



Influencia de los pasajeros en la mejora del confort en trenes de alta velocidad con Actuadores Apilados Piezoeléctricos

Eduardo Palomares Novalbos¹ y Stefano Bruni²

¹ Departamento de Mecánica Aplicada e Ingeniería de Proyectos, Universidad de Castilla-La Mancha, Ciudad Real, España
Eduardo.Palomares@uclm.es

² Dipartimento di Meccanica, Politecnico di Milano, Milano, Italy, Stefano.Bruni@polimi.it

En la actualidad, la tendencia hacia trenes cada vez más rápidos y ligeros hace que mantener los niveles de confort y seguridad sea un reto para los ingenieros. El diseño de las cajas actuales, más ligeras y sofisticadas tiene como consecuencia acercar las frecuencias fundamentales de la estructura a la zona más sensible para el confort de las personas. La reducción de las vibraciones que perciben los pasajeros se puede abordar desde distintas partes del tren, por ejemplo, las suspensiones primaria y secundaria o actuando directamente sobre la propia estructura. La ventaja de esta última solución reside en la actuación directa sobre el sistema y su influencia residual sobre la dinámica del tren.

La incorporación a la caja de actuadores apilados piezoeléctricos (APZT) conectados a circuitos derivativos, se ha mostrado en trabajos anteriores como una opción factible para disminuir las vibraciones debidas a los modos flexibles de la caja. Los APZT junto a los circuitos derivativos, permiten aumentar el amortiguamiento estructural de manera pasiva, transformando la deformación mecánica inducida en desplazamiento de carga eléctrica y finalmente en fuerza. Cuando el circuito derivativo se sintoniza a la frecuencia del modo de vibración que se pretende amortiguar, se consigue maximizar la actuación de los APZT.

Por otro lado, la reducción de peso de la estructura ha propiciado que los propios pasajeros sean importantes e influyentes en el comportamiento vibratorio de la caja. En la literatura, se ha demostrado que actúan como absorbentes dinámicos, aumentando el amortiguamiento modal de los primeros modos flexibles. Esto significa menores niveles de vibración a estas frecuencias y por tanto un mejor confort de los pasajeros, aunque la reducción depende del número de pasajeros y su posición.

En este trabajo, se evalúa la capacidad de los APZT junto a circuitos derivativos bajo distintos estados de carga en el coche. Se han realizado simulaciones de un sistema mecánico equivalente de un tren y se han añadido pasajeros simplificados como sistemas mecánicos de un grado de libertad, además se han modelado el comportamiento electromecánico de los APZT y se ha incluido en el modelo. Los resultados muestran que el aumento de amortiguamiento del primer modo flexible de la estructura debido a los pasajeros tiene como consecuencia un deterioro de la capacidad de los APZT para mitigar vibraciones. Por tanto, según sean las condiciones de trabajo, el empleo de APZT junto a circuitos derivativos puede no estar justificado.

1. Introducción

Los avances tecnológicos e ingenieriles actuales permiten diseñar trenes cada vez más ligeros, rápidos y respetuosos con el medio ambiente, pero a su vez mantener el nivel de confort se convierte en un reto cada vez más exigente. Por esta razón, el estudio y mejora del confort involucra a investigadores, fabricantes de material rodante y operadores ferroviarios por igual. Las cajas actuales, cada vez más ligeras, también han aumentado su comportamiento como estructuras flexibles, lo que ha desplazado a sus principales modos de vibración al rango de frecuencias de 6-20 Hz, que corresponde con el rango más sensible para el cuerpo humano [1].

Para la evaluación del confort en vehículos ferroviarios, se sigue la norma UNE-EN 12299 [2], en concreto se debe de determinar en mediante un ensayo sin pasajeros (tara). Aunque sugiere alguna prueba con pasajeros, éstas tienen unas directrices poco definidas y en general no suelen realizarse por parte de los fabricantes. El ensayo en tara permite asignar un determinado confort al vehículo donde irán pasajeros cuya influencia no ha sido tenida en cuenta y está ampliamente demostrada.

Nagai et al. [3] y Tomioka et al. [4] comprobaron que las personas se comportan como absorbores dinámicos de vibraciones (ADV) y pueden ser modeladas como sistemas de un grado de libertad formados por una masa, un muelle y un amortiguador. Además, validaron experimentalmente la influencia de los pasajeros sobre el amortiguamiento del primer modo flexible de la estructura en un vehículo ferroviario ya que, la frecuencia natural de los ADVs se encuentra en el rango de 5.5-7.0 Hz, el cual es próximo al habitual donde se puede encontrar el primer modo flexible de la caja (≈ 8 Hz). Posteriormente, Morales et al. [5] realizaron ensayos experimentales en las instalaciones del fabricante de material rodante Patentes Talgo concluyendo que la influencia de los pasajeros es más cercana a la de un ADV que como una masa adicional y que, aunque no afectan significativamente a las formas de los modos, su ubicación en el suelo sí determina la capacidad de atenuación de las vibraciones.

A pesar de quedar patente la influencia dinámica de los pasajeros, los esfuerzos por reducir las vibraciones siempre han ido orientados a optimizar las suspensiones pasivas [6,7] o proponer suspensiones semi-activas o activas sofisticadas [8,9], pero sin tener en cuenta a los pasajeros, principalmente por la no obligatoriedad de incluirmos en las homologaciones.

