



TESIS DOCTORAL

OPTIMIZACIÓN DE PERFILES DE RODADURA FERROVIARIA

Presentada por:

D. JESÚS HERREROS KILDAL

en la

**ESCUELA DE INGENIERÍA DE BILBAO
BILBOKO INGENIARITZA ESKOLA**

perteneciente a la

**UNIVERSIDAD DEL PAÍS VASCO
EUSKAL HERRIKO UNIBERTSITATEA**

Para la obtención del grado de Doctor

Dirigida por:

Prof. Dr. D. JAVIER SANTAMARÍA MANRIQUE

Prof. Dr. D. ERNESTO GARCÍA VADILLO

Bilbao, mayo 2017

*A mi mujer Nathalie por su paciencia,
trabajo, apoyo y comprensión permanente*

*a mis hijas Cristina, Isabel y mi hijo
Nicolás por su alegría y cariño a pesar de las
horas que no he podido dedicarles*

*y a mis padres por sus esfuerzos en
educarme y orientarme en la vida*

Foto portada:

Ruedas de locomotora AB. 1873 conocida popularmente como “La Caledonia”, fabricada en el año 1925 en los talleres de Caledonia Works en la empresa Andrew Barclay Sons & Co, de Kilmarnock (Escocia), y expuesta en Castejón (Navarra).

AGRADECIMIENTOS

Quiero mostrar mi agradecimiento a todas las personas que han hecho posible la realización de esta Tesis por su colaboración indispensable.

En primer lugar, quiero agradecer a mis Directores de Tesis, Javier y Ernesto, por su orientación, apoyo y sabios consejos, sin los cuales no hubiera sido posible la consecución de esta Tesis.

Así mismo deseo tener un recuerdo para mis compañeros y miembros del grupo de investigación de Ferrocarriles de la Escuela de Ingeniería de Bilbao, Nekane, Olatz, Josu y Julio, por su inestimable ayuda y grata compañía a lo largo del periodo de elaboración de la Tesis.

No puedo tampoco olvidar a mis compañeros de doctorado del Departamento de Ingeniería Mecánica de la UPV/EHU, con los que he compartido durante estos años largos momentos de trabajo y esfuerzo.

Quiero agradecer también a Antonio Corral, de la Dirección General de Ferrocarriles del Ministerio de Fomento, por la información aportada para completar este trabajo.

De la misma manera, agradezco a FOMENTO–MINECO por los proyectos T83/2006, TRA2010-18386 y TRA2014-59599-R y al Gobierno Vasco por los proyectos IT-453-10, IT.691-13 y IT.919-16 que han permitido costear los equipos empleados en la Tesis y los gastos de ejecución. Este trabajo también ha sido parcialmente financiado mediante la iniciativa tecnológica conjunta Shift2Rail de Horizonte 2020 a través del contrato 730841.

Igualmente quiero aquí reconocer a la UPV/EHU por su soporte a través de la Unidad de Formación e Investigación en Ingeniería Mecánica UFI11/29.

Finalmente, quiero dar las gracias muy especialmente a toda mi familia por su sacrificio en los momentos que no he podido compartir con ellos para dedicarlos a esta Tesis, muy especialmente a mi mujer Nathalie por su paciencia, trabajo y apoyo, a mis hijas Cristina, Isabel y mi hijo Nicolás por su alegría y cariño, y a mis padres por la valiosa formación y educación que tan sabiamente han sido capaces de inculcarme y transmitirme.

RESUMEN

La Tesis nace con el objetivo de desarrollar un método de optimización de perfiles de rueda de ferrocarril que permita sintetizar nuevos perfiles con un mejor comportamiento desde el punto de vista dinámico. Entre los parámetros dinámicos a tener en cuenta se encuentran el confort de marcha, la inscripción en curva, la seguridad ante el descarrilamiento, las presiones máximas en el contacto, el desgaste del perfil y la fatiga superficial de rodadura o RCF (*Rolling Contact Fatigue*).

Como es conocido, el problema del contacto rueda-carril es fuertemente no lineal y presenta gran sensibilidad a pequeñas variaciones en los perfiles que contactan, tanto de la rueda como del carril. Por otro lado, el campo de exploración en el proceso de búsqueda de un perfil óptimo es muy amplio. Por ello el método de optimización desarrollado se ha basado en la técnica de los Algoritmos Genéticos que permite abordar de forma sencilla problemas fuertemente no lineales que requieran un vasto campo de exploración.

Mediante esta Tesis se persigue obtener perfiles de rueda óptimos para montar en vehículos ferroviarios que circulen tanto por un tipo de vía determinado como aquéllos que deban circular sucesivamente por diferentes tipos de vía. Concretamente, se aborda el caso de la obtención de un perfil de rueda mejorado para equipar a los vehículos de alta velocidad española, si bien el método de optimización desarrollado tiene carácter general y es aplicable a cualquier tipo de vía o combinación de vías. Resulta especialmente interesante la búsqueda de perfiles de rueda optimizados para el caso de los vehículos de alta velocidad, que dentro de la península ibérica circulen por vías de ancho internacional (1435 mm) y por vías de ancho ibérico (1668 mm). Otro caso de gran relevancia lo encontramos en los vehículos de alta velocidad que deban

cruzar la frontera entre España y Francia, pasando de una vía de ancho internacional con inclinación de carril 1:20 a otra de ancho internacional con inclinación de carril 1:40. Ambos estudios se abordan a lo largo de esta Tesis.

Al final de la Tesis se analiza la influencia de la incorporación del criterio de desgaste mínimo en la optimización de perfiles de rueda, de manera que el perfil óptimo sintetizado presente un desgaste menor y lo más homogéneo posible con el objeto de que mantenga el mayor tiempo posible su geometría y por consiguiente sus propiedades dinámicas a lo largo de su ciclo de vida.

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS DE LA TESIS.....	15
1.1 PRESENTE Y FUTURO DEL TRANSPORTE POR FERROCARRIL	17
1.2 INTEROPERABILIDAD DEL SISTEMA FERROVIARIO	22
1.2.1 Directiva 2008/57/CE	22
1.2.2 Anchos de vía	24
1.3 DISEÑO DE PERFILES DE RODADURA	30
1.4 OBJETIVOS DE LA TESIS	31
1.5 ORGANIZACIÓN Y DESARROLLO DE LA TESIS	34
2. ESTADO DEL ARTE	37
2.1 MODELIZACIÓN DE LA DINÁMICA FERROVIARIA.....	39
2.1.1 Problema del contacto rueda-carril.....	39
2.1.2 Software para simulación dinámica de vehículos ferroviarios	47
2.2 OPTIMIZACIÓN DE PERFILES DE RODADURA	52
2.3 DESGASTE EN RUEDAS DE FERROCARRIL.....	60
2.3.1 Desgaste rueda-carril.....	62
2.3.2 Rolling contact fatigue	72
3. ESTUDIO COMPARATIVO DEL CONTACTO RUEDA-CARRIL PARA PERFILES NOMINALES Y PERFILES DESGASTADOS.....	81
3.1 MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA UTILIZADO (DINATREN)	83
3.1.1 Modelización del vehículo ferroviario y de la vía.....	83
3.1.2 Módulo de generación de tablas de contacto precalculadas	86
3.1.2.1 Concepto	86
3.1.2.2 Tablas de contacto rígido y de contacto elástico	87
3.1.3 Módulo de simulación dinámica del vehículo.....	88
3.2 MEDICIONES EXPERIMENTALES DE DESGASTE EN CARRILES	90
3.2.1 Mediciones de perfiles desgastados en vía de ancho ibérico.....	91
3.2.2 Mediciones de perfiles desgastados en vía de alta velocidad	103

3.2.3	<i>Adaptación de DINATREN para trabajar con perfiles de carril medidos experimentalmente.....</i>	108
3.3	CÁLCULO Y ANÁLISIS DE TABLAS DE CONTACTO	109
3.3.1	<i>Contacto rígido entre perfil GV80 y carril 54E1 nominal para diferentes anchos e inclinaciones de carril</i>	112
3.3.2	<i>Contacto rígido entre perfil GV80 y carril 60E1 nominal para diferentes anchos e inclinaciones de carril</i>	120
3.3.3	<i>Contacto rígido entre perfil GV80 y carril 60E1 desgastado para ancho internacional e inclinación de carril 1:20</i>	127
3.3.4	<i>Contacto rígido entre perfil GV80 y carril 54E1 desgastado para ancho ibérico e inclinación de carril 1:20</i>	133
4.	MÉTODO DE OPTIMIZACIÓN DE PERFILES DE RUEDA DESARROLLADO.....	149
4.1	INTRODUCCIÓN	151
4.2	CLASIFICACIÓN DE LOS MÉTODOS DE OPTIMIZACIÓN	151
4.3	FUNDAMENTOS DE LOS ALGORITMOS GENÉTICOS	154
4.3.1	<i>Descripción general del método de Algoritmos Genéticos.....</i>	154
4.3.2	<i>Operadores básicos y modificaciones de los Algoritmos Genéticos.....</i>	159
4.3.2.1	Operador selección y reproducción	159
4.3.2.2	Operador cruzamiento	160
4.3.2.3	Operador mutación	160
4.3.2.4	Modificaciones de los AG: elitismo	161
4.3.3	<i>Ventajas y desventajas de los Algoritmos Genéticos frente a otros métodos de optimización.....</i>	163
4.4	BASES TEÓRICAS DEL MÉTODO DE OPTIMIZACIÓN DE NELDER-MEAD.....	165
4.4.1	<i>Descripción general del método de Nelder-Mead</i>	165
4.4.2	<i>Formulación matemática.....</i>	166
4.5	INTERCONEXIÓN ENTRE AG Y MÓDULO DE GENERACIÓN DE TABLAS DE CONTACTO.....	170

4.6	VALIDACIÓN DE LOS MÉTODOS DE AG Y NELDER-MEAD APLICADOS A SÍNTESIS DE PERFILES	172
4.6.1	<i>Estudio de un caso sencillo</i>	173
4.6.2	<i>Análisis del incremento del número de variables</i>	186
4.6.3	<i>Incorporación de criterios adicionales</i>	189
4.6.4	<i>Combinación del método de los Algoritmos Genéticos y el método simplex de Nelder-Mead</i>	194
4.7	DESCRIPCIÓN DEL ALGORITMO DE OPTIMIZACIÓN DESARROLLADO	196
4.7.1	<i>Introducción</i>	196
4.7.2	<i>Planteamiento del problema. Perfil de rueda para alta velocidad</i>	197
4.7.3	<i>Definición de la función objetivo</i>	202
4.7.4	<i>Método de optimización</i>	206
4.7.5	<i>Definición de las variables de diseño mediante arcos de circunferencia</i>	207
4.7.5.1	<i>Descripción de las variables</i>	207
4.7.5.2	<i>Resultado de la optimización</i>	210
4.7.5.3	<i>Mejoras dinámicas logradas</i>	214
4.7.6	<i>Definición de las variables de diseño mediante puntos interpolantes</i> ...	216
4.7.6.1	<i>Descripción de las variables</i>	216
4.7.6.2	<i>Resultado de la optimización</i>	218
4.8	GENERALIZACIÓN DEL MÉTODO DE OPTIMIZACIÓN A VARIOS TIPOS DE VÍA	223
4.9	CONCLUSIONES	224
5.	APLICACIÓN DEL MÉTODO DE OPTIMIZACIÓN DE PERFILES DE RODADURA A LA INTEROPERABILIDAD	225
5.1	INFLUENCIA DE LAS CARACTERÍSTICAS DE LA VÍA EN LA CONICIDAD EQUIVALENTE	227
5.2	OPTIMIZACIÓN DE PERFILES PARA BOGIES DE DOBLE ANCHO: VÍA AVE Y ANCHO IBÉRICO	230
5.2.1	<i>Conicidades con contacto rígido</i>	232

