

EFFECTO DEL AMORTIGUAMIENTO ANTI LAZO EN LA ESTABILIDAD LATERAL DE LOS COCHES DE UNA DUPLA FERROVIARIA ARTICULADA

INFLUENCE OF YAW DAMPING ON THE LATERAL STABILITY OF UNCONVENTIONAL ARTICULATED RAILCARS

Emilio Tamburini ¹, Elvio A. Heidenreich ¹, Carlos Rosito ², Ricardo Ame ³

vetamburini@gmail.com, eheidenreich@ingenieria.unlz.edu.ar, crosito@citedef.gob.ar,
ingricardoame@gmail.com

¹ Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad Nacional de Lomas de Zamora, RUTA 4 KM. 2, 1832 Lomas de Zamora, Bs As, Argentina.

² Instituto de Investigaciones Científicas y Técnicas para la Defensa (CITEDEF), San Juan Bautista de La Salle 4397, B1603ALO Villa Martelli, Bs As, Argentina.

³ Coordinador del Ciclo Superior de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica, Universidad Nacional de Lomas de Zamora, RUTA 4 KM. 2, 1832 Lomas de Zamora, Bs As, Argentina.

Recibido 08/07/2018; Aceptado: 30/11/2018

Resumen: Las duplas ferroviarias articuladas son vehículos modulares conformados por dos coches y una unidad motriz (UM) situada entre ellos. Cada coche exhibe la particularidad de poseer sólo un bogie en un extremo y estar apoyado sobre la UM. Todo fenómeno producido en la dinámica del sistema es magnificado por la complejidad de la distribución de la formación analizada, generando así el interés de su estudio (Knothe & Stichel, 2003; Wickens, 2003). El objetivo general es identificar el valor óptimo de amortiguamiento anti lazo situado como conexión entre ambos coches y la UM. La investigación se limitó al estudio de la estabilidad lateral, circulando a velocidad constante y bajo la excitación de un perfil aleatorio de irregularidades de vía. La formación articulada ha sido caracterizada mediante un modelo matemático con 54 variables de estado (Ecuaciones diferenciales ordinarias de primer orden), incluyendo el desplazamiento lateral, roído y lazo (Shah et al., 1997). Las fuerzas de contacto rueda-riel han sido calculadas mediante la teoría no lineal simplificada de Kalker (1982).

Palabras-clave: Dinámica multicuerpo; contacto; movimiento de lazo; confort

Abstract: The unconventional articulated railcars are modular vehicles consisting of two passenger cars and a power unit (UM) located between them. Each end module (car) has a bogie at one end and rest on the UM. Every dynamic phenomena produced in the system is magnified by the complex configuration of the complete vehicle, thus generating the interest of its study (Knothe & Stichel, 2003; Wickens, 2003). The general objective is to identify the optimal anti-yaw damping between both cars and the UM. The research was limited to the study of lateral stability, circulating at constant speed and using a random profile of track irregularities as wheelset input excitation. The articulated train has been characterized by a 54 state variables mathematical model, including lateral displacement, roll and yaw rotation (Shah et al., 1997). Wheel-rail contact forces were calculated using Kalker's simplified non-linear theory (Kalker, 1982).

Keywords: *Multibody dynamics; contact; hunting; comfort*

1. Introducción

La interacción de los pares montados con la vía férrea genera una respuesta vibratoria generalizada en todo el sistema dinámico definido por la formación ferroviaria. Las vibraciones transmitidas pueden producir, entre otros efectos, la reducción significativa del confort de marcha en los coches de pasajeros.

El desplazamiento lateral combinado al movimiento de lazo genera el fenómeno conocido como *hunting*, el cual es debido a la utilización de una sección cónica variable en los perfiles de ruedas. Se trata de un movimiento armónico, periódico y oscilante, y fue descrito por Klingel (Klingel, 1883) para el movimiento cinemático puro y lineal de un par montado en rodadura libre. El cambio transitorio del radio de rodadura debido al desplazamiento lateral produce un aumento instantáneo de la velocidad relativa de la rueda con mayor radio de contacto generando el giro del par montado respecto de la línea central de la vía, produciendo el desplazamiento hacia el lado contrario y repitiendo el fenómeno en la otra rueda. El movimiento de vaivén respecto de la línea media de la vía se puede describir en forma matemática, tiene su propia longitud de onda y frecuencia de vibración (Wickens, 1965; Cooperrider, 1972)

Este trabajo se ha enfocado en el denominado *hunting* primario o serpenteo de la formación completa. La causa de origen del *hunting* primario puede explicarse mediante un comportamiento similar al ocurrido por el acoplamiento de frecuencias típico del fenómeno de resonancia, por lo tanto, puede controlarse o eliminarse

utilizando el coeficiente de amortiguamiento adecuado (Wickens, 1965; Garg & Dukkipati, 1984).

El análisis dinámico de estabilidad lateral se ha realizado en la dupla articulada denominada Alerce® de la empresa EMEPA®. Dicha dupla se encuentra actualmente en funcionamiento como transporte diferencial de pasajeros en la línea Belgrano Norte, en el área metropolitana de la Ciudad de Buenos Aires, Argentina.

2. Materiales y métodos

La dinámica de formaciones ferroviarias depende, en gran parte, de la fuerte influencia de la vasta cantidad de variables específicas de entrada a considerar y la interacción entre ellas (Polach, 2010). De esta última observación, nace la necesidad de generar modelos complejos que abarquen la mayor cantidad de información conocida.

2.1 Contacto rueda-riel

La fuerza de fricción originada en el contacto rueda-riel es la fuente de efectos no lineales con mayor influencia en la dinámica del vehículo ferroviario (De Pater, 1980). La exactitud de las teorías utilizadas en el cálculo tiene una fuerte dependencia de las hipótesis de partida. Principalmente, se consideran las siguientes afirmaciones (Kalker, 1982; Knothe & Stichel, 2003):

- Contacto no conforme elástico: debido que la zona de contacto tiene un tamaño muy pequeño respecto de las dimensiones de los perfiles, es correcto suponer que los cuerpos se comportan como un semi espacio infinito, por lo tanto, son válidas las ecuaciones de la elasticidad.
- Cuasi identidad elástica: si se considera a ambos cuerpos compuestos por el mismo material, la distribución de tensiones normales y tangenciales son independientes. Esto facilita su cálculo, realizado en forma separada.
- Estado estacionario: se considera el contacto lo suficientemente instantáneo para no incluir las variaciones momentáneas de tensiones. Debido a la corta duración del estado transitorio, el error cometido en la simulación es despreciable.

El estudio del contacto se realiza a partir del análisis de 3 grandes grupos: los parámetros puramente geométricos, el problema normal, y el tangencial.

