

Estimación numérica de las tensiones en ejes de vehículos ferroviarios

J. Martínez Casas⁽¹⁾, L. Baeza⁽¹⁾, L. Mazzola⁽²⁾, S. Bruni⁽²⁾

(1) Centro de Investigación de Tecnología de Vehículos. Dpto. de Ingeniería Mecánica y de Materiales.
Universitat Politècnica de València
baeza@mcm.upv.es

(2) Dipartimento di Meccanica. Politecnico di Milano

En este artículo se describe una metodología numérica para la estimación de tensiones en ejes ferroviarios a partir de la simulación de la interacción dinámica entre el vehículo ferroviario y la vía. Como modelo de interacción dinámica se ha adoptado una técnica de subestructuración, que divide el sistema en tres tipos de subestructuras: el vehículo, los carriles y sus soportes. Del vehículo ferroviario se modelan las masas no suspendidas: el eje es un sólido flexible rotatorio. Los carriles se modelan como vigas de Timoshenko, considerando la dinámica vertical, lateral y torsional. Por último, los soportes (placas de asiento, traviesas y balasto) se modelan como sistemas de parámetros concentrados, donde las traviesas se representan como masas concentradas, y las placas de asiento y el balasto como elementos visco-elásticos.

Para llevar a cabo el cálculo de tensiones, se han considerado diversas fuentes de excitación: corrugación armónica y rugosidad pseudoaleatoria del carril, y plano de rueda. Además, se han analizado diferentes longitudes de onda de corrugación, niveles de rugosidad (referenciadas al límite de la UNE-EN ISO 3095) y velocidades del vehículo. Para todos los casos de cálculo comentados, se han obtenido las fuerzas de contacto rueda-carril, y las tensiones en el eje. Por último, se evalúan los factores de amplificación dinámica para las fuerzas de contacto y las tensiones axiales para todos los casos de cálculo, comparando el máximo valor dinámico de la magnitud con su correspondiente valor estático.

1. INTRODUCCIÓN

En la actualidad, la normativa para el diseño a fatiga de ejes ferroviarios no contempla las cargas reales de servicio que surgen de la interacción dinámica del vehículo ferroviario con la vía, las cuales dependen en gran medida de los parámetros de diseño del vehículo y del tipo de servicio que presta [1,2]. En consecuencia, y pese a que se diseñan a vida infinita, aún se siguen produciendo fallos por fatiga de ejes ferroviarios, algunos de ellos con consecuencias catastróficas.

Las cargas a las que se somete un eje ferroviario en condiciones reales de servicio son a menudo obtenidas mediante ensayos experimentales usando ejes instrumentados [3,4]. Sin embargo, esta técnica presenta el inconveniente de que no puede ser aplicada en una etapa de diseño de un vehículo nuevo, además de que las pruebas son muy costosas y exigentes ya que están obligadas a cubrir un amplio rango de condiciones de servicio.

Por consiguiente, durante los últimos años diferentes investigadores han desarrollado metodologías usando técnicas de sistemas multicuerpo para predecir numéricamente las cargas de servicio del vehículo [3-5]. Estos modelos han considerado el eje ferroviario como un sólido rígido de manera que, al despreciar la flexibilidad del eje, sólo se pueden calcular correctamente las tensiones para el rango de baja frecuencia (0-20 Hz).

En este trabajo se describe una metodología para el cálculo numérico de las tensiones dinámicas en el eje montado ferroviario, incluyendo las componentes de alta frecuencia asociadas a la flexibilidad del sólido. Para ello, se ha modelado el eje ferroviario como un sólido flexible rotatorio mediante un planteamiento modal Euleriano [6], el cual interactúa

dinámicamente con una vía flexible que se modelada a través de condiciones de contorno cíclicas [7]. La simulación dinámica se lleva a cabo para diversos escenarios reales de servicio para un vehículo de alta velocidad. Como fuentes de excitación se consideran diversas irregularidades geométricas presentes en la superficie del carril y de las ruedas.

