

MODELO INTEGRAL DE INTERACCIÓN VEHÍCULO-VÍA QUE CONTEMPLA LA DINÁMICA DE BAJA Y ALTA FRECUENCIA PARA CIRCULACIÓN EN VÍA RECTA, TRANSICIÓN Y CURVA

J. Martínez-Casas¹, J. Carballeira¹, F. D. Denia¹ y L. Baeza²

1: Centro de Investigación en Ingeniería Mecánica (CIIM)
Universitat Politècnica de València
Camino de Vera s/n, 46022 Valencia, Spain
e-mail: jomarc12@mcm.upv.es, web: <http://www.ciim.upv.es>

2: Institute of Sound and Vibration Research
University of Southampton
SO17 1BJ Southampton, United Kingdom
e-mail: L.Baeza@soton.ac.uk, web: <http://www.southampton.ac.uk/>

Palabras clave: Modelo interacción vehículo-vía, baja y alta frecuencia, eje flexible rotatorio, vía recta-transición-curva, Benchmark de Manchester, ADAMS/Rail

Resumen: *Actualmente hay un elevado interés en analizar ciertos fenómenos ferroviarios que surgen de la interacción dinámica vehículo-vía cuando se negocia una curva, como son el ruido de rodadura, los chirridos y la corrugación de los carriles en curva. En la literatura se detallan, por un lado, modelos de baja frecuencia (hasta 20 Hz) que formulan la dinámica de todo el vehículo completo, y por otro lado, modelos de interacción de alta frecuencia que describen la dinámica de las masas no suspendidas. Sin embargo, para estudiar con precisión los fenómenos citados anteriormente, no sólo debe incluirse la dinámica de alta frecuencia asociada a la flexibilidad de las masas no suspendidas, sino que también deben adoptarse las hipótesis más avanzadas de los modelos de baja frecuencia, fundamentalmente en lo que respecta a la geometría del contacto y a la dinámica del vehículo completo.*

El presente trabajo pretende ser una contribución para resolver los problemas anteriormente indicados a través del modelado de la interacción dinámica vehículo-vía en curva. Para ello, el modelo contempla tanto la dinámica de alta frecuencia asociada a la flexibilidad de los ejes montados y la vía como la componente de baja frecuencia referente a las masas suspendidas, considerando que el vehículo circula por vía recta, transición y curva.

Se llevan a cabo simulaciones con el modelo de interacción vehículo-vía propuesto para diferentes condiciones de circulación en curva y diferentes casos propuestos en el Benchmark de Manchester. Finalmente, los resultados se presentan, discuten y comparan con programas comerciales basados en dinámica de sistemas multicuerpo.

1. INTRODUCCIÓN

Durante la última década, el modelado de la dinámica del vehículo ferroviario y la interacción vehículo-vía ha sido objeto de una intensa investigación, obteniéndose modelos matemáticos avanzados y potentes herramientas para la simulación numérica.

Tras analizar la literatura, se deduce que hay claramente dos enfoques diferenciados para abordar este problema. Por un lado, se han desarrollado modelos denominados de baja frecuencia, los cuales consideran la dinámica de todo el vehículo sobre vía rígida en un rango de frecuencias que rara vez excede de 20 Hz [1]. Estos modelos suelen definirse según un planteamiento de dinámica multicuerpo, lo cual permite analizar el comportamiento dinámico del vehículo, tanto en vía recta como curva, teniendo en cuenta los efectos no lineales relacionados con los grandes desplazamientos del sistema.

Por otro lado, se encuentran los modelos de interacción entre vehículo y vía que normalmente incluyen descripciones matemáticas más refinadas para la dinámica del eje y de la vía y están dirigidos a analizar un rango de frecuencias más amplio [2,3], haciendo posible el estudio de problemas ferroviarios como el ruido de rodadura y de fenómenos de degradación como la corrugación de los carriles. Estos modelos por lo general sólo consideran las masas no suspendidas del vehículo, y a menudo adoptan un modelo simple de contacto rueda-carril, como una rigidez herciana en dirección normal y fuerzas de pseudo-deslizamiento lineales en dirección tangencial. Por lo general, los efectos en curva son despreciados.