Geometría del movimiento

El punto de partida es obtener la coordenada donde se produce el contacto entre cuerpos. Debido a la variación de la forma de los perfiles, el análisis debería efectuarse en todo instante, incrementando el tiempo de ejecución de la simulación.

Para evitar dicho inconveniente, se realizó el análisis geométrico en forma previa variando sucesivamente la posición lateral del perfil de la rueda y su orientación respecto del eje longitudinal. Tanto el riel como la rueda se representaron gráficamente mediante la formulación matemática definida por norma (UIC 510-2, 2004), reduciendo el problema a la búsqueda de la mínima distancia entre perfiles para una considerable cantidad de posibles posiciones. Con los datos obtenidos se elaboró una tabla de búsqueda, incluyendo una rutina de interpolación, cuyos datos de entrada son el desplazamiento lateral y el ángulo de rolido, para así obtener como salida el radio de rodadura, el ángulo de contacto, y los diferentes radios geométricos de las superficies utilizados en la resolución del problema normal.

Forma de la zona de contacto

Por tratarse de dos cuerpos elásticos, la zona de contacto no se puede reducir a un simple punto, sino a un área proyectada en forma de elipse descrita por la teoría de contacto de Hertz (Srivastava et al., 2013). Con los radios geométricos previamente calculados y la fuerza normal actuante sobre el área, se obtienen los semiejes a y b de la elipse en cuestión.

Fuerzas tangenciales

El movimiento de la rueda sobre el riel no se produce mediante rodadura pura, sino por una combinación de rodadura por adhesión y una zona de deslizamiento. Debido a este último, las velocidades tangenciales de los cuerpos en contacto difieren entre sí, y son caracterizadas bajo un parámetro adimensional denominado pseudo-deslizamiento (Kalker, 1982; Knothe & Stichel, 2003).

$$\begin{aligned}
 \xi_i &= \frac{V - r_i \dot{\theta}_{pm} + e_i \dot{\psi}_{pm}}{V} \\
 \eta_i &= \frac{(\dot{y}_{pm} - r_i \dot{\phi}_{pm}) \sec(\delta_i)}{V} \\
 \zeta_i &= \frac{\dot{\theta}_{pm} \sin(\delta_i) - \dot{\psi}_{pm} \cos(\delta_i)}{V} \\
 \xi_d &= \frac{V - r_d \dot{\theta}_{pm} - e_d \dot{\psi}_{pm}}{V} \\
 \eta_d &= \frac{(\dot{y}_{pm} - r_d \dot{\phi}_{pm}) \sec(\delta_d)}{V} \\
 \zeta_d &= \frac{-\dot{\theta}_{pm} \sin(\delta_d) - \dot{\psi}_{pm} \cos(\delta_d)}{V}
 \end{aligned} \tag{1}$$

Donde:

ξ	- Pseudodeslizamiento longitudinal
η	- Pseudodeslizamiento transversal
ζ	- Pseudodeslizamiento vertical
V	- Velocidad longitudinal desplazamiento
y_{pm}	- Desplazamiento lateral par montado
ϕ_{pm}	- Movimiento de rolo
ψ_{pm}	- Movimiento de lazo
δ	- Ángulo de contacto
r	- Radio de rodadura
e	- Semi trocha
F_{ξ}	- Fuerza de contacto longitudinal
F_{η}	- Fuerza de contacto lateral
F_{ζ}	- Fuerza de contacto vertical
N	- Carga normal al área de contacto

De las teorías de cálculo que cumplen con las condiciones citadas en la sección 2.1, fue seleccionada la teoría no lineal simplificada de Kalker, implementada bajo el algoritmo FastSim (Kalker, 1982) por presentar las siguientes ventajas:

- Incorporación del efecto *spin* dentro de la fuerza tangencial y validez para deslizamientos-*spin* de gran magnitud.
- Corrección del área de contacto debido a la presencia del fenómeno de deslizamiento.
- Incorporación de la ley de saturación de la fuerza debida al rozamiento límite.
- Mayor exactitud en sus resultados en comparación a la teoría lineal.
- Coste computacional aceptablemente bajo respecto de la teoría exacta.

Las fuerzas tangenciales observadas en las Figuras 1.a y 1.b, son computadas por el algoritmo FastSim en forma normalizada en un área de contacto discretizada y

reducida a un círculo de radio 1, considerando como límite de tracción a la carga normal afectada por el coeficiente de rozamiento μ (Kalker, 1982).

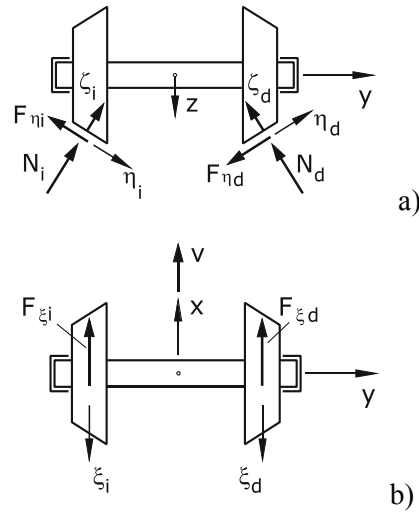


Figura 1 – Fuerzas de contacto. a) Laterales, b) Longitudinales. (Knothe & Stichel, 2003)

Irregularidades de vía

Los defectos típicos de la vía férrea pueden obtenerse mediante mediciones *in situ* con instrumentos de barrido o ser representados mediante una señal aleatoria estacionaria. En este trabajo, y debido a la ausencia de mediciones reales sobre vía, se han modelado las irregularidades mediante una función de densidad espectral de potencia (DEP) a partir del uso de la expresión (2), definida por la Administración Federal de Ferrocarriles de EE.UU. (FRA) (Frýba, 1996).

$$S(\phi) = \frac{A\phi_2^2(\phi^2 + \phi_1^2)}{\phi^4(\phi^2 + \phi_2^2)} \quad (2)$$

Donde:

$S(\phi)$ - Densidad espectral de potencia [$m^2/rad/m$]

ϕ - Frecuencia espacial [rad/m]

A - Constante de rugosidad ($0.98 \cdot 10^8 \text{ m}^2\text{rad/m}$)

ϕ_1, ϕ_2 - Frecuencias de corte ($23.3 \cdot 10^3 \text{ rad/m}$, $13.1 \cdot 10^2 \text{ rad/m}$)

Tabla 1 – Clasificación de las irregularidades de vía ($V \sim 120 \text{ km/h}$)

Causa de origen	Longitud de onda L [m]	Frecuencia f [Hz] ($f = V/L$)
- Rugosidad - Tolerancias de montaje - Desgaste	0 - 2	15 - 3000
Vibraciones por desplaz. del balasto	3 - 25	1.5 - 15
Irregularidades del trazado - Alineación - Trocha - Desnivel	25 - 70	0.5 - 1.5