2. MODELO DE INTERACCIÓN DINÁMICA VEHÍCULO-VÍA

El modelo de interacción dinámica del vehículo y la vía se define adoptando una técnica de subestructuración que divide el sistema completo en tres tipos de subestructuras: el vehículo, los carriles y sus soportes (traviesas y balasto) [7]. Cada subestructura tiene su ecuación de movimiento, y los efectos de interacción entre ellas se consideran mediante las fuerzas de contacto rueda-carril y fuerzas transmitidas por la placa de asiento.

Teniendo presente que el rango de frecuencias a analizar está por encima de 20 Hz, el modelo de vehículo ferroviario se limita a las masas no suspendidas. El eje flexible rotatorio se modela mediante coordenadas modales Eulerianas [6] que aprovechan la ventaja de la simetría axial del sólido, reduciendo el coste computacional de la simulación. Las propiedades modales que constituyen los datos para el modelo del eje se obtienen de un modelo de elementos finitos cuya malla se muestra en la figura 1.

El modelo de la vía puede ser interpretado como una vía infinita por la que circulan infinitos vehículos iguales uniformemente distribuidos de tal manera que están separados entre sí una distancia constante L lo suficientemente grande como para evitar interacciones entre vehículos. Teniendo presente la periodicidad del sistema y de las cargas, el estudio se reduce a un cupón de vía de longitud L , imponiendo que los desplazamientos en ambos extremos del modelo coinciden.

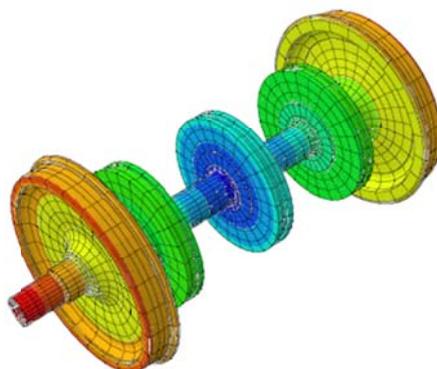


Figura 1. Malla de elementos finitos del eje flexible

3. RESULTADOS

En esta sección se muestran diversos resultados de la interacción vehículo-vía considerando diferentes fuentes de excitación: corrugación armónica simple y rugosidad pseudoaleatoria del carril, y un plano de bloqueo en la banda de rodadura. El vehículo ferroviario considerado en este caso de estudio es un coche de una unidad ETR 500, tren italiano de alta velocidad. Los carriles considerados son UIC60, y se ha considerado el tipo de vía “rígida” según los parámetros descritos en el proyecto EUROBALT.

En la tabla 1 se resumen los parámetros considerados para llevar a cabo la simulación. Además, en todos los análisis que se mostrarán a continuación (menos en los que se considera el eje como sólido rígido), se han implementado los primeros 100 modos de vibración, cubriendo un rango de frecuencia de hasta 2.7 kHz aproximadamente.

Datos del modelo de eje		Datos del modelo de vía	
Masa del eje	1375 kg	Longitud del vano	0.6 m
Peso por eje	120 kN	Número de traviesas	70
Rigidez longitudinal de suspensión primaria	7.5 MN/m	Masa de la traviesa	324 kg
Rigidez lateral de suspensión primaria	7.1 MN/m	Rigidez del balasto	200 MN/m
Rigidez vertical de suspensión primaria	0.81 MN/m	Amortiguamiento del balasto	150 kNs/m
Amortiguamiento longitudinal de suspensión primaria	100 kNs/m	Rigidez de la placa de asiento	1 GN/m
Amortiguamiento lateral de suspensión primaria	100 kNs/m	Amortiguamiento de la placa de asiento	50 kNs/m
Amortiguamiento vertical de suspensión primaria	30 kNs/m	Perfil del carril	UIC60

Tabla 1. Parámetros de simulación

3.1. Resultados para corrugación armónica simple del carril

Para la simulación asociada a la corrugación del carril, se han considerado diferentes longitudes de onda y amplitudes, incluyendo valores que excitan algunas frecuencias naturales del eje y las frecuencias P1 y P2 de la vía. El primer caso estudiado corresponde a una corrugación de longitud de onda 60 mm (la décima parte de la longitud del vano). En la figura 2 se representa la fuerza de contacto vertical entre el eje ferroviario y la vía corrugada para dos velocidades (100 y 300 km/h) y para dos amplitudes de corrugación. En la figura superior se considera un valor pico-pico de corrugación de 4.84 μm , correspondiente a la amplitud límite según la normativa UNE-EN ISO 3095 [8]. Para la velocidad de 300 km/h se muestran los resultados para el eje rígido, con la finalidad de comparar el efecto de la flexibilidad del eje. En la figura se detalla el contorno de la rugosidad del carril en una escala apropiada.

