía.

La vibración transmitida por el paso de una rueda a la base de la vía es estacionaria vista desde la referencia que se desplaza con el tren, y por consiguiente su magnitud se puede expresar en forma de la potencia media de la señal ψ_i^2 , la cual es constante. Se considera que esta potencia es la misma que se presenta en el centro del bogie, identificado mediante el punto O de la figura 7.1.

Bajo esta aseveración, es posible determinar la misma a través de una ponderación uniforme según la ecuación 7.1, siendo T la duración del registro de la velocidad de vibración calculado. Esta duración corresponde a varias vueltas de rueda.

$$\psi_i^2 = \frac{1}{T} \int_0^T \dot{y}_{Li}^2(t) dt; \quad i = 1..4 \quad (7.1)$$

Cabe destacar que durante el cálculo de dicha potencia media, es preciso considerar más de dos vueltas de rueda, y eliminar el transitorio inicial provocado por el proceso de integración al calcular la señal temporal de vibración.

A partir de lo anteriormente especificado y considerando la hipótesis de aplicabilidad del principio de superposición, se estima la magnitud de la vibración producida por el paso de un bogie, como el sumatorio de las magnitudes de vibración generadas por cada una de sus cuatro ruedas, de acuerdo a lo detallado en la ecuación 7.2.

$$\psi_0^2 = \sum_{i=1}^4 \psi_i^2 \quad (7.2)$$

Esta historia de vibración resultante, es considerada como el registro de vibración que se determinaría, si se midiera experimentalmente en la base de la vía justo debajo del bogie.

7.1.3. Potencia de la velocidad vertical de vibración presente en la pared del túnel.

La potencia media de la señal de vibración hallada en la base de la vía representa el punto de partida para la determinación de la vibración presente en el hastial del túnel. Para ello se toma en cuenta que el punto de cálculo se ubica en un tramo recto de vía, situado en la pared a una altura s_i de 1,2 m sobre el nivel de los carriles, recomendada por normas internacionales [85], tal como se muestra en la figura 7.2, tanto para el caso de una vía apoyada sobre un medio rígido como para una vía instalada sobre una losa intermedia de hormigón.

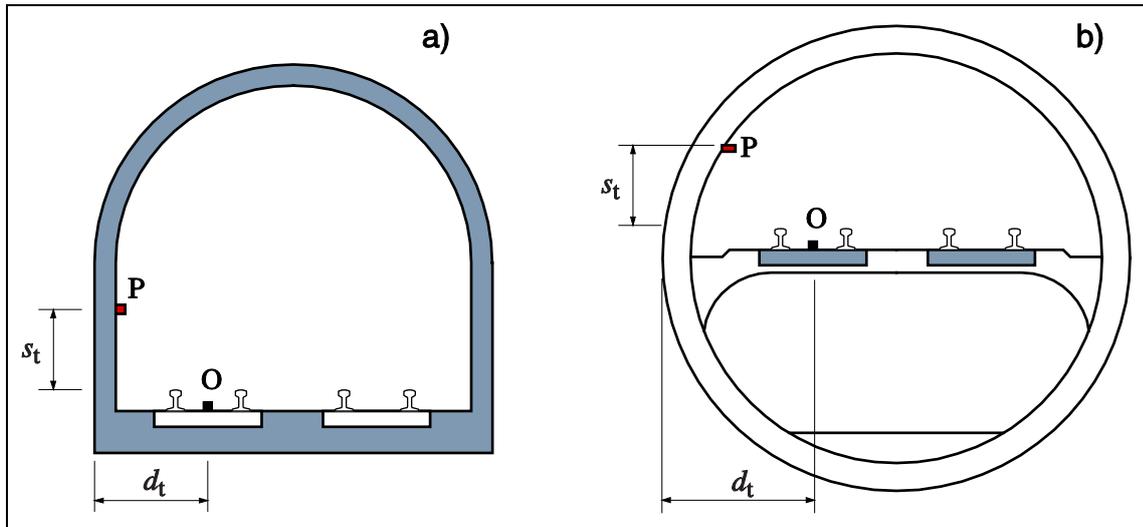


Figura 7.2. Ubicación del punto de cálculo en la pared de túnel.

a. Vía apoyada sobre un medio rígido. b. Vía apoyada sobre una losa intermedia de hormigón.

Las vibraciones transferidas desde la fuente, ubicada en el centro de la vía, hasta la localización en la pared, se transmiten por medio de dos mecanismos diferenciados: propagación por ondas de superficie tipo Rayleigh y por ondas elásticas de cuerpo, cuya amplitud disminuye en función de la distancia existente entre el centro del bogie y el punto de medida.

Para modelizar la propagación de las vibraciones generadas en el centro del bogie hasta el punto de cálculo, se ha empleado una formulación basada en la ley de propagación de Barkan [51, 86]. Dicha ley, tal como se ha expuesto en el Capítulo II, establece la relación entre las amplitudes de vibración en dos puntos de un medio: el terreno o, en el caso de estudio de este capítulo, el túnel, cuando se propagan vibraciones a través de él.

Si las distancias de dichos puntos a la fuente son respectivamente r y r' , la ley de Barkan establece para los correspondientes niveles de velocidad de vibración v y v' , la relación mostrada en la ecuación 7.3, donde γ es el coeficiente de atenuación geométrica y α es el coeficiente de atenuación del material.

$$v' = v \left(\frac{r}{r'} \right)^\gamma e^{\alpha(r-r')} \quad (7.3)$$

A partir de la expresión anterior, es posible hallar una formulación analítica que permite estimar la historia temporal de la potencia presente en el punto de cálculo, ante las vibraciones derivadas del paso de un bogie. Basándose en las posiciones relativas detalladas en la figura 7.1, se define la potencia en el punto de cálculo P a partir de la ecuación 7.4, donde $\psi_p^2(t=0)$ representa la magnitud de vibración existente en P cuando el bogie pasa justo por delante de dicho punto. En el modelo de propagación propuesto se ha incluido de esta forma la velocidad de desplazamiento del tren.



$$\psi_p^2(t) = \psi_p^2(t=0) \left(\frac{r_o}{r_p} \right)^{2\gamma} e^{2\alpha(r_o - r_p)}; \quad r_o = (d_t + s_t); \quad r_p = \sqrt{(d_t + s_t)^2 + (vt)^2} \quad (7.4)$$

La potencia $\psi_p^2(t=0)$, dato necesario para la formulación descrita, se debe estimar a partir de medidas experimentales de atenuación entre la base de la vía y la pared del túnel.

Con relación al coeficiente de atenuación geométrica y al coeficiente de atenuación del material, se tiene que sus valores dependen de condiciones particulares a la vía. Las tablas 7.1 y 7.2 recogen respectivamente los valores asociados al coeficiente de atenuación geométrica dependiendo del tipo de onda o del material del terreno, y los coeficientes de atenuación del material en concordancia con el tipo de suelo [51, 52].

Tabla 7.1. Valores del coeficiente de atenuación geométrica.

Valores teóricos de acuerdo al tipo de onda	γ	Valores experimentales según material	γ
Rayleigh	0,5	Material fangoso	0,8
Cuerpo	2	Material blando	0,8 – 1
---	---	Material firme	1
---	---	Arcilla	1,4
---	---	Roca y hormigón	1,4 – 1,7

Tabla 7.2. Valores del coeficiente de atenuación del material.

Material del medio	α [m^{-1}]	Material del medio	α [m^{-1}]
Roca y hormigón	0,02	Caliza	0,098
Arena de dunas	0,026 – 0,065	Arena fina sobre barro	0,049 – 0,197
Arcilla	0,039	Arena fangosa	0,131
Arena fina dura	0,059	Arena fina	0,262

Sobre la base de los valores tabulados, para calcular la potencia de la vibración vertical en el hastial del túnel, se ha seleccionado un coeficiente de atenuación geométrica equivalente a 1,7, correspondiente al recomendado para el hormigón que constituye el material de construcción de la losa y el túnel, y asociado a un estado intermedio de los valores sugeridos para los tipos de ondas existentes. Adicionalmente, se ha escogido un coeficiente de atenuación de material igual a $0,02 m^{-1}$, acorde con la tipología del material del medio propagativo.

7.1.4. Potencia de la velocidad vertical de vibración producida al paso de un tren.

En los apartados anteriores se ha descrito la metodología seguida para la estimación del nivel de vibración en el hastial del túnel, producida al paso de un bogie. No obstante, durante

la toma experimental de información, se obtienen registros de vibración asociados al paso de un tren completo.

Para estimar la historia temporal del comportamiento dinámico debido a tal situación, se ha considerado el principio de superposición, a través del cual se han incluido los niveles de vibración individuales ocasionados por cada bogie, decalando en el tiempo las funciones $\psi_{P,i}^2(t)$ correspondientes a los mismos. La figura 7.3 permite ilustrar la ubicación de los bogies constitutivos del tren, con respecto a la localización del punto de cálculo.

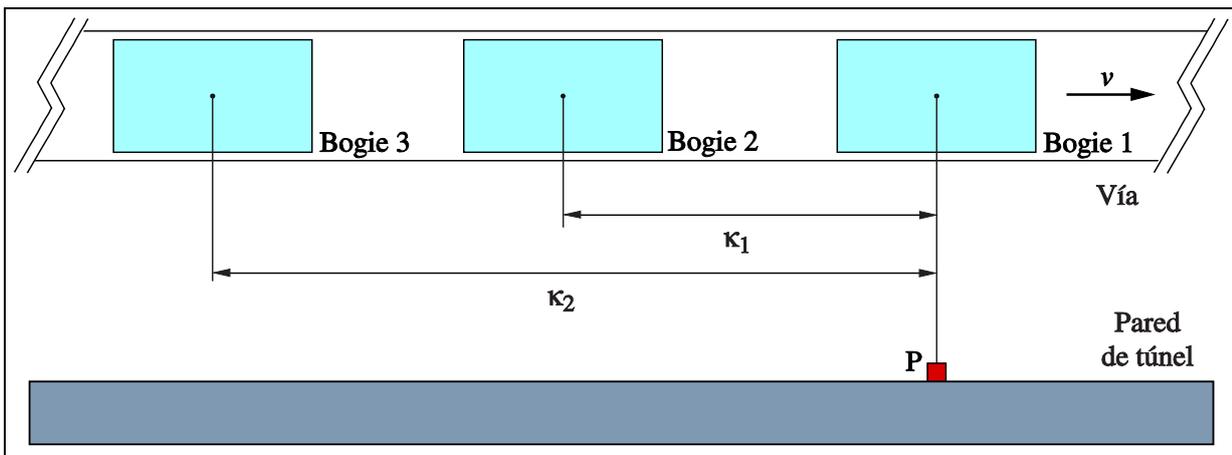


Figura 7.3. Situación del paso de un tren completo por el punto de cálculo.

Teniendo en cuenta la aplicabilidad del principio de superposición, se tiene que la potencia de la señal de vibración originada por el tren, viene dada por medio de la Ecuación 7.7, en la cual n_B representa la cantidad de bogies comprendidos dentro del ferrocarril.

$$\psi_{\text{tren}}^2(t) = \sum_{i=1}^{n_B} \psi_{P,i}^2(t - t_i) \quad (7.7)$$

En el caso de los tres primeros bogies mostrados en la figura precedente, el tiempo de decalaje t_i se define como:

$$t_1 = 0; \quad t_2 = \frac{\kappa_1}{v}; \quad t_3 = \frac{\kappa_2}{v} \quad (7.8)$$

7.1.5. Valor eficaz de la velocidad vertical de vibración presente en la pared del túnel.

La caracterización de una señal de vibración en el dominio de la amplitud, se lleva a cabo mediante el cálculo de la evolución temporal del valor cuadrático medio y el valor eficaz de la señal, considerando dos tipos de ponderación diferenciados: una ponderación uniforme y otra de tipo exponencial. La ecuación 7.9 [87, 88] detalla la expresión asociada a la ponderación uniforme para hallar la potencia media, a partir de la potencia de la señal asociada a un tren completo, siendo T_R la constante de tiempo considerada.



$$\bar{P}_{\text{tren}}(t) = \frac{1}{T_R} \int_{t-T_R}^t \psi_{\text{tren}}^2(\tau) d\tau \quad (7.9)$$

La ponderación exponencial otorga más peso a los valores más recientes, con la finalidad de detectar correctamente las fluctuaciones del valor medio de la señal, por lo tanto es más adecuada para el análisis de las señales transitorias producidas al paso del tren. En consecuencia, para el análisis en el dominio de la amplitud se ha considerado la ponderación exponencial, definida mediante la ecuación 7.10.

$$\bar{P}_{\text{tren}}(t) = \frac{1}{T_R} \int_{-\infty}^t \psi_{\text{tren}}^2(\tau) e^{-\frac{t-\tau}{T_R}} d\tau \quad (7.10)$$

De acuerdo a lo anterior, el valor eficaz de la señal de vibración se determina como:

$$\dot{y}_{\text{RMS}}(t) = \sqrt{\bar{P}_{\text{tren}}(t)} \quad (7.11)$$

Para comparar las simulaciones originadas a partir de las expresiones anteriores con los resultados experimentales, se ha considerado una constante de tiempo T_R que permita identificar la contribución de cada bogie en durante la determinación del valor eficaz, es decir, que en la representación gráfica del valor eficaz de la señal de vibración, aparezcan los picos asociados al paso de cada bogie.

En tal sentido, se han seleccionado constantes de tiempo estandarizadas [89, 90]. En las normas referenciadas existen dos constantes de tiempo diferenciadas, una primera igual a 1 s, y otra equivalente a 10 s. Para el cálculo del valor eficaz, se ha incluido el primer valor especificado para la ponderación de las señales de vibración, ya que permite una mejor identificación de los picos asociados a los bogies que constituyen el tren.

7.2. NIVEL DE VIBRACIÓN EN LA PARED DEL TÚNEL AL PASO DE UN TREN SUBURBANO.

Para comprobar la bondad del modelo de transmisión propuesto, se han considerado diversas mediciones experimentales realizadas en los últimos años en algunas líneas que componen la red metropolitana de Barcelona [7, 59, 78, 91, 92, 93]. El propósito de tales medidas se ha centrado en el control del estado del perfil de las ruedas, en la evaluación del rendimiento de la fijación o bien en la estimación de los niveles de vibración en el hastial del túnel. El modelo de transmisión se valida mediante la comparación de dichas mediciones con los resultados obtenidos por medio de la simulación numérica.

La toma de registros se realiza obteniendo una señal de aceleración de vibración a pie de carril, en el centro de la vía y en el punto P de cálculo ilustrado en la figura 7.2. El registro hallado es integrado con la finalidad de determinar la señal de velocidad de vibración. De acuerdo a lo descrito en el Capítulo III y en el Capítulo IV, los niveles de vibración medidos están directamente relacionados con el perfil de rugosidad de las ruedas, ya que cuantas más irregularidades, planos y discontinuidades existan en dicho perfil, más alta es la magnitud de

la vibración detectada. Bajo esta premisa, se han seleccionado aquellas medidas experimentales relacionadas con perfiles de irregularidad severos, con la finalidad de comparar los resultados derivados del análisis temporal y en el dominio de la amplitud de tales registros, con respecto a las simulaciones halladas por medio del modelo de transmisión.