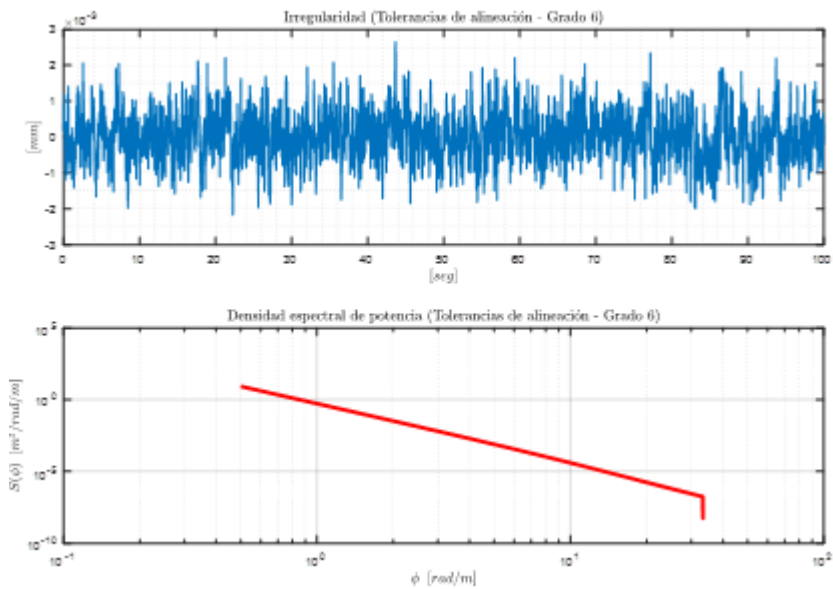


Figura 2 – Espectro de irregularidad de vía (120 km/h)

En la Tabla 1 se puede observar la clasificación de las irregularidades, la caracterización mediante su longitud de onda y la frecuencia de excitación generada a partir de la relación con la velocidad de circulación V .

El parámetro de rugosidad y las frecuencias de corte dependen de la calidad de vía, cuya clasificación es definida por la FRA y varía con los grados de 1 a 6. En las simulaciones realizadas se ha seleccionado la mejor calidad de vía posible, el grado 6, y puede visualizarse en la Figura 2.

Para velocidades cercanas a los 100 km/h, el confort de marcha es influenciado principalmente por defectos cuya longitud de onda se encuentra comprendida en el rango de 1-50 m (Frýba, 1996), por lo cual, se debe analizar el segmento de frecuencias definido entre los 0.5-30 Hz, aproximadamente.

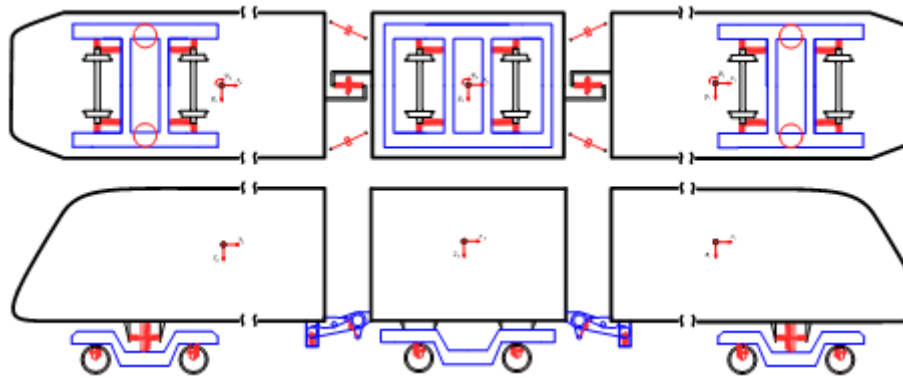
2.2 Modelo de la dupla articulada

El presente trabajo se limitó al estudio de la dinámica lateral de la dupla ferroviaria. Para ello, se seleccionaron los grados de libertad que influyen en la estabilidad lateral y posean interdependencia, como lo son el desplazamiento lateral, el rolido y el movimiento de lazo alrededor del eje vertical.

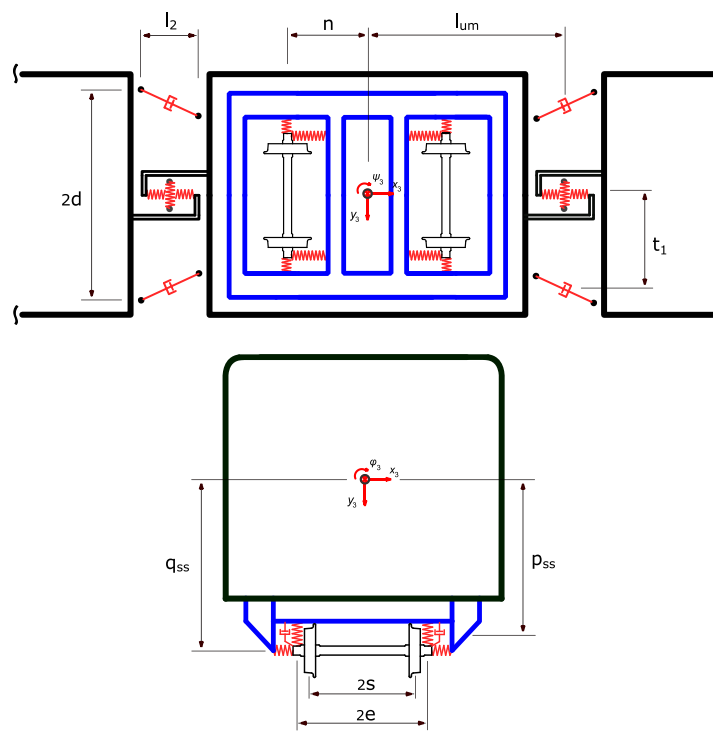
En las Figuras 3.a y 3.b se observan los modelos esquemáticos utilizados en el planteo de las ecuaciones dinámicas. Se consideraron 2 grados de libertad para cada par montado y 3 grados para los bogies convencionales y coches remolcados. La unidad motriz, al carecer de suspensión secundaria, forma un bloque sólido junto con el bogie, por lo tanto, sólo son necesarios 3 grados de libertad para describir su comportamiento. De esta manera, el esquema completo de la dupla fue conformado por 54 grados de libertad.