Se observan claramente dos armónicos en la fuerza de contacto, el primero que tiene la misma longitud de onda que la corrugación del carril, y el segundo con longitud de onda igual a la longitud del vano. La amplitud del primer armónico está muy influenciada por la velocidad del vehículo, siendo aproximadamente tres veces mayor para 300 km/h que para 100 km/h. También afecta la flexibilidad del eje en la fuerza de contacto, pues si comparamos para 300 km/h el eje rígido y flexible, se observa que desprestigiar la flexibilidad del eje conduce a sobrestimar aproximadamente en un 25% el valor pico-pico de la fuerza de contacto. Este fenómeno se debe a que, para la frecuencia de excitación en concreto (1390 Hz aproximadamente), la masa del eje involucrada en la vibración vertical es menor que la masa global de éste debido a los efectos de la flexibilidad, mecanismo que no se considera en el modelo de eje rígido.

Una amplitud pico-pico de corrugación de 4.84 μm no es muy alta, pues frecuentemente se encuentran en el rango de decenas o centenas de micras. Por lo tanto, en el gráfico inferior de la figura 2 se muestra la fuerza de contacto para el eje flexible a 300 km/h para dos valores de amplitudes de corrugación, una correspondiente al valor límite según la 3095 (como en el caso anterior), y otra diez veces mayor. Se puede observar como aumenta la amplitud de la fuerza de contacto con la amplitud de corrugación. Para el caso de mayor amplitud, se obtiene un valor pico-pico máximo de 93 kN, que representa un 78% de la carga estática. Por último, es importante señalar la poca influencia de los efectos no lineales asociados al contacto rueda-carril para este caso, pues la máxima variación dinámica de la fuerza de contacto para la mayor amplitud es diez veces mayor que para el caso de menor amplitud.

Además de los casos de cálculo mostrados hasta el momento para corrugación armónica simple, se han considerado diversas longitudes de onda de corrugación tales que excitan ciertas frecuencias de la vía y del eje. En concreto se han excitado la frecuencia P1 de la vía (1068.3 Hz aproximadamente) y los dos primeros modos de flexión forward (rotatorios) del eje, cuyos resultados serán mostrados más adelante.