Otra solución para mitigar la vibración estructural de la caja es emplear actuadores PZT (APZT) acoplados a ella. Los APZT conectados a circuitos derivativo permiten aumentar el amortiguamiento estructural al convertir parte de la energía de vibración en energía térmica. Los circuitos derivativos o de resistencia-inductancia (RL) se basan en una inductancia sintética y una resistencia que permiten sintonizar la frecuencia y el amortiguamiento del circuito, respectivamente. En esta línea de investigación, se encuentran los trabajos de Takigami et al. que validaron esta aplicación primero en una maqueta del tren japonés Shinkansen [10] y posteriormente en un tren real [11], consiguiendo reducir las vibraciones de hasta el 30% con un aumento de masa del 2.4%. Otros autores como Kamada et al. [12] han desarrollado circuitos RL más complejos que permiten reducir las vibraciones de varios modos estructurales simultáneamente, aunque destacan que la capacidad de estos circuitos puede verse afectada cuando la frecuencia de vibración (debida a la variación de la masa del coche) difiere de seleccionada para el diseño del circuito.

En este trabajo, se ha simplificado un vehículo ferroviario mediante un modelo mecánico unidimensional con el objetivo de estudiar la capacidad de los APZT conectados a circuitos derivativos RL para mitigar las vibraciones de la caja cuando está cargado de pasajeros. Se ha realizado una comparativa a distintas velocidades que demuestra que el confort en los vehículos ferroviarios debe evaluarse no solo en tara, sino también teniendo en cuenta a los pasajeros, y que los sistemas para reducir las vibraciones deben diseñarse no solo para la condición de tara.

2. Modelo dinámico

2.1. Descripción del modelo mecánico

La Figura 1 muestra el modelo mecánico empleado en las simulaciones. Este modelo corresponde a una simplificación del tren del fabricante Talgo, caracterizado por una caja apoyada sobre un bogie y colgada de la caja contigua. En este trabajo se ha propuesto un modelo 1D ya que se considera lo suficientemente preciso para validar las hipótesis que se plantean, aunque en trabajos futuros se validará en un software comercial de simulaciones multicuerpo como es el VI-Rail y se cosimulará junto con MATLAB-Simulink la interacción de los pasajeros con la caja flexible.

La caja en el modelo 1D se ha simplificado como una viga de Euler-Bernoulli de longitud l , considerándose los desplazamientos verticales $z(x, t)$ inducidos por los modos rígidos y flexibles, e incluyendo también los desplazamientos verticales de los bogies delantero y trasero (z_{bd} y z_{bt} respectivamente). Las ruedas se han asumido rígidas, de manera que las irregularidades de la vía son recibidas directamente por la suspensión primaria (z_{wi}), modelada como un conjunto muelle-amortiguador de rigidez k_p y amortiguamiento c_p . Los bogies, de masa m_b , se encuentran apoyados en los extremos de la caja. Para el modelado de las suspensiones neumáticas

secundarias se ha empleado el modelo propuesto por Naoteru y Nishimura que se define con los parámetros k_1, k_2, k_3 y c [13]. Las suspensiones secundarias son las encargadas de conectar las masas de los bogies y de la caja (m_c).

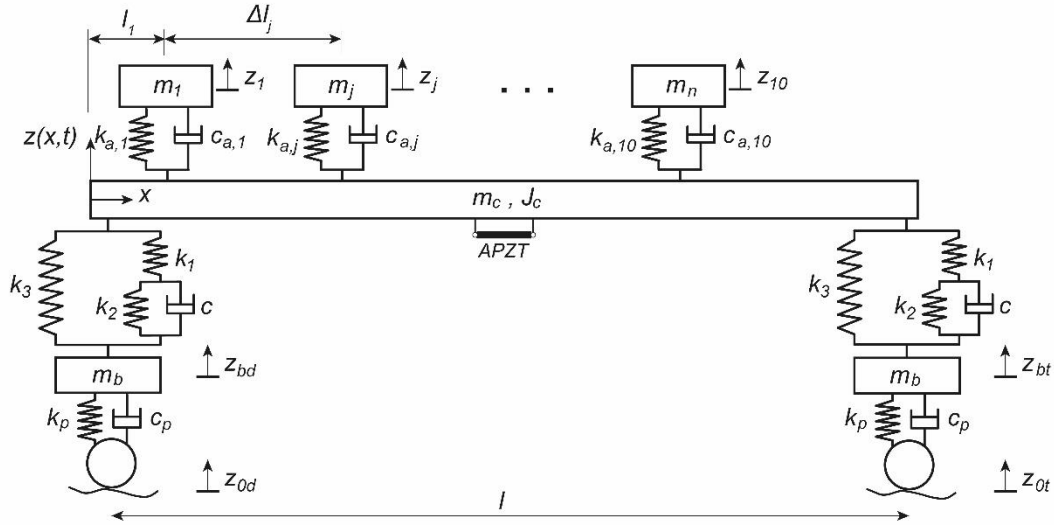


Figura 1: Modelo de coche flexible con pasajeros modelados como absorbentes de vibraciones.

El coche consta de diez filas con cinco asientos cada una tal y como se aprecia en la Figura 2. Debido a la simplificación realizada en el modelo, los pasajeros de cada fila (j) se han modelado como un ADV de masa m_j , rigidez $k_{a,j}$, amortiguamiento $c_{a,j}$, colocado a una distancia l_j de la parte delantera de la caja. La masa total de cada fila m_j corresponde a la suma de las masas de todos los pasajeros de dicha fila j , de manera que, tomando los valores propuestos por Nagai *et al.* [3] de frecuencia natural (5.5 Hz) y el coeficiente de amortiguamiento (0.24), se puede obtener la rigidez k_j y amortiguamiento c_j correspondiente. En este trabajo, se ha estudiado un único de estado de carga que corresponde con el caso de donde todos los asientos están ocupados, por tanto, en cada fila hay cinco pasajeros a los cuales se les ha asignado una masa de 70 kg ($m_j = 350$ kg) que representa la masa media de una persona adulta en España.