En concreto, se han analizado dos situaciones distintas: los niveles de vibración en el hastial del túnel existentes en la Línea 11 del Ferrocarril Metropolitano de Barcelona, y los registros experimentales captados en la Línea 3 del mismo. En ambos procesos de medición se ha utilizado una frecuencia de muestreo de 2 kHz. En el modelo de generación de vibraciones, se han incluido perfiles reales de rueda medidos por medio de un transductor de desplazamiento LVDT (Linear Variable Differential Transducer) [15], con el objetivo de determinar la historia temporal de la fuerza de contacto rueda-carril, así como también el consecuente registro de vibración en la base de la vía.

7.2.1. Resultados del modelo para un tren de la Línea 11 y comparación con medidas experimentales.

La Línea 11 de la red ferroviaria de Barcelona comunica la estación de Can Cuiàs con la de Trinitat Nova. Estudios elaborados recientemente en algunos segmentos de las vías comprendidas entre Torre Baró-Vallbona y Ciutat Meridiana [7, 59], han permitido evaluar experimentalmente la fijación DFF empleada en dichos tramos y la propagación de las vibraciones generadas por el contacto rueda-carril, por lo que los resultados expuestos en estas investigaciones han sido tomados como referencia para una primera verificación del modelo de transmisión propuesto. La figura 7.4 esquematiza un plano con la localización de las mencionadas estaciones.



Figura 7.4. Situación geográfica de la estación Torre Baró-Vallbona de la Línea 11.

En este apartado se presentan los resultados obtenidos a través del modelo de propagación, contrastándolos con respecto a los registros experimentales descritos en las citadas investigaciones. Los trenes que circulan a través de esta línea constan de dos coches, cuyos bogies se encuentran separados según la disposición esbozada en la figura 3.5 de la sección 3.2. Los parámetros dinámicos de los coches son sensiblemente iguales a los detallados en el



citado apartado, mientras que las características dinámicas de la fijación DFF y la subestructura, son iguales a los detallados en la tabla 6.1 del Capítulo VI.

Las medidas experimentales examinadas corresponden a una vía DFF clasificada de acuerdo a la rigidez de su suela elastomérica [59]. Las variaciones de tal rigidez se han obtenido según las dimensiones de un agujero elíptico realizado en el centro del elastómero, de esta forma se distinguen tres fijaciones denominadas como: DFF-00 con capa elastomérica sin agujero, DFF-02 con un agujero que reduce la rigidez de la suela en un 20%, y DFF-03 con una rigidez menor en un 30% gracias a un agujero de mayor geometría.

Por otra parte, los resultados experimentales empleados están asociados a unas condiciones operativas óptimas presentes en las ruedas de los bogies, debido a que la línea en estudio era de construcción reciente para la fecha de elaboración de las investigaciones citadas, y el ferrocarril utilizado durante la medición era un tren de pruebas.

En consecuencia, durante la ejecución del modelo de transmisión descrito, se ha considerado el perfil de rueda real con irregularidades moderadas en su periferia ilustrado en la figura 7.5, disponible en el Departament d'Enginyeria Mecànica de la Universidad Politècnica de Catalunya, para incluirlo en el modelo de fuerza de contacto descrito en el Capítulo III.

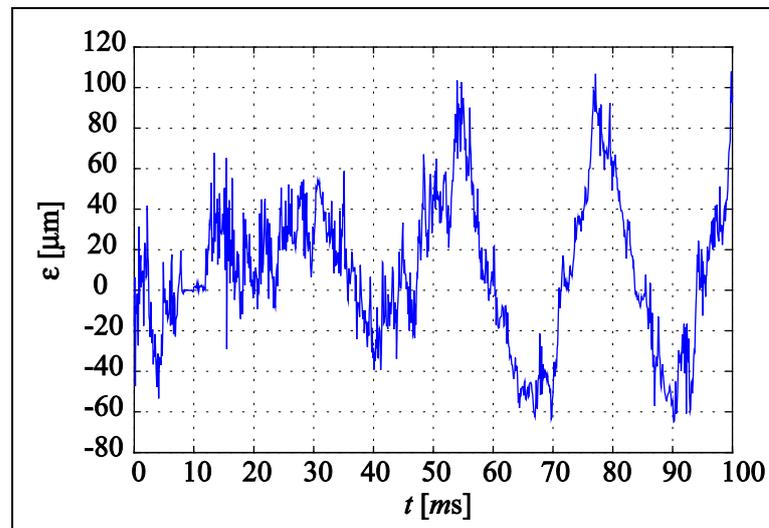


Figura 7.5. Perfil real de rueda con irregularidad moderada.

Sobre la base de las generalizaciones precedentes, empleando el modelo de vía equivalente de un grado de libertad, se ha obtenido la fuerza de contacto rueda-carril F y la velocidad vertical de vibración presente en la base de la vía, mostradas en la figura 7.6 para una velocidad de desplazamiento del tren igual a 18 m/s, y asociadas al paso de una sola rueda. Tal como se ha descrito anteriormente, se ha partido de la hipótesis de que las cuatro ruedas que componen un bogie presentan igual perfil de irregularidad, por lo que los registros temporales esquematizados para ambos registros dinámicos, se corresponden con todas las ruedas constitutivas de un ferrocarril metropolitano de la Línea 11.

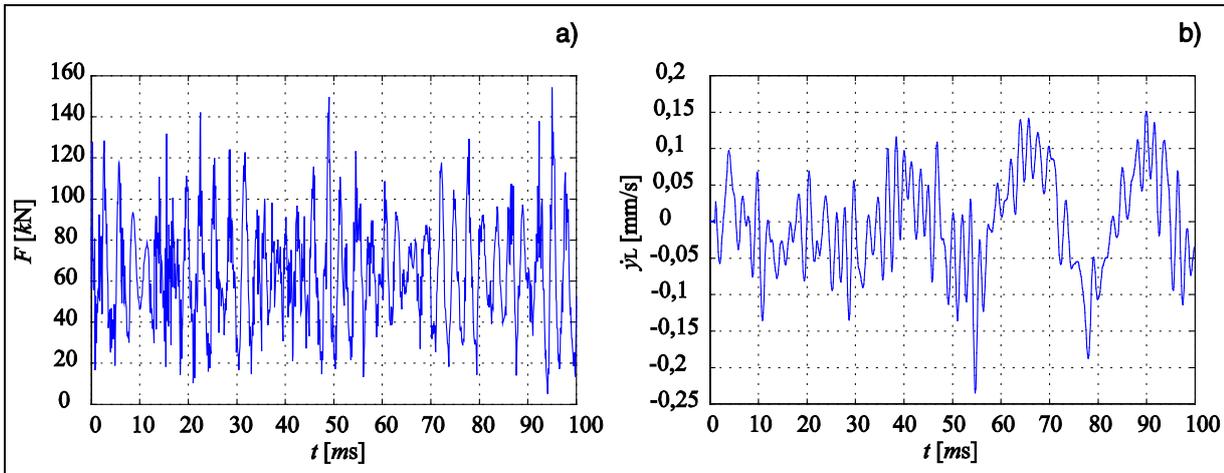


Figura 7.6. Historia temporal de la dinámica de contacto rueda-carril.

a. Fuerza de contacto rueda-carril. b. Velocidad vertical de vibración en la base de la vía.

La magnitud de la vibración producida por un bogie se evalúa como la superposición de las diferentes fuentes de vibración, que constituyen los contactos individuales rueda-carril representados por el comportamiento dinámico transmitido a tierra de sus cuatro ruedas, atendiendo a lo descrito por medio de las ecuaciones 7.1 y 7.2. A partir de la historia temporal de la vibración provocada por el paso de un bogie, y considerando la ley de propagación detallada a través de la ecuación 7.4, se ha determinado la potencia de la velocidad vertical de vibración presente en el hastial del túnel, teniendo en cuenta los coeficientes de atenuación geométrica y de material especificados en el apartado 7.1.3. La figura 7.7 esquematiza la potencia de vibración ψ_p^2 hallada para la situación en análisis y provocada por un bogie; en la misma se aprecia que para el instante $t = 0$ existe un pico máximo de la potencia de vibración, asociado al momento en el cual el centro del bogie pasa justo por delante del punto P de cálculo presentado en la figura 7.1.

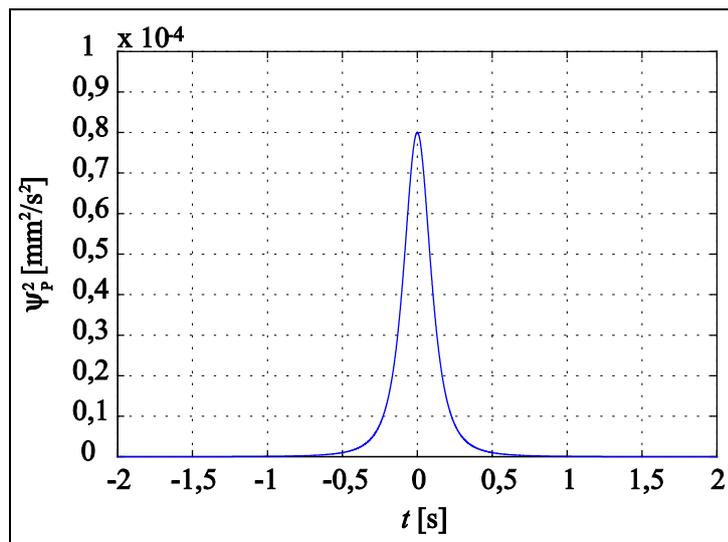


Figura 7.7. Potencia de la velocidad vertical de vibración en la pared del túnel al paso de un bogie.

Finalmente, se ha estimado la magnitud de la velocidad de vibración en el hastial del túnel al paso de un tren, teniendo en cuenta que los trenes que circulan por la Línea 11 constan de



dos coches y cuatro bogies, superponiendo para ello las magnitudes de las vibraciones de cada bogie $\psi_{P,i}^2(t)$, decaladas convenientemente en el tiempo. La figura 7.8 muestra la potencia de velocidad de vibración así como también su valor eficaz, calculados atendiendo a la formulación presentada en los apartados 7.1.4 y 7.1.5. En la gráfica referida a la historia de potencia, se observan los picos máximos asociados al paso de cada bogie.

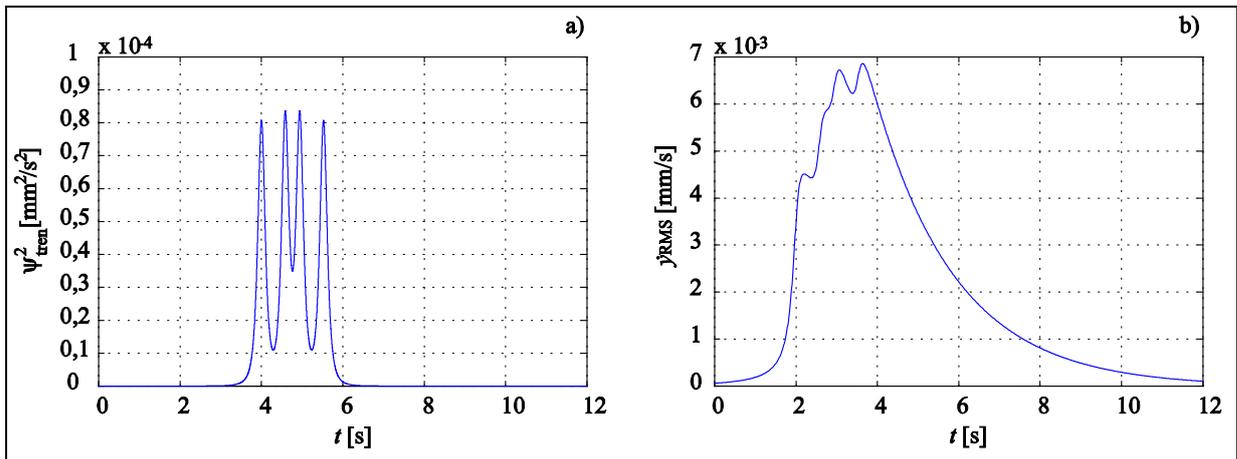


Figura 7.8. Velocidad vertical de vibración en la pared del túnel al paso de un tren.
a. Potencia. b. Valor eficaz.

Las medidas experimentales de la Línea 11 utilizadas como referencia para la validación del modelo de propagación, proporcionan el valor eficaz de la velocidad vertical de vibración en el punto P donde se localiza el acelerómetro de medida, calculado de igual forma con una constante de tiempo T_R equivalente a 1 s. La figura 7.9 [59] esquematiza el valor eficaz de la vibración al paso de un tren de pruebas que circula a dos velocidades diferentes, las cuales son 40 km/h y 60 km/h (11,1 m/s y 16,7 m/s respectivamente), y para los tres tipos de fijaciones DFF anteriormente descritos. Se aprecia una buena concordancia con los resultados derivados de la simulación, expuestos en la figura 7.8, tanto en magnitud y amplitud como en duración del paso de cada ferrocarril.

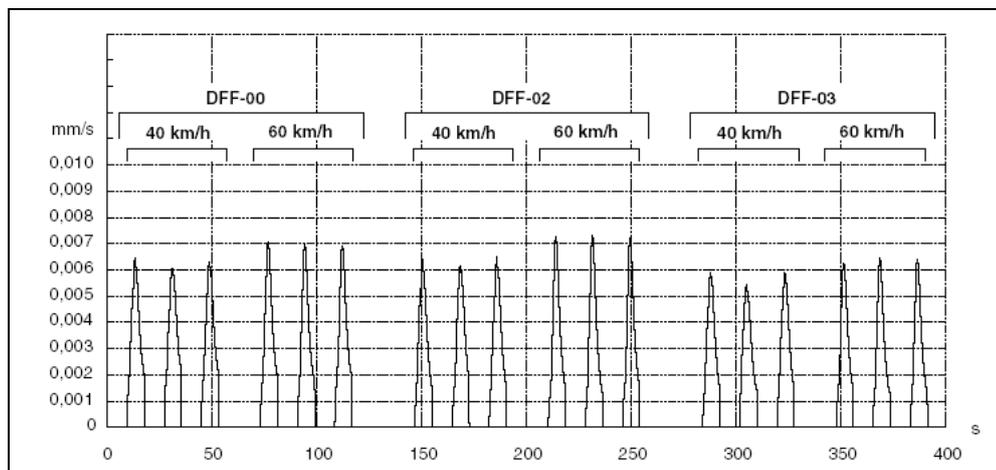


Figura 7.9. Valor eficaz de la velocidad de vibración hallada experimentalmente para diversos pasos de un mismo tren de pruebas.

7.2.2. Resultados del modelo para un tren de la Línea 3 y comparación con medidas experimentales.

A diferencia de la anterior, la Línea 3 es una de las más antiguas de la red metropolitana de Barcelona, abarcando un mayor recorrido comprendido entre las estaciones de Trinitat Nova y Zona Universitaria. En el tramo esquematizado en la figura 7.10, comprendido entre esta última parada y Palau Reial, se han realizado diversas medidas experimentales disponibles en el Departament d'Enginyeria Mecànica de la Universidad Politècnica de Catalunya, que han permitido monitorizar la generación de vibraciones durante el funcionamiento normal de la línea. Tales medidas han sido empleadas como una segunda referencia para la verificación del modelo de transmisión propuesto, teniendo en cuenta que el tramo en análisis está constituido por una vía clásica con balasto.



Figura 7.10. Situación geográfica de la estación Palau Reial de la Línea 3.

Los registros captados por de los acelerómetros piezoeléctricos describen la historia temporal de la aceleración de vibración medida a pie de carril y a pared de túnel, en un tramo recto ubicado en las inmediaciones de la estación Palau Reial. La figura 7.11 sintetiza uno de dichos registros experimentales.