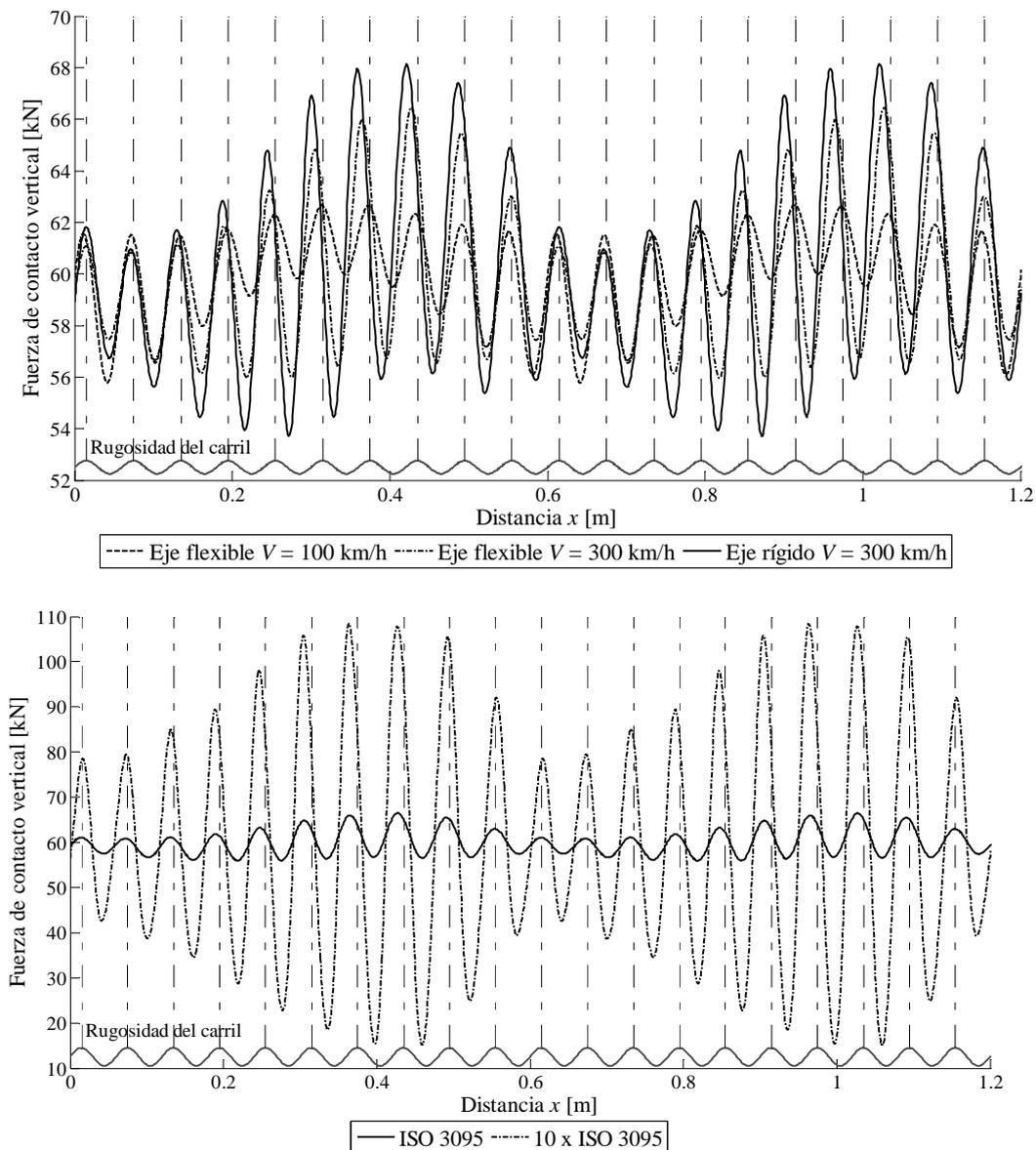


Figura 2. Fuerza de contacto eje-carril cuando el vehículo circula sobre una vía corrugada con longitud de onda 60 mm. Arriba: efecto de la velocidad y de la flexibilidad del eje con amplitud de corrugación según ISO 3095. Abajo: efecto de la amplitud de corrugación para una velocidad de 300 km/h y eje flexible

Con la finalidad de cuantificar la influencia de los efectos dinámicos en la fuerza de contacto rueda-carril y en las tensiones dinámicas en el eje, se define un factor dinámico como cociente entre el valor dinámico máximo de la magnitud de estudio y su correspondiente valor estático. Para la fuerza de contacto, el factor dinámico k_Q se expresa como sigue:

$$k_Q = \frac{Q_{d,max}}{Q_s}, \tag{1}$$

donde $Q_{d,\max}$ es el máximo valor dinámico de la fuerza vertical de contacto y Q_s es el correspondiente valor estático. De igual forma, el factor dinámico para las tensiones normales del eje k_σ se define como:

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{d,\max}}{\sigma_{s,\max}}, \quad (2)$$

siendo $\sigma_{d,\max}$ la máxima tensión dinámica en el punto de estudio considerado y $\sigma_{s,\max}$ el máximo valor estático asociado a la flexión rotativa originada por la carga estática en el eje.