Sin embargo, actualmente hay un interés práctico en analizar ciertos fenómenos ferroviarios que surgen de la interacción dinámica vehículo-vía cuando el vehículo negocia específicamente una vía curva, como son el ruido de rodadura [4], los chirridos y la corrugación de carriles en curva. Los chirridos (squeal) se originan cuando el eje circula en curvas cerradas de radio pequeño. Según la literatura, el origen de este fenómeno se ha asociado a que el coeficiente de fricción se reduce con la velocidad de deslizamiento [5], mientras que otros autores afirman que se puede explicar a partir de un autovalor inestable del sistema de ecuaciones global [6]. Además, ciertos tipos de corrugación se pueden encontrar en el carril interno de la curva, y algunos autores asocian la frecuencia de la corrugación con una frecuencia natural del sistema [7].

Para poder analizar con precisión los fenómenos mencionados anteriormente, se requiere que se considere a la misma vez la interacción dinámica de alta frecuencia del vehículo-vía mediante la flexibilidad de los ejes y la vía, y las hipótesis más avanzadas de los modelos de baja frecuencia asociados al comportamiento en curva del vehículo (el cual depende fundamentalmente de las características del bogie y de la suspensión primaria), a la geometría real de la rueda y del carril y a la relación no lineal entre las fuerzas de contacto y las velocidades de pseudo-deslizamiento. Esto requiere por tanto un enfoque de modelado integral, que tenga en cuenta al mismo tiempo todo el vehículo ferroviario junto a modelos adecuados de ejes y vías flexibles, resultando posiblemente unos requerimientos computacionales elevados.

El objetivo de este trabajo es contribuir a resolver los problemas mencionados con anterioridad mediante la definición de un modelo de interacción dinámica de un vehículo ferroviario completo con ejes flexibles y una vía curva flexible. Para ello, el modelo de interacción detallado en [8] se extiende al caso de que el vehículo circule por vía recta, transición y curva, haciendo uso de las formulaciones avanzadas de eje y vía presentadas en [9]. Para reducir el coste computacional asociado a términos no lineales de la ecuación de movimiento del eje en la curva de transición, se presenta un planteamiento numérico mediante funciones de interpolación. El modelo de contacto rueda-carril adoptado [10] considera las geometrías reales de las superficies en contacto, la flexibilidad local en la zona de contacto y un modelo no lineal para el contacto tangencial rueda-carril. Se asume que tanto la caja del vehículo como el bogie son rígidos, estando su formulación basada en un planteamiento de dinámica multicuerpo [11].

El movimiento de cada componente del vehículo se describe en términos de pequeños desplazamientos respecto de un sistema de coordenadas de trayectoria, el cual está posicionado y orientado con los ejes principales del sólido cuando está centrado en la vía. De esta manera, el esfuerzo computacional requerido para la simulación se mantiene dentro de límites razonables, permitiendo tiempos de cálculo rápidos que hacen que el modelo sea atractivo para su uso práctico, como puede ser en la etapa de diseño de un nuevo vehículo o vía.

Finalmente, el modelo de interacción vehículo-vía propuesto en este trabajo se ha evaluado para diferentes condiciones de circulación en curva y diferentes casos de simulación propuestos en el Benchmark de Manchester [12]. Los resultados se presentan, discuten y comparan con el programa comercial ADAMS/Rail [13] basado en dinámica de sistemas multicuerpo, con el fin de validar el modelo de interacción propuesto.

2. MODELO INTEGRAL DE INTERACCIÓN VEHÍCULO-VÍA

El modelo de interacción del vehículo y de la vía combina una formulación de la dinámica de la vía flexible en recta, transición y curva, con un planteamiento multicuerpo del vehículo completo. Se tienen en cuenta las no linealidades asociadas a la geometría de los perfiles de rueda y carril, la relación no lineal entre fuerzas tangenciales y velocidades de pseudo-deslizamiento, y la flexibilidad y los efectos inerciales y giroscópicos debidos a la rotación del eje. Se supone que la caja del vehículo y los bogies son rígidos, y su formulación se implementa mediante la técnica presentada en [11]. Se adopta la formulación detallada en [9] para modelar la dinámica acoplada entre las masas no suspendidas y la vía. La idea principal más destacada de esta formulación reside en que el modelo del eje asume hipótesis realistas con un coste computacional reducido. Sus características principales se resumen a continuación.