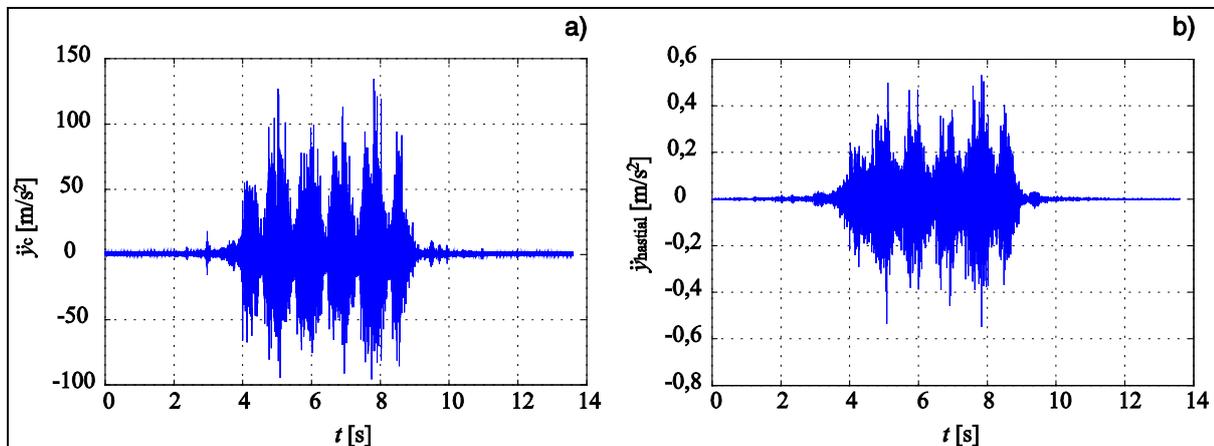


Figura 7.11. Registros experimentales de aceleración vertical de vibración.
a. Pie de carril. b. Hastial de túnel.



El empleo de señales de aceleración de vibración en este apartado, está justificado debido a que el cálculo del nivel de inmisión de vibraciones L_{aw} , requiere del conocimiento previo de la magnitud de aceleración de vibración. Este procedimiento es descrito en la sección 7.3. En el modelo de generación de vibraciones se ha incluido el perfil real de rugosidad de amplitud significativa especificado en la figura 7.12, disponible en el Departament d'Enginyeria Mecànica, con el objeto de hallar la historia temporal de la fuerza de contacto así como también la evolución temporal de la velocidad vertical de vibración en la base de la vía, al paso de una rueda caracterizada con el citado perfil en su periferia.

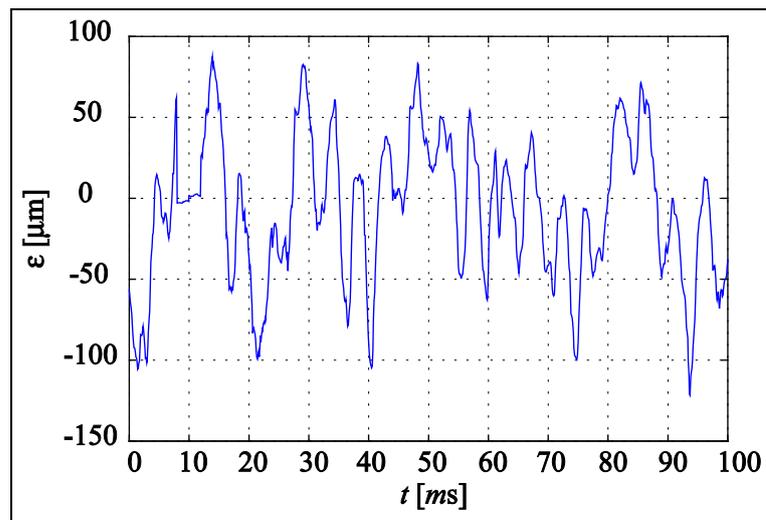


Figura 7.12. Perfil real de rueda con irregularidad severa.

La figura 7.13, por su parte, muestra la historia temporal del comportamiento dinámico derivado del contacto rueda-carril, simulado con las condiciones de rugosidad detalladas. En concreto, se muestra la fuerza de contacto rueda-carril y la velocidad vertical de vibración en la base de la vía.

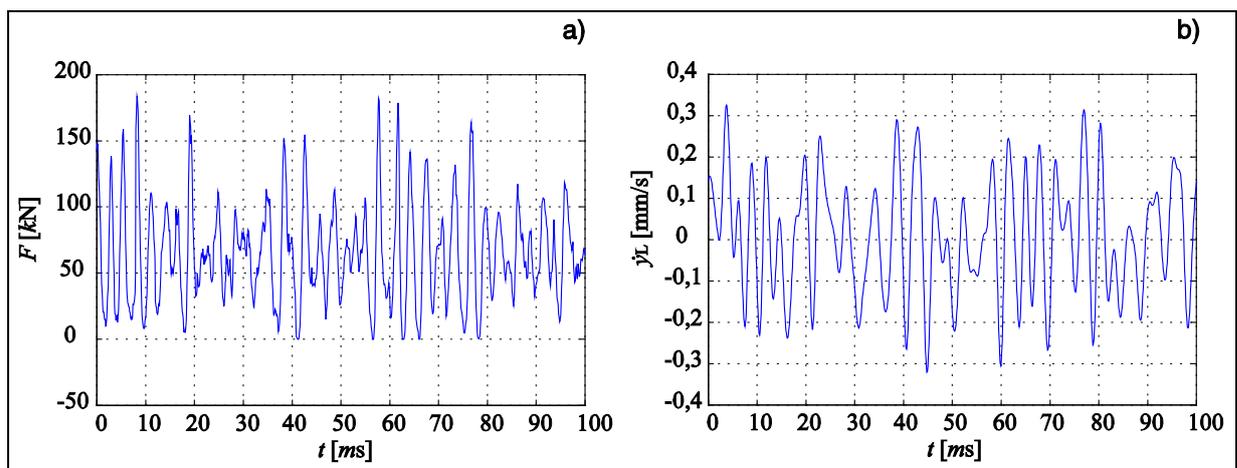


Figura 7.13. Historia temporal de la dinámica de contacto rueda-carril.

a. Fuerza de contacto rueda-carril. b. Velocidad vertical de vibración en la base de la vía.

Atendiendo al hecho de que las medidas experimentales adquiridas se corresponden con la aceleración de vibración, se ha determinado a partir de la señal de velocidad vertical

presentada, la historia temporal de aceleración vertical en la base de la vía reflejada en la figura 7.14, por medio de la ecuación 7.12, empleando para ello el diferencial de tiempo utilizado durante la integración numérica de las ecuaciones de movimiento concretadas en el Capítulo III.

$$\ddot{y}_L(t) = \frac{d\dot{y}_L}{dt} \tag{7.12}$$

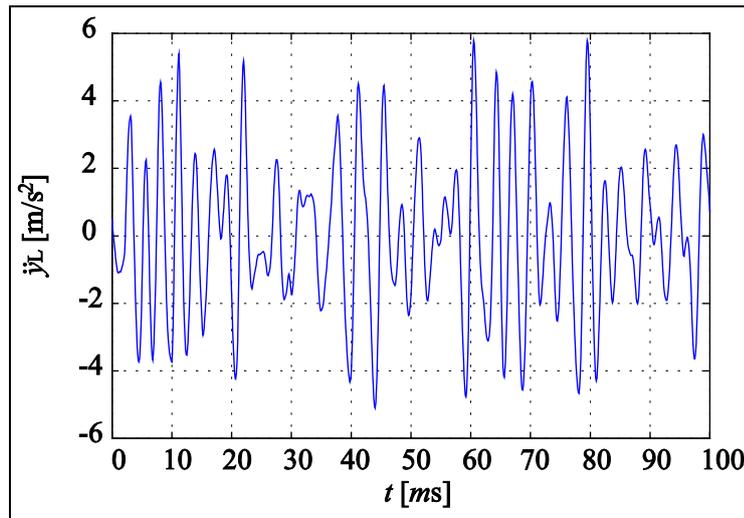


Figura 7.14. Aceleración vertical de vibración presente en la losa infinita al paso de una rueda.

Esta señal de aceleración ha sido considerada para la ejecución del modelo de transmisión, siguiendo la metodología expuesta en la sección 7.1. Mediante la aplicación del principio de superposición y el empleo de la ley de propagación establecida por la ecuación 7.4, se ha obtenido la potencia de la aceleración vertical de vibración al paso de un bogie mostrada en la figura 7.15, teniendo en cuenta que las fuentes individuales representadas por las ruedas del ferrocarril, no están correlacionadas entre sí.

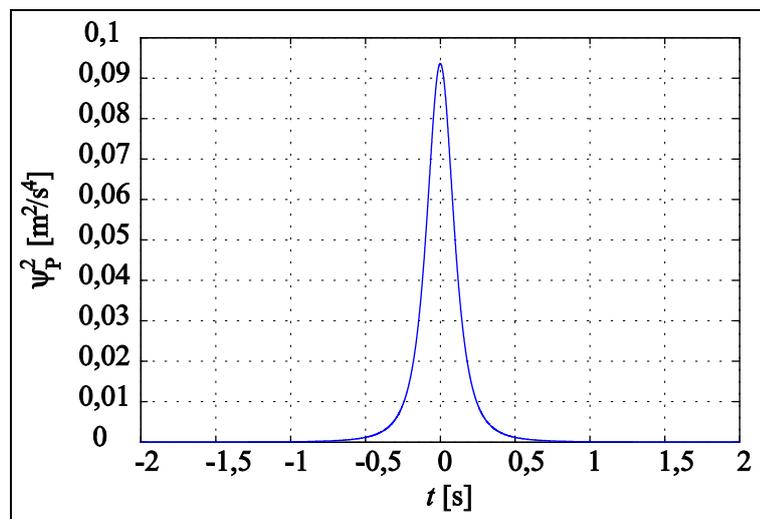


Figura 7.15. Potencia de la aceleración vertical de vibración en la pared del túnel al paso de un bogie.



Siguiendo el procedimiento señalado por el modelo de transmisión, se ha hallado la potencia y el valor eficaz de la aceleración de vibración en el hastial del túnel, a través de la ponderación exponencial, considerando la superposición de la potencia aportada por cada bogie. La distancia tomada en cuenta para la separación entre ruedas y entre los bogies que constituyen un ferrocarril metropolitano, se encuentra especificada en la figura 3.5 del Capítulo III. En las gráficas de la figura 7.16 se aprecian los picos máximos asociados al paso de un bogie, presentes en la historia temporal de la potencia y del valor eficaz, de la aceleración de vibración producida al paso de un tren completo.

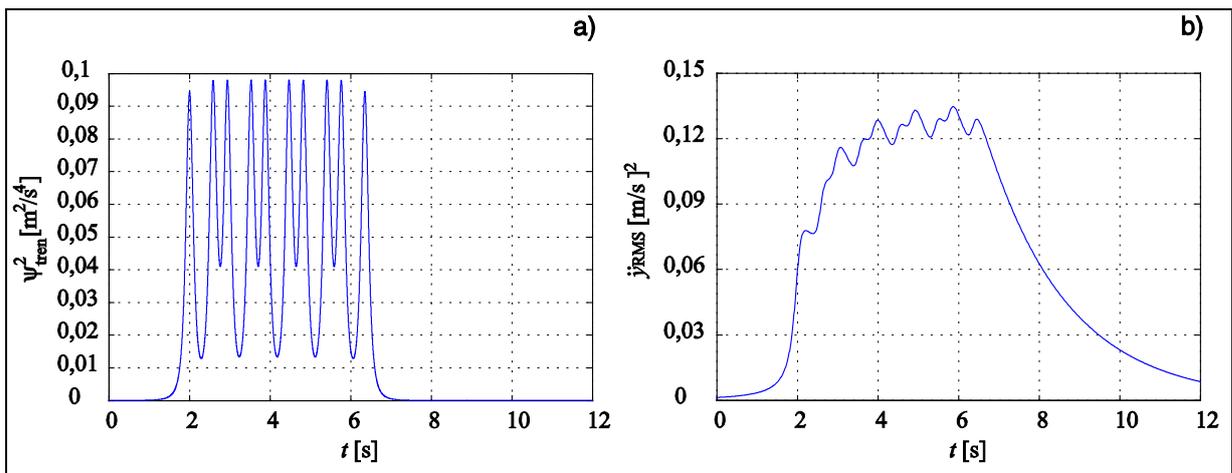


Figura 7.16. Aceleración vertical de vibración en la pared del túnel al paso de un tren.
a. Potencia. b. Valor eficaz.

Para validar y verificar los resultados hallados mediante el modelo de transmisión, se ha filtrado la señal de aceleración medida experimentalmente en el hastial del túnel, con el fin de eliminar su componente continua. De esta forma, ha sido posible hallar su valor eficaz por medio de la ponderación exponencial, empleando una constante de tiempo T_R igual a 1 s, según lo observado en la figura 7.17.

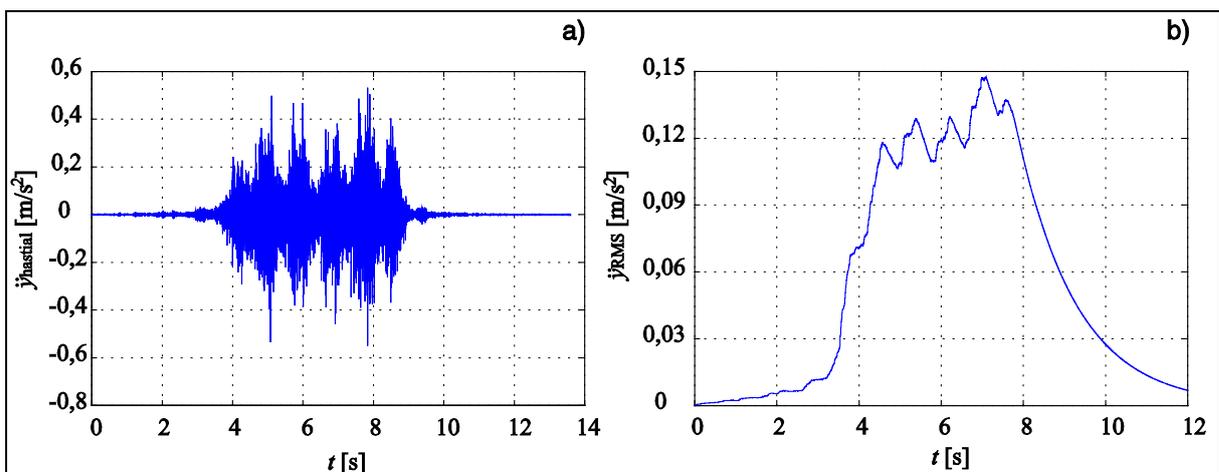


Figura 7.17. Vibración medida experimentalmente en la pared del túnel al paso de un tren.
a. Aceleración vertical sin componente continua. b. Valor eficaz.

Contrastando los resultados de valor eficaz obtenidos mediante la modelización propuesta y a partir de medidas experimentales, se observa en la figura 7.18, de manera similar a lo visto en el caso de la Línea 11, una buena correspondencia tanto en amplitud como en duración del paso de cada tren, entre las simulaciones realizadas a través del modelo de propagación, con respecto al procesado de las señales captadas por medio de acelerómetros piezoeléctricos.