5.2.2	<i>Conicidades con contacto elástico</i>	235
5.3	OPTIMIZACIÓN DE PERFILES PARA BOGIES CIRCULANDO EN VÍA AVE Y VÍA TGV	240
5.3.1	<i>Conicidades con contacto rígido</i>	241
5.3.2	<i>Conicidades con contacto elástico</i>	242
5.4	OPTIMIZACIÓN DE PERFILES PARA BOGIES CIRCULANDO EN VÍAS AVE, ANCHO IBÉRICO Y TGV	246
5.4.1	<i>Conicidades con contacto rígido</i>	249
5.4.2	<i>Conicidades con contacto elástico</i>	252
5.5	ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO DEL PERFIL ÓPTIMO SINTETIZADO PARA DOBLE ANCHO	258
5.5.1	<i>Ventajas logradas</i>	258
5.5.1.1	<i>Comparación de la inscripción en curva</i>	259
5.5.1.2	<i>Reducción del desgaste</i>	260
5.5.1.3	<i>Mejora de la seguridad de rodadura</i>	262
5.5.1.4	<i>Comparación de otros parámetros: presiones máximas de contacto y RCF</i>	264
5.5.2	<i>Circulación por tramo de referencia de vía AVE con carril desgastado</i>	268
5.5.3	<i>Circulación por tramo de referencia de vía de ancho ibérico con carril desgastado</i>	280
5.5.4	<i>Circulación por tramo de referencia de vía de ancho ibérico con carril nuevo</i>	291
5.6	CONSIDERACIONES FINALES	300
6.	MEJORA DE LA RESISTENCIA AL DESGASTE DE PERFILES OPTIMIZADOS	305
6.1	JUSTIFICACIÓN DE LA NECESIDAD DEL CRITERIO DE DESGASTE	307
6.2	MECANISMOS DE DESGASTE	307
6.3	MODELOS DE DESGASTE RUEDA-CARRIL	309
6.3.1	<i>Modelo de Archard</i>	310
6.3.2	<i>Modelo de disipación de energía</i>	313

6.3.2.1	Modelo de Zobory.....	315
6.3.2.2	Modelo de Pearce y Sherratt	318
6.3.2.3	Modelo de Lewis.....	320
6.3.3	<i>Comparación entre los diferentes modelos de desgaste.....</i>	<i>322</i>
6.4	OPTIMIZACIÓN DE PERFILES CON CRITERIO DE DESGASTE	324
6.4.1	<i>Enfoque del problema</i>	<i>324</i>
6.4.2	<i>Metodología de estimación de desgaste.....</i>	<i>327</i>
6.4.2.1	Hipótesis de partida.....	327
6.4.2.2	Descripción del método.....	328
6.4.2.3	Validación del modelo	331
6.4.3	<i>Método de refinado</i>	<i>334</i>
6.5	SÍNTESIS DE PERFILES DE ALTA VELOCIDAD CON DESGASTE	
	REDUCIDO	338
6.5.1	<i>Perfil obtenido.....</i>	<i>338</i>
6.5.2	<i>Análisis comparativo.....</i>	<i>339</i>
7.	CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS	343
7.1	CONCLUSIONES.....	345
7.2	LÍNEAS FUTURAS DE INVESTIGACIÓN	350
8.	BIBLIOGRAFÍA.....	353
	ANEXO: RESULTADOS CIENTÍFICOS DERIVADOS DE LA TESIS.....	371

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS DE LA TESIS

Resumen del capítulo:

En este capítulo se expone brevemente la importancia actual del transporte por ferrocarril y el impulso renovado que está experimentando en base a la modernización de la infraestructura ferroviaria y a la evolución del material rodante, lo que le confiere en determinados aspectos indudables ventajas respecto a otros medios de transporte. Asimismo se describe la dificultad que supone para la interoperabilidad la existencia de diferentes anchos de vía a lo largo del país y del continente europeo. Posteriormente se plantean los objetivos perseguidos en esta Tesis y se describe la organización de los capítulos en ella contenidos.

1.1 PRESENTE Y FUTURO DEL TRANSPORTE POR FERROCARRIL

El ferrocarril ejerció un papel preponderante como medio de transporte de media y larga distancia a lo largo del siglo XIX. Pero durante el siglo XX, con el desarrollo de los vehículos de combustión interna, fue progresivamente perdiendo relevancia especialmente a partir del fin de la Segunda Guerra Mundial. A finales del siglo XX el ferrocarril solo poseía una cuota de mercado del orden de un 6% del total de tráfico de pasajeros y del 15% del de mercancías [Echeverri 1998].

Sin embargo, en la actualidad la demanda registrada por el transporte ferroviario en toda Europa aumenta por múltiples motivos, como las consideraciones medioambientales, el incremento del desarrollo urbanístico, los costes de la energía y la congestión vial.

Con los avances en tecnología ferroviaria, la preocupación por el medio ambiente y la creciente importancia de un transporte público eficaz, la industria ferroviaria europea se encuentra en un punto de inflexión. El ferrocarril está experimentando una modernización a gran escala que lo hace más atractivo y competitivo. La aparición de trenes más rápidos y cómodos está convirtiendo al transporte por tren en una opción muy interesante para medias y largas distancias (hasta 800 km). El transporte de mercancías se está viendo favorecido por la capacidad de soportar mayores cargas por eje. La expansión de redes urbanas de metro, cercanías y tranvía es pieza importante para la reducción de la congestión del tráfico en las grandes ciudades. Todo esto está ejerciendo una presión considerable sobre las infraestructuras existentes, obligando a aumentar las inspecciones y el mantenimiento de los activos ferroviarios.

El renovado impulso que está recibiendo el transporte por ferrocarril por parte de los Gobiernos tiene su fundamento en numerosas ventajas que ofrece frente a otros medios de transporte, y que se pueden resumir de la siguiente manera [Adif www] [ERRAC - The European Rail Research Advisory Council 2012]:

- Menor cantidad de emisiones contaminantes: en algunos países industrializados los costes ambientales del transporte se acercan al 5% del PIB. El transporte es responsable de alrededor de una cuarta parte de las emisiones de gases de efecto invernadero de la UE. El 0,6% de todas las emisiones son generadas por el ferrocarril, el 1,7% por la navegación interna, el 12,7% por la aviación civil, el 13,5% por el transporte marítimo, y el 70,8% por el transporte por carretera. Las emisiones de CO₂ del ferrocarril son 2,0-3,6 g/t km, mientras que los camiones de largo recorrido emiten 53 g/t km.
- Eficiencia y ahorro de combustible: en España, un viajero utilizando el tren, consume 5 veces menos litros equivalentes de gasolina por km que si viaja en coche y 20 veces menos que si utiliza el avión. Por su parte, transportar una tonelada-km por ferrocarril consume 4 veces menos litros equivalentes de gasolina, que hacerlo por carretera y 1.380 veces menos que hacerlo por avión. En conclusión, el ferrocarril es más eficiente energéticamente que el transporte por carretera, especialmente para el transporte de mercancías.
- Baja tasa de siniestralidad: viajar por carretera tiene 30 veces más riesgo de accidentes que viajar en tren. Conviene asimismo destacar la importante función que cumple el transporte de mercancías por ferrocarril en la seguridad global del sistema de transportes. Por un lado, su función en el transporte de mercancías peligrosas reduce la participación de la carretera, que debe limitarse al mínimo

imprescindible y en este sentido se están orientando las normas internacionales. Por otro, en los accidentes mortales que se producen en la carretera, los vehículos pesados están implicados en notable proporción, lo que es una indicación de que cualquier transferencia de transporte de mercancías desde la carretera al ferrocarril podría reducir los niveles de peligrosidad en el conjunto del transporte.

- Menor ocupación de superficie: dependiendo del tipo de tráfico y del transporte, una línea ferroviaria de doble vía puede transportar por hora el mismo número de pasajeros que una autopista de seis carriles pero con un efecto ambiental asociado sensiblemente más reducido. Una línea de ferrocarril es capaz de transportar 5.000 pasajeros/hora en el caso de ferrocarril ligero y de hasta 60.000 pasajeros/hora en una única vía en el caso de metro regional, mientras que un carril de carretera ofrece una capacidad máxima de pasajeros por carril y hora de 1.000 a 2.500, y cada coche necesita un lugar de aparcamiento a ambos lados del trayecto. Esto es especialmente importante en el contexto urbano, donde contribuye a la descongestión de carreteras y núcleos urbanos.
- Competitividad: el ferrocarril es muy competitivo en las líneas de alta velocidad en distancias de hasta 800 km. Un viaje puerta a puerta de 400 km en tren de alta velocidad puede ser hasta una hora más rápido que en avión, o más, dependiendo de la localización de la terminal. Por ejemplo, el tiempo total de viaje desde el centro de Londres al centro de París es un 33% más corto en tren que en avión. En cuanto al transporte urbano, el ferrocarril es el medio más eficiente y rápido para acceso a los núcleos urbanos.
- Gran capacidad de transporte: permite el transporte de gran número de pasajeros y grandes cantidades de mercancías en largos recorridos.
- Fiabilidad y puntualidad.

- Costes de operación: especialmente en el caso de transporte de mercancías son más bajos que en otros medios.
- Acceso directo a los principales puertos del país.
- Alto grado de automatización y gestión.
- Posibilidad de intermodalidad con otros métodos de transporte.

Un aspecto a tener en consideración a la hora de explotar, mantener y desarrollar infraestructuras ferroviarias es su impacto en términos de ruido y vibraciones de las líneas próximas a núcleos urbanos. Las molestias para la población pueden aparecer debido a vibraciones que se sienten habitualmente en el rango de 2-80 Hz, o debido a la radiación de ruido de baja frecuencia que se transmite por la estructura, suelo, techo y paredes de las viviendas próximas a la vía en el rango 30-250 Hz. Las líneas ferroviarias, al igual que el tráfico por carretera y el tráfico aéreo, son fuente importante de ruido. Si bien no todo el mundo tolera de la misma manera el ruido y su percepción es en cierto modo subjetiva [Vadillo, Herreros 1996], se estima que entre el 20% y el 25% de la población está molesta con el ruido del tráfico por carretera y entre el 2% y el 4% con el ferroviario [Thompson 2009].

No conviene olvidar que el transporte ferroviario es en realidad un sistema intermodal que, con excepciones muy concretas, necesita de la carretera. De hecho, la mercancía sólo puede ser transportada hasta donde llegan las vías, es decir, no puede llegar en la mayor parte de las ocasiones hasta almacenes o centros de producción específicos, por lo que se necesita utilizar otro transporte para trasbordar la carga hasta el sitio de almacenamiento o el lugar de operaciones. Y los costes de los trasbordos de la carga resultan elevados, pudiendo llegar a representar entre un 25% y un 40% del gasto total del transporte ferroviario. Esto ha provocado que el ferrocarril apenas transporte el

5,2% de las mercancías en el año 2014, según datos de Eurostat, la oficina estadística de la Unión Europea.