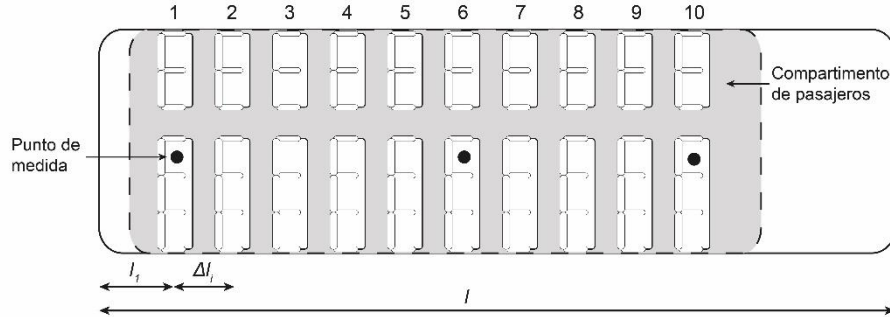


Figura 2: Puntos de medida especificados en EN-12299.

Partiendo de la ecuación diferencial característica de una viga deformada y definiendo $W_i(x)$ y $q_i(t)$ como la función de forma y coordenada modal del modo i -ésimo (siendo $i = 1, 2$ para el bote y cabeceo, respectivamente, y el resto los modos característicos para condiciones de contorno libre-libre), y trabajando la expresión como se hace de manera general, se obtiene la ecuación de movimiento

$$\ddot{q}_i + 2\xi_i\omega_i\dot{q}_i + \omega_i^2 q_i = -\frac{W_i(0)}{m_i}F_d - \frac{W_i(l)}{m_i}F_t + \sum_{j=1}^p \frac{W_i(l_j)}{m_i}F_j, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (1)$$

donde m_i es m_c (masa de la caja) para $i = 1, 3, 4, \dots, n$ y J_c (inercia de la caja) para $i = 2$; ω_i es la frecuencia modal y ξ_i es el amortiguamiento modal para cada modo i ; F_d y F_t corresponden con las fuerzas ejercidas por las suspensiones secundarias delantera y trasera, respectivamente; y F_j es la fuerza debida a los pasajeros de la fila j .

Como se muestra en la Figura 1, se han acoplado los APZT mediante unos brazos rígidos a la parte inferior de la caja siendo l_a la distancia de los APZT a la fibra neutra de la viga que representa la caja. El alargamiento Δ de cada APZT se calcula como el producto de l_a por la rotación relativa de las secciones de viga situadas en las coordenadas x_1 y x_2 que definen la posición de los APZT en la caja, situadas simétricamente en torno al centro de la carrocería $x = l/2$. Atendiendo a la ecuación de la viga de Euler-Bernoulli, teniendo en cuenta únicamente los

dos primeros modos flexibles de la caja y considerando la rotación relativa de las dos secciones en x_1 y x_2 , se obtiene la deformación de los APZT

$$\Delta = l_a [(W'_1(x_2) - W'_1(x_1))q_3 + (W'_2(x_2) - W'_2(x_1))q_4]$$

Por último, la fuerza total F_q generada por todos (n_{APZT}) APZT y que es una fuerza generalizada que actúa a lo largo de la coordenada q_i se escribe como

$$F_{q,i} = n_{APZT} l_a (W'_i(x_2) - W'_i(x_1)) F$$

Una vez definida la dinámica por separado de los distintos elementos del modelo, se pueden escribir las ecuaciones de movimiento del coche completo (Figura 1) donde los subíndices d y t hacen referencia a las zonas delantera y trasera, respectivamente:

$$\begin{cases} m_c \ddot{z}_c = & -F_d - F_t \\ J_c \ddot{\theta}_c = & F_d l/2 - F_t l/2 \\ m_b \ddot{z}_{bd} = & -k_b(z_{bd} - z_{0d}) - c_p(\dot{z}_{bd} - \dot{z}_{0d}) + F_d \\ m_b \ddot{z}_{bt} = & -k_b(z_{bt} - z_{0t}) - c_p(\dot{z}_{bt} - \dot{z}_{0t}) + F_t \\ \dot{F}_d = & (1/c_d)[-F_d(k_1 + k_2) + (k_1 k_2 + k_1 k_3 + k_2 k_3)z_{cbd} + c_d(k_1 + k_3)\dot{z}_{cbd}] \\ \dot{F}_t = & (1/c_t)[-F_t(k_1 + k_2) + (k_1 k_2 + k_1 k_3 + k_2 k_3)z_{cbt} + c_t(k_1 + k_3)\dot{z}_{cbt}] \\ \ddot{q}_3 = & -2\xi_1 \omega_1 \dot{q}_3 - \omega_1^2 q_3 - \frac{W_3(0)}{m_c} F_d - \frac{W_3(l)}{m_c} F_t + \frac{F_{q,3}}{m_c} + \sum_{j=1}^p \frac{W_3(l_j)}{m_c} F_j \\ \ddot{q}_4 = & -2\xi_2 \omega_2 \dot{q}_4 - \omega_2^2 q_4 - \frac{W_4(0)}{m_c} F_d - \frac{W_4(l)}{m_c} F_t + \frac{F_{q,4}}{m_c} + \sum_{j=1}^p \frac{W_4(l_j)}{m_c} F_j \end{cases}$$

siendo J_c la inercia de cabeceo del coche, z_{0d} y z_{0t} los perfiles de las irregularidades de la vía en las ruedas delanteras y traseras respectivamente y z_{cbd} y z_{cbt} los desplazamientos relativos de los muelles de aire, delantero y trasero, respectivamente:

$$\begin{cases} z_{cbd} = z_c - \theta_c l/2 - z_{bt} + W_3(0)q_3 + W_4(0)q_4 \\ z_{cbt} = z_c + \theta_c l/2 - z_{bd} + W_3(l)q_3 + W_4(l)q_4 \end{cases}$$