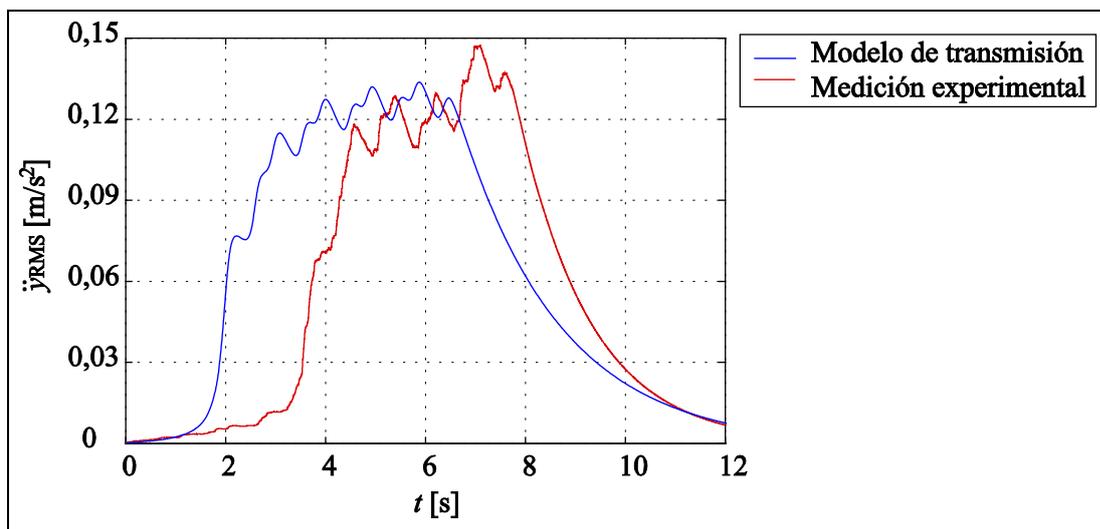


Figura 7.18. Comparación del valor eficaz de la aceleración de vibración presente en la pared de túnel.

Basándose en las comprobaciones y verificaciones realizadas, se ha confirmado la bondad de la modelización propuesta, así como también la validez de las simulaciones realizadas. Cabe destacar que, tal como se ha demostrado en el presente apartado, el modelo formulado puede ser utilizado de forma independiente al tipo de vía en análisis, debido a que solamente es necesario ajustar sus parámetros de inercia, rigidez y de amortiguamiento estructural en el modelo de generación de vibraciones. Una vez determinada la evolución de la vibración originada al paso de un tren, basta con evaluar la misma siguiendo la formulación de propagación y el procedimiento de cálculo previamente expuesto.

7.3. NIVEL DE VIBRACIÓN EN EL ENTORNO DE LA VÍA SEGÚN LA NORMATIVA Y LEGISLACIÓN VIGENTE.

Con la finalidad de poner en práctica la formulación propuesta, se han comparado los resultados determinados por medio de la simulación, con respecto a los niveles máximos de vibración establecidos en las normas e instrumentos legales descritos en el Anexo A. Para ello, se ha obtenido mediante el modelo de transmisión los niveles de vibración existentes en la pared del túnel, derivados del paso de un tren de cinco coches que circula en un tramo recto de una vía con una fijación tipo DFF, apoyada sobre una losa infinita de concreto de impedancia constante. Para efectos de la simulación, se ha considerado que la periferia de la rueda contiene un perfil de irregularidad moderado.

La figura 7.19 esquematiza la señal de aceleración presente en la losa al paso de una rueda, calculada a partir de los resultados originados por el modelo global de contacto, además de la señal de vibración resultante de la aplicación de la etapa de filtrado descrita en el Anexo A. Mediante esta señal filtrada es posible calcular el nivel de inmisión de vibraciones L_{aw} .

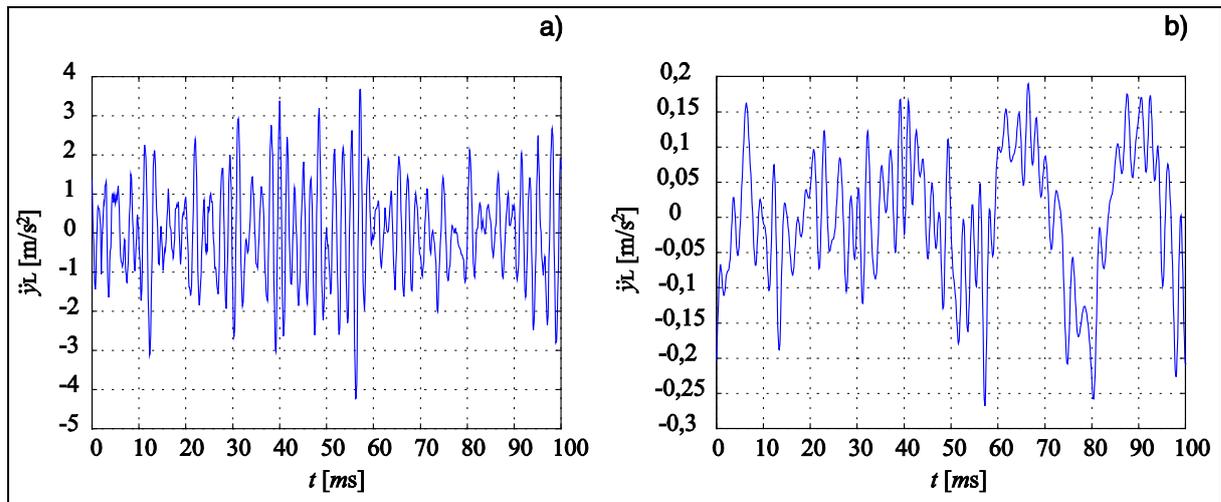


Figura 7.19. Aceleración vertical de vibración presente en la losa infinita al paso de una rueda.
a. Señal sin filtrar. b. Señal filtrada.

A través de la operación de filtrado detallada en el Anexo A, se aplica la ponderación en frecuencia, dividiendo el nivel de aceleración de cada banda de 1/3 de octava por el factor de ponderación resultante de los tres filtros individuales, obteniendo en consecuencia el nivel de aceleración para cada 1/3 de octava.

El nivel de aceleración $\ddot{y}_L(t)$ originado por el filtrado y visto en la gráfica anterior, se ha determinado a partir de la suma aritmética de cada uno de los componentes asociados a cada 1/3 de octava. La señal resultante de este proceso previo de filtrado corresponde al registro de aceleración vertical de vibración con contenido frecuencial perceptible por las personas. Dicha historia temporal ha sido empleada en el modelo de transmisión, con la finalidad de obtener la potencia y el valor eficaz de vibración en el hastial del túnel, esquematizados en la figura 7.20.

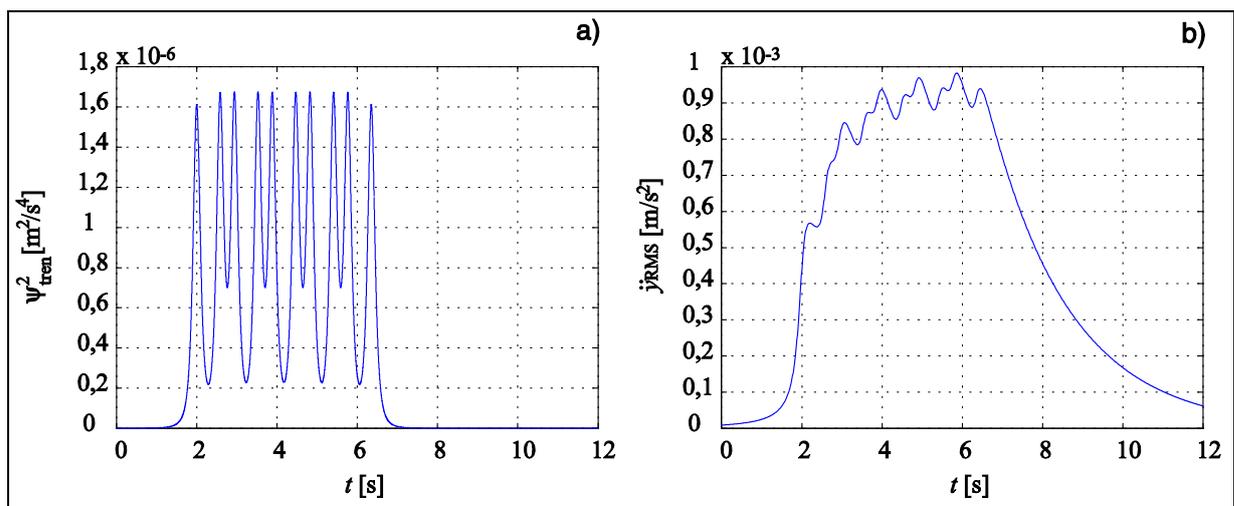


Figura 7.20. Aceleración vertical de vibración filtrada en la pared del túnel al paso de un tren.
a. Potencia. b. Valor eficaz.

El registro de valor eficaz de aceleración de vibración ha permitido obtener el nivel de inmisión al paso de un tren representado en la figura 7.21. Al tratarse de una simulación, no se ha considerado la existencia de niveles de vibración residuales, vinculados con la situación en la que la fuente vibratoria no está presente, por lo que no ha sido necesario emplear las correcciones establecidas por la legislación actual y especificadas en el Anexo A.

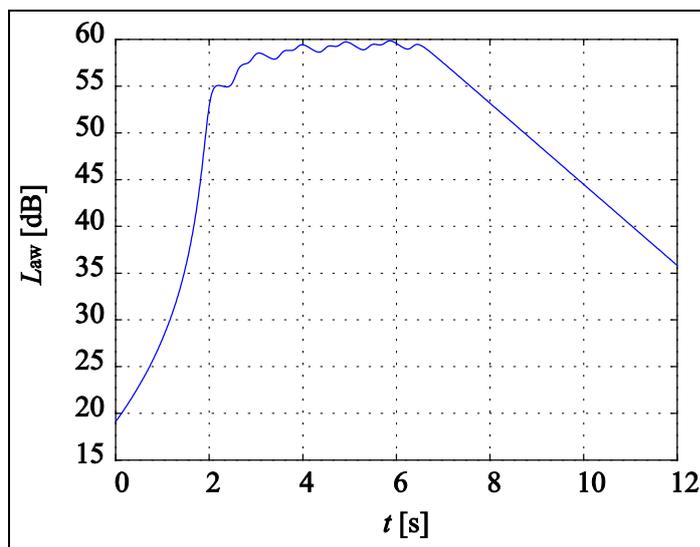


Figura 7.21. Historia temporal del nivel de inmisión de vibraciones en el hastial del túnel al paso de un tren.

Se observa que el máximo nivel de inmisión L_{aw} en la pared del túnel es igual a 60 dB. Si se considera que las vibraciones producidas por el contacto rueda-carril se propagan y se atenúan a lo largo del terreno, se puede afirmar que la amplitud de vibración que se obtendría en la superficie sería menor al mencionado nivel calculado, con lo cual no se superarían los valores límites especificados en los instrumentos legales vigentes y tabulados en la tabla A.1 del Anexo A.

7.3.1. Cálculo del nivel de vibración en edificaciones aledañas a una vía metropolitana.

Con el propósito de validar y comprobar la última conclusión expuesta, se ha considerado una metodología de propagación propuesta en el manual de la Federal Transit Administration (Administración Federal de Tránsito) de los Estados Unidos [94], explicada en el Anexo A.

Atendiendo a las características del entramado suburbano de Barcelona, se ha seleccionado en la figura A.1 del Anexo A, la curva base asociada al paso de trenes ligeros. En el manual de la Administración Federal de Tránsito de los Estados Unidos, dicha gráfica indica los niveles de inmisión de velocidad de vibración para una velocidad de circulación de referencia igual a 80 km/h (50 mph). Por consiguiente, para obtener la curva base asociada al nivel de inmisión L_{aw} y a una velocidad de desplazamiento igual a 60 km/h, se ha considerado el cambio oportuno de unidades pasando de $\mu\text{in/s}$ a mm/s, y las correcciones del efecto de la velocidad a 60 km/h según lo expuesto en la tabla A.3 del Anexo A.

Siguiendo la metodología expuesta, algunos autores [95, 96] han obtenido la gráfica esquematizada en la figura 7.22, cuya formulación característica viene representada por medio



de la ecuación 7.13, en la que d_w es, para el caso de tramos subterráneos, la distancia diagonal existente entre la fuente de generación y el punto en el que se desea evaluar el nivel de vibración.

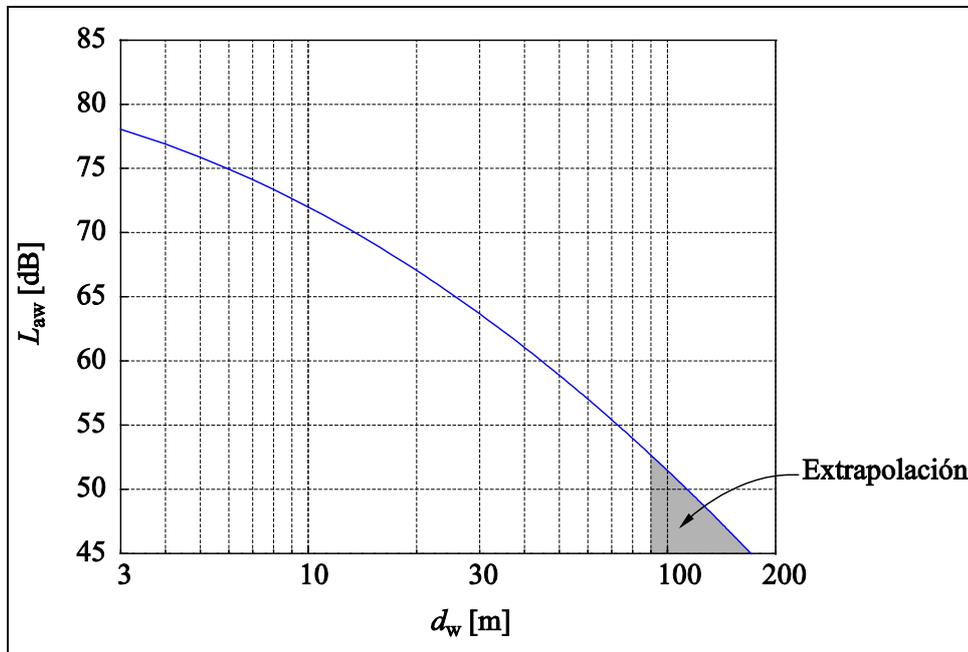


Figura 7.22. Curva base del nivel de inmisión de vibraciones para trenes ligeros a 60 km/h.

$$L_{aw} = -5,882d_w^2 - 2,884d_w + 80,76 \quad (7.13)$$

Sobre la base de la expresión analítica anteriormente expuesta y a la curva base ilustrada, se ha estimado el nivel de vibración de una estructura aledaña a una vía ferroviaria, analizando para tal fin la situación correspondiente al paso de un tren suburbano cerca de una edificación de uso residencial, tal como se muestra en la figura 7.23.

En lo referente a la tipología del entramado ferroviario, se ha considerado una vía clásica con balasto que posee un carril sin desgaste en su banda de rodadura, mientras que las ruedas del tren se han caracterizado con irregularidades severas que incluyen un plano en su perfil. Adicionalmente, se ha atendido a la hipótesis de que la construcción de la vía se ha realizado por medio de un proceso de perforado y posterior relleno, con la finalidad de utilizar los factores de ajuste de la curva base recogidos en la tabla A.3 del Anexo A.

Respecto a la estructura receptora, se ha modelado la misma como un medio propagativo, y como una edificación de cinco pisos con pilotes de mampostería, que puede ver excitados los modos propios de sus paredes y elementos constitutivos, provocando en consecuencia amplificaciones por resonancia. Por último, se ha tomado en cuenta que las condiciones geológicas del terreno, presentan una propagación eficiente a través del suelo. De igual forma, estas consideraciones relativas a la estructura receptora y al terreno, permiten aplicar los mencionados factores de ajuste que modifican el nivel determinado por medio de la curva base especificada en la figura 7.22.