Durante los últimos años, las inversiones de los organismos públicos reflejan de manera inequívoca su apuesta por el desarrollo y mejora del transporte por ferrocarril. El Plan Estratégico de Infraestructuras y Transportes (PEIT) 2005-2020 [Fomento www] opta por el ferrocarril como una de las opciones estratégicas más claras del Plan, e incluye como ejes básicos de actuación: el desarrollo de una ambiciosa Red de Altas Prestaciones que cubra de manera equilibrada todo el territorio, la potenciación del transporte ferroviario de mercancías, con una decidida apuesta por el transporte mixto, y el desarrollo de las cercanías. Las actuaciones ferroviarias concentran más del 48% de las inversiones totales del Plan. No es casual que el modo más impulsado por el PEIT sea el ferrocarril, puesto que es de los que más contribuye a la sostenibilidad del transporte. La potenciación del ferrocarril se inscribe en el marco de la implantación de un sistema intermodal integrado del transporte, tanto de mercancías como de viajeros, en el que los restantes modos también desempeñan un papel fundamental.

Por su parte, la Comisión Europea en su Libro Blanco de 2011 [Comisión Europea 2011] presenta diez iniciativas para transformar el sistema de transporte actual europeo en un sistema de transporte competitivo y eficiente, con el objetivo de lograr para el 2050 el objetivo del 60% de reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero con respecto a los niveles del 1990, tres de las cuales se centran en el transporte ferroviario:

- Transferir a otros modos, como el ferrocarril o la navegación fluvial el 30% del transporte de mercancías por carretera para 2030 y más del 50% para 2050, apoyándose en corredores eficientes y ecológicos de

tránsito de mercancías. Para cumplir este objetivo también es preciso desarrollar la infraestructura adecuada.

- Triplicar la longitud de la red existente de ferrocarriles de alta velocidad para 2030, mantener una densa red ferroviaria en todos los Estados miembros y completar una red europea de ferrocarriles de alta velocidad para 2050. En 2050, la mayor parte del transporte de pasajeros de media distancia debería realizarse por ferrocarril.
- Para 2050, conectar todos los aeropuertos de la red básica a la red ferroviaria, preferiblemente de alta velocidad y garantizar que todos los puertos de mar principales estén suficientemente conectados con el sistema ferroviario de transporte de mercancías y, cuando sea posible, con el sistema de navegación interior.

1.2 INTEROPERABILIDAD DEL SISTEMA FERROVIARIO

1.2.1 DIRECTIVA 2008/57/CE

El ferrocarril es un sistema de transporte que arrastra las decisiones históricas tomadas en función de criterios muy diferentes: económicos, comerciales, políticos, militares, etc. No es de extrañar, por tanto, que se trate de un sistema poco uniforme, incluso dentro de los propios estados de la Unión Europea.

La Directiva 2008/57/CE sobre la Interoperabilidad del sistema ferroviario de la Comunidad Europea [Directiva 2008/57/CE 2008] define la interoperabilidad como la capacidad del sistema ferroviario de permitir la circulación segura e ininterrumpida de trenes que cumplen las prestaciones requeridas para estas líneas. Dicha capacidad depende de un conjunto de condiciones reglamentarias, técnicas y operativas, establecidas en las normas

técnicas definidas por las Especificaciones Técnicas de Interoperabilidad (ETI), que deben cumplirse para satisfacer los requisitos esenciales. Cada subsistema es objeto de una ETI y, asimismo, una ETI puede abarcar uno o más subsistemas. La Agencia Ferroviaria Europea (ERA) es responsable del desarrollo de las ETI y son aprobadas por la Comisión Europea.

El objetivo de la interoperabilidad es establecer un nivel mínimo de armonización técnica de las distintas redes ferroviarias nacionales de la Unión Europea, que permita conseguir un sistema ferroviario abierto e integrado a nivel europeo. Por lo tanto, se requiere la eliminación de obstáculos técnicos, administrativos y de procedimiento para el movimiento del tren sin problemas, así como la promoción de mercados competitivos en el sector ferroviario.

Los principales problemas con los que se encuentra la Interoperabilidad Ferroviaria a nivel europeo son de diversa naturaleza. A modo de resumen se pueden distinguir los más evidentes [Ribes 2012]:

- Falta de armonización técnica e incluso su manifiesta disparidad e incompatibilidad, que impide el paso físico de los trenes de una red a otra. Entre estos aspectos, el más obvio es la disparidad de anchos de vía, sin olvidar otros como las diferentes tensiones de alimentación de la catenaria (1.500 Vcc, 3.000 Vcc, 25 kV 50 Hz, 15 kV 16 2/3 Hz, etc.), los gálibos estáticos y cinemáticos de los vehículos, las alturas de los hilos de contacto, los anchos del pantógrafo, las tensiones de los hilos de contacto y sustentadores, las longitudes de las vías de apartadero, las alturas de los andenes y un larguísimo etcétera de parámetros no armonizados, muchas veces incluso dentro de las propias redes.

- Falta de homogeneidad de los equipos instalados incluso dentro de una misma red, especialmente en el ámbito de la señalización ferroviaria, instalaciones de seguridad y telecomunicaciones.
- Falta de armonización de los Reglamentos de Circulación y Explotación.

1.2.2 ANCHOS DE VÍA

Como ha sido mencionado, uno de los principales inconvenientes que presenta el transporte ferroviario es la existencia de vías de diferentes anchos entre varios países, o incluso dentro de un mismo país (como es el caso de España), lo que dificulta la circulación de vehículos entre distintas redes ferroviarias.

Existe diversidad de anchos de vía que se usan como estándar en el mundo (ver figura 1.1). El ancho de vía se define como la distancia entre las caras internas de los carriles medida a 14 mm por debajo del plano de rodadura.

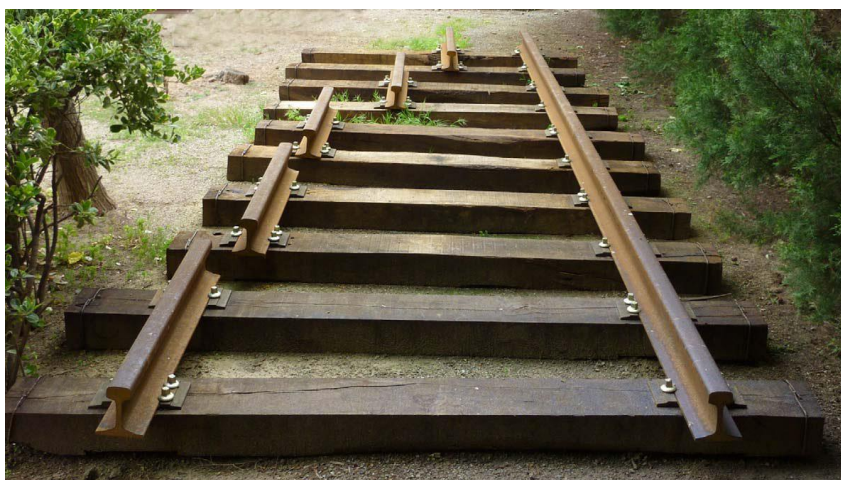


Figura 1.1: Comparativa de diferentes anchos de vía (Museu del Ferrocarril de Catalunya).

La Red gestionada por el Administrador de Infraestructuras Ferroviarias de España (ADIF) está compuesta por líneas principalmente de tráfico mixto (mercancías y viajeros) y consta de líneas de tres anchos de vía diferentes:

- Ancho ibérico, también denominado tradicionalmente ancho RENFE (separación entre carriles 1.668 mm).
- Ancho internacional, también denominado ancho estándar o ancho UIC (separación entre carriles 1.435 mm).
- Ancho métrico, también denominado tradicionalmente ancho FEVE (1.000 mm).

Algunas secciones de líneas cuentan con el denominado tercer carril, es decir, los tramos están dotados de doble ancho (ibérico e internacional). Estas vías denominadas de ancho mixto (1.668/1.435 mm) permiten la circulación, por los dos anchos, de trenes con un único sistema de bloqueo.

Hoy en día en España conviven un total de siete anchos de vía diferentes, respondiendo esta diversidad a criterios históricos, geográficos e incluso turísticos. Aparte de los cuatro anchos de la red gestionada por ADIF ya descritos anteriormente existen:

- Ancho ibérico antiguo (separación entre carriles 1.672 mm) utilizado en la línea 1 del metro de Barcelona.
- Ancho madrileño (separación entre carriles 1.445 mm), utilizado en el metro de Madrid.
- Ancho de Sóller (separación entre carriles 914 mm), utilizado en el ferrocarril de Sóller, en Mallorca.
- Ancho del Alto de Llobregat (separación entre carriles 600 mm), empleado por el ferrocarril turístico del Alto Llobregat, también conocido como «Tren del Cemento».

Por su parte, en Francia y Europa Central el ancho de vía utilizado es el internacional, pero con una inclinación de carriles de 1:40, a diferencia de las vías españolas que cuentan con una inclinación de carriles 1:20. Esta característica es la que distingue precisamente la alta velocidad española (AVE) y la alta velocidad francesa (TGV) que, si bien comparten mismo ancho de vía (1.435 mm), disponen de diferente inclinación de carril (1:20 para AVE y 1:40 para TGV).

Para solventar el problema de la interoperabilidad y acabar con las fronteras ferroviarias se han empleado a lo largo de diversas épocas diferentes soluciones técnicas, resultando unas de mayor utilidad que otras en función de las circunstancias. Principalmente, fueron tres las respuestas dadas a este problema.

La solución más antigua consiste en el trasbordo de pasajeros o mercancías, que requiere nula inversión pero resulta poco atractivo y disuasorio para el pasajero, y costoso para el caso de las mercancías.



Figura 1.2: Vía de 3 carriles para ancho ibérico y ancho internacional.

Una segunda opción se basa en el empleo de vías de tres (figura 1.2) o incluso cuatro carriles, para permitir así la circulación de trenes de anchos diferentes por una misma vía. Esta solución se venía aplicando desde antiguo en una serie de contextos (regiones fronterizas, talleres o puertos, entre otros), aunque no fue hasta la introducción del ancho internacional en España cuando se aplicó a las vías con un itinerario que discurría por el interior del propio país.

Existen sistemas más evolucionados, aparecidos con posterioridad, como el intercambio de ejes o intercambio de bogies completos, caracterizados por un alto coste operativo y de tiempo.



Figura 1.3: Tren en el cambiador de Zaragoza a punto de pasar del ancho internacional al ancho ibérico. (Foto: Sergio López Lara).

El sistema más moderno y eficaz lo constituye el cambio automático de ancho de vía del vehículo, que permite a los trenes modificar el ancho de sus

ejes. Esta solución presenta un tiempo de operación bajo (inferior a 10 minutos y en algunos casos sin llegar a parar) y permite al viajero no cambiar de tren, pero en contrapartida requiere de una instalación fija y de vehículos especiales equipados con bogies de doble ancho (ver figura 1.3).