2.2. Modelo mecánico-eléctrico de APZT conectado a un circuito RL

El comportamiento electromecánico de los APZT se describe mediante sus ecuaciones constitutivas (2) que relacionan el voltaje (V) y la fuerza (F) aplicada con la carga eléctrica (Q) y el desplazamiento mecánico (Δ). Las constantes que aparecen en la ecuación corresponden a propiedades del material y son: la constante de rigidez a cortocircuito (K_a), la capacitancia (C) y el coeficiente de acoplamiento electromecánico (k) y la constante piezoeléctrica (d_{33}). En esencia, estas ecuaciones muestran que el comportamiento del material piezoeléctrico está determinado por su capacidad para convertir energía eléctrica en mecánica y viceversa, teniendo en cuenta las propiedades específicas del material, como su rigidez y capacitancia. Las características de los APZT empleados corresponden con el modelo Pst1000/35/200VS45 del fabricante PIEZOMECHANIK que previamente se han usado en el trabajo [15]

$$\begin{bmatrix} V \\ F \end{bmatrix} = \frac{K_a}{c(1-k^2)} \begin{bmatrix} 1/K_a & -d_{33} \\ -d_{33} & C \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q \\ \Delta \end{bmatrix} \quad (2)$$

Cuando se conecta un APZT a un circuito derivativo o *shunt*, las ecuaciones constitutivas se modifican para incluir los efectos del circuito eléctrico (Ec. 3). El circuito *shunt* puede ser utilizado para amortiguar las vibraciones en aplicaciones prácticas, generalmente en estructuras flexibles. El circuito derivativo que se emplea en este trabajo es del tipo RL, de modo que se conecta en serie una resistencia y una inductancia, siendo esta última generada de manera sintética en la práctica [14]. Las ecuaciones completas quedan como:

$$\begin{cases} L\ddot{Q} + R\dot{Q} + \frac{1}{C}Q = -V(t) = \frac{-1}{c(1-k^2)}Q + \frac{d_{33}K_a}{c(1-k^2)}\Delta \\ F = \frac{K_a}{c(1-k^2)}[d_{33}Q + C\Delta] \end{cases} \quad (3)$$

Las simulaciones del modelo de vehículo ferroviario se han realizado con los valores de los parámetros recopilados en la Tabla 1.

Tabla 1: Parámetros del coche.

m_c	[kg]	$11.5 \cdot 10^3$	n	[-]	1.4
m_b	[kg]	700	pa	[bar]	1.0
J_c	[kg·m ²]	$1.25 \cdot 10^5$	p_0 (tara)	[bar]	5.4

k_p	[N/m]	$4 \cdot 10^6$	p_0 (completo)	[bar]	6.7
c_p	[N·s/m]	$5 \cdot 10^4$	T_0	[K]	298.0
l	[m]	13	R_g	[J/kg·K]	287.0
l_1	[m]	1.4	A_0	[m ²]	0.127
l_j	[m]	0.9	dA_e/dz	[m]	0.123
ω_1	[rad/s]	50.3	V_0	[m ³]	0.014
ω_2	[rad/s]	138.6	V_r	[m ³]	0.070
$\xi_{1,2}$	[-]	0.040			

2.3. Generación de vías

Para generar los perfiles de las irregularidades de la vía, la UIC [16] define la Densidad Espectral de Potencia (PSD, en sus siglas en inglés) del desplazamiento S_z en función de la frecuencia espacial Ω (con $\Omega = \omega/v$, en rad/m) mediante la expresión:

$$S_z = \frac{A_v \Omega_c^2}{(\Omega^2 + \Omega_r^2)(\Omega^2 + \Omega_c^2)}$$

donde $\Omega_c = 0.8246$ rad/m, $\Omega_r = 0.0206$ rad/m, y el parámetro A_v representa el nivel de irregularidades en la vía. En la Tabla 2, se muestran los valores de A_v para una vía de buena calidad (“ORE-low”, Q_1) y otra de mala calidad (“ORE-high”, Q_3) que son los tipos empleados en este trabajo.

Tabla 2: Características de los perfiles de vía.

Nombre	A_v [$\mu\text{m rad}$]	Nivel de irregularidad
Q_1	0.4032	Bajo
Q_3	1.0800	Alto

2.4. Evaluación del confort

De acuerdo con la norma EN 12229 [2], para evaluar la comodidad se deben medir las aceleraciones de tres puntos del compartimento del coche (extremos y centro) durante cinco minutos. Cada una de estas señales se ponderan en frecuencia ($\ddot{z}_w$) para posteriormente obtener la Comodidad Continua (Cc) como

$$Cc(t) = \sqrt{\frac{1}{T} \int_{t-T}^t (\ddot{z}_w)^2 dt}, \quad T = 5s$$

que consiste en calcular en intervalos de 5 segundos el valor de la media cuadrática (rms) de la aceleración ponderada, de forma que obtienen 60 valores. Posteriormente, se puede obtener el índice denominado Comodidad Media (N_{MV}) que se emplea para evaluar el confort que corresponde con el percentil 95 de Cc (cuarto mayor valor) y multiplicarlo por 6 cuando se evalúa únicamente el eje z.

$$N_{MVz} = 6Cc_{95}$$

En un ensayo/simulación se obtienen tres N_{MVz} , correspondientes a cada uno de los tres puntos de medida (Figura 2), pero en la industria es común tomar el mayor, es decir, el que significa un peor confort.

3. Resultados

Trabajos previos han demostrado que los pasajeros actúan como elementos que disipan parte de la energía vibratoria de la caja, por tanto, reducen el nivel vibraciones que perciben los pasajeros y mejoran su nivel de confort. Por otro lado, los APZT conectados a un circuito derivativo tipo RL (APZT-RL) y acoplados a la caja de un vehículo ferroviario, se muestran como una solución para también aumentar el amortiguamiento estructural. La cuestión que fundamenta el estudio propuesto reside en la interacción entre ambos efectos ya que ambos actúan sobre el mismo objetivo, directa o indirectamente, que es el aumento del amortiguamiento modal del primer modo flexible.