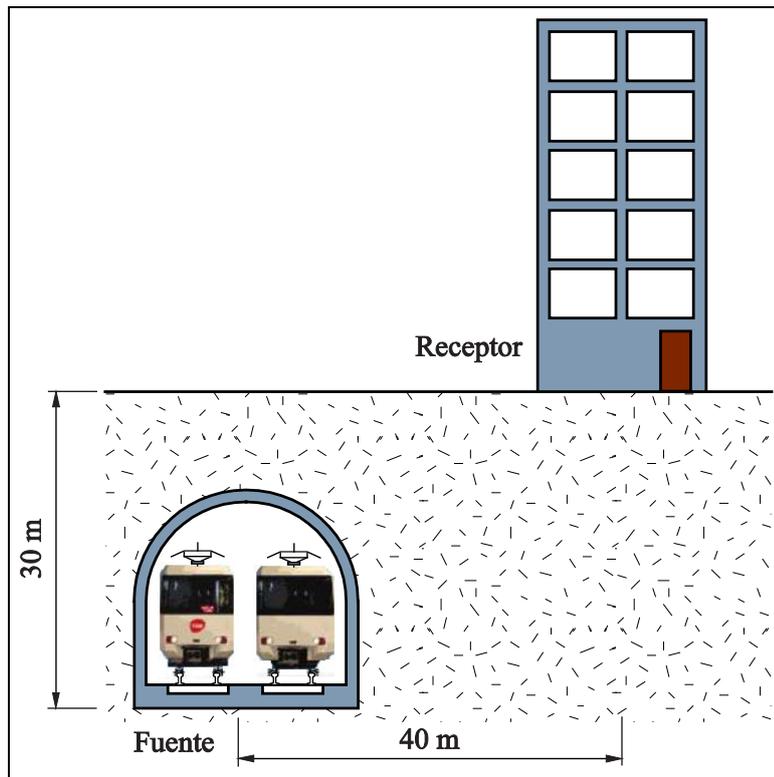


Figura 7.23. Situación de un edificio aledaño a la vía subterránea.

Tales generalizaciones han permitido calcular el nivel de inmisión de vibraciones en diferentes puntos del receptor, atendiendo a la distancia diagonal existente entre éste y la vía suburbana, y a los factores de ajuste cuantificados en la tabla A.3 del Anexo A. La tabla 7.3 resume los resultados asociados al primer método propuesto por el manual de la Administración General de Tránsito de los Estados Unidos, y referidos a las mencionadas localidades de la edificación.

Tabla 7.3. Nivel de inmisión de vibraciones en diferentes localidades del edificio receptor.

Punto de interés en la edificación	L_{aw} [dB] (Sin resonancia)	L_{aw} [dB] (Con resonancia)
Cimentación	55,88	55,88
Primer piso	53,88	59,88
Segundo piso	51,88	57,88
Tercer piso	49,88	55,88
Cuarto piso	47,88	53,88
Quinto piso	45,88	51,88

Los resultados ponen de manifiesto que, independientemente de que se produzcan condiciones de resonancia en las paredes y pisos de la estructura receptora, no se superan los



valores límites de inmisión tabulados en la tabla A.1 del Anexo A para una edificación de uso residencial, durante el paso de un ferrocarril metropolitano.

CAPÍTULO VIII

Conclusiones y futuras líneas de trabajo

En este capítulo se exponen las conclusiones más importantes y las aportaciones más relevantes, que se han producido a partir de los estudios realizados para cumplir con el objetivo general de la presente tesis, detallado en el Capítulo I y referido al diseño de un modelo global destinado al análisis y estimación de las vibraciones que se generan en el contacto rueda-carril al paso de un tren, y los diversos mecanismos de transmisión de éstas hacia las zonas aledañas a la vía.

8.1. CONCLUSIONES.

La presente investigación se centra en el diseño de un modelo que permite determinar los niveles de vibración generados al paso de un tren y transmitidos al entorno, utilizando un procedimiento analítico que describe la dinámica del sistema ferroviario. En particular, la modelización propuesta depende del modelo de vía, de la caracterización de la suspensión del coche, de la formulación de la fuerza de contacto rueda-carril, de las propiedades de la base de la vía y de la fijación, y de los diferentes mecanismos de propagación.

Durante el desarrollo de la labor investigativa que ha originado la presente tesis doctoral, se han alcanzado los objetivos planteados en la sección 1.2 en cuanto a:

- Analizar la vía a través de dos modelos diferenciados, uno con traviesas uniformemente distribuidas en la dirección del carril y otro con traviesas discretas.
- Realizar el estudio dinámico de la respuesta de la vía para el margen frecuencial de interés comprendido entre 10 y 400 Hz.
- Modelar la suspensión del coche en base a soluciones técnicas existentes.
- Describir analíticamente el sistema dinámico de contacto rueda-carril a través de sus ecuaciones de movimiento.

- Generar y sintetizar perfiles de irregularidad de una rueda a partir de diversas metodologías.
- Obtener una descripción de la historia temporal de la fuerza normal de contacto rueda-carril.
- Emplear el método de convolución de núcleo variable para hallar registros temporales de los niveles de vibración, originados al paso de una rueda y de un bogie con distintos perfiles de irregularidad.
- Caracterizar la losa intermedia de concreto sobre la cual se apoya la vía en algunos trazados ferroviarios.
- Establecer la influencia del comportamiento dinámico de la base de la vía, y en particular de una losa intermedia de concreto, en el comportamiento dinámico de la vía.
- Estudiar los niveles generados de fuerza normal de contacto rueda-carril en diferentes tipos de vía, así como también su capacidad atenuadora.
- Estimar los niveles de vibración presentes en la pared del túnel y en el entorno de la vía al paso de un tren.
- Comparar los resultados derivados de la simulación y del modelo propuesto, con respecto a resultados experimentales correspondientes a diversos tramos del Ferrocarril Metropolitano de Barcelona.

Atendiendo a las aseveraciones anteriormente expuestas, en este apartado se describen las conclusiones más relevantes de este trabajo, estructuradas de acuerdo a los principales ámbitos de estudio considerados.

Modelo de generación.

El modelado de la vía se realiza a través de su receptancia, que representa la respuesta en frecuencia de la relación existente entre el desplazamiento vertical del carril y una fuerza armónica aplicada en el mismo. Se ha determinado la receptancia para los dos modelos estudiados y considerando que la vía se encuentra apoyada sobre un medio con impedancia infinita. Para el rango de frecuencias de interés, adecuado para las bajas velocidades de desplazamiento de un tren metropolitano, no se observan diferencias importantes entre la receptancia del modelo de traviesas distribuidas con respecto al modelo de vía con traviesas discretas. A partir de la receptancia se ha diseñado un modelo equivalente de vía, utilizado para estimar la fuerza normal de contacto entre las ruedas de un bogie y el carril.

Empleando una metodología de cálculo basada en la integración numérica de las ecuaciones de movimiento del sistema equivalente de vía, se han hallado registros temporales de dicha fuerza, usando la formulación de Hertz y considerando las imperfecciones de la rueda.

La teoría no lineal de Hertz permite predecir correctamente la evolución temporal de la fuerza normal de contacto. A través de esta teoría se considera que, la relación existente entre



la deformación conjunta de la rueda y el carril y la fuerza que ejercen mutuamente ambos sólidos, no es lineal. Con el propósito de estudiar la generación de la fuerza en el dominio de la frecuencia, se han desarrollado investigaciones recientes que plantean una linealización de la formulación no lineal. Sin embargo, se ha demostrado que el planteamiento linealizado de Hertz ofrece resultados distintos en aquellas situaciones donde el perfil de irregularidad de la rueda es severo.

La presencia de diversos tipos de irregularidad en la superficie de las ruedas de un tren incide notablemente en la producción de la fuerza normal de contacto. En el caso de que el perfil presente cambios bruscos en la periferia de la rueda, las variaciones de irregularidad entre dos instantes consecutivos y el valor elevado de la rigidez que presenta el contacto rueda-carril, originan importantes fluctuaciones en la magnitud de la fuerza.

En general, se observa una importante correlación entre los registros de irregularidad del perfil de una rueda y la fuerza normal de contacto generada entre ambos cuerpos. Por ejemplo, la presencia de un plano en la superficie de rodadura de una rueda, provoca una fluctuación de gran amplitud de la fuerza normal cuando el plano entra en contacto con el carril. Estos cambios significativos originan, por consiguiente, variaciones apreciables en las historias temporales de vibración halladas.

Los registros de vibración se determinan a partir de un procedimiento de convolución de núcleo variable. Dado que se conocen analíticamente las receptancias cruzadas del carril, se calculan las respuestas impulsionales de la vía correspondientes para cada instante, las cuales se utilizan para estimar la deflexión vertical de un punto del carril, considerando la evolución temporal de la fuerza normal de contacto hallada mediante el modelo equivalente. En el caso de que se necesite calcular la velocidad vertical de vibración del carril, se debe emplear la respuesta impulsional derivada de la movilidad de la vía, filtrada mediante un filtro con respuesta impulsional finita.

La influencia mutua de las vibraciones generadas por el paso sobre el carril de ruedas pertenecientes a distintos bogies, en las historias temporales de niveles de desplazamiento y velocidad de vibración del carril, es pequeña y despreciable, a consecuencia de que la distancia mínima entre los centros de las ruedas de bogies diferentes es igual a 4,34 m.

La comparación de los resultados de la velocidad vertical de vibración de un punto de medida de una línea metropolitana de Barcelona presentada en esta tesis, con respecto a las señales experimentales captadas a pie del carril, muestra que el orden de magnitud de las simulaciones obtenidas por medio del modelo global de generación es correcto, a pesar de que los cálculos realizados y las medidas tomadas corresponden a bogies distintos.

Análisis de diferentes tipos de vía.

Algunos trazados ferroviarios, como el de la Línea 9 de la red suburbana de Barcelona, disponen de una losa intermedia de concreto sobre la cual se instala la vía. En el presente trabajo, se ha caracterizado la losa a través de dos modelos diferenciados: un modelo de losa infinita y una modelización de losa finita. El primer modelo considera que la losa se comporta

como un medio receptor de impedancia constante, mientras que el segundo define su impedancia en el dominio de la frecuencia mediante los modos propios de la losa.

Como complemento del desarrollo teórico, se han desarrollado las formulaciones analíticas que permiten definir la impedancia de una vía apoyada sobre la losa intermedia de concreto. En ambos casos, se han obtenido expresiones que relacionan el coeficiente complejo de propagación y la receptancia de la vía con la receptancia de la losa de concreto. De esta forma ha sido posible considerar la dinámica de la losa en el comportamiento global de la vía.

Los resultados originados para una vía con losa intermedia ponen de manifiesto que la dinámica de la losa no influye de manera importante en la respuesta de la vía. La receptancia de una vía instalada sobre una losa no difiere con respecto a la de una vía situada sobre un medio con impedancia infinita. En consecuencia, para determinar la fuerza de contacto rueda-carril y los niveles de deflexión vertical y velocidad vertical de desplazamiento del carril, se puede considerar que la base de la vía es rígida.

Partiendo de la conclusión anterior, se han estudiado algunos tipos de vía y fijaciones que pueden encontrarse en diversos tramos ferroviarios. Para ello, se ha contrastado la historia temporal de fuerza normal de contacto, la receptancia y la atenuación carril-base en bandas normalizadas para cinco tipos de vía. De acuerdo con la comparación realizada, la vía convencional con balasto, la vía con sistema de armamento IPA, la vía bibloque y la vía DFF generan importantes amplitudes de fuerza de contacto rueda-carril. La vía bibloque analizada presenta un capacidad atenuadora similar a la de una vía con fijaciones DFF sin traviesas, mientras que la vía con losa flotante tipo Massivo R presenta un mayor rendimiento de atenuación. Adicionalmente, los resultados hallados mediante la simulación han sido comparados con registros experimentales, asociados específicamente a una vía DFF de la Línea 11 del Ferrocarril Metropolitano de Barcelona, obteniendo una adecuada concordancia entre el modelo propuesto y la contraparte experimental.

Modelo de propagación.

Se dispone de un modelo de transmisión de vibraciones en el que los bogies de un ferrocarril se consideran como fuentes puntuales de vibración que se desplazan a velocidad constante, considerando que el principio de superposición es aplicable. Por tanto, la potencia de las vibraciones producidas por un tren es igual a la superposición de las potencias producidas por cada uno de los bogies. La potencia de un bogie se determina a partir de los registros de velocidad vertical de vibración ocasionados por las ruedas que lo constituyen.

La modelización diseñada emplea una formulación basada en la ley de Barkan, la cual considera el aporte de la atenuación geométrica y la influencia del material del entorno de la vía en la atenuación. El método proporciona una herramienta para predecir niveles de vibración durante las fases de proyecto y desarrollo de nuevos trazados. Los resultados estimados, en forma de valor eficaz de velocidad y aceleración de vibración se correlacionan adecuadamente con las señales experimentales, adquiridas en las líneas 3 y 11 del Ferrocarril Metropolitano de Barcelona, por lo que respecta a la forma, magnitud y duración de la evolución temporal del valor eficaz.



Se ha descrito, también, un procedimiento sencillo para estimar los niveles de vibración en las zonas aledañas de la vía a partir de los registros de vibración presentes en la pared del túnel. Por medio de este procedimiento se filtra la historia temporal de la vibración en el hastial mediante un método frecuencial detallado en normas internacionales, además permite estimar la magnitud de las vibraciones presentes en edificaciones cercanas a una vía ferroviaria, utilizando para ello los factores de ajuste sugeridos por la Administración Federal de Tránsito (Federal Transit Administration) de los Estados Unidos. Los resultados originados han sido satisfactoriamente comparados con los valores límite de vibración, especificados en los instrumentos legales vigentes.

8.2. APORTACIONES.

En la presente tesis se recopilan las publicaciones y trabajos más relevantes relacionadas con el análisis de las vibraciones ferroviarias considerando las diferentes modelizaciones de la vía, las principales teorías existentes para el modelado de la fuerza normal de contacto, el estudio del problema lateral y longitudinal durante la interacción rueda-carril, los modelos de losa de concreto, las formulaciones empleadas para caracterizar la transmisión de vibraciones hacia la pared del túnel, y las técnicas más usuales de detección, adquisición y análisis de señales vibratorias. Esta recopilación sirve como soporte y ayuda a posibles investigaciones futuras relacionadas con la generación y transmisión de las vibraciones producidas al paso de un tren.

Se analizan dos posibles representaciones de la vía a través de su respuesta en el dominio de la frecuencia. En concreto, se estudia el modelo de parámetros distribuidos en la dirección del carril y la modelización de parámetros discretos, comparando en el rango frecuencial de interés el módulo y la fase de la receptancia hallada para ambas caracterizaciones.

Se propone un modelo de generación de la fuerza normal de contacto rueda-carril, definido analíticamente y basado en la teoría no lineal de Hertz. El modelo permite adicionar los parámetros de inercia, rigidez y amortiguamiento de cualquier tipo de vía, introducir un perfil de irregularidad de la rueda medido experimentalmente u obtenido mediante una formulación teórica, e incluir la caracterización de la suspensión del bogie. Todos los cálculos presentados en este trabajo son una extensión de este procedimiento.