Conviene tener presente que, si bien este tipo de sistemas permiten la variación del ancho de cada eje, no se realiza una sustitución de las ruedas, por lo que se da la circunstancia de que un mismo perfil de rueda debe circular por dos tipos de vía de características diferentes, y no sólo de distinto ancho sino en ocasiones con distintos perfiles e inclinaciones de carril. Debido a la gran sensibilidad de la dinámica del vehículo ferroviario a las geometrías de los perfiles de rueda y carril, se producirá inevitablemente, en mayor o menor medida, una alteración en las condiciones de marcha del vehículo. Los avances tecnológicos que se produzcan en este campo adquieren gran relevancia para superar las dificultades que plantea la interoperabilidad en redes ferroviarias de características diferentes.

Dentro de este contexto, en la presente Tesis se ha marcado como objetivo principal el desarrollo de un método general de optimización de perfiles de rueda de ferrocarril que permita obtener, no sólo perfiles de rodadura con mejores prestaciones dinámicas para un tipo de vía concreto, sino también perfiles de rueda mejor adaptados para interoperar de forma óptima por anchos de vía distintos.

En la tabla 1.1 se describen las características generales de los tipos de vía que, por su mayor interés práctico, han sido utilizados en esta Tesis como aplicación práctica del método de optimización desarrollado para la síntesis de perfiles de rueda óptimos.

Tabla 1.1: Tipos de vía objeto de aplicación en esta Tesis.

Tipo de vía	Ancho de vía	Tipo de carril	Inclinación de carril	Aplicación
Ancho ibérico	1.668	54E1 (UIC54)	1:20 (5%)	Líneas ferroviarias convencionales
Ancho internacional AVE	1.435	60E1 (UIC60)	1:20 (5%)	Alta velocidad española
Ancho internacional TGV	1.435	60E1 (UIC60)	1:40 (2,5%)	Alta velocidad francesa

La definición geométrica del carril 54E1 utilizado en vías de ancho ibérico y del carril 60E1 empleado en vías de alta velocidad española y francesa, se resume en la tabla 1.2, de acuerdo con la norma EN 13674-1.

Tabla 1.2: Definición geométrica general de los carriles 54E1 y 60E1.

Tipo de carril	Norma	Dimensiones (mm)					Sección (cm²)	Masa (Kg/m)
		H	B	C	D	E		
54E1 (UIC54)	EN 13674-1	159,0	140,0	70,0	49,4	16,0	69,77	54,77
60E1 (UIC60)	EN 13674-1	172,0	150,0	72,0	51,0	16,5	76,70	60,21

En la figura 1.4 aparecen representadas las dimensiones definidas en la tabla 1.2.

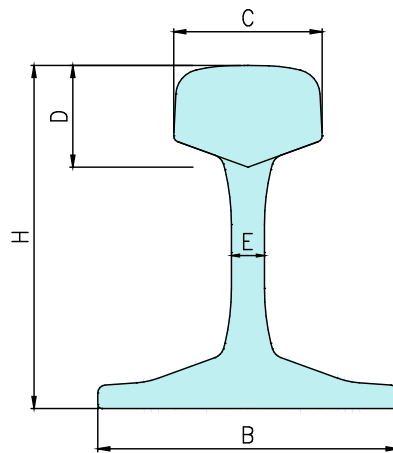


Figura 1.4: Dimensiones generales de carril definidas en la tabla 1.2.

1.3 DISEÑO DE PERFILES DE RODADURA

La geometría del contacto rueda-carril constituye un elemento clave en la resolución de la dinámica de un vehículo ferroviario. Es bien sabido que la forma con la que se diseña tanto el perfil de la rueda en la zona de rodadura como la cabeza del carril condiciona fuertemente la respuesta del vehículo desde el punto de vista de diversos factores, como son la estabilidad dinámica, ausencia de vibraciones, la capacidad de inscripción en curva, el desgaste de ruedas y carriles y la seguridad de rodadura entre otros. Por ello surge la necesidad de obtener unos perfiles lo más idóneos en la medida de lo posible para las condiciones de circulación previstas. De este modo se consigue una respuesta dinámica mejorada, aumentando por ejemplo la estabilidad dinámica del vehículo, o bien reduciendo el desgaste de los perfiles y las fuerzas transmitidas a la vía en tramos curvos.

Tradicionalmente los perfiles de rueda se han obtenido en base a la experiencia e intuición del diseñador, teniendo en cuenta el tipo de carril sobre

el que iban a entrar en contacto, así como las características del vehículo y de la vía. No es una tarea sencilla ya que la sensibilidad de la dinámica del vehículo a la geometría de los perfiles es muy alta, y un mismo perfil de rueda puede mostrar un buen comportamiento para un vehículo o vía determinada, y sin embargo ofrecer una mala respuesta cuando se cambia alguna condición de circulación.

Existe además otro factor que hace particularmente complicado el proceso de obtención de un perfil óptimo: el desgaste inevitable que se producirá sobre el propio perfil como consecuencia de la rodadura en los primeros miles de kilómetros de circulación. El desgaste no sólo es perjudicial desde el punto de vista económico, puesto que se elimina material y es necesario retornar o sustituir periódicamente las ruedas, sino que también hace cambiar la forma del perfil nuevo. Esto conduce en mayor o menor medida a la pérdida de las características dinámicas del contacto rueda-carril que se han tratado de implantar en la fase de diseño del perfil. Si el desgaste de la rueda se produce rápidamente, el perfil obtenido en la fase de diseño y que ofrecía buenas prestaciones sólo podrá aprovecharse un corto periodo de tiempo, por lo que en realidad no será un buen diseño.

1.4 OBJETIVOS DE LA TESIS

El objetivo general de esta Tesis consiste en el desarrollo de un método de optimización de perfiles de rueda de ferrocarril, utilizando las técnicas de optimización más indicadas para este problema. Este nuevo procedimiento debe permitir la definición de un perfil de rueda óptimo que mejore las condiciones de marcha de los actuales vehículos ferroviarios que circulan por un único tipo de vía y que están equipados con ruedas de perfil estándar. Este método deber ser también aplicable a aquellos vehículos equipados con bogies de ancho variable que transitan a lo largo de su trayecto por dos o incluso más tipos de

vías. Para ello es preciso obtener un perfil de rueda idóneo que constituya una solución de compromiso capaz de proporcionar a la rueda las mejores características posibles en cada tipo de vía sin perjudicar su comportamiento en el resto de vías consideradas.

A continuación se desglosan de forma más detallada los objetivos parciales que se pretenden alcanzar:

- Analizar la influencia que ejercen las características geométricas de la vía sobre el comportamiento dinámico de una misma rueda de ferrocarril. Se llevará a cabo un estudio teórico comparativo de un perfil de rueda utilizado en la actualidad en alta velocidad al circular por vías de características diferentes, tomando en consideración distintos tipos de carril, inclinación y ancho de vía. Este análisis se realizará en base a la observación de la variación experimentada, en función del desplazamiento lateral del eje montado, de diversos parámetros extraídos de las tablas de contacto, como son, la pendiente del perfil de la rueda en el punto de contacto, el desplazamiento lateral del punto de contacto sobre el perfil de rueda, y el cociente de la diferencia entre radios de rodadura en el punto de contacto de ambas ruedas del eje montado entre el desplazamiento lateral.
- Realizar mediciones experimentales de la geometría de carriles reales para profundizar en el conocimiento de los efectos que ejerce el desgaste a lo largo del tiempo sobre la vía. Los datos medidos servirán de base para comprobar el comportamiento tanto de ruedas existentes como de nuevas ruedas optimizadas sobre vías desgastadas.
- Desarrollar un nuevo método de optimización de perfiles de rodadura para la síntesis de nuevos perfiles que proporcionen mejores prestaciones que los actuales. Se revisarán los métodos de optimización

existentes y se justificará la elección del más adecuado para el caso de optimización de ruedas. Se deberá implementar un módulo de conexión entre el paquete informático de simulación de dinámica ferroviaria utilizado y el software de optimización. Se deberán definir la función objetivo a optimizar, las variables de diseño a elegir y las restricciones a imponer para la consecución de los objetivos buscados en el proceso de optimización. Se procederá finalmente a la validación del nuevo algoritmo desarrollado.

- Aplicar el método desarrollado a diferentes casos de interés práctico. En este sentido, en primer lugar se sintetizará un nuevo perfil de rueda óptimo para líneas de alta velocidad española (AVE). En segundo término se obtendrá un perfil óptimo apto para bogies de doble ancho destinados a transitar por líneas de ferrocarril convencionales de ancho ibérico y por la red de alta velocidad española. Se aplicará posteriormente el nuevo algoritmo de optimización al caso de trenes de alta velocidad que deban cruzar la frontera entre España y Francia, obteniendo el perfil de rueda mejor adaptado de forma combinada a ambas redes de alta velocidad (AVE y TGV). Finalmente, se planteará el caso de un perfil de rueda optimizado para vías de ancho ibérico, alta velocidad española y alta velocidad francesa.
- Realizar un estudio comparativo entre las características dinámicas del nuevo perfil de doble ancho diseñado frente a las de uno de los perfiles más comúnmente utilizados en la actualidad.
- Incorporar al nuevo algoritmo de optimización desarrollado el criterio de diseño de desgaste mínimo del perfil de rueda. Se pretende obtener perfiles de rueda que experimenten a lo largo de su ciclo de vida un desgaste reducido y homogéneo, con la finalidad de que mantengan su geometría nominal inicial, y por consiguiente sus características

dinámicas, el mayor tiempo posible. Se revisarán previamente los modelos de cálculo de desgaste existentes y se seleccionará el más indicado para este caso. Se definirá un método aproximado pero computacionalmente eficiente para introducir un estimador de desgaste dentro del algoritmo de optimización. Se deberá modelizar un vehículo completo para su simulación dinámica y se utilizarán tablas de contacto para la obtención del estimador de desgaste.

1.5 ORGANIZACIÓN Y DESARROLLO DE LA TESIS

El trabajo presentado se encuentra estructurado en 8 capítulos. A continuación se resume brevemente el contenido de cada uno de ellos.

En el capítulo 2 se realiza una revisión bibliográfica del problema de contacto entre la rueda y el carril, que constituye el fundamento para el desarrollo de modelos de simulación dinámica del vehículo ferroviario. Se aborda asimismo el estado del arte de los modelos de optimización desarrollados para la obtención de nuevos perfiles de rueda. Por último, se lleva a cabo una revisión de los avances logrados en el estudio del desgaste de rueda y carril, que provoca la modificación de la geometría de los perfiles afectando consecuentemente al comportamiento dinámico del vehículo.

En el capítulo 3 se presenta la herramienta de simulación dinámica de vehículos ferroviarios empleada en este trabajo. Se muestran los resultados de las mediciones experimentales efectuadas en carriles desgastados para su posterior utilización en el análisis de la influencia del desgaste de la vía en el comportamiento dinámico del eje montado. Finalmente, se lleva a cabo un estudio de las tablas de contacto rígido entre un tipo de rueda muy utilizada actualmente en alta velocidad y diferentes tipos de vía, tanto con carriles nuevos como con desgastados.