Las características consideradas en el modelo han sido las siguientes:

- Amortiguadores viscosos de suspensión primaria con tasas de compresión/expansión.
- Rigidez vertical y lateral de la suspensión secundaria correspondiente a carga máxima.
- Barra estabilizadora en coches junto a la suspensión secundaria.
- Barra anti rolido actuante entre coches.
- Amortiguadores viscosos anti lazo ubicados entre coches.
- Masa de elementos no suspendidos incorporada a la masa total soportada por la suspensión.



a)



b)

Figura 3 – a) Esquema general dupla articulada, b) Detalle unidad motriz

Ecuaciones dinámicas Unidad Motriz

La formulación de las ecuaciones dinámicas fue obtenida aplicando las leyes de Newton, tanto para las fuerzas como para los momentos. La convención de signos fue determinada adoptando como referencia la terna de mano derecha con eje z invertido (Jawahar, 1990; Yang, 1993; Shah et al., 1997).

$$M_d \ddot{y}_d - 2c_y \dot{y}_{um} + 2c_y \dot{y}_d + 2c_y p_{ss} \dot{\phi}_{um} - 2c_y n \dot{\psi}_{um} - 2k_{py} y_{um} - 2k_y y_{um} + 2k_{py} y_d + 2k_y y_t + 2k_{py} q_{ss} \phi_{um} + 2k_y p_{ss} \phi_{um} - k_{py} n \psi_{um} - k_y n \psi_{um} + F_{yi} + F_{yd} + k_{lv} (y_d - y_r) \quad (3)$$

$$M_t \ddot{y}_t - 2c_y \dot{y}_{um} + 2c_y \dot{y}_t + 2c_y p_{ss} \dot{\phi}_{um} + 2c_y n \dot{\psi}_{um} - 2k_{py} y_{um} - 2k_y y_{um} + 2k_{py} y_t + 2k_y y_t + 2k_{py} q_{ss} \phi_{um} + 2k_y p_{ss} \phi_{um} + k_{py} n \psi_{um} + k_y n \psi_{um} + F_{yi} + F_{yd} + k_{lv} (y_t - y_r) \quad (4)$$

$$M_{um} \ddot{y}_{um} + 4c_y \dot{y}_{um} + 4c_{ly} \dot{y}_{um} - 2c_{ly} \dot{y}_{cd} - 2c_{ly} \dot{y}_{ct} - 2c_y \dot{y}_d - 2c_y \dot{y}_t - 4c_y p_{ss} \dot{\phi}_{um} - 4c_{ly} q \dot{\phi}_{um} + 2c_{ly} q \dot{\phi}_{cd} + 2c_{ly} q \dot{\phi}_{ct} + 2c_{ly} l_{cd} \dot{\psi}_{cd} - 2c_{ly} l_{ct} \dot{\psi}_{ct} + 4k_{py} y_{um} + 4k_y y_{um} + 2k_{sb} y_{um} - k_{sb} y_{cd} - k_{sb} y_{ct} - 2k_{py} y_d - 2k_y y_d - 2k_{py} y_t - 2k_y y_t - 4k_y p_{ss} \phi_{um} - 2k_{sb} q \phi_{um} - 4k_{py} q_{ss} \phi_{um} + k_{sb} q \phi_{cd} + k_{sb} q \phi_{ct} + k_{sb} l_{cd} \psi_{cd} + k_{sb} l_{ct} \psi_{ct} \quad (5)$$

$$J_{zum} \ddot{\psi}_{um} + 4c_y n^2 \dot{\psi}_{um} + 4c_x e^2 \dot{\psi}_{um} + 4c_{lx} t_1^2 \dot{\psi}_{um} + 4c_{ly} l_{um}^2 \dot{\psi}_{um} + 4c_{ly} l_{cd} l_{um} \dot{\psi}_{cd} + 2c_{lx} t_1^2 \dot{\psi}_{cd} + 4c_{ly} l_{ct} l_{um} \dot{\psi}_{ct} + 2c_{lx} t_1^2 \dot{\psi}_{ct} - 2c_x e^2 \dot{\psi}_d - 2c_x e^2 \dot{\psi}_t - 2c_{lx} t_1 \dot{y}_{cd} + 2c_{lx} t_1 \dot{y}_{ct} - 2c_y n \dot{y}_d + 2c_y n \dot{y}_t + 2c_{lx} q t_1 \dot{\phi}_{cd} - 2c_{lx} q t_1 \dot{\phi}_{ct} + 4k_{py} n^2 \psi_{um} + 4k_{py} e^2 \psi_{um} + 4k_y n^2 \psi_{um} + 4k_x e^2 \psi_{um} + 2k_{sb} l_{um}^2 \psi_{um} + 2k_{sb} l_{cd} l_{um} \psi_{um} + 2k_{sb} l_{ct} l_{um} \psi_{um} - 2k_{py} e^2 \psi_d - 2k_x e^2 \psi_d + 2k_{py} e^2 \psi_t - 2k_x e^2 \psi_t - k_{sb} l_{um} y_{cd} + k_{sb} l_{um} y_{ct} - 2k_{py} n y_d - 2k_y n y_d + 2k_{py} n y_t + 2k_y n y_t + k_{sb} q l_{um} \phi_{cd} - k_{sb} q l_{um} \phi_{ct} \quad (6)$$

$$J_{zd} \ddot{\psi}_d + 2c_x e^2 \dot{\psi}_d - 2c_x e^2 \dot{\psi}_{um} + 2k_{px} e^2 \psi_d + 2k_x e^2 \psi_d - 2k_{px} e^2 \psi_{um} - 2k_x e^2 \psi_{um} + s (F_{xd} - F_{xi}) \quad (7)$$

$$J_{zt} \ddot{\psi}_t + 2c_x e^2 \dot{\psi}_t - 2c_x e^2 \dot{\psi}_{um} + 2k_{px} e^2 \psi_t + 2k_x e^2 \psi_t - 2k_{px} e^2 \psi_{um} - 2k_x e^2 \psi_{um} + s (F_{xd} - F_{xi}) \quad (8)$$

$$J_{xum} \ddot{\phi}_{um} + 4c_{pz} e^2 \dot{\phi}_{um} + 4c_y q_{ss} p_{ss} \dot{\phi}_{um} - 4c_y p_{ss} \dot{y}_{um} + 2c_y p_{ss} \dot{y}_d$$

$$\begin{aligned}
 &+2c_y p_{ss} \dot{y}_t + 4k_{pz} e^2 \phi_{um} + 4k_{py} q_{ss}^2 \phi_{um} + 4k_y q_{ss} p_{ss} \phi_{um} \\
 &+2k_{tc} \left(\frac{2d}{l_2}\right)^2 \phi_{um} - k_{tc} \left(\frac{2d}{l_2}\right)^2 \phi_{cd} - k_{tc} \left(\frac{2d}{l_2}\right)^2 \phi_{ct} - 4k_{py} q_{ss} y_{um} \\
 &-4k_y p_{ss} y_{um} + 2k_{py} q_{ss} y_d + 2k_y p_{ss} y_d + 2k_{py} q_{ss} y_t + 2k_y p_{ss} y_t
 \end{aligned} \tag{9}$$

Donde:

M_d, M_t	- Masa par montado
M_{um}	- Masa unidad motriz
J_z	- Momento inercia respecto eje z
J_x	- Momento inercia respecto eje x
y	- Desplazamiento lateral
ϕ	- Movimiento de rolido
ψ	- Movimiento de lazo
k_x, k_y	- Rigidez del par montado
c_x, c_y	- Amortiguamiento del par montado
k_{px}, k_{py}, k_{pz}	- Rigidez suspensión primaria
c_{pz}	- Amortiguamiento suspensión primaria
k_{sb}	- Rigidez axial acople articulado
k_{tc}	- Rigidez torsional barra anti rolido
c_{lx}, c_{ly}	- Amortiguamiento anti lazo
F_{yi}, F_{yd}	- Fuerza de contacto rueda izq. y der.
k_{lv}	- Rigidez lateral de la vía
y_r	- Irregularidad de la vía

3. Discusión y resultados

3.1 Datos generales de la simulación

- Pruebas independientes a velocidad constante (120 km/h).
- Trayectoria en vía recta.

- Perfiles de rueda y vía nuevos (s1002 y UIC 60 inclinación 1:40, respectivamente. Trocha: 1435 mm).
- Excitación con perfil de irregularidades aleatorias debidas a tolerancias en la alineación de la vía, acorde al método de modelado descrito por la FRA.

Las tablas 2 y 3 resumen las propiedades físicas de los cuerpos constitutivos del modelo en estudio, las propiedades de las suspensiones primaria y secundaria, la rigidez de vía interviniente en el contacto (Sezer & Atalay, 2011) y demás conexiones en general. Dichos valores se han mantenido en forma constante durante las diversas simulaciones realizadas.

Tabla 2 – Propiedades Físicas

Cuerpo	Masa [kg]	J_z [kgm ²]	J_x [kgm ²]
Par montado	1212	316	-
Bogie	2376	2400	1287
Coche remolcado	13360	480000	11411
Unidad motriz	11756	20380	12245

Tabla 3 – Constantes - k [kN/m], c [kNs/m], kt [kNm/rad]

Conexión	k/c	Bogie	Coche	UM
Susp. 1 ^{ria}	k_{px}/c_{px}	40000 /8	-	40000 /8
	k_{py}/c_{py}	3500 /9	-	3500 /9
	k_{pz}/c_{pz}	750 /12	-	750 /12
Susp. 2 ^{ria}	k_{sx}/c_{sx}	-	315 /-	-
	k_{sy}/c_{sy}	-	315 /38	-
	k_{sz}/c_{sz}	-	655 /19	-
Barra estabilizadora	k_{te}	-	30	-
Barra anti rolido	k_{tr}	-	10	10
Amortiguador anti lazo	c_{lzx}	-	varios	varios
	c_{lzy}	-	varios	varios
Rigidez lateral de vía	k_{lv}	38000	-	-

3.2 Criterio de análisis

Debido a la naturaleza estocástica de la excitación, la respuesta presenta un ciclo continuo de amplitud irregular (Figura 4). Ante la imposibilidad de obtener un decremento total de la oscilación, se ha analizado el conjunto de amplitudes máximas obtenidas, para los diferentes valores de amortiguamiento anti lazo, en los 3 grados de libertad utilizados para caracterizar a los coches. Con el fin de evitar interpretaciones erróneas como consecuencia del desfase aleatorio de las señales de los diferentes pares montados, se han realizado múltiples simulaciones manteniendo constante todas las condiciones excepto el desfase de la excitación.

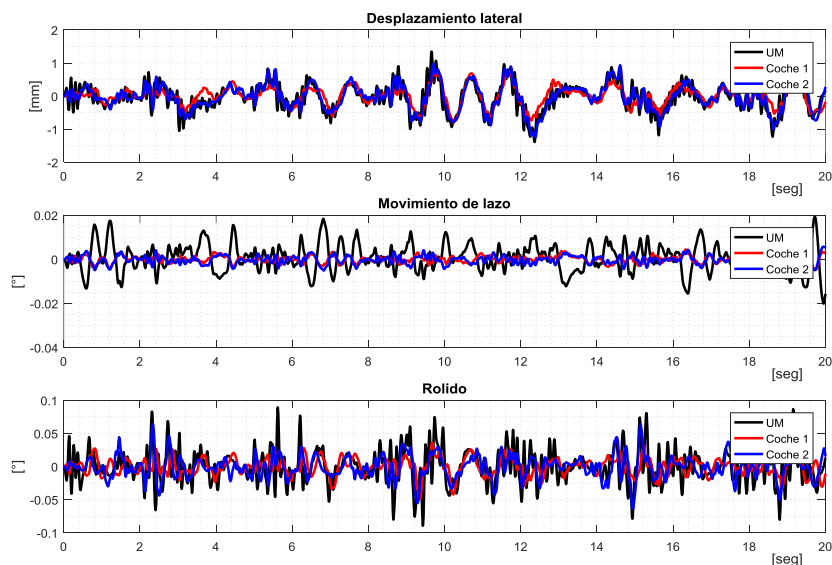


Figura 4 – Respuesta típica del sistema frente a excitación estocástica (120 km/h)

3.3 Resultados

Para visualizar el efecto del amortiguamiento anti lazo en la señal de respuesta se realizó una comparación de gráficas consecutivas para el desplazamiento lateral, rolido y movimiento de lazo (Figuras 5 a 13).

A continuación se enumeran las particularidades observadas:

- Desplazamiento lateral: como se puede apreciar en las figuras 5 a 7, a partir de los 70 kNs/m la respuesta produce valores máximos similares entorno a los ± 1 mm.

- Movimiento de lazo: las figuras 8 a 10 muestran la reducción del ángulo de lazo conforme aumenta el amortiguamiento, sin embargo, se observan particularidades en el intervalo 70-90 kNs/m, donde aparece nuevamente la inestabilidad de la UM.
- Rolido: presenta una situación parcialmente similar al lazo, es decir, a mayor amortiguamiento menor ángulo de rolido y comportamiento disímil entre los 70-90 kNs/m (Figuras 11 a 13). La principal diferencia es en torno a la inestabilidad que, en este caso, se produce en ambos coches de la formación.