Las ventajas que presenta el modelo de eje flexible están asociadas al sistema de coordenadas utilizado. Se utilizan dos sistemas de referencia distintos (véase la figura 1): el primero es un sistema inercial $X_0Y_0Z_0$ que se fija en una posición arbitraria; el segundo corresponde con un sistema de coordenadas de trayectoria $X_TY_TZ_T$ que sigue el

movimiento de cada eje en la configuración no deformada y centrado en la vía. Es importante remarcar que el sistema de trayectoria no rota con el eje. La posición y la orientación del sistema de trayectoria está determinada, por lo que el vector de posición \mathbf{p}_0 y la matriz de rotación \mathbf{T} que relacionan ambos sistemas de referencia se conocen en cada instante de tiempo t .

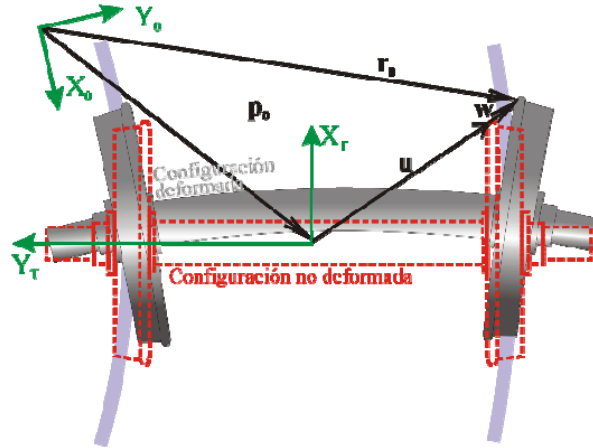


Figura 1. Sistemas de coordenadas asociados al modelo de eje.

El modelo hace uso de coordenadas Eulerianas, siendo \mathbf{u} el vector de posición de un punto espacial en la configuración no deformada del eje. Φ es la matriz de modos de vibración del eje, con condiciones de contorno libres. Debido a la geometría de revolución del eje, se pueden adoptar los modos de vibración en un sistema no rotatorio como la función base para calcular los pequeños desplazamientos \mathbf{w} del eje, relacionando así la configuración deformada y no deformada de la siguiente manera:

$$\mathbf{r}_0(\mathbf{u}, t) = \mathbf{p}_0(t) + \mathbf{T} \mathbf{u} + \mathbf{T} \Phi(\mathbf{u}) \mathbf{q}(t), \quad (1)$$

donde \mathbf{r}_0 es el vector de posición de una partícula material que en el instante t ocupa la posición espacial \mathbf{u} en la configuración no deformada, y $\mathbf{q}(t)$ es el vector de coordenadas modales.

La ecuación de movimiento resultante contiene integrales de volumen en el dominio de la configuración no deformada. La formulación final se obtiene aplicando el Método de Elementos Finitos como técnica numérica. A continuación se detalla la ecuación de movimiento [9]:

$$\ddot{\mathbf{q}} + (2\Omega \tilde{\mathbf{V}} + 2\tilde{\mathbf{P}})\dot{\mathbf{q}} + (\Omega^2 (\tilde{\mathbf{A}} - \tilde{\mathbf{C}}) + 2\Omega \tilde{\mathbf{S}} + \tilde{\mathbf{R}} - \tilde{\mathbf{B}} + \tilde{\mathbf{D}})\mathbf{q} = \Omega^2 \tilde{\mathbf{c}} - 2\Omega \tilde{\mathbf{U}} - \tilde{\mathbf{H}} + \tilde{\mathbf{N}} - \tilde{\mathbf{G}} + \mathbf{Q}_c + \mathbf{Q}_s, \quad (2)$$

siendo Ω la velocidad angular del eje, y las matrices $\tilde{\mathbf{V}}$, $\tilde{\mathbf{P}}$, $\tilde{\mathbf{A}}$, $\tilde{\mathbf{C}}$, $\tilde{\mathbf{S}}$, $\tilde{\mathbf{R}}$ y $\tilde{\mathbf{B}}$ tienen en cuenta los efectos inerciales asociados a la configuración deformada debidos a la aceleración de Coriolis, aceleración centrífuga y tangencial del eje, además de los efectos inerciales del movimiento del sistema de trayectoria y de la rotación del eje. Los vectores