El capítulo 4 aborda el problema de optimización del perfil de rueda del vehículo ferroviario. Inicialmente, se presenta una clasificación de los distintos métodos de optimización existentes, se justifica la elección para esta Tesis del método de Algoritmos Genéticos y del método de Nelder-Mead, y se explican sus fundamentos. Seguidamente, se realiza una descripción del algoritmo de optimización de perfiles de rueda desarrollado, la función objetivo definida, las variables seleccionadas y las restricciones aplicadas. Se presenta el resultado obtenido en la optimización de un perfil de rueda para circulación en la red de alta velocidad española.

En el capítulo 5 se aplica el método de optimización de perfiles de rodadura implementado a la mejora de la interoperabilidad de redes ferroviarias, generalizando el algoritmo para la síntesis de perfiles de rueda óptimos montados en vehículos que circulan por diferentes tipos de vía. Por su interés práctico, se obtienen resultados para el caso de bogies de doble ancho, que circulan por vías de ancho internacional y vías de ancho ibérico, y se lleva a cabo un análisis comparativo de las ventajas logradas con el nuevo perfil. También se aplica el método para el caso de vehículos que circulen de forma combinada por líneas de alta velocidad española y líneas de alta velocidad francesa, atravesando la frontera entre ambos países. Como supuesto teórico, se incluye asimismo el diseño de un perfil de rueda para un vehículo que estuviese destinado a moverse por vías de ancho ibérico, alta velocidad española y alta velocidad francesa.

En el capítulo 6 se incorpora el criterio de desgaste al método de optimización desarrollado. En primer lugar, se revisan y describen los principales modelos de desgaste publicados en la literatura. Posteriormente se define un algoritmo de optimización que utiliza un método aproximado para la estimación del desgaste que experimenta el perfil de rueda a lo largo de un

trayecto representativo determinado. Este método se basa en el concepto de tablas de contacto semielásticas y permite incluir en la función objetivo el parámetro de desgaste sin necesidad de realizar simulaciones dinámicas completas a lo largo del proceso de optimización. De esta manera, se reducen drásticamente los tiempos de procesado necesarios. Por último, se realiza un análisis comparativo entre el perfil de rueda sintetizado con este método frente al perfil original y frente al perfil optimizado sin la consideración de desgaste.

En el capítulo 7 se exponen las conclusiones del presente trabajo y se recogen las aportaciones realizadas. Asimismo se proponen las posibles líneas futuras de investigación relacionadas con la optimización de perfiles de rodadura.

El capítulo 8 detalla las referencias bibliográficas que han sido citadas a lo largo de la Tesis.

CAPÍTULO 2

ESTADO DEL ARTE

Resumen del capítulo:

En este capítulo se realiza una revisión de los avances en el estudio de la dinámica ferroviaria y del desarrollo de los modelos computacionales para la simulación del comportamiento dinámico del material rodante. Asimismo se revisa el estado del arte de los métodos de optimización de perfiles de rodadura que han surgido durante los últimos años. Finalmente se describen los trabajos de investigación publicados más relevantes llevados a cabo para la determinación de las diversas formas de desgaste que experimentan las ruedas a lo largo de su ciclo de vida.

2.1 MODELIZACIÓN DE LA DINÁMICA FERROVIARIA

2.1.1 PROBLEMA DEL CONTACTO RUEDA-CARRIL

El problema del contacto rueda-carril es el más característico dentro de la dinámica ferroviaria, que es un problema fuertemente no lineal. La principal fuente de no linealidad reside precisamente en el contacto rueda-carril, donde la geometría y el cálculo de las fuerzas de contacto introduce en las ecuaciones del movimiento importantes no linealidades. También pueden existir no linealidades en las suspensiones del vehículo (sobre todo en la suspensión secundaria), rozamientos secos y topes longitudinales y laterales. Un modelo dinámico no lineal siempre es más complicado de resolver que uno lineal.

Para cualquier trabajo en el que se requiera la simulación dinámica de un vehículo ferroviario, es necesario utilizar algún modelo matemático para la resolución del problema de contacto rueda-carril. Este problema, específico de la dinámica ferroviaria, introduce una gran complejidad a los modelos de cálculo y es el que hace que la simulación dinámica de los vehículos sea tan característica. Para abordar el problema de contacto rueda-carril es necesario resolver la geometría del contacto, por un lado, y el cálculo de las fuerzas de interacción por otro. El problema geométrico consiste en determinar durante la simulación dinámica en qué punto se produce el o los contactos entre la rueda y el carril. En cuanto al problema de la obtención de las fuerzas en el contacto, también puede subdividirse en dos al considerar la componente de la fuerza en dirección normal al contacto (problema normal) y la componente en dirección tangencial (problema tangencial).

A la hora de estudiar por tanto el comportamiento de una rueda, su estabilidad dinámica, su tendencia al descarrilamiento, su desgaste y, en

definitiva, para poder optimizar su perfil en base a esos factores, es imprescindible hacer previamente un estudio en profundidad del contacto rueda-carril, es decir, el punto donde se va a producir el contacto y el cómputo de las fuerzas que van a aparecer en él.

Debido a la complejidad presente en el desarrollo de las ecuaciones que describen el comportamiento del contacto rueda-carril, se trata de uno de los fenómenos que mayor número de investigaciones ha suscitado durante las últimas décadas en el ámbito ferroviario. En este apartado se va a presentar una revisión de las contribuciones más relevantes realizadas en este campo, sin pretender exponer de forma exhaustiva todas las aportaciones que se han ido sucediendo fruto de los múltiples trabajos de investigación desarrollados.

La primera contribución importante en el estudio del contacto rueda-carril se debe a Hertz [Hertz 1882], quien determinó que, bajo ciertas condiciones, la zona de contacto de dos sólidos elásticos en contacto bajo presión debía ser elíptica y la distribuciones de presiones un elipsoide. Aunque la teoría de Hertz se basa en ciertas aproximaciones que no siempre se cumplen en el caso del contacto rueda-carril (curvaturas no constantes o incluso conformidad en la zona próxima a la pestaña [Blanco-Lorenzo, Santamaría 2016]), es la teoría más utilizada para resolver el problema normal del contacto.

Posteriormente, Carter [Carter 1926] desarrolló su teoría bidimensional para resolver el problema tangencial del contacto rueda-carril, y relacionó por primera vez la fuerza longitudinal de fricción que aparecía en el contacto con el pseudodeslizamiento longitudinal suponiendo que existía una relación lineal, lo cual es cierto sólo para pequeños pseudodeslizamientos. También estableció que debían de coexistir una zona de adhesión y otra zona de deslizamiento dentro de la misma área de contacto. Carter resolvió el caso de contacto de un cilindro

sobre una superficie plana, en donde únicamente existía un pseudodeslizamiento longitudinal, obviando por lo tanto el pseudodeslizamiento lateral y el espín.

Un año más tarde y de manera independiente, Fromm [Fromm 1927] también resolvió el problema tangencial de contacto mediante otro modelo bidimensional, utilizando el contacto entre dos cilindros rodando.

Los modelos de contacto de Carter fueron superados a finales de la década de los 50 por Johnson, que partió de la teoría bidimensional de Carter extendiéndola al caso tridimensional. Resolvió el caso de dos cuerpos esféricos en contacto con pseudodeslizamientos longitudinales y laterales, pero en ausencia de espín [Johnson 1958a] o únicamente con espín [Johnson 1958b].

Pocos años más tarde, Vermeulen y Johnson generalizaron la teoría para el caso del contacto entre dos cuerpos no esféricos en ausencia de espín [Vermeulen, Johnson 1964] [Johnson 1985].

En 1967, Kalker resolvió en su tesis doctoral [Kalker 1967] el problema de la evaluación correcta de los coeficientes de pseudodeslizamiento. Para ello, se basó en una idea de DePater [DePater 1962] que argumentaba que si los pseudodeslizamientos eran muy pequeños, el área de deslizamiento dentro de la zona de contacto era tan pequeña que podía despreciarse, y por tanto consideraba que toda la zona de contacto era zona de adhesión. Llegó a unas ecuaciones lineales que relacionaban las fuerzas tangenciales y el momento de espín con los pseudodeslizamientos, constituyendo lo que se conoce como Teoría Lineal de Kalker. La importancia de esta teoría reside en que permite por ejemplo realizar análisis lineales de estabilidad mediante valores y vectores propios del sistema. Además, los resultados obtenidos con esta teoría sirven para ajustar parámetros de otras teorías.

Años más tarde, Kalker desarrolló la Teoría Exacta para resolver el problema de manera general [Kalker 1979] [Kalker 1990] e implementó el algoritmo en el programa denominado CONTACT. El inconveniente de este algoritmo es que requiere mucho coste computacional.

Para solventar esta circunstancia, Kalker efectuó algunas simplificaciones en su teoría general y creó la Teoría Simplificada plasmándola en la subrutina FASTSIM [Kalker 1982], que se fundamenta en suponer una relación lineal y exclusiva entre tensiones tangenciales y desplazamientos por deformación elástica. Como hipótesis de partida asume que el contacto es de tipo hertziano, con una zona de contacto elíptica y una distribución de presiones elipsoidal. Esta subrutina es ampliamente utilizada en la actualidad, ya que es la que proporciona los resultados más exactos con un coste computacional razonable.

Posteriormente han ido surgiendo otros algoritmos orientados a reducir el tiempo de cálculo con resultados lo más parecidos a los de FASTSIM, entre los que destacan el método Heurístico de Shen, Hedrick y Elkins y el método de Polach.

En 1983, Shen, Hedrick y Elkins mejoraron el método de Vermeulen y Johnson introduciendo en su método Heurístico el efecto del espín [Shen, Hedrick 1983], lo que permitía abordar situaciones de contacto cuando se acerca a la zona de la pestaña, en las que el efecto de espín no puede ser despreciado.

Por su parte, Polach presentó en 1999 [Polach 1999] un nuevo método para calcular las fuerzas tangenciales transmitidas en el contacto mucho más rápido que FASTSIM y a su vez de mayor precisión que la teoría lineal de Kalker o el método Heurístico de Shen, Hedrick y Elkins. En los últimos años el método de Polach está siendo incluido cada vez más en los simuladores dinámicos debido a su excelente relación entre precisión y coste computacional, al ofrecer

resultados muy parecidos a FASTSIM para un amplio rango de pseudodeslizamientos pero con una velocidad del orden de 15 veces mayor (cuando se usa una discretización de la elipse de contacto de 10x10 en FASTSIM).

Un método alternativo muy utilizado para resolver el problema tangencial en los paquetes de simulación es el desarrollado en el año 1996 por Kalker [Kalker 1996], que se basa en la generación de unas tablas precalculadas con el método general de Kalker aplicado a contactos elípticos. Estas tablas almacenan las fuerzas tangenciales de forma adimensional en función de un número discreto de combinaciones de pseudodeslizamientos también adimensionales y de relaciones entre los semiejes de la elipse de contacto (programa USETAB). En [Vollebregt, Iwnicki 2012] se puede encontrar una evaluación de la precisión de USETAB frente a FASTSIM, la teoría lineal de Kalker, los métodos de Vermeulen-Johnson, Shen-Hedrick-Elkins, Polach y el algoritmo CONTACT.