En la figura 3 se muestran los factores dinámicos k_Q y k_σ respectivamente en función de la velocidad del vehículo, para los casos de corrugación del carril comentados anteriormente y considerando una amplitud de la misma diez veces mayor que el límite descrito por la norma 3095. Para el factor de amplificación dinámica de la fuerza de contacto k_Q , se observa que para todo el rango de velocidades se alcanzan los mayores valores para el caso en el que se excita el primer modo de flexión forward del eje, alcanzando un valor máximo cercano a 1.8. Para la mayoría de casos de corrugación considerados en este trabajo, aparece un máximo local entre 125 y 135 km/h, fenómeno asociado a la frecuencia P1 de la vía excitada por la frecuencia de paso por traviesa. Referente al factor dinámico de tensiones k_σ (gráfico a la derecha de figura 3), se observa que, para el caso de cálculo sin corrugación y con corrugación que excita la frecuencia P1, tienen tendencias y valores muy similares, mostrando amplificaciones dinámicas bajas en la tensión, con un valor máximo por debajo de 1.2. Sin embargo cuando la corrugación excita las frecuencias naturales del eje, la amplificación dinámica es significativamente mayor, alcanzando valores cercanos a 1.8 cuando el primer modo forward es excitado. La tendencia de las curvas es prácticamente creciente con respecto a la velocidad, pues en este caso el efecto de la resonancia asociada al paso por traviesa es menor que en la fuerza de contacto.

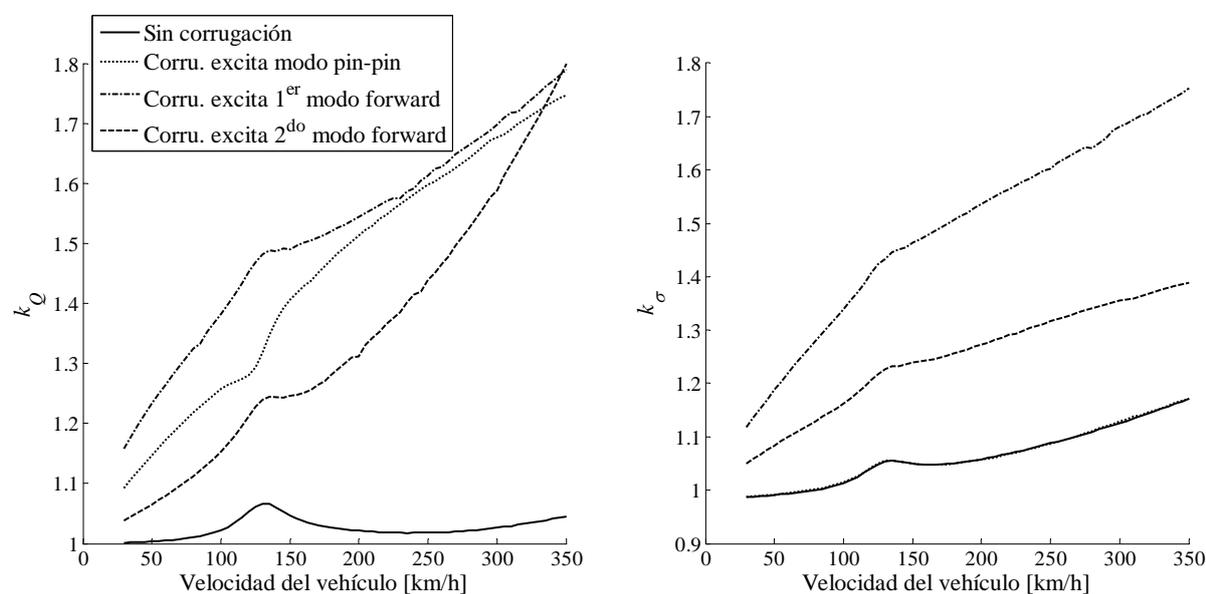


Figura 3. Factor dinámico k_Q (figura izquierda) y k_σ (figura derecha) para diferentes velocidades y casos de excitación. La amplitud de corrugación es diez veces mayor que el límite de ISO 3095

3.2. Resultados para rugosidad pseudoaleatoria del carril y para el plano de rueda

En la figura 4 se representa la fuerza de contacto frente a la distancia recorrida por el vehículo para las velocidades de 100 y 300 km/h, considerando como excitación la rugosidad pseudoaleatoria del carril con amplitudes determinadas por la norma 3095 para cada número de onda. Además se han comparado los resultados para un modelo de eje rígido y flexible. Se observan importantes variaciones dinámicas de la fuerza de contacto, con un valor máximo de 1.6 veces la carga estática, aproximadamente, para una velocidad de 300 km/h. Sin embargo no se aprecian variaciones significativas en este cálculo entre el eje flexible y rígido.