\tilde{c} , \tilde{U} , \tilde{H} , \tilde{N} y \tilde{G} tienen en cuenta los efectos inerciales descritos anteriormente pero en este caso asociados a la configuración no deformada. La matriz diagonal \tilde{D} es la matriz de rigidez modal, que contiene las frecuencias naturales al cuadrado del eje con condiciones de contorno libre. Por último los vectores Q_c y Q_s son las fuerzas generalizadas aplicadas en el eje flexible, las cuales proceden de las fuerzas de contacto rueda-carril y de las fuerzas actuantes en la suspensión primaria, respectivamente.

3. ESCENARIOS DE CÁLCULO

Una vez definido el modelo de interacción dinámica vehículo-vía, a continuación se detallan los casos de simulación que se han llevado a cabo. En primer lugar, se han realizado simulaciones de circulación del vehículo en curva, considerando consecutivamente un tramo de vía recto, seguido de la transición y acabando en curva. Los parámetros geométricos de las distintas vías curvas se han extraído de líneas convencionales de alta velocidad en Italia. Se han considerado diferentes velocidades del vehículo, peraltes y radios de curva, detallados en la Tabla 1.

Radio curva [m]	1500	2500
Peralte [mm]	50	20
Insuficiencia peralte [mm]	0	92
Velocidad [km/h]	80	154
Aceleración no compensada [m/s ²]	0	0.6

Tabla 1. Parámetros geométricos de la curva y velocidades del vehículo.

Por otro lado, se ha implementado un caso particular de simulación recogido en el Benchmark de Manchester [12]. Se trata del “Caso de Vía 3” (Track Case 3), y representa una irregularidad lateral de vía ferroviaria encontrada comúnmente, como puede observarse en la Figura 2. Consiste en un tramo recto de 50 m, seguido de 5 perturbaciones sinusoidales en dirección lateral con una amplitud pico-pico de 31.75 mm y longitud de onda de 11.88 m, estando en fase en ambos carriles. Para tal caso de simulación, la velocidad del vehículo está establecida en 81 km/h.

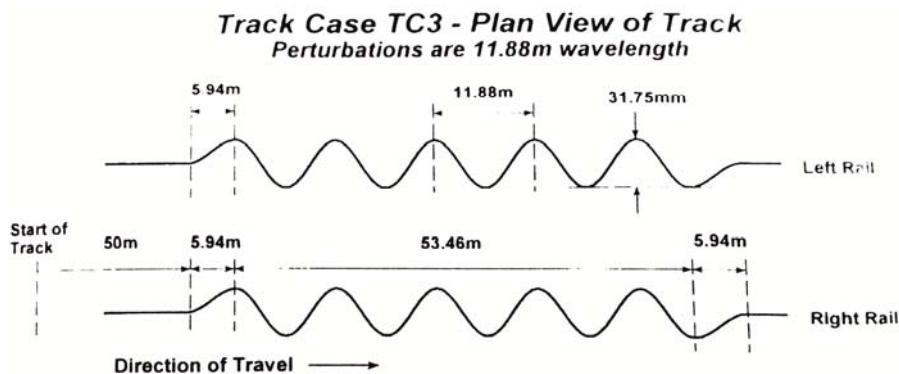


Figura 2. Caso de Vía 3 definido en el Benchmark de Manchester.

Para todos los casos de simulación definidos anteriormente, se ha considerado el vehículo 1 definido en el Benchmark de Manchester. Para más detalles sobre la geometría del vehículo, propiedades inerciales y características de la suspensión primaria y secundaria, consultar la referencia [12]. Con el fin de validar el modelo de interacción propuesto, todos los casos de cálculo descritos previamente han sido resueltos con el software comercial ADAMS/Rail. Teniendo presente que se trata de un software de dinámica multicuerpo, en el modelo propuesto se han considerado únicamente los modos de cuerpo rígido de los ejes montados y de la vía, anulando la flexibilidad de cualquier sistema.