Durante los últimos años, gran parte de investigaciones se encaminan al desarrollo de algoritmos que resuelvan el problema normal bajo condiciones no hertzianas, en las que el área de contacto no es elíptica y la distribución de presiones ya no es un elipsoide debido a que no se cumplen las hipótesis de partida de la teoría de Hertz y se producen situaciones con dos o más zonas de contacto simultáneas entre rueda y carril. En la referencia [Piotrowski, Chollet 2005] se presenta una revisión detallada de las diferentes teorías que han ido surgiendo para la resolución de este problema.

Cuando los perfiles no conservan una curvatura constante en las inmediaciones del contacto, puede aparecer otro contacto simultáneo cerca del primero debido a la elasticidad y a la deformación de los materiales. Ya en los años 80, Sauvage desarrolló un procedimiento para buscar una segunda elipse de contacto o incluso más, una vez obtenida la elipse principal en el punto de

contacto inicial, utilizando la teoría de Hertz para resolver todos los contactos que se detectasen.

En el método de la elipse equivalente propuesto por Pascal [Pascal 1993a] [Pascal 1993b] se consideraba un peso vertical constante sobre el eje montado y aplicando una fuerza lateral creciente sobre el eje se resolvía el problema cuasiestáticamente. La mayor limitación del método consistía en considerar una carga vertical constante y un equilibrio cuasiestático de fuerzas durante la fase de resolución del contacto, contrariamente a lo que sucede en la realidad donde las cargas verticales y horizontales pueden sufrir variaciones importantes respecto a las cuasiestáticas [Correa, Vadillo 2012].

Para lograr una formulación analítica que acelerara los cálculos, Ayasse planteó algunas simplificaciones al método de la elipse equivalente, en la que conocida la carga vertical, se obtuviesen los desplazamientos laterales del eje montado para los cuales se originaban situaciones de doble punto de contacto [Ayasse, Chollet 2002]. El algoritmo es conocido también con el nombre de CAF (*Contact Angle Function*) debido a que está basado en el análisis y tabulación del ángulo de contacto como principal parámetro del contacto.

En 1996 Kik y Piotrowski expusieron su método [Kik, Piotrowski 1996], basado en el concepto de penetración virtual junto con la hipótesis de una distribución de presiones semielíptica en la dirección de rodadura. Esto permitía utilizar las propiedades de una solución hertziana para resolver de forma aproximada el problema normal bajo condiciones que no se ajustaban del todo a las de Hertz, cuya solución podía ser una zona de contacto no elíptica y múltiple.

Posteriormente, Ayasse y Chollet desarrollaron un método (denominado STRIPES) para resolver casos de contacto rueda-carril no hertzianos, basado

también en el concepto de penetración virtual, dividiendo la zona de contacto resultante en un número de franjas longitudinales de anchura constante para cada una de las cuales se suponía un comportamiento hertziano [Ayasse, Chollet 2005]. Quost *et al.* publicaron en 2006 [Quost, Sebes 2006] una validación del método aplicándolo a tres casos en los que no se cumplen las hipótesis de Hertz: cambio de curvatura en los perfiles, contacto conforme y áreas de dos contactos solapadas.

En el año 2005, Alonso y Giménez desarrollaron un nuevo método, denominado S.R.S.T. (*Square Root Simplified Theory*) [Alonso, Giménez 2005], lo suficientemente rápido como para poder ser incorporado en un programa de simulación dinámica y que resolvía el problema de contacto rueda-carril bajo condiciones no hertzianas permitiendo abordar situaciones multicontacto. Se fundamentaba en una simplificación similar a la que introdujo Kalker en su algoritmo FASTSIM, consistente en que los desplazamientos de los puntos en la dirección normal al contacto son función exclusiva de la presión aplicada sobre ellos.

Más recientemente, Piotrowski *et al.* [Piotrowski, Liu 2017] presentaron un método de modelización de las zonas de contacto no elípticas mediante una región de contacto compuesta de dos semiélipses y la generación de tablas precalculadas para esa geometría de contacto, denominadas por los autores como KBTNH (*Kalker book of tables for non-Hertzian contact*). El objetivo perseguido era lograr una evaluación más precisa de las fuerzas de pseudodeslizamiento para el cálculo rápido de fuerzas de pseudodeslizamiento comparado con los métodos simplificados de resolución de problema tangencial que consideran un área de contacto elíptica. Gracias a la reducción del coste computacional requerido, las tablas obtenidas pueden ser empleadas en paquetes de simulación MBS (*MultiBody System*), que son herramientas informáticas

basadas en la teoría dinámica multicuerpo para desarrollar las ecuaciones del movimiento del sistema. El vehículo se representa mediante un conjunto de cuerpos rígidos (o masas) conectados entre sí por elementos flexibles y sin masa. Cada uno de los cuerpos rígidos puede tener un máximo de seis grados de libertad, tres de traslación y tres de rotación. Las restricciones físicas pueden limitar algunos de estos movimientos.

Durante la última década, se siguen realizando continuas aportaciones al estudio del problema del contacto rueda-carril. En 2005, Polach expuso un método de cálculo de fuerzas de pseudodeslizamiento aplicable en situaciones complejas próximas al límite de adhesión y de control de tracción durante aceleraciones en curva en las que se producen elevados pseudodeslizamientos longitudinales [Polach 2005].

Por su parte, Pombo *et al.* desarrollaron un nuevo modelo de contacto rueda-carril para resolver el problema geométrico en 3 dimensiones. [Pombo, Ambrosio 2005] [Pombo, Ambrosio 2007] [Pombo, Ambrosio 2008]. La utilización de este modelo en 3-D permite abordar situaciones de doble punto de contacto, típicamente con ángulos de lazo elevados o en desvíos, en las que ambas zonas de contacto no se encuentran en el mismo plano radial, lo que no sería posible con un método en 2-D.

Shabana *et al.* estudiaron diferentes formulaciones para modelizar contactos múltiples y calcular las fuerzas de pseudodeslizamiento [Shabana, Zaazaa 2004] [Shabana, Tobaa 2005].

En [Falomi, Malvezzi 2009] se presentaron y compararon dos métodos para evaluar la posición de los puntos de contacto, uno basado en un enfoque semi-analítico y el otro fundamentado en redes neuronales. El objetivo perseguido era encontrar métodos que fueran lo suficientemente eficientes en

términos de tiempo de computación y precisión para poder incorporarlos en un programa de simulación dinámica de vehículos ferroviarios.

En el año 2014, Burgelman *et al.* desarrollaron un nuevo método, denominado WEAR, para calcular de forma más precisa las tensiones en el contacto rueda-carril [Burgelman, Li 2014]. Presentaron una comparativa con el método CONTACT, aplicándolo a situaciones de doble punto de contacto en desvíos ferroviarios y al caso de contacto conforme de un perfil de rueda fuertemente desgastado en curva, en los que las hipótesis de pequeña superficie de contacto y espín constante no se cumplen. El método tenía en cuenta la variación geométrica del espín debida a la variación del ángulo de contacto a lo largo del contacto. En un artículo posterior [Burgelman, Sichani 2015] realizaron un estudio comparativo entre cuatro modelos de contacto: FASTSIM, Linder, Kik–Piotrowski y STRIPES, con objeto de investigar la influencia del cálculo de las fuerzas de pseudodeslizamiento en la simulación dinámica del vehículo ferroviario. Concluyeron que los modelos de contacto no elíptico Linder, Kik–Piotrowski y STRIPES predecían un mejor comportamiento en curva del vehículo, al obtener valores de pseudodeslizamientos más bajos y menores fuerzas de pseudodeslizamiento. También comprobaron que en curva la diferencia en el comportamiento dinámico del vehículo entre los modelos de contacto no elíptico y FASTSIM era pequeña cuando el ángulo de contacto era reducido pero significativa para mayores ángulos de contacto.

2.1.2 SOFTWARE PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE VEHÍCULOS FERROVIARIOS

Existen en la actualidad numerosos códigos informáticos para la simulación dinámica ferroviaria, utilizados por empresas fabricantes de material rodante para simular el comportamiento de los vehículos en fase de diseño antes de su fabricación o por equipos de investigación para el estudio y

profundización en el conocimiento de la dinámica ferroviaria. Muchas de estas herramientas informáticas fueron desarrolladas inicialmente por las propias empresas fabricantes o con fines de investigación y algunas de ellas acabaron comercializándose con posterioridad.

Se trata de paquetes informáticos MBS, que desarrollan las ecuaciones del movimiento del sistema utilizando la teoría dinámica multicuerpo.

Puesto que cualquier modelización implica una simplificación de la realidad, es preciso tener en cuenta la influencia que ejerce en los resultados obtenidos la correcta modelización del problema, como es el caso de la idealización de los componentes de la suspensión (suspensiones secundarias neumáticas, barra antibalaneo, etc.), las condiciones de contacto rueda-carril, la forma real de los perfiles desgastados, la geometría de la vía, etc. [Evans, Berg 2009]

En 1999 se llevó a cabo un estudio comparativo por iniciativa de la Manchester Metropolitan University de los resultados obtenidos con cinco de estas herramientas al simular dos modelos de vehículos ferroviarios bajo distintas condiciones de circulación [Iwnicki 1999]. Este *benchmarking* fue ampliado en 2008 [Shackleton, Iwnicki 2008]. En general la concordancia de los resultados era buena, especialmente en la predicción de la localización del contacto en el carril y en la rueda en ambos lados del eje montado. Sin embargo, como la forma de resolver el problema del contacto rueda-carril era diferente en cada programa, se encontraron algunas diferencias en el tamaño del contacto y los pseudodeslizamientos calculados.