Para ello, se han simulado dos estados de carga, tara y lleno de pasajeros, y los casos sin APZT o con 20 APZT-RL acoplados a la zona central de la caja, en total cuatro situaciones de estudio. El caso sin pasajeros (tara) corresponde a la configuración clásica de homologación de trenes y será tomada como referencia para comparar la variación del confort. Éste se evaluará con el índice N_{MVz} calculado con la aceleración medida en la parte delantera del compartimento, coincidiendo con el punto de mayores vibraciones de los tres que indica la norma y que generalmente suele emplearse para definir el confort del vehículo.

La comparativa se ha realizado simulando cada caso con diez muestras de vías de calidad Q_1 y Q_3 de 300 s cada una con distintas velocidades de circulación, desde 270 km/h a 400 km/h en intervalos de 10 km/h, lo que hace un

total de 1120 simulaciones. De esta forma, para cada combinación de velocidad y calidad de vía se calcula el $\bar{N}_{MVZ}$ que corresponde a la media del obtenido de las diez muestras de cada caso.

En las Figuras 3 y 4, se muestran los $\bar{N}_{MVZ}$ obtenido para las distintas velocidades y calidades de vías, donde se observa que los niveles de confort se deterioran con la velocidad y peor calidad de vía. Los pasajeros, como se podría esperar, reducen el nivel de vibraciones percibidas en comparación con el caso de tara, aunque esta reducción es más notable para velocidades superiores a 290 km/h. En tara, cuando se incorporan los APZT-RL a la caja, se produce una reducción de las vibraciones ligeramente superior a la que los pasajeros producen, traduciéndose en un confort superior. Por último, cuando el compartimento está lleno de pasajeros y se incorporan los APZT-RL, se alcanzan los mejores niveles de confort, lo que muestra que la combinación de ambos efectos produce un aumento muy significativo de amortiguamiento en la estructural del primer modo flexible que es el más influyente en el confort.

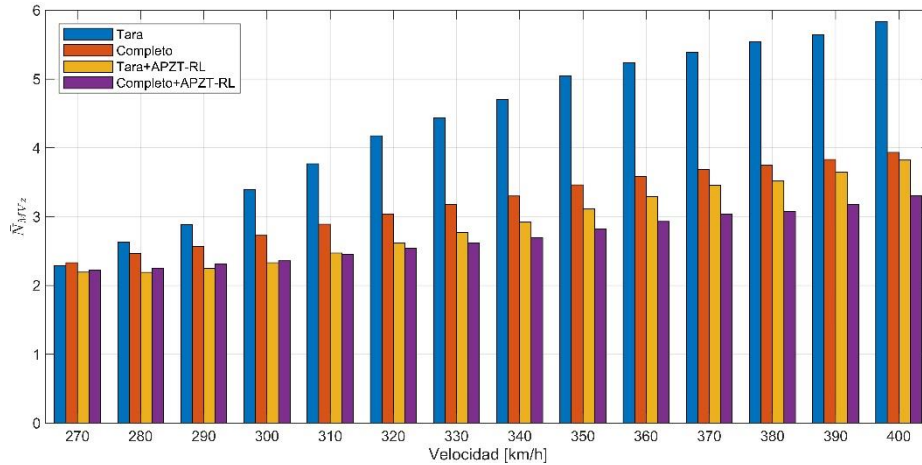


Figura 3: Índice $\bar{N}_{MVZ}$ obtenido para dos estados de carga (tara y completo de pasajeros) tanto sin APZT como cuando se incorporan. La calidad de la vía empleada en la simulación es Q_1 .

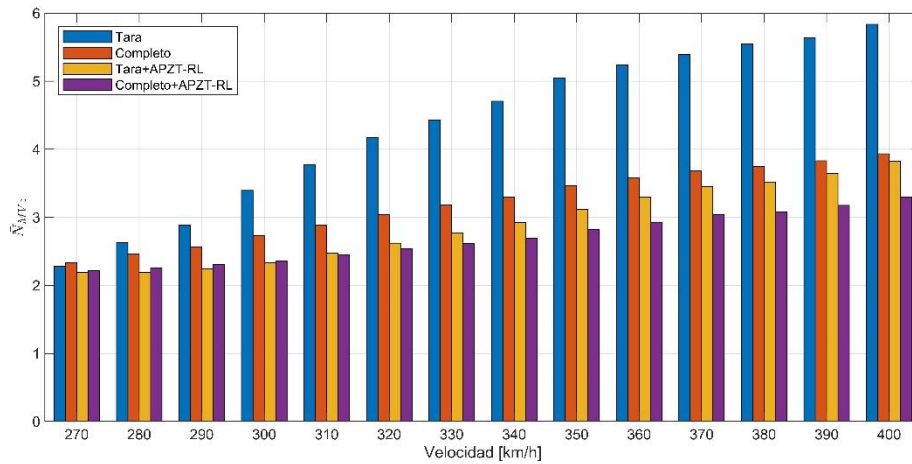


Figura 4: Índice $\bar{N}_{MVZ}$ obtenido para dos estados de carga (tara y completo de pasajeros) tanto sin APZT como cuando se incorporan. La calidad de la vía empleada en la simulación es Q_3 .