4. RESULTADOS

Tras definir el modelo de interacción dinámica vehículo-vía propuesto en este trabajo y los casos de simulación llevados a cabo, en esta sección se presentan los resultados obtenidos en todos los casos de cálculo. Tanto para las dos simulaciones en curva como para la irregularidad lateral propuesta en el Benchmark, se detalla el posicionamiento y orientación del primer eje del vehículo, por tratarse del más crítico desde el punto de vista de la seguridad de marcha.

En la Figura 3 se observa el desplazamiento lateral del primer eje (Fig.3 a)) y su ángulo de ataque (Fig.3 b)), cuando el vehículo negocia una curva de radio 1500 m con un peralte de 50 mm a una velocidad de 80 km/h (aceleración no compensada nula). En primer lugar circula por un tramo recto, donde su posición y orientación están centradas en la vía (valores nulos); a continuación el vehículo comienza a negociar la curva de transición, donde se aprecian los fuertes gradientes dinámicos en desplazamiento y ángulo de ataque del eje para inscribirse en curva; por último negocia la curva de radio constante, donde el eje finalmente alcanza el régimen permanente y se inscribe en la curva. Se aprecia que tanto el modelo propuesto de interacción vehículo-vía como el software ADAMS/Rail reproducen prácticamente el mismo comportamiento dinámico del eje, con discrepancias muy reducidas (2.2% en desplazamiento, y 2.9% en ángulo de ataque).

Para el caso en que el vehículo negocia una curva de 2500 m, con un peralte de 20 mm a una velocidad de 154 km/h (aceleración no compensada de 0.6 m/s^2), el desplazamiento y ángulo de ataque se muestran en la Figura 4. De nuevo el vehículo circula en primer lugar por un tramo recto, seguido de la transición para terminar en la curva de radio constante, donde el eje alcanza el régimen permanente y se inscribe en la curva. Una vez más se aprecia que tanto el modelo propuesto como ADAMS/Rail predicen la misma tendencia y valores de posicionamiento y orientación muy similares. Indicar que en este caso se observa una discrepancia ligeramente mayor entre modelos, debido a que consideran modelos de contacto levemente diferentes.