Entre los paquetes más utilizados se encuentran los que a continuación se describen:

- ADAMS/Rail [MSC [www](#)]: su desarrollo comenzó en 1993 y en 1996 se unió a MEDYNA dotando al programa de unas completas ayudas gráficas. Permite tratar el problema normal de contacto rueda-carril de manera elástica, utilizando una subrutina FASTSIM modificada para obtener las fuerzas tangenciales en el contacto. Se pueden abordar situaciones con dobles puntos de contacto y considerar la influencia del ángulo de lazo sobre los parámetros del contacto. Emplea tablas de contacto precalculadas y permite la variación de los perfiles de la rueda y del carril a lo largo de la simulación.
- GENSYS [Gensys [www](#)]: desarrollado por DESolver y Royal Institute of Technology (KTH) de Estocolmo. Es el paquete utilizado en las explotaciones ferroviarias suecas. Puede efectuar cálculos cuasiestáticos en curva, análisis modales, análisis de respuesta en frecuencia, simulaciones en el dominio del tiempo, y permite tener en cuenta la elasticidad de los cuerpos en contacto.
- NUCARS (New and Untried Car Analytic Regime Simulation) [Nucars [www](#)]: paquete norteamericano de simulación de propósito general desarrollado por el Transportation Technology Center, Inc., subsidiaria de la Association of American Railroads (AAR). Permite realizar análisis dinámicos, de estabilidad y cuasiestáticos. Incluye la posibilidad de resolver el problema de contacto mediante la teoría exacta de Kalker.
- VAMPIRE [Vampire [www](#)]: desarrollado por el British Rail Research (BBR) y comercializado actualmente por Resonate, se usa ampliamente en UK. Entre sus características diferenciadoras destacan su enfoque exclusivo a la simulación de vehículos ferroviarios y su rapidez de cálculo, facilitando la simulación de trayectos completos en

- cuestión de minutos. Permite la realización de análisis de estabilidad, estáticos, cuasi-estáticos, dinámicos y de respuesta en frecuencia.
- SIMPACK [Simpack www] (SIMPACK GmbH): desarrollado en sus orígenes por la Organización de Investigación Aeroespacial Alemana DLR y perteneciente en la actualidad a Dassault Systèmes, es un software para la simulación dinámica de sistemas multicuerpo de carácter general, cuyo núcleo principal es un módulo de análisis cinemático y dinámico de mecanismos. Permite la utilización de perfiles cualesquiera de rueda y carril, generando previamente unas tablas de contacto suavizadas para evitar grandes discontinuidades en la fase de simulación. Se pueden tener en cuenta múltiples puntos de contacto simultáneos en cada rueda y el usuario puede escoger entre varias teorías de contacto para resolver el problema tangencial, incluido el algoritmo CONTACT así como programar una propia. Permite modelizar contactos no elípticos, realizar análisis lineales y no lineales, y predecir desgaste en rueda y en carril. Dispone de recursos gráficos avanzados para visualizar los resultados obtenidos. Es uno de los paquetes de uso más extendido.
 - VOCO (VOiture en COurbe) [Voco www]: es un código de simulación dinámica de sistemas multicuerpo desarrollado en 1987 por el instituto de investigación francés INRETS (en la actualidad IFSTTAR). Para la resolución del problema de contacto el programa ofrece la posibilidad de utilizar modelos no hertzianos. Incluye la opción de modelización de elementos de suspensión complejos y la incorporación de perfiles de carril reales medidos. Además incorpora un algoritmo para la resolución del contacto entre ruedas de caucho y carriles de metal, para el estudio de algunas líneas de metro de París que emplean este tipo de ruedas para lograr mayores aceleraciones. En [Chollet, Sébès 2013] se

synetiza la evolución experimentada por VOCO y sus posibilidades de cálculo.

Existen otros paquetes de uso más restringido, desarrollados en su gran mayoría por empresas fabricantes o por diversos grupos de investigación para uso propio, como SIDIVE (empresa CAF de Beasain), UM Loco (de origen ruso), CONPOL (Politecnico di Torino), CONTACT PC92 (Jiaotong University de Shanghai), DYNARAIL (Center for Automated Mechanics - USA), LaGer (University of Zilina, Eslovaquia), OCREC (Montpellier Université), TDS CONTACT (Politecnico di Milano) o DINATREN (desarrollado en el Departamento de Ingeniería Mecánica de la UPV/EHU [Santamaría, Vadillo 2000] [Santamaría 2006]).

De forma complementaria a los distintos paquetes anteriormente descritos, Shen y Pratt [Shen, Pratt 2001] plantearon una herramienta basada en MATLAB/Simulink y fundamentada en técnicas orientadas a objetos, que permitiera incorporar a los códigos de simulación ya validados y de reconocido prestigio nuevas potencialidades como pudieran ser componentes activos, suspensiones neumáticas y amortiguadores no estándar, o sistemas de autoguiado.

Para la realización de esta Tesis se ha contado con el software DINATREN. Adicionalmente se ha hecho uso del paquete comercial SIMPACK para la ejecución de algunas simulaciones de contacto elástico, debido por un lado a su interfaz gráfica más desarrollada que en DINATREN, y por otro con el objeto de contrastar y validar los resultados obtenidos mediante un software comercial de reconocido prestigio entre la comunidad de investigadores.

DINATREN permite el estudio de la dinámica del vehículo sobre la vía, cálculo de esfuerzos sobre los carriles, pseudodeslizamientos entre ruedas y carriles así como fuerzas asociadas a esos pseudodeslizamientos, estimación de los desgastes, etc. El uso de un paquete de desarrollo propio tiene grandes ventajas, principalmente porque permite el acceso al código fuente y, por tanto, a la realización de las modificaciones y adaptaciones de programa que en cada momento puedan resultar de interés, con el fin de conocer nuevas variables que pudieran ser necesarias.

2.2 OPTIMIZACIÓN DE PERFILES DE RODADURA

Es conocido que la interacción rueda-carril juega un papel fundamental en el comportamiento dinámico del vehículo ferroviario, como por ejemplo, velocidad crítica del vehículo, estabilidad dinámica y confort de marcha, inscripción en curva, niveles de tensiones de contacto, desgaste, RFC (*Rolling Contact Fatigue* o fatiga por rodadura). Debido a ello, muchos investigadores han estudiado la geometría de los perfiles de la rueda y del carril en las zonas de contacto.

Hasta la fecha, se han desarrollado diferentes enfoques de diseño de perfiles de rueda con objeto de obtener una correspondencia satisfactoria entre rueda y carril. Los primeros métodos utilizados en el diseño de perfiles de rueda se basaban principalmente en la experiencia de los operadores ferroviarios.

A lo largo de los años se han llevado a cabo numerosos intentos para modificar los perfiles estándar de rueda o de carril con objeto de adaptarlos a determinadas condiciones de servicio o de reducir el desgaste y la fatiga. Frecuentemente los objetivos perseguidos se han centrado en conseguir un único punto de contacto y el aumento de la conformidad de los perfiles.

Durante las últimas décadas, el interés se ha fijado en el empleo de modelos matemáticos y tecnología numérica para optimizar el perfil de rodadura con objeto de mejorar el comportamiento dinámico del vehículo ferroviario.

En los trabajos de investigación publicados se pueden encontrar diversos métodos con diferentes objetivos y estrategias para el desarrollo de un nuevo y teórico perfil de rueda. Estos trabajos, que se describen a continuación, presentan diseños de rueda basados normalmente en alguno de los siguientes enfoques:

- Perfiles desgastados [Leary, Handal 1991]
- Estiramiento lateral de perfiles [Leary, Handal 1991] [Zhang, Wen 2008]
- Función objetivo basada en la diferencia de radios de rodadura [Smith, Kalousek 1991] [Shevtsov, Markine 2005] [Jahed, Farshi 2008]
- Ángulo de contacto objetivo [Shen, Ayasse 2003]
- Algoritmos Genéticos [Persson, Iwnicki 2004] [Novales, Orro 2007]

En los años 1980 y 1990, se suponía que la minimización del desgaste en la zona de la pestaña o “inscripción perfecta” constituía la situación óptima que permitía incrementar la distancia recorrida entre retorneados de rueda. Para mejorar la autoinscripción de los ejes montados, posteriores trabajos desarrollaron perfiles conformes de rueda con una relativamente elevada diferencia de radios de rodadura y se comprobó que mejoraban el comportamiento en curva y reducían el desgaste en la pestaña [You, Hur 2006].

En contraposición a los planteamientos de décadas anteriores, Leary *et al.* [Leary, Handal 1991] utilizaron dos planteamientos diferentes, uno basado en mediciones promediadas de ruedas desgastadas y otro basado en la expansión

de perfiles de carril para asegurar un único punto de contacto. Presentaron un caso de estudio de desarrollo de un perfil de rueda para vagones de carga optimizado desde el punto de vista del desgaste. La intención era diseñar y evaluar un número razonable de perfiles candidatos que proporcionasen un reducido desgaste en rueda y carril, un incremento de la seguridad frente al descarrilamiento, un comportamiento de marcha estable, y unas tensiones de contacto razonables. Adicionalmente, los perfiles seleccionados debían ser geoméricamente estables a lo largo de su ciclo de vida. Los perfiles candidatos fueron experimentalmente evaluados con respecto a características de resistencia de rodadura, inscripción en curva y estabilidad, siendo las tensiones de contacto determinadas mediante cálculo. El perfil seleccionado basado en mediciones de perfiles de rueda fue posteriormente refinado, básicamente reduciendo la conicidad equivalente, y sometido a un test de desgaste. El desgaste en la pestaña resultó ser en torno a un tercio en comparación con el perfil cónico 1:20 original.

Wu [Wu 2000] continuó con las investigaciones fundamentadas en la expansión parcial del perfil del carril proponiendo un concepto de diseño de perfil de rodadura para evaluar de forma sistemática la compatibilidad entre perfil de rueda y carril en base a las características del vehículo y a las condiciones operativas. Zhang [Zhang, Wen 2008] empleó a su vez un método mejorado basado en el originalmente desarrollado por Wu para modificar el perfil de rueda de alta velocidad en China (perfil LMa). La rueda modificada así obtenida presentaba un contacto conforme adaptado al el carril chino de 60 kg/m (CHN60), que reducía de forma efectiva el nivel de tensiones de contacto entre ambos.

Por su parte, Piotrowski *et al.* [Piotrowski, Chudzikiewicz 1998] llevaron a cabo simulaciones utilizando el modelo de contacto no hertziano de Kik y

Piotrowski [Kik, Piotrowski 1996], cuyo objetivo era la reducción del desgaste mediante el aseguramiento de un único punto de contacto. Se usaron situaciones cuasiestáticas en curva incluyendo características no lineales de guiado de cajas de grasa, cargas y momentos de tracción y frenado. El criterio de diseño fue la distribución lateral del trabajo de fricción a lo largo del perfil. Desarrollaron un perfil de rueda modificado para locomotoras industriales de baja velocidad. Las mediciones en locomotoras con el nuevo perfil mostraron un incremento en el intervalo entre reperfilados de un 20% aproximadamente.

Igualmente Yamada *et al.* [Yamada, Hayashi 2000] trabajaron en el diseño de un perfil de rueda de bajo desgaste que mejorara la estabilidad manteniendo el comportamiento en curva para vehículos circulando en líneas de vía estrecha desgastadas. El perfil presentado se caracterizaba por una baja conicidad en la banda de rodadura y una conicidad elevada hacia la pestaña. El nuevo perfil fue utilizado en líneas comerciales y el intervalo entre retorneados de rueda se amplió a más de dos veces en comparación con el perfil cónico 1:20 original.

Una nueva línea de trabajo vino de la mano de Shen *et al.* [Shen, Ayasse 2003], que sugirieron una metodología inversa para el diseño de perfiles de rueda ferroviaria incorporando la función del ángulo de contacto entre rueda y carril. Se modificaba la función inicial del ángulo de contacto desde un punto de vista teórico para mejorar el comportamiento dinámico de la rueda, obteniéndose un nuevo perfil de rueda mejorado mediante la integración matemática de la anterior función. No se tenía en consideración el ángulo de balanceo por considerarse despreciable y el método precisaba de verificaciones y ajustes sucesivos de los parámetros de control para obtener resultados más precisos.