Se establece la influencia de la linealización de la teoría no lineal de Hertz en la generación de la fuerza normal de contacto rueda-carril, considerando diferentes perfiles de irregularidad en la periferia de la rueda. Se definen las limitaciones y aplicaciones de la formulación linealizada.

Se describe una metodología, basada en el producto de convolución de núcleo variable, a través de la cual se determina la historia temporal de las vibraciones producidas al paso de un ferrocarril. Se diseña un filtro de respuesta impulsional finita con fase lineal, utilizado para filtrar la movilidad a altas frecuencias, como paso previo a la determinación de los registros de velocidad vertical de vibración. Se evalúa la respuesta vibratoria de la vía ante el paso de una rueda con diferentes perfiles de irregularidad de rueda.

Se modela la losa intermedia de concreto empleada en algunos trazados ferroviarios, por medio de dos caracterizaciones distintas: un modelo de losa infinita y un planteamiento de losa finita. Se desarrollan y describen las formulaciones analíticas que definen la impedancia global de una vía apoyada sobre una losa intermedia. Se compara la respuesta dinámica de una vía situada sobre una losa con respecto a la de una vía instalada sobre un medio con impedancia infinita. Se demuestra que la losa intermedia de concreto no influye significativamente en la generación de la fuerza de contacto rueda-carril y en los niveles de vibración producidos al paso de un tren. En la bibliografía consultada, no se ha encontrado un estudio similar.

Se compara la respuesta dinámica y la capacidad antivibratoria de cinco tipologías de vía instaladas en determinados tramos del Ferrocarril Metropolitano de Barcelona. Se determina la atenuación, en bandas normalizadas, existente entre el carril y la base de la vía, que ofrece cada una de las configuraciones de vía consideradas en el presente trabajo. De igual forma, no se ha hallado una investigación análoga en las referencias bibliográficas examinadas.

Se propone una modelización diseñada para calcular los niveles de vibración presentes en la pared del túnel. Se determina el valor eficaz de señales de velocidad y aceleración de vibración en el hastial. Se plantea un procedimiento para estimar, de manera aproximada, los niveles de inmisión en las edificaciones aledañas a una vía ferroviaria.

Se valida y se verifica la bondad de los modelos propuestos mediante la comparación entre los resultados obtenidos por la simulación numérica, y adquiridas a través de la experimentación en diferentes tramos del Ferrocarril Metropolitano de Barcelona.

8.3. FUTURAS LÍNEAS DE TRABAJO.

Una vez culminada la presente tesis, se considera de especial interés la investigación de aspectos complementarios relacionados con la generación y transmisión de vibraciones ferroviarias. Entre las futuras extensiones y líneas de trabajo que se derivan de esta tesis, se propone:

- Estudiar la interacción en el área de contacto rueda-carril para las direcciones longitudinal y lateral, con el objetivo de describir la dinámica que experimenta un ferrocarril cuando circula por un tramo curvo.
- Considerar el perfil de irregularidad de la cabeza del carril en la deformación conjunta entre ambos sólidos en contacto. De esta forma, sería posible evaluar la influencia de estas imperfecciones en el comportamiento dinámico de la vía.
- Analizar el desgaste del material rodante y su influencia en los niveles de vibración producidos durante el paso de un tren.
- Emplear la metodología de elementos finitos para caracterizar dinámicamente el sistema rueda-vía.



- Utilizar un procedimiento mixto, basado en elementos finitos y elementos de contorno, para estudiar la propagación de las vibraciones transmitidas a través del terreno adyacente a un túnel.
- Modelizar las condiciones de acoplamiento entre el terreno y la base de las edificaciones aledañas a la vía suburbana, con el propósito de determinar la transmisión de las vibraciones ferroviarias a través de la estructura.

Las extensiones y recomendaciones descritas se pueden desarrollar dentro de las líneas de investigación del ámbito de la Ingeniería Mecánica, relacionado con el comportamiento dinámico y la respuesta vibratoria de sistemas ferroviarios.

Cualquier camino, si se sigue hasta el fin, no conduce exactamente a ningún lugar. Escalad tan sólo un poco la montaña para comprobar si es una montaña. Desde la cima de la montaña, no podréis ver la montaña.

Frank Herbert. Dune.

El capitán miró cómo partían caballos, jinetes y carrozas; luego cruzó los brazos sobre su oprimido pecho, y dijo con voz conmovida:

—¿Cuándo me tocará a mí partir? ¿Qué le queda al hombre después de la juventud, el amor, la gloria, la amistad, la fuerza y las riquezas? Le queda la peña bajo la cual duerme Porthos, que poseyó cuanto acabo de decir; este césped, bajo el cual descansan Athos y Raúl, que todavía poseyeron mucho más...

Y tras un momento de vacilación, con la mirada atónita, se irguió y repuso:

—Sigamos adelante y, llegada la hora, Dios me lo dirá como se lo ha dicho a los demás.

Alejandro Dumas. El hombre de la máscara de hierro.

Referencias bibliográficas

- [1] Wu, T.X., Thompson, D.J. *A hybrid model for the noise generation due to railway wheel flats*. Journal of Sound and Vibration 251(1), 2002, pp. 115 – 139.
- [2] Lim, C., Kim, J., Hong, J., Lee, S. *The relationship between railway noise and community annoyance in Korea*. Journal of the Acoustical Society of America 120(4), 2006, pp. 2037 – 2042.
- [3] De los Santos, M.A., Martínez, J., Cardona, S. *A convolution application to determine the dynamic response of a railway track*. Mechanical Systems and Signal Processing 9(6), 1995, pp. 707 – 708.
- [4] Martínez, J., De los Santos, M.A., Cardona, S. *A convolution method to determine the dynamic response in a railway track submitted to a moving vertical excitation*. Machine Vibration 4, 1995, pp. 142 – 146.
- [5] Iwnicki, S.D. *Handbook of railway vehicle dynamics*. Taylor and Francis Group. 2006.
- [6] López Pita, A. *Infraestructuras ferroviarias*. Edicions de la Universitat Politècnica de Catalunya. 2006.
- [7] Cardona, S., Jordi, L., Tejedó, J.L. *Análisis de la eficacia en el aislamiento de vibraciones de la fijación DFF: Estudio analítico*. Convenio GISA – UPC, 2004.
- [8] Lehnen, M.J., Valencia, J.B. *Los Angeles Metro Red Line Segment 3 – North Hollywood Extension: Trackwork Installation*. AREMA Annual Conference, 2001.

-
- [9] Reggio, E. *Informe técnico del cálculo mecánico y evaluación de las vibraciones para el FCMB – Línea 2*. CoopSette, 2001.
- [10] Grassie, S.L., Gregory, R.W., Harrison, D., Johnson, K.L., *The dynamic response of railway track to high frequency vertical excitation*. Journal of Mechanical Engineering Science 24(2), 1982, pp. 77 – 90.
- [11] Castellani, A. *Vibrations generated by rail vehicles: A mathematical model in the frequency domain*. Vehicle System Dynamics 34, 2000, pp. 153 – 173.
- [12] Belotserkovskiy, P.M. *Interaction between a railway track and uniformly moving tandem wheels*. Journal of Sound and Vibration 298(4), 2006, pp. 855 – 876.
- [13] Picoux, B., Rotinat, R., Le Houedec, D., Regoin, J.P., Quetin, F., Hamelin, J.P. *Modèle prédictif de propagation des vibrations à partir de véhicules ferroviaires se déplaçant à vitesse constante*. Acoustique and Techniques. 38, 2004, pp. 4 – 7.
- [14] Thompson, D.J, Monk-Steel, A.D., Jones, C.J.C., Allen, P.D., Hsu, S.S., Iwnicki, S.D. *Railway Noise: Curve Squeal, Roughness Growth, Friction and Wear*. Rail Research UK, 2003, pp. 1 – 51.
- [15] Fernández-Díaz, E. *Contribució a l'estudi de la detecció i l'anàlisi de les vibracions produïdes pels bogis d'un ferrocarril*. Tesis Doctoral. Universidad Politècnica de Catalunya, 2000.
- [16] Yan, W., Fischer, F. D. *Applicability of the Hertz contact theory to rail-wheel contact problems*. Archive of Applied Mechanics 70, 2000, pp. 255 – 268.
- [17] Thompson, D.J., Wu, T.X., Armstrong, T. *Wheel/rail rolling noise – The effects of non-linearities in the contact zone*. Tenth International Congress of Sound and Vibration. Suecia. 2003.
- [18] Steenberg, M.J.M. *The applicability of lumped wheel models in the analysis of dynamic wheel-rail contact for short-length rail irregularities*. Railway Engineering, Delft University of Technology, 2005.
- [19] Jenkins, H.H., Stephenson, J.E., Clayton, G.A., Morland, G.W., Lyon, D. *The effect of track and vehicle parameters on wheel/rail vertical dynamic forces*. The Railway Engineering Journal 3(1), 1974, pp. 2 – 16.
- [20] Shabana, A.A, Berzeri, M., Sany, J.R. *Numerical procedure for the simulation of wheel/rail contact dynamics*. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control. 123(2), 2001, pp. 168 – 178.



- [21] Shabana, A.A., Zaazaa, K.E., Escalona, J.L., Sany, J.R. *Development of elastic force model for wheel/rail contact models*. Journal of Sound and Vibration 269(1), 2004, pp. 295 – 325.
- [22] Shabana, A.A., Tobaa, M., Sugiyama, H., Zaazaa, K.E. *On the computer formulations of the wheel/rail contact problem*. Nonlinear Dynamics 40(2), 2005, pp. 169 – 193.
- [23] Wu, H., Wang, J. *Non-Hertzian conformal contact at wheel/rail interface*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Railroad Conference, 1995, pp. 137 – 144.
- [24] Remington, P., Webb, J. *Estimation of wheel/rail interaction forces in the contact area due to roughness*. Journal of Sound and Vibration 193(1), 1996, pp. 83 – 102.
- [25] Santos, F., Dos Santos, A.A., Bruni, F., Santos, L.T. *Evaluation of subsurface contact stresses in railroad wheels using an elastic half-space model*. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering 26(4), 2004, pp. 420 – 429.
- [26] Remington, P.J. *Wheel/rail rolling noise I: Theoretical Analysis*. Journal of the Acoustical Society of America. 81(6), 1987, pp. 1805 – 1823.
- [27] Tassilly, E. *Interaction dynamique voie/roue: Modèles existants et perspectives de recherche*. Revue Générale des Chemins de Fer 107, 1988, pp. 23 – 30.
- [28] Sheng, X., Li, M., Jones, C.J.C., Thompson, D.J. *Using the Fourier-series approach to study interactions between moving wheels and a periodically supported rail*. Journal of Sound and Vibration 303(3 – 5), 2007, pp. 873 – 894.
- [29] Telliskivi, T. *Wheel-rail interaction analysis*. Tesis Doctoral. Department of Machine Design. Royal Institute of Technology. Suecia. 2003.
- [30] Nielsen, J., Igeland, A. *Vertical dynamic interaction between train and track. Influence of wheel and track imperfections*. Journal of Sound and Vibration. 187(5), 1995, pp. 825 – 839.
- [31] Johansson, A., Nielsen, J. *Out-of-round railway wheels – wheel-rail contact forces and track response derived from field tests and numerical simulations*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Journal of Rail and Rapid Transit. 217(F), 2003, pp. 135 – 146.
- [32] Arnold, M. *The geometry of wheel-rail contact*. Proceedings of the First Workshop on Dynamics of Wheel-Rail Systems, Rostock. 1994.
- [33] Vermeulen, P.J., Johnson, K.L. *Contact of non-spherical bodies transmitting tangential forces*. Journal of Applied Mechanics. 31, 1964, pp. 338 – 340.

-
- [34] Kalker, J.J. *On the rolling contact for two elastic bodies in the presence of dry friction*. Tesis Doctoral. Delft University of Technology, Países Bajos. 1967.
- [35] Kalker, J.J. *Three dimensional elastic bodies in rolling contact*. Kluwer Academic, Dordrecht, 1990.
- [36] Kalker, J.J. *A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact*. Vehicle System Dynamics. 11(1), 1982, pp. 1 – 13.
- [37] Polach, O. *A fast wheel-rail forces calculation computer code*. Vehicle System Dynamics Supplement. 33, 1999, pp. 728 – 739.
- [38] Heckl, M.A. *Curve squeal of train wheels: Unstable modes and limit cycles*. The Royal Society. Proceedings: Mathematical, Physical and Engineering Sciences. 458(2024), 2002, pp. 1949 – 1965.
- [39] Pombo, J.C., Ambrósio, J.A.C. *Application of a wheel-rail contact model to railway dynamics in small radius curved tracks*. Multibody System Dynamics. 19(1), 2008, pp. 91 – 114.
- [40] Szolc, T. *Medium frequency dynamic investigation of the railway wheelset-track system using a discrete-continuous model*. Archive of Applied Mechanics. 68(1), 1998, pp. 30 – 45.
- [41] Szolc, T. *Simulation of dynamic interaction between the railway bogie and the track in the medium frequency range*. Multibody System Dynamics. 6(2), 2001, pp. 99 – 122.
- [42] Jin, X., Wen, Z., Xiao, X., Zhou, Z. *A numerical method for prediction of curved rail wear*. Multibody System Dynamics. 18(4), 2007, pp. 531 – 557.
- [43] Newton, S.G., Clark, R.A. *An investigation into the dynamic effects on the track of wheelflats on railway vehicles*. Journal of Mechanical Engineering Science 21, 1979, pp. 287 – 297.
- [44] Dings, P.C., Dittrich, M.G. *Roughness on Dutch railway wheels and rails*. Journal of Sound and Vibration 193(1), 1996, pp. 103 – 112.
- [45] Leissa, A.W. *Vibration of plates*. NASA SP – 160. 1969.
- [46] Dyer, I. *Moment impedance on plates*. The Journal of the Acoustical Society of America. 32(10), 1960, pp. 1290 – 1297.
- [47] Shah, A.H., Zhuang, W., Popplewell, N., Rogers, J.B.C. *Guided waves in thin-walled structural members*. Journal of Vibration and Acoustics. 123, 2001, pp. 376 – 382.