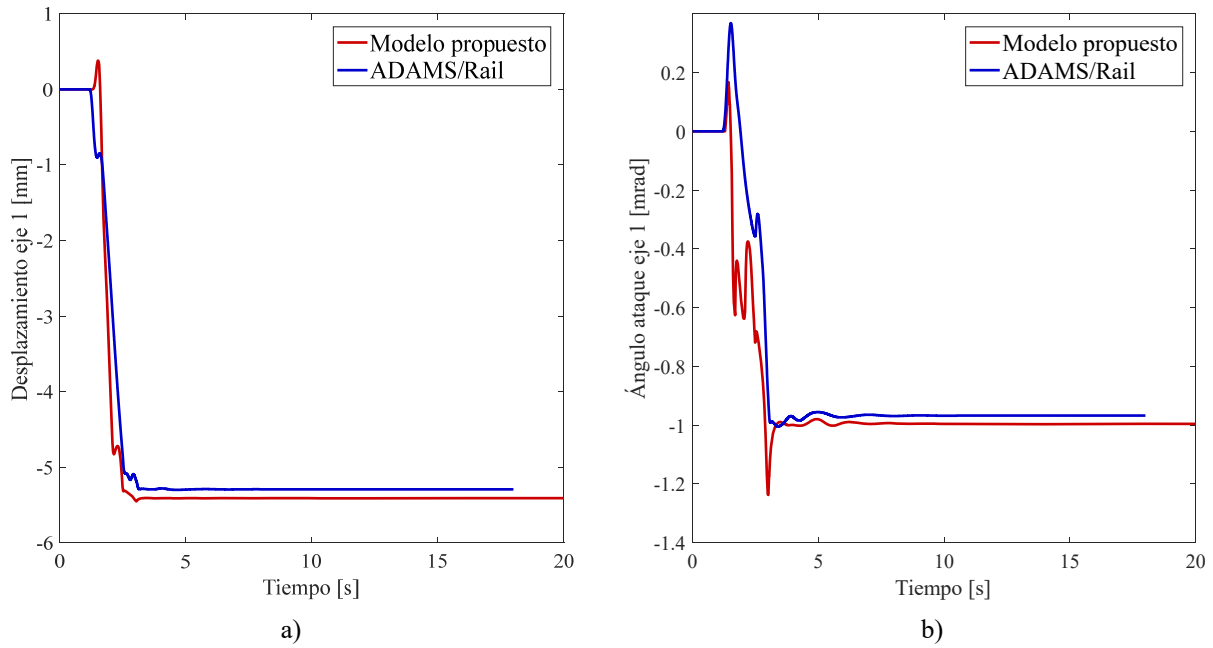


Figura 3. Desplazamiento lateral a) y ángulo de ataque b) del primer eje del vehículo, para un radio de curva de 1500 m, peralte de 50 mm y velocidad de 80 km/h.

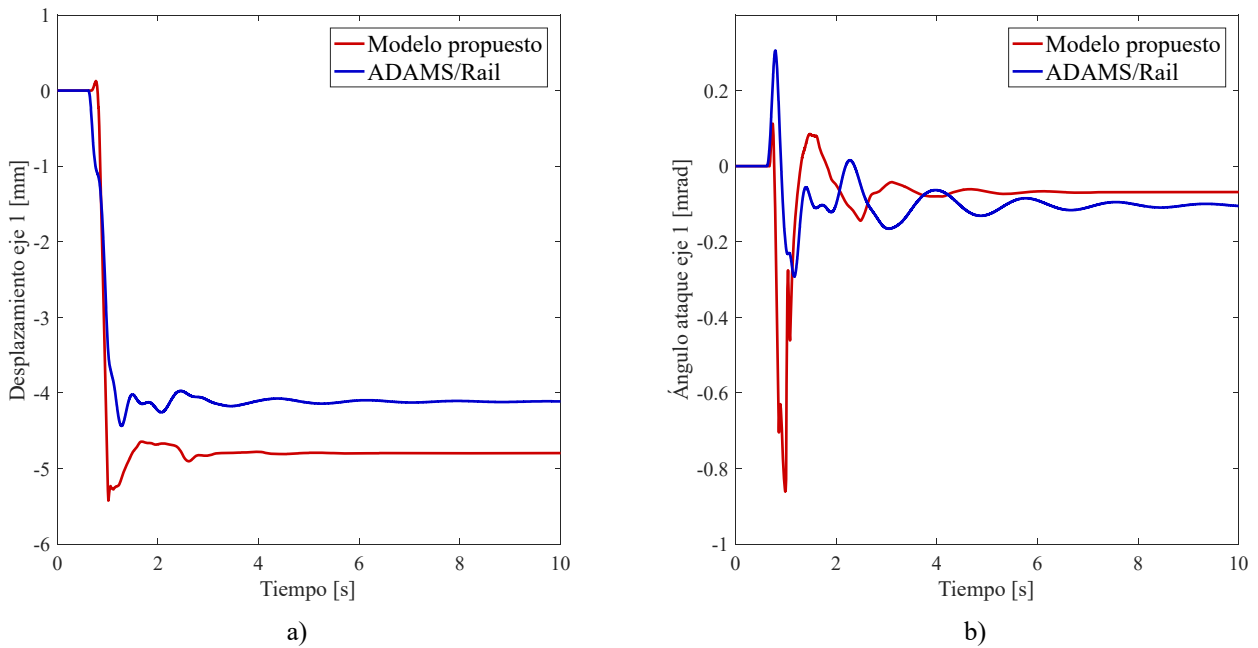


Figura 4. Desplazamiento lateral a) y ángulo de ataque b) del primer eje del vehículo, para un radio de curva de 2500 m, peralte de 20 mm y velocidad de 154 km/h.