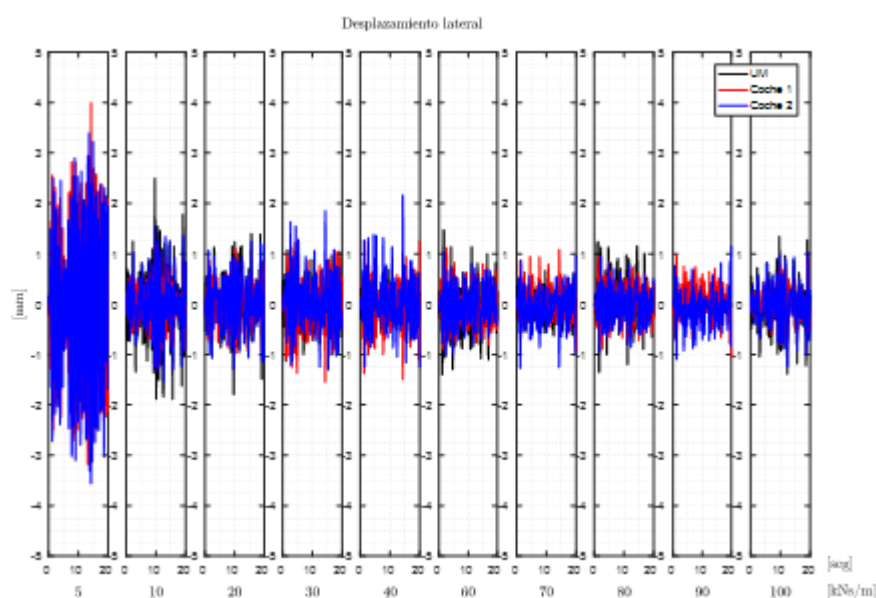


Figura 5 – Desplazamiento lateral de coches/UM (Simulación n°1)

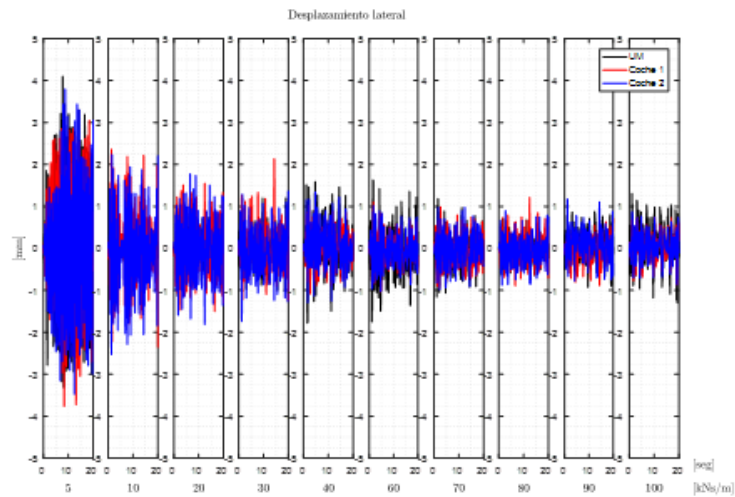


Figura 6 – Desplazamiento lateral de coches/UM (Simulación n°2)

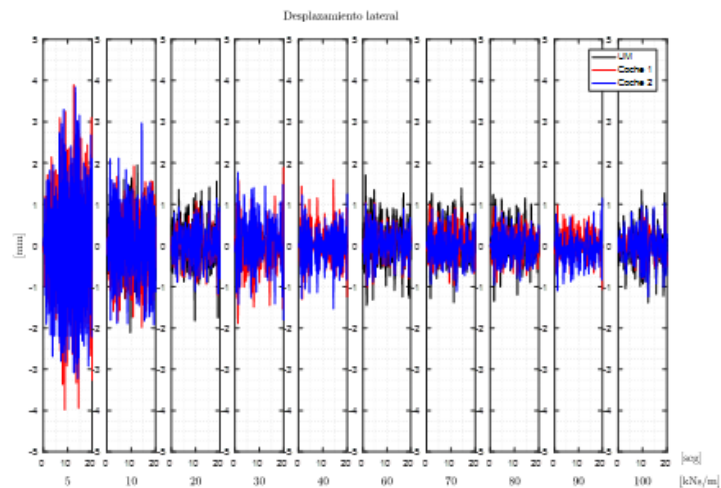


Figura 7 – Desplazamiento lateral de coches/UM (Simulación n°3)

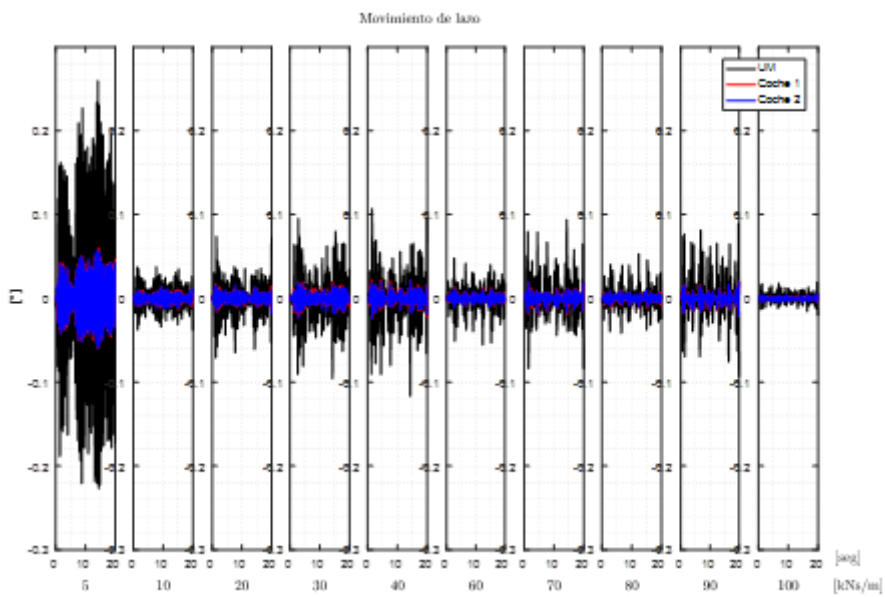


Figura 8 – Movimiento de lazo de coches/UM (Simulación n°1)

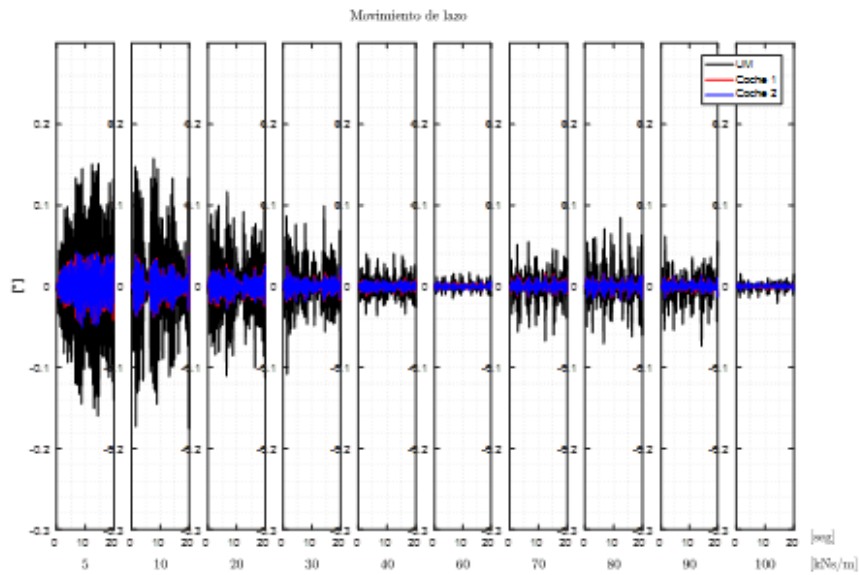


Figura 9 – Movimiento de lazo de coches/UM (Simulación n°2)