- [48] Benassi, L., Elliott, S.J. *The equivalent impedance of power-minimising vibration controllers on plates*. Journal of Sound and Vibration. 285, 2005, pp. 47 – 67.
- [49] Contreras, H. *Vibraciones en losas: Recomendaciones para reglamento*. Instituto de Ingeniería. Universidad Nacional Autónoma de México, 1977.
- [50] Cardona, S., Fernández-Díaz, E., De los Santos, M.A., Tejedo, J.L., *Simple model for the time history of the ground vibrations generated by underground trains as the means of monitoring the riding quality of the wheels of a bogie*. Vehicle System Dynamics Supplement 33, 2000, pp. 421 – 434.
- [51] Amick, H. *A frequency-dependent soil propagation model*. Conference on current developments in vibration control for optomechanical systems. Denver, Estados Unidos de América. 1999.
- [52] Amick, H., Gendreau, M. *Construction vibrations and their impact on vibration-sensitive facilities*. Sixth ASCE Construction Congress. Orlando, Estados Unidos de América. 2000.
- [53] Metrikine, A.V., Vrouwenvelder, A.C.W.M. *Surface ground vibration due to a moving train in a tunnel: Two-dimensional model*. Journal of Sound and Vibration. 234(1), 2000, pp. 43 – 46.
- [54] Sheng, X., Jones, C.J.C., Thompson, D.J. *Ground vibration generated by a harmonic load moving in a circular tunnel in a layered ground*. Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control. 22(2), 2003, pp. 83 – 96.
- [55] Sheng, X., Jones, C.J.C., Thompson, D.J. *Modelling ground vibration from railways using wavenumber finite and boundary- element methods*. Proceedings of the Royal Society. 461, 2005, pp. 2043 – 2070.
- [56] Forrest, J.A., Hunt, H.E.M. *A three-dimensional tunnel model for calculation of train-induced ground vibration*. Journal of Sound and Vibration. 294, 2006, pp. 678 – 705.
- [57] Degrande, G., Clouteau, D., Othman, R., Arnst, M., Chebli, H., Klein, R., Chatterjee, P., Janssens, B. *A numerical model for ground-borne vibrations from underground railway traffic based on a periodic finite element-boundary element formulation*. Journal of Sound and Vibration. 293, 2006, pp. 645 – 666.
- [58] Bracciali, A., Cascini, G. *Detection of corrugation and wheel flats of railway wheels using energy and cepstrum analysis of rail acceleration*. Proceedings of the Institution

- of Mechanical Engineers. *Journal of Rail and Rapid Transit*. 211(2), 1997, pp. 109 – 116.
- [59] Cardona, S., Jordi, L., Tejado, J.L. *Análisis de la eficacia en el aislamiento de vibraciones de la fijación DFF: Resultados experimentales*. Convenio GISA – UPC. 2004.
- [60] Lechowicz, S., Hunt, C. *Monitoring and managing wheel condition and loading*. Teknis Electronic and National Rail. 1999, pp. 1 – 35.
- [61] Lanza di Scalea, F., McNamara, J. *Measuring high-frequency wave propagation in railroad tracks by joint time-frequency analysis*. *Journal of Sound and Vibration*. 273, 2004, pp. 637 – 651.
- [62] Lanza di Scalea, F., McNamara, J. *Wavelet transform for characterizing longitudinal and lateral vibrations of railroad tracks*. *American Society for Nondestructive Testing*. 15, 2004, pp. 87 – 98.
- [63] Díaz de Villafranca, J.I. *Vibraciones generadas por planos de ruedas y la aplicación de su monitorización al transporte ferroviario*. XVI Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, León, España. 2004.
- [64] McHutchon, M., Staszewski, W.J., Schmid, F. *Signal processing for remote condition monitoring of railway points*. Blackwell Publishing Ltd. 41, 2005, pp. 71 – 85.
- [65] Glösmann, P., Kreuzer, E. *Monitoring of the nonlinear dynamics of railway wheelsets*. *Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics*. 5(1), 2005, pp. 499 – 500.
- [66] Glösmann, P., Kreuzer, E. *Track-monitoring of wheel-rail-systems*. *Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics*. 6(1), 2006, pp. 303 – 304.
- [67] Skarlatos, D., Karakasis, K., Trochidis, A. *Railway wheel fault diagnosis using a fuzzy-logic method*. *Applied Acoustics*. 65, 2004, pp. 951 – 966.
- [68] Martínez, J. *Impedància en direcció vertical. Sistema carril sobre la travessa i balast. Model de massa distribuïda*. Apuntes personales. 1992.
- [69] Martínez, J. *Propagació d'ones i càlcul de la impedància d'un carril recolzat sobre travesses i ballast. Model periòdic*. Apuntes personales. 1992.
- [70] Maia, N.M.M., Silva, J.M.M. *Theoretical and experimental modal analysis*. Research Studies Press. John Wiley and Sons. 1997.
- [71] Norton, R.L. *Diseño de máquinas. Primera Edición*. Prentice Hall. 1999.



- [72] Otero, J., Martínez, J., De los Santos, M.A., Cardona, S. *Modelo global de la dinámica de contacto rueda-carril para determinar la vibración de un punto del carril al paso de un tren*. Scientia et Technica. 13(34), 2007, pp 207 – 212.
- [73] Martínez, J. *Formulació recurrent per al càlcul de les receptàncies creuades*. Apuntes personales. 1994.
- [74] Proakis, J.G., Manolakis, D.G. *Tratamiento digital de señales. Principios, algoritmos y aplicaciones. Tercera Edición*. Prentice Hall. 1998.
- [75] Ifeachor, E.C., Jervis, B.W. *Digital signal processing. A practical approach. Second Edition*. Prentice Hall. 2002.
- [76] Martínez, J., Cardona, S., De los Santos, M.A., Otero, J. *Identification of wheel profile irregularities by means of the measured vibrations due to the passage of a train*. Proceedings of the TMT 2007 Conference. Hammamet, Tunisia, 2007.
- [77] Warburton, G.B. *The vibration of rectangular plates*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. 168(12), 1954, pp. 371 – 384.
- [78] Cardona, S., Cardona, J., Martínez, J., Otero, J., Romeu, J., De los Santos, M.A. *Estudi de les vibracions provocades per l'explotació de la Línia 9 a l'interior dels túnels i als edificis exteriors*. Primer informe de seguiment. Convenio IFERCAT – UPC, 2008.
- [79] Sato, Y., Ohishi, F., Ando, K., Miura, S. *Development of vibration-decreasing slab track of Type G and its practical use*. Quarterly Report of RTRI. 29(2), 1988, pp 51 – 55.
- [80] ISO 14837–1. *Mechanical vibration. Ground-borne noise and vibration arising from rail systems. Part 1: General guidance*. 2005.
- [81] UNE 25–122–75. *Carril UIC 54 de acero no tratado*. 1975.
- [82] Peña, M.P. *Tramos de ensayo de vía en placa en la línea del corredor del Mediterráneo para su explotación a alta velocidad. Diseño y construcción*. Revista de Obras Públicas. 3431, 2003, pp 57 – 68.
- [83] Clos, D. *Tractament de dades per a la monitorització per vibracions de l'estat de les rodes dels trens dels Ferrocarrils Metropolitans de Barcelona*. Proyecto Final de Carrera, Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona, 1991.
- [84] Gutowski, T.G., Dym, C.L. *Propagation of ground vibration: A review*. Journal of Sound and Vibration. 49(2), 1976, pp. 179 – 193.

-
- [85] ISO 10815. *Mechanical vibration. Measurement of vibration generated internally in railway tunnels by the passage of trains*. 1996.
- [86] Barkan, D.D. *Dynamics of bases and foundations*. McGraw-Hill. 1962.
- [87] Agulló, J., Cardona, S. *Anàlisi de senyals I. Dominis d'amplitud i temporal*. Edicions UPC. 1991.
- [88] Martínez, J., Puig, J. *Apunts d'Assaig de Màquines*. Publicación electrónica del Departament d'Enginyeria Mecànica. 2004.
- [89] ISO 2631-1. *Mechanical vibration and shock. Evaluation of human exposure to whole-body vibration. Part 1: General requirements*. 1997.
- [90] 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)*. 2003.
- [91] Cardona, S., Jordi, L., Tejedo, J.L. *Anàlisi de l'eficàcia en l'aïllament de vibracions de diverses fixacions*. Convenio FCMB – UPC, 2004.
- [92] Cardona, S., Jordi, L., Tejedo, J.L. *Mesura de l'eficàcia en l'aïllament de vibracions de la fixació DFF Railtech en la Línia 3 del FCMB*. Convenio FCMB – UPC, 2002.
- [93] Cardona, S., Tejedo, J.L. *Instalación de monitorizado por vibraciones para ferrocarriles metropolitanos*. Anales de Ingeniería Mecánica. 6(1), 1988, pp. 327 – 330.
- [94] Federal Transit Administration. *Transit noise and vibration impact assessment*. Department of Transportation, United States of America, 2006.
- [95] Cardona, S., Jordi, L. *Avaluació de l'impacte mediambiental de les vibracions produïdes pels trens del Ferrocarril Metropolità de Barcelona, en l'exploració de la prolongació de la Línia 2 entre les estacions Sant Antoni i Parc Logístic*. Convenio FCMB – UPC, 2007.
- [96] Cardona, S., Jordi, L., Tejedo, J.L. *Avaluació de l'impacte ambiental per vibració en el prolongació de la Línia 5*. Convenio UTE L5 HORTA – UPC, 2009.
- [97] Ley 16/2002 de Cataluña. *Protección contra la contaminación acústica*. Diario Oficial de la Generalitat de Cataluña 3675 del 11/07/2002.
- [98] Ley 7/1997 de Galicia. *Protección contra la contaminación acústica*. Diario Oficial de Galicia 159 del 20/08/1997.
- [99] Ley 37/2003. *Ley del ruido*. Boletín Oficial del Estado 276 de 17/11/2003.



- [100] Real Decreto 1513/2005. *Real Decreto por el que se desarrolla la Ley 37/2003 del Ruido, en lo referente a la evaluación y gestión del ruido ambiental.* Boletín Oficial del Estado 301 del 16/12/2005.
- [101] Real Decreto 1367/2007. *Real Decreto por el que se desarrolla la Ley 37/2003 del Ruido, en lo referente a la zonificación acústica, objetivos de calidad y emisiones acústicas.* Boletín Oficial del Estado 254 del 19/10/2007.

ANEXO A

Niveles de vibración en el entorno de la vía. Normativa y legislación actual

El control de los niveles de vibración máximos tolerados en las zonas aledañas de una vía ferroviaria, viene dado por la normativa internacional y por un conjunto de leyes y reglamentos tanto autonómicos como estatales. La normativa internacional establece diversas metodologías de medición y análisis de las vibraciones originadas al paso de un tren, así como también algunos procedimientos para evaluar su impacto ejercido sobre el entorno, y valores máximos admisibles de los niveles de vibración. No obstante, son las leyes y reglamentos quienes realmente establecen los límites máximos permitidos.

En tal sentido, en el ámbito regional existen leyes específicas [97, 98] que concretan las medidas necesarias para prevenir y corregir la contaminación acústica en general, mientras que en sus anexos se describe el procedimiento de cálculo a realizar, para estimar los niveles de inmisión de las vibraciones. Estos instrumentos legales son integrados, en el marco nacional, por una ley estatal [99] que establece los lineamientos requeridos para estimar los efectos de la contaminación acústica en la salud humana, en el equipamiento y bienes materiales, y en el medio ambiente.

El alcance de dicha ley estatal es complementado por un Real Decreto [100] que profundiza en ciertos aspectos, relacionados con las franjas horarias a considerar para la evaluación del ruido medioambiental, con planes de acción destinados a la reducción del impacto acústico, y con la definición de los indicadores de ruido y vibración así como también con su procedimiento de cálculo.

Recientemente se ha publicado un nuevo Real Decreto [101] que amplía la mencionada ley estatal en lo referente a la zonificación acústica, objetivos de calidad y emisiones acústicas. En el mismo se fijan niveles de emisión acústica en general y niveles de inmisión de vibraciones en el entorno, estableciendo el parámetro L_{aw} para cuantificar dicha inmisión y obtenido por medio de las directrices establecidas según la norma ISO 2632-2 [90]. La tabla

A.1 reproduce los objetivos de calidad acústica cuantificados en el Real Decreto, para diversos tipos de edificaciones que podrían ubicarse en el entorno de una línea metropolitana.

Tabla A.1. Valores límites de inmisión de vibraciones.

Tipo de edificación	L_{aw} [dB]
Vivienda o de uso residencial	75
Hospitalaria	72
Educativa o de uso cultural	72

Partiendo de lo estipulado por las herramientas legales anteriormente referidas, en el Capítulo VII se ha utilizado una metodología que permite estimar el nivel de vibración presente en el hastial del túnel al paso de un ferrocarril suburbano, para así poder confrontar los resultados derivados de la simulación con los valores admitidos por los estatutos y reglamentación, con el objetivo de determinar si un tren con irregularidades en la periferia de sus ruedas, produce vibraciones severas que puedan sobrepasar tales valores máximos y ocasionar molestias en su entorno cercano.

A.1. CÁLCULO DEL NIVEL DE INMISIÓN DE VIBRACIONES.

El método empleado para la determinación del nivel de inmisión de vibraciones L_{aw} , se ha desarrollado a partir de la adaptación del procedimiento detallado en la normativa y legislación actual, en el modelo de transmisión propuesto en el Capítulo VII. En primer lugar, se determina la señal de aceleración vertical de vibración de la losa, con la finalidad de filtrarla de acuerdo a un método frecuencial normalizado [90]. El filtrado corresponde al margen de frecuencias de interés comprendido entre 1 y 80 Hz, asociado al intervalo en el cual las personas presentan sensibilidad a las vibraciones, mientras que la frecuencia de muestreo se ha fijado en 2 kHz, atendiendo a la tipología de experimentación usada para la captación de medidas experimentales.

El primer filtro a emplear es de tipo Butterworth paso alto de segundo orden, diseñado para producir la respuesta más plana que sea posible hasta la frecuencia de corte, y para atenuar las componentes de baja frecuencia. La ecuación A.1 presenta la respuesta frecuencial del primer filtro, siendo f_{hp} la frecuencia de acotado del mismo.

$$|H_{hp}(f)| = \sqrt{\frac{f^4}{f^4 + f_{hp}^4}}; \quad f_{hp} = 0,7943 \text{ Hz} \quad (\text{A.1})$$

Seguidamente, un filtro Butterworth paso bajo de segundo orden es utilizado para atenuar las componentes de alta frecuencia de la señal, atendiendo a la formulación de respuesta frecuencial establecida en la ecuación A.2, en la que f_{lp} es la frecuencia de acotado del filtro.

$$|H_{lp}(f)| = \sqrt{\frac{f_{lp}^4}{f^4 + f_{lp}^4}}; \quad f_{lp} = 100 \text{ Hz} \quad (\text{A.2})$$



Para culminar con la etapa previa de filtrado, se aplica un filtro de ponderación en frecuencia, que representa la atenuación que se debe realizar en los diversos componentes frecuenciales de la señal de aceleración vertical, de manera tal que se de más peso a aquellos componentes en los cuales las personas son más sensibles a la vibración. La ecuación A.3 muestra la función de respuesta frecuencial de este último filtro.

$$|H_{fw}(f)| = \sqrt{\frac{f_{fw}^4}{f^4 + f_{fw}^4}}; \quad f_{fw} = 5,684 \text{ Hz} \quad (\text{A.3})$$

Basándose en lo anterior, la función de transferencia $H_{AcFil}(f)$ asociada a esta fase de filtrado de la señal de aceleración vertical de vibración, viene dada por el producto de los tres filtros previamente definidos, según lo expuesto a través de la ecuación A.4.

$$H_{AcFil}(f) = H_h(f) \cdot H_{plp}(f) \cdot H_{fw}(f) \quad (\text{A.4})$$

Por otra parte, cuando se trabaja con niveles de vibración, se puede utilizar la ponderación del espectro de valor eficaz de la señal de aceleración, de acuerdo a un factor de ponderación W_m para cada banda de 1/3 de octava. La tabla A.2 resume los valores asociados a dicho factor para la frecuencia central f_c de cada banda, empleados para el filtrado de la aceleración vertical de vibración en el Capítulo VII.