Por último, se ha llevado a cabo la simulación referente a la irregularidad lateral definida en el Benchmark de Manchester como “Caso de Vía 3”. La figura 5 muestra el desplazamiento lateral del primer eje del vehículo con el modelo propuesto y con ADAMS/Rail. También se observa en la misma figura la irregularidad lateral de ambos carriles, separados por la distancia entre la cara interna del carril y la pestaña de la rueda. De tal manera, se observa el toque de pestaña del primer eje, representado por las tangencias entre el desplazamiento y la irregularidad de los carriles, predicho por ambos modelos. Finalmente indicar que de nuevo se aprecian discrepancias muy reducidas entre modelos, pues predicen un comportamiento muy similar de la dinámica del primer eje.

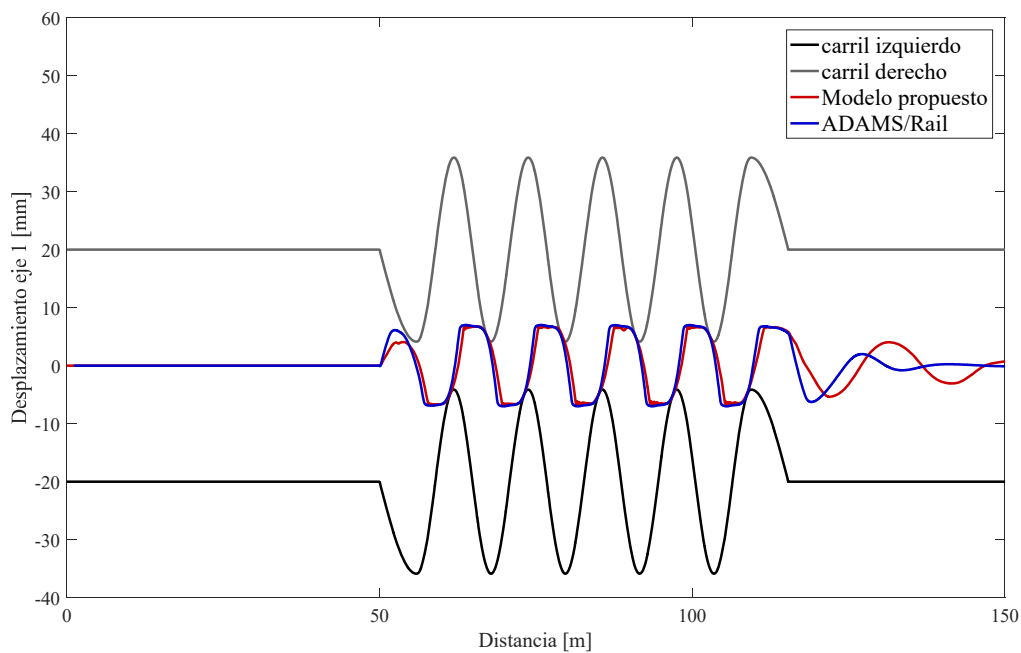


Figura 5. Desplazamiento lateral del primer eje en la perturbación lateral “Caso Vía 3” definida en el Benchmark de Manchester. Velocidad del vehículo de 81 km/h.

5. CONCLUSIONES

En este trabajo se ha desarrollado un modelo matemático para analizar la interacción dinámica del vehículo con la vía en recta, transición y curva, teniendo en cuenta el efecto de la flexibilidad tanto del eje montado como de la vía, así como los efectos inerciales y giroscópicos asociados a la rotación del eje. El modelo está basado en el uso de un sistema de coordenadas de trayectoria y coordenadas modales Eulerianas, permitiendo así mantener dentro de límites razonables la complejidad numérica del problema y el coste computacional requerido para la simulación.

Debido a que la formulación contempla el vehículo completo, el modelo es capaz de reproducir al mismo tiempo las componentes de baja frecuencia originadas por la negociación de una curva, así como las componentes dinámicas de alta frecuencia relacionadas con la

flexibilidad tanto del eje como de la vía.