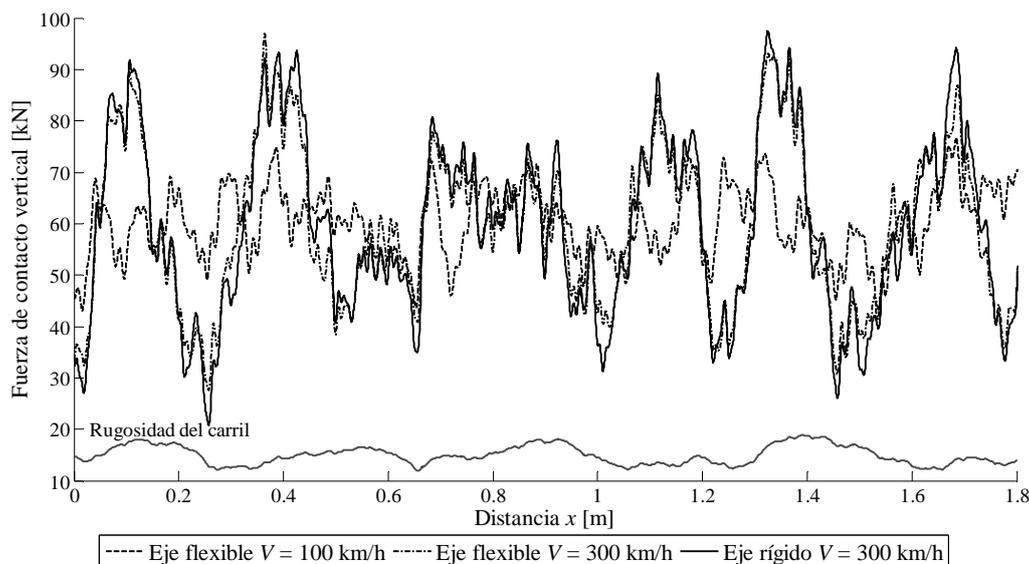


Figura 4. Fuerza de contacto rueda-carril cuando el vehículo circula a velocidades de 100 y 300 km/h sobre una vía corrugada aleatoriamente

En la figura 5 se representa la fuerza de contacto frente a la distancia recorrida para la velocidad del vehículo de 50 km/h cuando la fuente de excitación es un plano de rueda, considerando de nuevo los modelos de eje flexible y rígido. Se pueden apreciar efectos dinámicos muy severos, que consisten en primer lugar en una pérdida total del contacto rueda-carril, seguido de un impacto que origina un valor máximo de fuerza de contacto entre 3 y 4 veces mayor que la carga estática, terminando con una vibración transitoria. Las diferencias entre el modelo de eje rígido y flexible son pequeñas en cuanto a duración de la pérdida de contacto y valor máximo de fuerza se refiere, pero la flexibilidad del eje influye mucho en el contenido en frecuencia del transitorio final tras el impacto, como puede apreciarse en la vista aumentada a la derecha de la figura 5.

Por último, en la figura 6 se detalla la evolución de los factores dinámicos k_Q y k_σ frente a la velocidad del vehículo, para ambos casos de excitación considerados en este apartado. El factor dinámico de la fuerza de contacto k_Q es casi monótono creciente para la excitación proveniente de la corrugación aleatoria, alcanzando un valor máximo próximo a 1.8. En el caso de plano de rueda, el factor dinámico de la fuerza es mucho mayor, estando acotado entre 2.8 y 4.2, con valores mayores para bajas velocidades. Este fenómeno se debe a que a bajas velocidades la duración de la pérdida de contacto es mayor, y el impacto por lo tanto es más elevado. Respecto al factor dinámico de las tensiones k_σ , se observa que de nuevo en el caso de corrugación aleatoria es casi monótono creciente, alcanzando un valor máximo cercano a 1.3. Sin embargo se observa una tendencia muy diferente para el caso de plano de rueda, siendo el factor k_σ inicialmente decreciente con la velocidad, para volver a crecer a partir de 200 km/h aproximadamente. El mayor factor dinámico de tensión axial se obtiene a la menor velocidad considerada en este análisis, y se encuentra ligeramente por debajo de 1.5.