Tabla A.2. Valores del factor de ponderación W_m .

f_c [Hz]	W_m	f_c [Hz]	W_m	f_c [Hz]	W_m	f_c [Hz]	W_m
1	0,833	5	0,75	25	0,22	125	0,0241
1,25	0,907	6,3	0,669	31,5	0,176	160	0,0133
1,6	0,934	8	0,582	40	0,14	200	0,0069
2	0,932	10	0,494	50	0,109	250	0,0035
2,5	0,91	12,5	0,411	63	0,0834	315	0,0018
3,15	0,872	16	0,337	80	0,0604	400	0,0009
4	0,818	20	0,274	100	0,0401	---	---

Considerando el modelo de transmisión establecido y la ponderación exponencial detallada en la sección 7.1.5, se determina la historia temporal del valor eficaz de la señal de aceleración de vibración $\ddot{y}_{RMS}(t)$ para cada banda de 1/3 de octava. A partir de esta última, se calcula el valor eficaz ponderado $\ddot{y}_{RMS} \Big]_w$ mediante el proceso de filtrado previamente descrito, combinando los valores cuadráticos medios para cada banda. Seguidamente, se obtiene el nivel de inmisión L_{aw} por medio de la ecuación A.5, donde a_0 corresponde a la aceleración de referencia.

$$L_{aw} = 20 \log \frac{\ddot{y}_{RMS} \Big]_w}{a_0}; \quad a_0 = 10^{-6} \text{ m/s}^2 \quad (\text{A.5})$$

En el caso de que se esté analizando una señal captada experimentalmente, la legislación en vigor [97, 101] propone aplicar una corrección del nivel de inmisión dependiendo de cuál sea el nivel de vibración residual $L_{aw,res}$, entendiéndose como tal el nivel de vibración estimado cuando las fuentes vibratorias evaluadas no están presentes. Durante el funcionamiento normal de una vía metropolitana, esta situación se da cuando no existe el paso de un tren. Atendiendo a la tipología del nivel de inmisión de vibraciones, la reglamentación establece tres correcciones específicas:

- Si el nivel L_{aw} es superior al nivel de vibración residual $L_{aw,res}$ en más de 10 dB, no se realiza ninguna corrección ya que el nivel residual es más pequeño que el nivel de inmisión evaluado.
- Si el nivel L_{aw} es entre 3 y 10 dB superior al nivel de vibración residual $L_{aw,res}$, se debe elaborar la corrección planteada en la ecuación A.6, en la que $L_{aw,cor}$ representa el nivel de inmisión de vibraciones corregido.

$$L_{aw,cor} = 10 \log(10^{L_{aw}/10} - 10^{L_{aw,res}/10}) \quad (\text{A.6})$$

- Si el nivel L_{aw} es superior al nivel de vibración residual $L_{aw,res}$ en menos de 3 dB, no se aplica ninguna corrección pero se hace constar el valor de ambos niveles. De esta forma se pone de manifiesto que la aportación de la fuente vibratoria es despreciable, con respecto al nivel de vibración residual.

Como valor representativo de la magnitud de vibración se ha considerado el máximo valor del nivel de inmisión, asociado a la mayor amplitud del valor eficaz de la señal de aceleración de vibración $\ddot{y}_{RMS}(t)$, para así comparar dicho máximo nivel con los valores límites establecidos por la legislación competente.

A.2. DETERMINACIÓN DE LOS NIVELES DE VIBRACIÓN EN EDIFICACIONES CERCANAS A UNA VÍA SUBURBANA.

En el Capítulo VII se ha usado un procedimiento de propagación propuesto en el manual de la Federal Transit Administration (Administración Federal de Tránsito) de los Estados Unidos [94]. Si bien es cierto que el mismo no es una normativa, su carácter de manual de un organismo oficial así como también su amplia utilidad práctica, le confieren un interés especial y un procedimiento aceptable. Tal método consiste en un compendio de lineamientos destinados a la evaluación de los efectos de ruido y vibraciones, en edificios y estructuras próximas a sistemas de transporte terrestre, centrándose en el de tipo ferroviario a nivel de superficie, elevado o subterráneo, además del transporte de vehículos que circulan en carreteras. Con el propósito de estimar el nivel de inmisión de vibraciones en edificios, el manual aporta dos procedimientos diferenciados.

El primero de ellos es un método generalista basado en el empleo de curvas de atenuación de vibraciones especificadas mediante el valor eficaz de la velocidad de vibración, en función de la distancia respecto a la fuente, la cual puede ser una línea ferroviaria, una carretera o una autopista. Se proponen tres curvas distintas, mostradas en la figura A.1, una para trenes de carga o de pasajeros con tracción por locomotora, una segunda para a tránsito ferroviario



ligero como el de tipo suburbano o tranvías, y finalmente una tercera para tráfico por carretera.

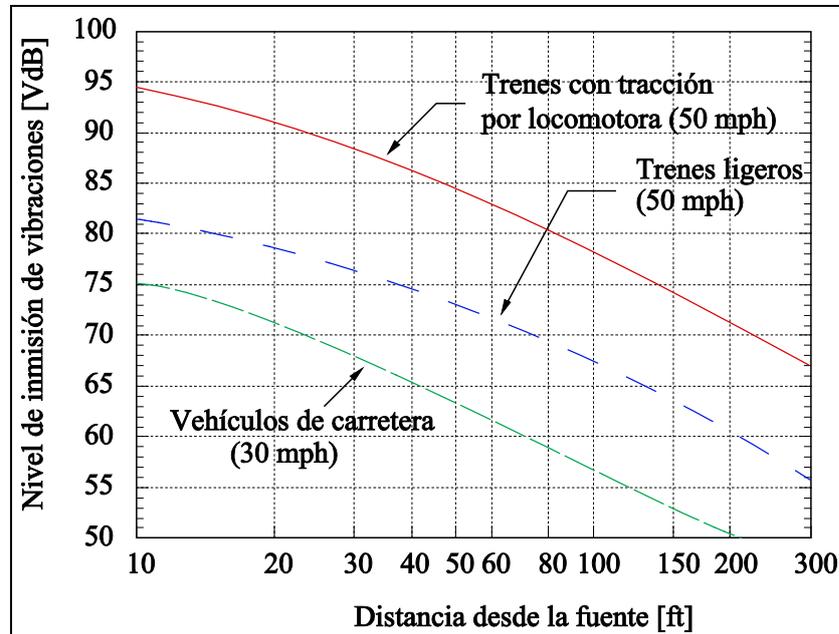


Figura A.1. Curvas de atenuación de vibraciones.

A partir de las curvas descritas se puede estimar el nivel de inmisión aplicando diversas correcciones, que vienen dadas en función de múltiples parámetros que influyen en la inmisión, y que se encuentran tabulados en el mencionado manual. En general, se describen tres tipos de factores concretos: los factores asociados a la generación de vibraciones, los factores vinculados con la propagación de vibración y los factores referidos a las características de la edificación receptora de la edificación.

El segundo método, corresponde a un procedimiento que combina una parte analítica con una experimental, y que puede ser empleado cuando las vibraciones pueden afectar edificios e instalaciones de alta perceptibilidad, como salas de audición, teatros, o laboratorios de instrumentación sensible a las vibraciones. De igual forma, es aplicable cuando los niveles de inmisión estimados con la primera metodología descrita, superan los valores máximos admisibles y por consiguiente es necesario realizar un estudio más detallado, con la finalidad de determinar con más precisión los mencionados niveles.

En ambas situaciones se busca una mayor cantidad de información para la toma de decisiones, sobre si cabe considerar soluciones específicas para mitigar los niveles de vibración. Para ello, el método establece sugerencias para calcular en función de la frecuencia, normalmente en bandas de tercio y octava, el nivel de fuerza vibratoria por unidad de longitud que presenta la infraestructura ferroviaria, causada por el paso de un tren completo. Dicho nivel, denominado por el manual como densidad de fuerza, se puede hallar a partir de un modelo analítico como el descrito en el Capítulo III, o por medio de medidas experimentales realizadas en líneas ferroviarias equivalentes.

Adicionalmente se establecen recomendaciones teóricas y experimentales, destinadas a la determinación de la función de transferencia que relaciona la densidad de fuerza con el nivel de vibración en la cimentación del edificio, así como también sugerencias para analizar el acoplamiento entre el terreno y la fundación de la estructura, las condiciones de propagación en el interior de la misma, y la posible amplificación en zonas particulares especialmente en los cimientos.

El manual también incluye una recopilación de criterios de impacto ambiental en forma de niveles admisibles de vibración, en función de la utilización de las edificaciones y de la frecuencia de paso de los ferrocarriles o vehículos. De manera análoga al Real Decreto anteriormente citado [101], se catalogan a las estructuras en tres categorías de uso diferenciadas: edificios donde se realizan actividades de especial sensibilidad a las vibraciones como hospitales o laboratorios de investigación, edificios residenciales, y edificios de oficinas y comerciales.

Asimismo, se establecen niveles límites especiales para auditorios, teatros y centros similares; además de sugerir metodologías de evaluación del impacto ambiental, provocado por el ruido y las vibraciones originadas durante la construcción de nuevas infraestructuras de transporte.

Finalmente y de manera ilustrativa, se describe la relación existente entre los niveles de vibración medidos en una edificación de uso residencial con la respuesta de sus ocupantes, a través de la figura A.2. La misma ha sido definida a partir de medidas experimentales contrastadas con la opinión subjetiva de los residentes, quienes han afirmado que una vibración de tipo claramente perceptible no es aceptable en una vivienda.

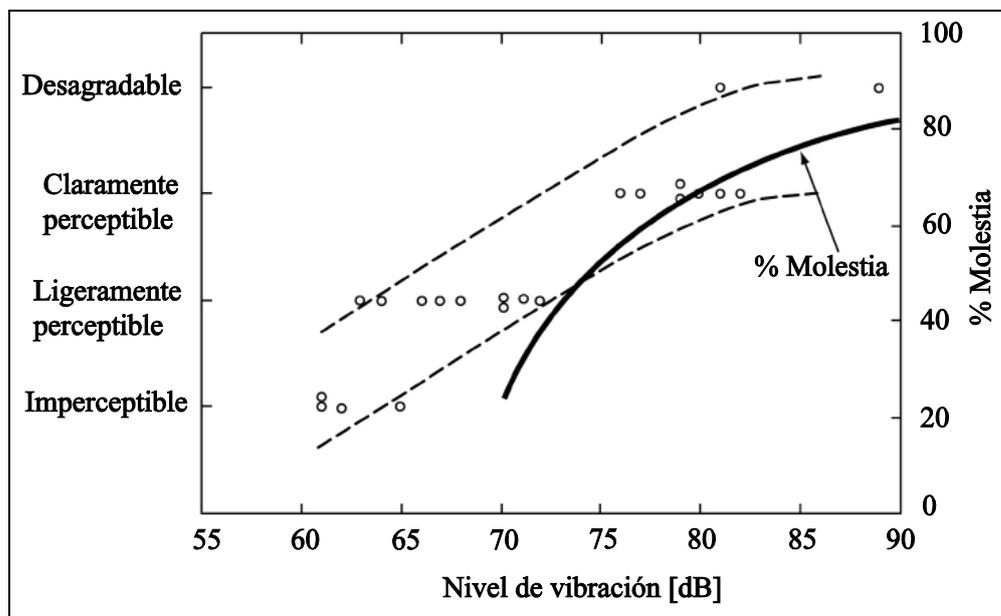


Figura A.2. Respuesta humana a las vibraciones presentes en una vivienda.

La gráfica muestra además el porcentaje de personas afectadas por las vibraciones originadas por el paso de un ferrocarril ligero, demostrando que para niveles de vibración



comprendidos entre 75 y 80 dB se presentan molestias e incomodidades notables en los habitantes, lo cual se asemeja a los niveles de inmisión límites especificados en la tabla A.1.

A.2.1. Nivel de vibración en una edificación próxima a una vía ferroviaria.

Con el objetivo de estimar el nivel de inmisión de vibraciones presente en un edificio situado cerca de los mencionados tramos ferroviarios, se ha empleado el primer método expuesto en el apartado anterior, y reflejado en el manual de la Administración General de Tránsito. No se ha utilizado la segunda metodología descrita, puesto que para ello es necesario modelar con precisión la interacción dinámica entre el suelo y la cimentación, a través de procedimientos más complejos basados, por ejemplo, en la teoría de elementos finitos o de contorno.

Partiendo de la familia de curvas base detallada en la figura A.1, se han usado los factores de ajuste descritos en la tabla A.3, con la finalidad de determinar una proyección de los niveles de vibración presentes en el interior de un edificio. La mayoría de estos parámetros de ajuste han sido definidos a partir del espectro frecuencial de diversas fuentes de vibración, así como también de distintas tipologías experimentales de propagación de vibración en el dominio de la frecuencia.

Tabla A.3. Factores de ajuste a la curva base de propagación.

Factores asociados a la generación de vibraciones		
<i>Parámetro considerado</i>	<i>Ajuste a la curva base</i>	
Velocidad de circulación	Velocidad del ferrocarril	Velocidad de referencia (80 km/h)
	96 km/h	+ 1,6 dB
	80 km/h	0 dB
	64 km/h	- 1,9 dB
	48 km/h	- 4,4 dB
	32 km/h	- 8 dB
	16 km/h	- 10,7 dB
Características del vehículo		
(Ajuste no aditivo, se emplea únicamente el valor mayor)		
Suspensión primaria rígida	+ 8 dB	
Ruedas resistentes	0 dB	
Ruedas desgastadas o con un plano	+ 10 dB	
Estado de la banda de rodadura de las ruedas y condiciones de la vía		
(Ajuste no aditivo, se emplea únicamente el valor mayor)		

Carril desgastado o corrugado	+ 10 dB		
Tramo de vía en pruebas	+ 10 dB		
Tramos de vía con juntas o desigualdades	+ 5 dB		
Características de la vía y tipología de la fijación			
(Ajuste no aditivo, se emplea únicamente el valor mayor)			
Vía apoyada sobre losa flotante	- 15 dB		
Vía convencional con balasto	- 10 dB		
Vía con sujetadores de alta resistencia	- 5 dB		
Factores asociados a la propagación de vibraciones			
Apoyo rígido de la vía	- 10 dB		
Configuración de la vía			
(Ajuste no aditivo, se emplea únicamente el valor mayor)			
Tipo de estructura ferroviaria	Vía elevada: - 10 dB		
	Vía a nivel del terreno: 0 dB		
	Vía subterránea perforada y con relleno: - 3 dB		
	Estación de una vía subterránea: - 5 dB		
	Vía subterránea construida en suelo rocoso: - 15 dB		
Efectos de propagación al suelo			
Condiciones geológicas del terreno	Propagación eficiente a través del suelo: + 10 dB		
	Propagación a través de una estratificación rocosa del suelo	Distancia	Ajuste
		15,25 m	+ 2 dB
		30,5 m	+ 4 dB
		45,75 m	+ 6 dB
	60 m	+ 9 dB	
	Cimentación en roca: 0 dB		
	Viviendas con estructura de madera: - 5 dB		



Acople del terreno con la cimentación	Bases de mampostería sencilla: – 7 dB Bases de mampostería: – 10 dB Pilotes de mampostería: – 10 dB Pilotes anchos de mampostería: – 13 dB
Factores asociados al receptor de las vibraciones	
Atenuación entre pisos	Entre el primer y el quinto piso: – 2 dB/piso Entre el sexto y el décimo piso: – 1 dB/piso
Amplificación debida a las resonancias de las paredes y pisos	+ 6 dB

La tabla anterior pone de manifiesto los criterios considerados para la selección de los parámetros de ajuste. Por ejemplo, en lo referido a las características del vehículo ferroviario, el ajuste asociado a un coche con una suspensión primaria rígida, se debe a que diversos modelos del mismo pueden presentar una frecuencia vertical mayor a 15 Hz; mientras que las ruedas resistentes no contribuyen a la generación de vibraciones ubicadas por encima de 80 Hz o el umbral frecuencial límite de percepción humana. Respecto a los factores relacionados con el receptor de vibraciones, se consideran los mecanismos de dispersión y atenuación de la energía de vibración, así como también la forma en que se propaga a través de la edificación, y la amplificación debida a la excitación de las frecuencias propias de sus paredes y pisos.