Con el modelo propuesto se han llevado a cabo tres simulaciones dinámicas en el rango de la baja frecuencia, para lo cual ha sido necesario considerar únicamente los modos de cuerpo rígido de los ejes montados y de la vía. Las primeras dos simulaciones están asociadas a la negociación de una curva, con diferentes radios, peraltes y velocidades, donde se considera inicialmente un tramo recto y curva de transición. La tercera simulación se corresponde con una irregularidad lateral de vía propuesta en el Benchmark de Manchester. En todos los resultados mostrados, se observa que tanto el modelo de interacción propuesto como el software ADAMS/Rail predicen el mismo comportamiento de baja frecuencia del primer eje del vehículo, tanto el posicionamiento mediante su desplazamiento lateral como la orientación mediante su ángulo de ataque. Se encuentran discrepancias muy reducidas entre modelos, debido fundamentalmente a que consideran modelos de contacto ligeramente distintos.

En consecuencia, y en base a los resultados analizados, se puede concluir que el modelo propuesto de interacción dinámica vehículo-vía ha quedado validado en el rango de la baja frecuencia.

6. AGRADECIMIENTOS

Los autores desean agradecer el apoyo recibido del Ministerio de Economía y Competitividad y del Fondo Europeo de Desarrollo Regional mediante el proyecto TRA2013-45596-C2-1-R, así como a la Generalitat Valenciana mediante los proyectos Prometeo/2016/007 y GV/2016/011 de la Conselleria d'Educació, Investigació, Cultura i Esport.

REFERENCIAS

- [1] O. Polach, M. Berg, S. Iwnicki, *Chapter 12 Simulation*, in *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*, Ed. Taylor & Francis, (2006).
- [2] K. Popp, I. Kaiser, "Interaction of elastic wheelsets and elastic rails: modelling and simulation", *Vehicle System Dynamics*, **44** (Suppl.), pp. S932-S939, (2006).
- [3] J. Martínez-Casas, J. Giner-Navarro, L. Baeza, F. D. Denia, "Improved railway wheelset-track interaction model in the high-frequency domain", *J. Comput. Appl. Math.*, **309**, pp. 642-653, (2017).
- [4] D.J. Thompson, *Railway Noise and Vibration: Mechanisms, Modelling and Means of Control*, Elsevier, (2009).
- [5] S. S. Hsu, Z. Huang, S. D. Iwnicki, D. J. Thompson, C. J. C. Jones, G. Xie, P. D. Allen, "Experimental and theoretical investigation of railway wheel squeal", *Proc. IMechE., Part F: J. Rail Rapid Transit*, **221**, pp. 59-73, (2007).
- [6] A. Pieringer, L. Baeza, W. Kropp, *Modelling of railway curve squeal including effects of wheel rotation. Proceedings of the 11th International Workshop on Railway Noise, Uddevalla, Suecia, 2013*.
- [7] S. L. Grassie, J. A. Elkins, "Rail corrugation on North American transit systems", *Vehicle System Dynamics*, **28**, pp. 5-17, (1998).

- [8] J. Martínez-Casas, L. Baeza, E. Di Gialleonardo, S. Bruni, *Dynamic model of the track-railway vehicle interaction on curves. Proceedings of the 24th Symposium of the International Association for Vehicle System Dynamics (IAVSD 2015), Graz, Austria, 2015*, pp. 1081-1088.
- [9] J. Martínez-Casas, E. Di Gialleonardo, S. Bruni, L. Baeza, “A comprehensive model of the railway wheelset-track interaction in curves”, *J. Sound Vib.*, **333**, pp. 4152-4169, (2014).
- [10] S. Bruni, A. Collina, G. Diana, P. Vanolo, “Lateral dynamics of a railway vehicle in tangent track and curve: tests and simulation”, *Vehicle System Dynamics*, **33**, pp. 464-477, (2000).
- [11] A. A. Shabana, *Dynamics of multibody systems*, Ed. Cambridge University Press, (2013).
- [12] S. D. Iwnicki, “The Manchester Benchmarks for Rail Vehicle Simulation”, *Vehicle System Dynamics*, **30**, pp. 295-313, (1998).
- [13] MSC.SOFTWARE. *Adams/rail 2005r2*.