En las Tabla 3 y 4, se muestran los valores de $\bar{N}_{MVZ}$ para las calidades Q_1 y Q_3 , respectivamente. Entre paréntesis se encuentra el porcentaje respecto al caso de tara sin APZT-RL, siendo de valor negativo cuando se produce una reducción del índice y por tanto mejora del confort. Para ambas calidades de vía se observan las mismas tendencias, incorporar APZT-RL o añadir pasajeros tiene como consecuencia una disminución en el $\bar{N}_{MVZ}$, ya que ambos casos incrementan el amortiguamiento modal y por tanto reducen el nivel de vibraciones. El porcentaje de reducción del $\bar{N}_{MVZ}$ es para ambos casos similar, hasta un 32.7 % en caso de emplear APZT-RL y un 37.9 % al llenar de pasajeros el tren cuando se recorre una vía Q_3 . Por último, en el caso de acoplar los APZT-RL y además llenar el tren de pasajeros, se consiguen valores de $\bar{N}_{MVZ}$ aún menores que en los casos anteriores reduciendo hasta un 44 % para ambas calidades de vías.

Tabla 3: $\bar{N}_{MVZ}$ con Q_1 para distintas velocidades.

Velocidad [km/h]	Tara	Completo	Tara+APZT-RL	Completo+APZT-RL
270	2.28	2.33 (2.1 %)	2.19 (-4.0 %)	2.22 (-2.9 %)

280	2.62	2.46 (-6.3 %)	2.19 (-16.6 %)	2.25 (-14.1 %)
290	2.89	2.56 (-11.1 %)	2.24 (-22.2 %)	2.31 (-20.1 %)
300	3.40	2.73 (-19.7 %)	2.33 (-31.4 %)	2.36 (-30.6 %)
310	3.77	2.89 (-23.3 %)	2.47 (-34.4 %)	2.45 (-35.0 %)
320	4.17	3.04 (-27.2 %)	2.62 (-37.2 %)	2.54 (-39.2 %)
330	4.43	3.18 (-28.3 %)	2.77 (-37.4 %)	2.62 (-40.9 %)
340	4.71	3.30 (-29.9 %)	2.92 (-37.9 %)	2.70 (-42.7 %)
350	5.05	3.46 (-31.4 %)	3.11 (-38.3 %)	2.82 (-44.0 %)
360	5.24	3.58 (-31.6 %)	3.29 (-37.1 %)	2.93 (-44.1 %)
370	5.39	3.69 (-35.9 %)	3.45 (-35.9 %)	3.04 (-43.6 %)
380	5.54	3.75 (-36.5 %)	3.52 (-36.5 %)	3.08 (-44.5 %)
390	5.64	3.83 (-35.3 %)	3.65 (-35.3 %)	3.18 (-43.7 %)
400	5.84	3.93 (-34.6 %)	3.82 (-34.6 %)	3.30 (-43.4 %)

Tabla 4: $\bar{N}_{MVZ}$ con Q_3 para distintas velocidades.

Velocidad [km/h]	Tara	Completo	Tara+APZT-RL	Completo+APZT-RL
270	3.79	3.86 (1.8 %)	3.60 (-5.3 %)	3.65 (-3.7 %)
280	4.27	4.02 (-5.7 %)	3.59 (-15.9 %)	3.70 (-13.3 %)
290	4.74	4.18 (-11.9 %)	3.68 (-22.4 %)	3.78 (-20.4 %)
300	5.67	4.49 (-20.7 %)	3.84 (-32.3 %)	3.87 (-31.8 %)
310	6.26	4.74 (-24.2 %)	4.07 (-35.0 %)	4.00 (-36.0 %)
320	6.75	4.95 (-26.7 %)	4.28 (-36.6 %)	4.14 (-38.7 %)
330	7.26	5.16 (-28.9 %)	4.51 (-37.9 %)	4.25 (-41.4 %)
340	7.76	5.43 (-30.0 %)	4.82 (-37.9 %)	4.44 (-42.8 %)
350	8.08	5.64 (-30.2 %)	5.06 (-37.5 %)	4.59 (-43.2 %)
360	8.48	5.79 (-31.7 %)	5.32 (-37.2 %)	4.76 (-43.8 %)
370	8.80	6.02 (-31.6 %)	5.62 (-36.2 %)	4.92 (-44.1 %)
380	9.08	6.17 (-32.0 %)	5.77 (-36.5 %)	5.08 (-44.1 %)
390	9.32	6.27 (-32.7 %)	5.95 (-36.1 %)	5.20 (-44.2 %)
400	9.45	6.46 (-31.7 %)	6.26 (-33.8 %)	5.44 (-42.4 %)

En las Figuras 5, 6 y 7, se muestran PSD de las aceleraciones de una de las muestras de la vía Q_3 para las velocidades de 270 km/h, 300 km/h y 360 km/h, respectivamente, para los cuatro casos estudiados. Como puede observarse en la Figura 5, a 270 km/h el primer modo flexible de la caja no está muy excitado, por ello a pesar de añadir pasajeros o incorporar los APZT-RL, no se produce una reducción importante en el pico correspondiente a su frecuencia (8 Hz) lo que se traduce en $\bar{N}_{MVZ}$ muy similar para todos los casos. En las Figuras 6 y 7, que corresponden a velocidades más elevadas, sí que se observa cómo el pico del primer modo flexible se reduce respecto del caso en tara cuando se introducen pasajeros y/o se acoplan los APZT-RL, en concreto cuando el tren está completo de pasajero. En la Tabla 5 se muestran los valores de los picos de la PSD de la aceleración para las tres velocidades anteriores observándose cómo la reducción es bastante significativa cuando los pasajeros se colocan en el tren, por ejemplo, un 73 % a 360 km/h, llegando hasta un 85 % cuando además se incorporan los APZT-RL.

Los resultados muestran que acoplando APZT-RL en la caja se consigue reducir las vibraciones de su primer modo flexible y en consecuencia se obtienen mejores niveles de confort. Esta mejora es muy elevada cuando se considera el estado de tara pero en cambio, si el coche está lleno de pasajeros, la reducción no es tan importante, pasando de un 24.0 % a un 34.9 % de media para vías de calidad Q_1 y de un 24.0 % a un 35 % de media para vías de calidad Q_3 . Esto sucede ya que el amortiguamiento del primer modo flexible ya está minorizado por el propio efecto de los pasajeros, por tanto, la solución APZT-RL será más efectiva cuanto menor sea el estado de carga de pasajeros.