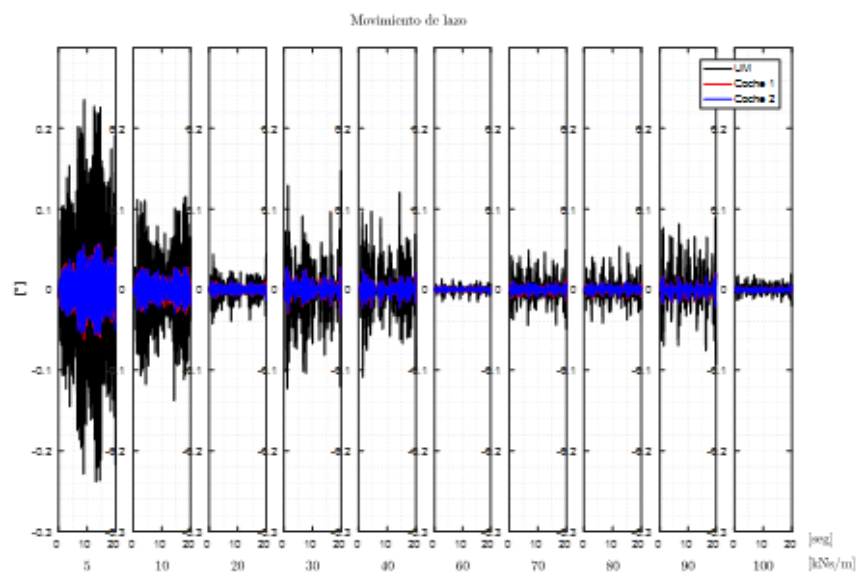


Figura 10 – Movimiento de lazo de coches/UM (Simulación n°3)

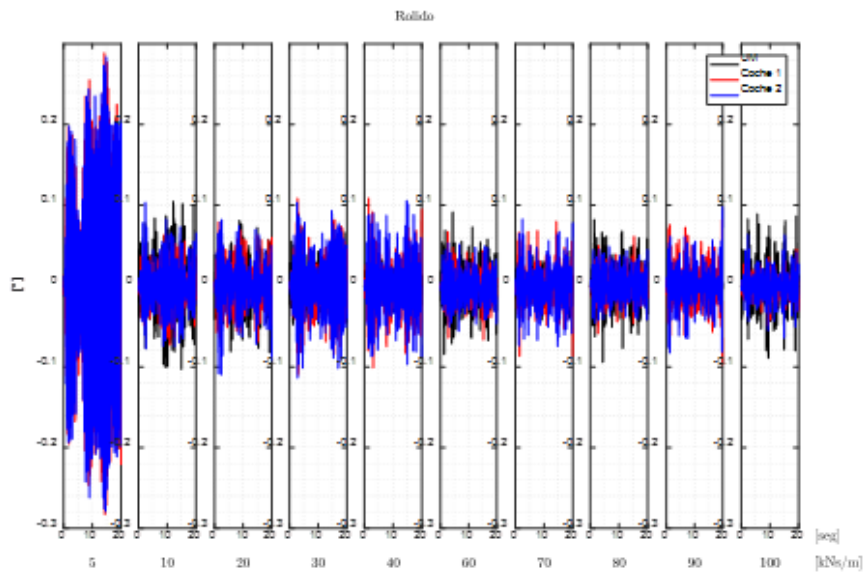


Figura 11 – Roldo de coches/UM (Simulación n°1)

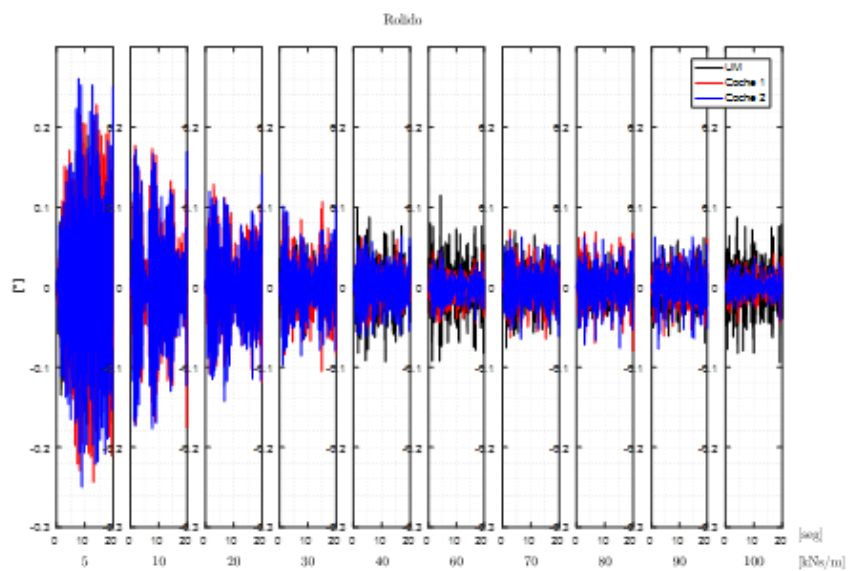


Figura 12 – Roldo de coches/UM (Simulación n°2)

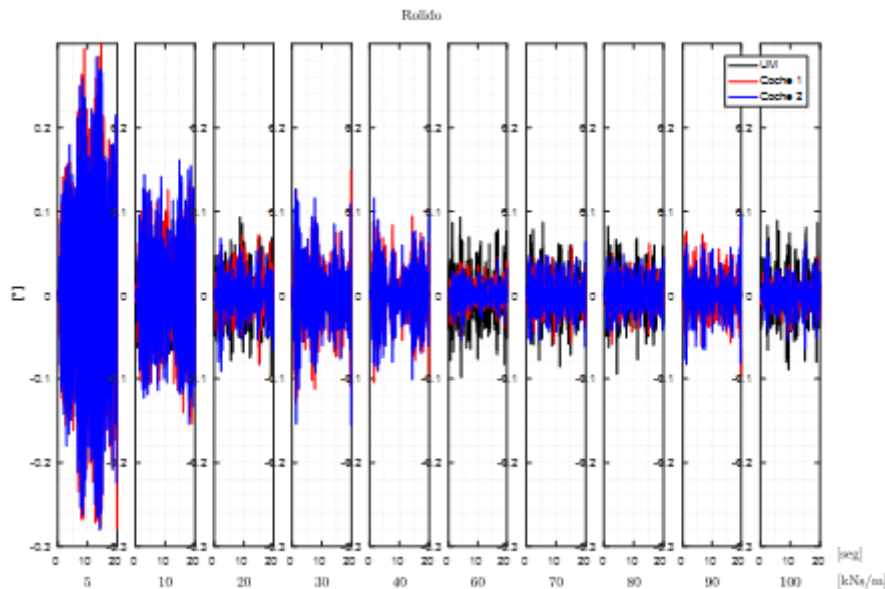


Figura 13 – Roldo de coches/UM (Simulación n°3)