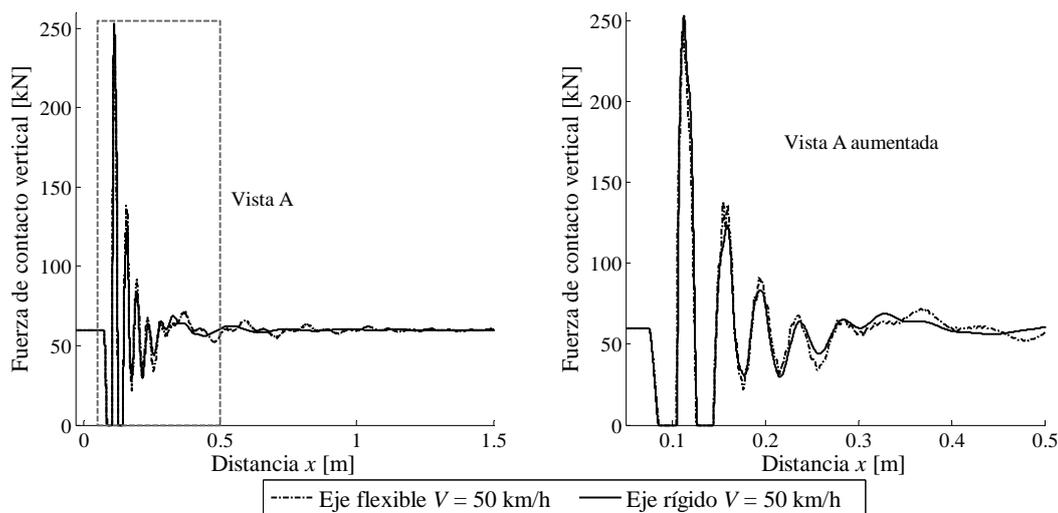


Figura 5. Fuerza de contacto rueda-carril cuando el vehículo circula a 50 km/h sobre un carril perfectamente uniforme en presencia de un plano de rueda de 50 mm

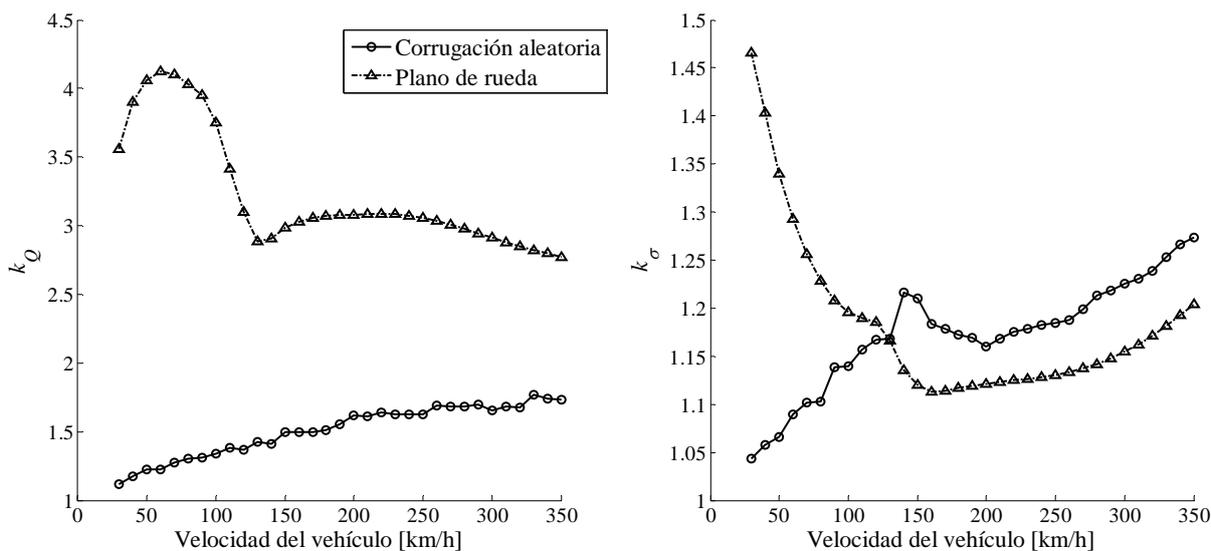


Figura 6. Factores dinámicos k_Q (fuerza de contacto vertical, figura izquierda) y k_σ (tensión normal en dirección y, figura derecha) para los casos de excitación de corrugación aleatoria y plano de rueda

4. CONCLUSIONES

En este artículo se ha descrito una metodología para estimar numéricamente las tensiones dinámicas en el cuerpo del eje de un vehículo ferroviario, a partir de la simulación de la interacción entre la vía y el vehículo.