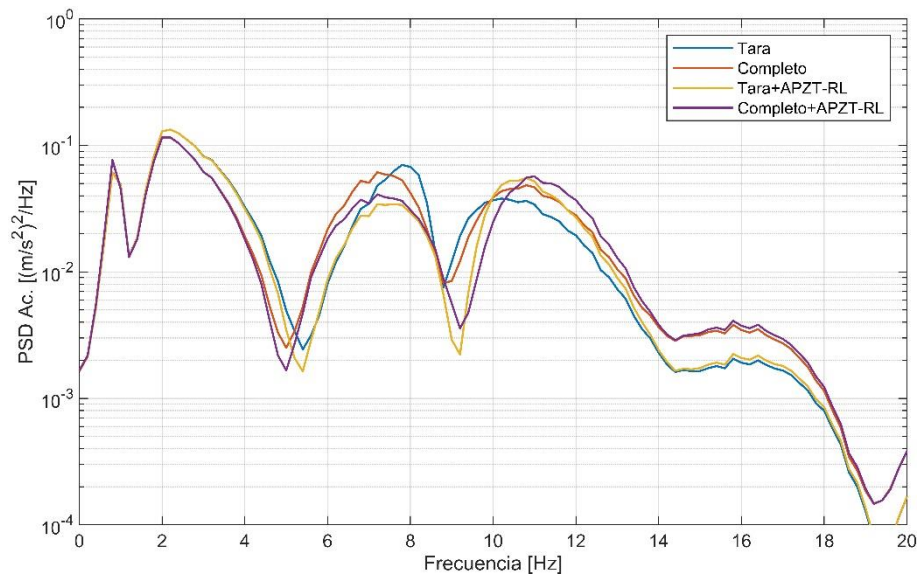


Figura 5: PSD de la aceleración medida en el compartimento cuando el tren circula a 270 km/h por una vía de calidad Q_3 .

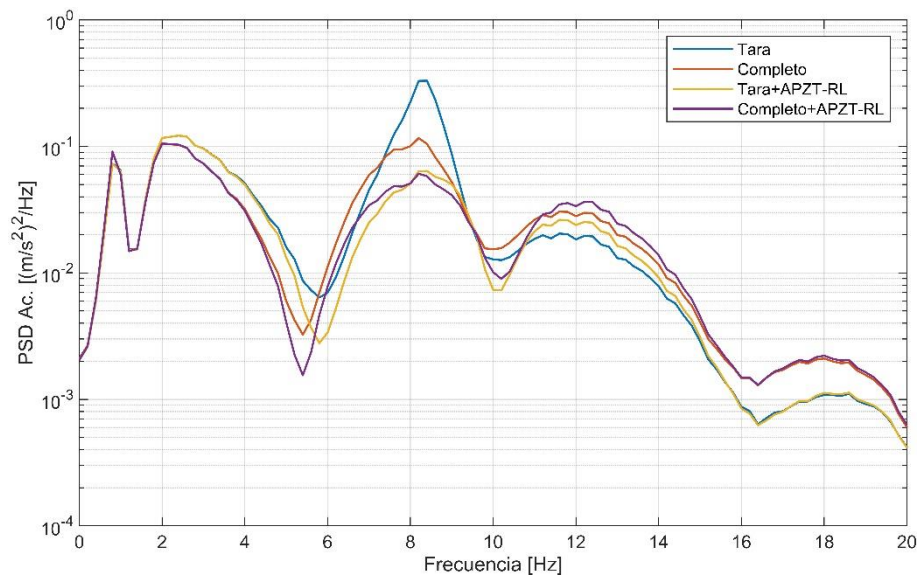


Figura 6: PSD de la aceleración medida en el compartimento cuando el tren circula a 300 km/h por una vía de calidad Q_3 .

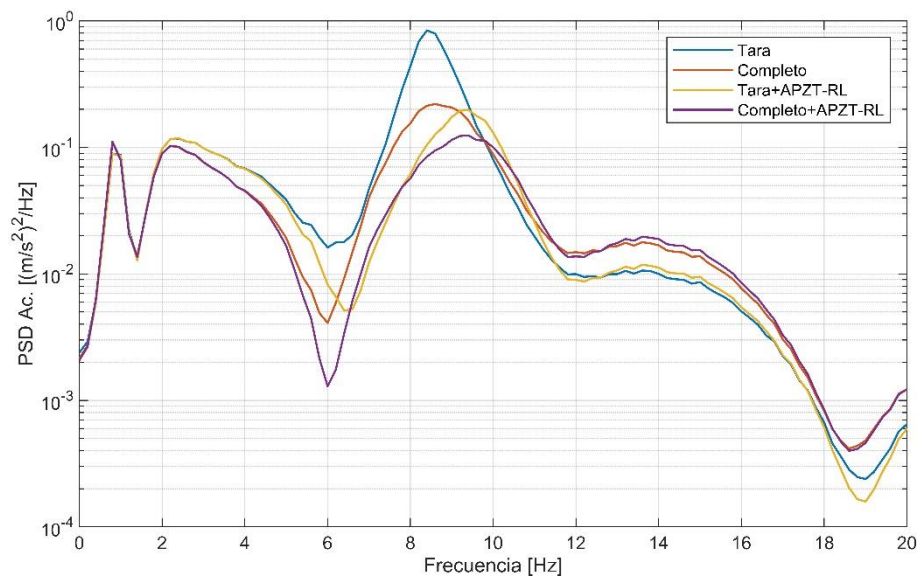


Figura 7: PSD de la aceleración medida en el compartimento cuando el tren circula a 360 km/h por una vía de calidad Q_3 .