4. Conclusiones

El uso de amortiguadores anti lazo como conexión entre UM y coches ha presentado mejoras significativas en el desplazamiento lateral a partir de los 60 kNs/m, alcanzando su eficiencia en los valores cercanos a 70-80 kNs/m. El roldo de los coches presenta un aumento de la inestabilidad superando los 70 kNs/m. En el caso del movimiento de lazo, se ha observado un comportamiento más errático de la UM en el intervalo 70-90 kNs/m, obteniéndose mejoras significativas en los valores por debajo y superiores a dicho intervalo. Las 2 posibilidades resultantes, es decir, un límite de 60 kNs/m o superando los 100 kNs/m necesitarán pruebas complementarias con el fin de analizar, en el primer caso, la respuesta ante mayores velocidades de circulación, y en el segundo, la compensación mediante barras anti roldo de diferente diámetro y el comportamiento en trayecto curvo, principalmente para verificar que la rigidez general de la formación no impida ingresar y transitar la curva en forma segura.

5. Referencias

COOPERRIDER N.K. (1972). *The Hunting Behavior of Conventional Railway Trucks*. ASME Journal of Engineering for Industry, 05/1972; 94(2):752.

<https://doi.org/10.1115/1.3428240>

DE PATER A.D. (1980). *A Nonlinear Model of a Single Wheelset Moving With Constant Speed on a Purely Straight Track*. Int. J. Non-Linear. Mech., 15: 315-324.

[https://doi.org/10.1016/0020-7462\(80\)90016-5](https://doi.org/10.1016/0020-7462(80)90016-5)

FRÝBA, L. (1996). *Influence of track irregularities and other parameters, Dynamics of railway bridges*. pp. 120-129, Thomas Telford, London, U.K.

<https://doi.org/10.1680/dorb.34716.0007>

GARG Vijay K., DUKKIPATI Rao V. (1984). *Dynamics of railway vehicle systems*. Academic Press. 1st Edition, Ontario, Canada. ISBN: 9780323151085

Disponible en:

<http://www.sciencedirect.com/science/book/9780122759505>

GRUPO EMEPA®

Disponible en:

<http://www.grupoemepa.com.ar>

JAWAHAR P.M., GUPTA K.N. (1990). *Mathematical Modeling for Lateral Dynamic Simulation of a Railway Vehicle with Conventional and Unconventional Wheelsets*. Math. Comput. Mod. J., 14: 989-994.

[https://doi.org/10.1016/0895-7177\(90\)90326-I](https://doi.org/10.1016/0895-7177(90)90326-I)

KALKER J.J. (1982). *A Fast Algorithm for the Simplified Theory of Rolling Contact*. Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 11:1, pp. 1-13.

<https://doi.org/10.1080/00423118208968684>

KLINGEL W. (1983). *Über den Lauf von Eisenbahnwagen auf gerader Bahn*. Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens. 20:113-123, Table XXI.

KNOTHE K., STICHEL S. (2003). *Rail Vehicle Dynamics*. Springer Vieweg Verlag, Berlin, Germany.

<https://doi.org/10.1007/978-3-319-45376-7>

POLACH O. (2010). *Characteristic Parameters of Nonlinear Wheel/rail Contact Geometry*. Vehicle System Dynamics, 48: 1, 19-36.

<https://doi.org/10.1080/00423111003668203>

SEZER Semih, ATALAY Ali Erdem. (2011). *Dynamic modeling and fuzzy logic control of vibrations of a railway vehicle for different track irregularities*. Simulation Modelling Practice and Theory, Volume 19, Issue 9, pp 1873-1894. Elsevier, Netherlands.

<https://doi.org/10.1016/j.simpat.2011.04.009>

SHAH M., THIRUMALAI M., CUI K. and HAQUE I. (1997). *Symbolic methods for modeling rail vehicle systems*. Special Issue of International Journal of Vehicle Design, Vol. 18, No. 5, pp. 487-517.

<https://doi.org/10.1504/IJVD.1997.062070>

SRIVASTAVA J.P., SARKAR P.K., RANJAN V. (2013). *An Approximate Analysis for Hertzian Elliptical Wheel-Rail Contact Problem*. Proceedings of the 1st International and 16th National Conference on Machines and Mechanisms (iNaCoMM2013), IIT Roorkee, India, Dec 18-20.

Disponible en:

http://www.inacomm2013.ammindia.org/Papers/035-inacomm2013_submission_358.pdf

UIC 510-2 (E). (2004). Standard. *Trailing stock: wheels and wheelsets. Conditions concerning the use of wheels of various diameters*.

Disponible en:

<https://uic.org/>

WICKENS A.H. (1965). *The dynamic stability of railway vehicle wheelsets and bogies having profiled wheels*. Int. J. Solids Structures, 1:

319-341.

[https://doi.org/10.1016/0020-7683\(65\)90037-5](https://doi.org/10.1016/0020-7683(65)90037-5)

WICKENS A.H. (1965). The dynamics of railway vehicles on straight track: fundamental consideration of lateral stability. Proc. I. Mech. Engrs., 180Z3F.:1-16.

https://doi.org/10.1243/PIME_CONF_1965_180_177_02

WICKENS A.H. (2003). *Articulated Vehicles. Fundamentals of rail vehicle dynamics: guidance and stability*., pp. 235-260, Swets and Zeitlinger B.V., Lisse, The Netherlands.

Disponible en:

EFFECTO DEL AMORTIGUAMIENTO ANTI LAZO EN LA ESTABILIDAD LATERAL DE LOS
COCHES DE UNA DUPLA FERROVIARIA ARTICULADA - RIIYM – ISSN 2525-0396 –
VOLUMEN III – NÚMERO 5

<https://trove.nla.gov.au/version/27816470>

YANG G. (1993). *Dynamic analysis of railway wheelsets and complete vehicle systems*. Delft Technological University, Delft, Netherlands.

Disponible en:

<http://resolver.tudelft.nl/uuid:ecffb4c4-bdbo-4fa8-9c76-df13f1356306>