Se han presentado diversos resultados de la metodología, considerando como fuentes de excitación la rugosidad del carril y el plano de rueda, además de considerar diversas longitudes de onda y amplitudes de corrugación y diferentes velocidades del vehículo ferroviario. Los resultados han dejado constancia de que los efectos dinámicos producen significantes amplificaciones dinámicas en las tensiones del eje, en algunos casos cercanas al 70% con respecto al valor estático. Hay que destacar que esta influencia de los efectos dinámicos en las tensiones depende fuertemente del tipo de excitación y de la velocidad del vehículo.

En el caso de que la fuente de excitación sea la corrugación armónica simple del carril, los factores de amplificación dinámica son relativamente bajos, excepto cuando se excitan los modos de vibración del eje. También se encuentran factores de amplificación dinámica bajos cuando se excita con una rugosidad pseudoaleatoria del carril, ya que al cubrir un amplio rango de frecuencias de excitación se reduce el efecto de las resonancias. Para todos los casos de rugosidad considerados en el artículo, el factor de amplificación dinámica de tensiones aumenta con la velocidad de giro, por lo que se alcanza el caso más crítico para altas velocidades.

Un comportamiento muy diferente se ha reflejado para el caso de que la excitación provenga de un plano de bloqueo en la rueda. Se han obtenido factores de amplificación dinámica hasta del 45-50%, lo que refleja una influencia muy crítica en la vida a fatiga del eje. A diferencia de los casos de corrugación, y debido a la naturaleza del defecto (localizado y de pequeño tamaño), las amplificaciones dinámicas más severas se producen a baja velocidad, donde las frecuencias de excitación generadas por el plano excitan las resonancias a flexión del eje. Por lo tanto, el escenario más crítico del plano de rueda será en vehículos de mercancías, los cuáles a menudo circulan a bajas velocidades.

Tras los resultados mostrados en este artículo, podemos afirmar que los efectos dinámicos son muy importantes para estimar correctamente la vida a fatiga del eje ferroviario, y por lo tanto necesitan ser debidamente considerados en el proceso de diseño del eje.

AGRADECIMIENTOS

Este trabajo ha sido realizado en el marco del Proyecto TRA2010-15669 financiado por el Ministerio de Ciencia e Innovación.

5. REFERENCIAS

- [1] R. A. Smith. *Railway fatigue failures: an overview of a long standing problem*, Materialwissenschaft und Werkstofftechnik, 36:11 (2005), 697-705.
- [2] V. Grubisic, G. Fischer. *Procedure for reliable durability validation of train axles*, Materialwissenschaft und Werkstofftechnik, 37:12 (2006), 973-982.
- [3] S. Alfi, F. Braghin, S. Bruni. *Numerical and experimental evaluation of extreme loads for improved wheelset design*, Vehicle System Dynamics, 46 (2008), 431-444.
- [4] A. S. Watson, K. Timmis. *A method of estimating railway axle stress spectra*, Engineering Fracture Mechanics, 78 (2011), 836-847.
- [5] S. Bruni, R. Corradi, L. Mazzola, *Wheel rail contact forces as input for optimal and robust axle design*, 8th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems (CM2009), Firenze, Italy, (2009).
- [6] J. Martínez-Casas, J. Fayos, F. D. Denia, L. Baeza. *Dynamics of damped rotating solids of revolution through an Eulerian modal approach*, Journal of Sound and Vibration, 331 (2012), 868-882.
- [7] L. Baeza, O. Huajiang. *A railway track dynamics model based on modal substructuring and cyclic boudary condition*, Journal of Sound and Vibration, 330 (2011), 75-86.
- [8] UNE-EN ISO 3095. Aplicaciones ferroviarias. Acústica. Medición del ruido emitido por vehículos que circulan sobre carriles. Diciembre 2006.