Tabla 5: Valor del pico de la PSD de aceleración del primer modo flexible (≈ 8 Hz) medida en el compartimento.

Velocidad	270 [km/h]		300 [km/h]		360 [km/h]	
Estado de carga	Pico Ac. PSD [m²/s⁴Hz]	[%] respecto tara	Pico Ac. PSD [m²/s⁴Hz]	[%] respecto tara	Pico Ac. PSD [m²/s⁴Hz]	[%] respecto tara
Tara	0.07014	-	0.3291	-	0.8428	-
Completo	0.06133	-12.6	0.1162	-64.7	0.2204	-73.8
Tara+APZT-RL	0.03382	-51.8	0.0639	-80.6	0.1946	-76.9
Comp.+APZT-RL	0.04100	-41.5	0.0582	-82.3	0.1245	-85.2

4. Conclusiones

El trabajo muestra que el aumento del amortiguamiento del primer modo flexible de la estructura de un tren debido a la presencia de pasajeros reduce la efectividad de los apilados piezoeléctricos (APZT) conectados a circuitos derivativos RL para mitigar las vibraciones en vehículos ferroviarios. A través de un modelo mecánico unidimensional se ha evidenciado que, aunque la implementación de APZT-RL mejora significativamente el confort en condiciones de tara, esta mejora se ve considerablemente disminuida cuando el vehículo está cargado de pasajeros.

La reducción de vibraciones es notablemente mayor en estado de tara, con una disminución media del 24 % al 35 % para vías de calidad Q_1 y Q_3 , respectivamente. Sin embargo, esta reducción es menos efectiva cuando el compartimento está lleno de pasajeros debido al amortiguamiento adicional proporcionado por estos. De esta forma, para optimizar el confort en vehículos ferroviarios, es esencial considerar tanto las condiciones de tara como el estado de máxima carga con pasajeros.

5. Agradecimientos

Este trabajo fue apoyado por la subvención PID2020–113747RB–I00, financiada por MCIU/AEI/10.13039/501100011033 y “ERDF A way of making Europe”, la subvención SBPLY/23/180225/000172, financiada por JCCM–ERDF. La estancia del investigador Eduardo Palomares Novalbos en el Politécnico de Milán fue financiada por “Ayudas para estancias en universidades y centros de investigación en el extranjero para el año 2023” de la Universidad de Castilla-La Mancha.

6. Referencias

- [1] Zhou J., Goodall R., Ren L., Zhang H., “Influence of car body vertical flexibility on ride quality of passenger railway vehicles”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, **223**, 461-471 (2009).
- [2] EN 12299:2009. “Railway applications-ride comfort for passengers–measurements and evaluation”. CEN, Bélgica, 2009
- [3] Nagai M., Yoshida H., Tohtake T., Suzuki T., “Coupled vibration of passenger and lightweight car-body in consideration of human-body biomechanics”. *Vehicle System Dynamics*, **44**, 601-611 (2006).
- [4] Tomioka T., Takigami T., “Experimental and numerical study on the effect due to passengers on flexural vibrations in railway vehicle carbodies”. *Journal of Sound and Vibrations*, **343**, 1-19 (2015).
- [5] Morales A.L., Chicharro J.M., Palomares E., Ramiro C., Nieto A.J., Pintado P., “Experimental analysis of the influence of the passengers on flexural vibrations of railway vehicle carbodies”. *Vehicle System Dynamics*, **60**, 2825-2844 (2022).
- [6] M. Dumitriu. A new passive approach to reducing the carbody vertical bending vibration of railway vehicles. *Vehicle System Dynamics*, **55**, 1787-1806 (2017).
- [7] Jiang J.Z., Matamoros-Sanchez A.Z., Goodall R.M., Smith M.C., Passive suspensions incorporating inerters for railway vehicles. *Vehicle System Dynamics*, **50**, 263-276 (2012).
- [8] Fu B., Liu B., Di Gialleonardo E., Bruni S., Semi-active control of primary suspensions to improve ride quality in a high-speed railway vehicle. *Vehicle System Dynamics*, **61**, 2664-2668 (2022).
- [9] Sugahara Y., Kazato A., Koganei R., Sampei M., Nakaura S., Suppression of vertical bending and rigid-body-mode vibration in railway vehicle car body by primary and secondary suspension control: Results of simulations and running tests using shinkansen vehicle. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, **223**, 517-531 (2009).
- [10] Takigami T., Tomioka T., Hansson J., Vibration suppression of railway vehicle carbody with piezoelectric elements (a study by using a scale model of shinkansen). *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*, **71**, 1254-1262 (2007).
- [11] Morales A.L., Chicharro J.M., Palomares E., Ramiro C., Nieto A.J., Pintado P., “Experimental analysis of the influence of the passengers on flexural vibrations of railway vehicle carbodies”. *Vehicle System Dynamics*, **60**, 2825-2844 (2022).
- [12] Kamada T., Kiuchi R., Nagai M., Suppression of railway vehicle vibration by shunt damping using stack type piezoelectric transducers. *Vehicle System Dynamics*, **46**, 561-570 (2008).
- [13] Naoteru O., Nishimura S., “Vibration of air suspension bogies and their design”. *Bulletin of the JSME*, **13**, 43-51 (1970).
- [14] Vatavu M., Nastasescu V., Turcu F., Burda I., “Voltage-Controlled Synthetic Inductors for Resonant Piezoelectric Shunt Damping: A Comparative Analysis”. *Applied Sciences*, **9**, 4777 (2019)
- [15] Zheng X., Zolotas A., Goodall., “Combined active suspension and structural damping control for suppression of flexible bodied railway vehicle vibration”. *Vehicle System Dynamics*, **58**, 198-228 (2019)
- [16] UIC(E). “Guidelines for evaluating passenger comfort in relation to vibration in railway vehicles”. *Technical report, International Railway Union*, 1994.