A diferencia de la metodología de Shen *et al.* que utilizaba la función del ángulo de contacto, Shevtsov *et al.* [Shevtsov, Markine 2005] plantearon para el

diseño del perfil de rueda una técnica de optimización numérica basada en minimizar la diferencia entre una función objetivo de diferencia de radios de rodadura o RRD (*Rolling Radii Difference*) del eje montado y su RRD real. Para resolver el problema de optimización, se utilizó un método convencional de programación no lineal (MARS). La curva RRD objetivo fue definida en base a mediciones de ruedas y carriles nuevos y desgastados. En la definición de la forma del perfil de rueda se determinaron varios puntos conectados mediante polinomios cúbicos de Hermite. Estos puntos podían desplazarse en la dirección vertical y sus coordenadas verticales constituían las variables de diseño. Para comprobar el desgaste y seguridad del perfil de rueda obtenido, se llevaron a cabo simulaciones dinámicas utilizando el paquete informático ADAMS/Rail. Posteriormente, Shevtsov *et al.* [Shevtsov, Markine 2008] emplearon la misma idea para sintetizar un perfil de rueda teniendo en consideración el RCF y el desgaste de rueda y de carril. En este caso, la geometría del perfil de rueda se definió mediante B-splines, cuyos nodos constituían las variables de diseño. Durante la optimización estos nodos se podían desplazar en dirección normal al perfil original.

Siguiendo esta misma tendencia, Hamid Jahed *et al.* [Jahed, Farshi 2008] desarrollaron un modelo similar que usaba como objetivo la función diferencia de radios de rodadura e involucraba 5 variables de diseño, con lo que el proceso de optimización era computacionalmente muy eficiente. Con objeto de obtener perfiles suaves de rueda, los segmentos de curva que conectan los puntos del perfil se aproximan mediante funciones Spline cúbicas. En la fase de optimización se hacía uso del algoritmo Complex de búsqueda directa, programado en MATLAB, para generar una secuencia de perfiles mejorados que conducían finalmente al perfil óptimo. Se llevaban a cabo simulaciones dinámicas de los perfiles generados usando el paquete informático ADAMS/Rail para obtener sus curvas RRD. El método propuesto fue aplicado

para el diseño del perfil de rueda de un vehículo de pasajeros utilizado en la red ferroviaria del nordeste de Irán, en la que se producía un importante problema de desgaste de perfiles. Se comprobó que mejoraba considerablemente el índice de desgaste, el desplazamiento lateral, el ángulo de ataque y el coeficiente de descarrilamiento (estando estos dos últimos parámetros muy relacionados [Santamaría, Vadillo 2009b]).

De forma análoga, Polach [Polach 2009] expuso un diseño de un perfil de rueda de ferrocarril optimizado teniendo como referencia la conicidad objetivo y una distribución adecuada de los puntos de contacto sobre el perfil, para lo cual estableció relaciones entre la conicidad equivalente, el ángulo de contacto, la ubicación del contacto en la posición nominal, las tensiones en el contacto y la distribución de los puntos de contacto sobre el perfil de la rueda. Los análisis efectuados demostraban que los resultados obtenidos con la metodología propuesta mejoraban los obtenidos con el procedimiento habitual de prueba y error.

También Liu *et al.* [Liu, Liu 2010] tomaron como referencia una curva de incrementos de radio de rodadura ideal definida en base a la experiencia del diseñador para la optimización de un perfil de rueda de ferrocarril. La rueda se modelizó mediante curvas NURBS y se utilizó el método Complex de optimización con 19 variables de diseño. Se aplicó el método al caso particular de un vehículo ferroviario circulando por trazado urbano, simulando posteriormente el comportamiento con el programa ADAMS/Rail.

Como se ha descrito previamente, diversas investigaciones recientes en el campo de la optimización del perfil de rodadura se han centrado en la metodología inversa. Esta metodología es muy eficiente para una curva objetivo dada. No obstante, la obtención de la función de una curva objetivo partiendo generalmente de la experiencia del diseñador constituye una tarea compleja y

larga en el tiempo. En contraposición, otros investigadores, como Cui *et al.* [Cui, Li 2011] plantearon un método de solución directa basada en el espacio normal existente entre los perfiles de rueda y carril en torno al punto de contacto para mejorar el comportamiento dinámico del sistema rueda-carril. Para ello escogieron como función objetivo la separación entre los perfiles en las cercanías de cada zona de contacto para diferentes desplazamientos laterales del eje sobre la vía. Lo que se perseguía con este enfoque era dotar de mayor conformidad al contacto, minimizando esas separaciones en las inmediaciones del contacto. De esta forma, los autores señalaban que se conseguía incrementar la función de incrementos de radio de rodadura y por ello la inscripción en curva del vehículo.

Una novedad dentro de la optimización de perfiles de rueda fue la utilización por Persson e Iwnicki de Algoritmos Genéticos para sintetizar perfiles de rueda de ferrocarril [Persson, Iwnicki 2004]. Aplicaron una optimización numérica al diseño de un perfil de rueda mediante un algoritmo genético que utilizaba propiedades geométricas del perfil como genes. Los genes de dos progenitores se combinaban tomando aleatoriamente secciones de cada uno para constituir el descendiente. Se realizaban asimismo mutaciones en algunos de los genes con objeto de introducir mayores variaciones ocasionales y evitar de esta manera mínimos locales durante el proceso de optimización. Cada uno de los perfiles descendientes era evaluado mediante una simulación por ordenador (usando GENSYS) del comportamiento dinámico de un vehículo equipado con dichos perfiles de rueda. Se calculaban factores de penalización para cuantificar el comportamiento con respecto a la fuerza lateral, al coeficiente de descarrilamiento, al índice de desgaste, a la tensión de contacto y al índice de confort de marcha. El valor de ajuste se determinaba como el inverso del índice de penalización, siendo éste la suma ponderada de los factores de penalización individuales. Este método fue aplicado para diseñar

perfiles de rueda optimizados en dos variantes de un vehículo ferroviario típico, una de ellas dotada con una suspensión primaria relativamente blanda y la otra con una suspensión primaria relativamente rígida. Del estudio comparativo presentado, se dedujo un comportamiento mejorado de los perfiles optimizados genéticamente frente a los perfiles originales.

Posteriormente Novales *et al.* [Novales, Orro 2006] [Novales, Orro 2007] desarrollaron una metodología también basada en la técnica de los Algoritmos Genéticos para diseñar una geometría de perfil de rueda que mejorase el comportamiento dinámico de la rueda, logrando una reducción del desgaste. Incluyeron la aplicación al caso práctico de circulación combinada por dos tipos de vía (ferrocarril de vía estrecha y tranvía) cuyos carriles presentaban geometrías diferentes. Utilizaron una serie de índices en la definición de la función de ajuste para incorporar en forma matemática los criterios de diseño considerados (riesgo de descarrilamiento, desgaste y tensiones en el contacto rueda-carril). La geometría del perfil de rueda era definida de forma discreta mediante puntos en coordenadas cartesianas. Durante el proceso de optimización se realizaban simulaciones dinámicas de las diferentes ruedas que se iban obteniendo, lo que implicaba largos tiempos de computación. Se requería obtener varios perfiles optimizados, analizarlos y modificarlos posteriormente, para la definición final de un perfil adecuado.

La aportación de Choi *et al.* [Choi, Lee 2013] fue el desarrollo de un método de optimización multiobjetivo para minimizar de forma conjunta el desgaste en la pestaña y la fatiga superficial en tramos curvos. Las soluciones óptimas de Pareto se obtuvieron utilizando el método de Algoritmos Genéticos multiobjetivo NSGA-II (*Non-dominated Sorting Genetic Algorithm-II*). VAMPIRE fue el paquete de análisis de dinámica ferroviaria empleado para el cálculo de los diferentes parámetros considerados.

La utilización de Algoritmos Genéticos en problemas de optimización de perfiles de rodadura sigue plenamente vigente en la actualidad incrementándose de forma progresiva el nivel de complejidad en la formulación de la función objetivo. En este sentido, Staskiewicz *et al.* [Staskiewicz, Firlik 2017] aplicaron algoritmos evolutivos para la optimización multiobjetivo de un perfil de rodadura de un tranvía con el fin de incrementar su seguridad de la marcha y su durabilidad, utilizando como criterios de optimización el índice de desgaste, el coeficiente de descarrilamiento Y/Q y el área de contacto. El método empleaba simulaciones dinámicas mediante un software MBS con el fin de obtener los datos para el cálculo de la función de evaluación. Tras la optimización se seleccionaban los mejores perfiles para evaluarlos por medio de un software de Elementos Finitos. Comprobaron que no era posible encontrar un perfil que sea óptimo a la vez en todos los criterios de diseño de partida, existiendo varias combinaciones posibles válidas, y que se debía por tanto optar por una solución de compromiso.

2.3 DESGASTE EN RUEDAS DE FERROCARRIL

En la circulación de un vehículo ferroviario, se generan fuerzas de fricción durante los procesos de aceleración, frenado y guiado del vehículo, que provocan alteraciones en la forma tanto de la rueda como del carril perjudicando el comportamiento dinámico, el confort y la seguridad de los vehículos. El deterioro de la rueda y del carril se puede producir por diversos mecanismos de desgaste así como por la aparición de grietas por fatiga superficial. En el caso del carril es frecuente la aparición del fenómeno de corrugación o desgaste periódico ondulatorio de la superficie de rodadura, que puede generar altos niveles de vibración y una rápida degradación de los componentes de la vía y del vehículo, por lo que son numerosas las investigaciones encaminadas al

desarrollo de modelos para la predicción de su evolución y reducción [Oyarzabal, Correa 2011] [Correa, Oyarzabal 2011] [Correa, Vadillo 2016].

Para evitar la degradación de las prestaciones del vehículo, las ruedas deben ser sometidas a reperfilados y los carriles a operaciones de amolado para restaurar su forma original.

Estas intervenciones de mantenimiento suponen unos costes económicos así como la inmovilización del vehículo, reduciendo la rentabilidad de la explotación del servicio. Por ello los fabricantes prestan cada vez mayor atención al fenómeno del desgaste entre rueda y carril, intentando alargar lo más posible el tiempo entre operaciones de mantenimiento. El desarrollo de una herramienta capaz de predecir de forma adecuada el desgaste a lo largo del perfil de la rueda cobra por lo tanto especial interés.

Resulta por otro lado fundamental conocer cómo puede afectar el desgaste de una rueda al comportamiento final del vehículo, y tener en cuenta esta influencia en el diseño óptimo del perfil de rodadura. Generalmente, los perfiles nuevos se desgastan mucho más rápidamente al principio de su utilización, hasta alcanzar una geometría desgastada más estable. En ese momento, la tasa de desgaste se ralentiza hasta el reperfilado de la rueda, pero es posible que las propiedades del perfil respecto al nominal se hayan deteriorado de manera significativa. Es preciso por tanto investigar qué modelos matemáticos pueden predecir de alguna manera el nivel de desgaste que va a sufrir un perfil de rueda, y qué algoritmos pueden ser utilizados para actualizar la geometría del perfil de rueda en base a un determinado tipo de desgaste.

Aun cuando un perfil teórico cumpla los objetivos de estabilidad e inscripción en curva, la forma del perfil de rueda y consecuentemente el comportamiento dinámico pueden variar debido al desgaste. Un enfoque

habitual es usar un perfil de rueda desgastado típico como base para el desarrollo de un nuevo perfil asumiendo que el perfil desgastado mantendrá de forma más estable su forma durante el tiempo en servicio. Sin embargo, la forma del perfil de rueda rara vez mantiene su forma con el desgaste. Incluso un perfil de rueda desgastado tipo obtenido mediante un gran número de mediciones de perfiles desgastados experimenta cambios en la forma de la banda de rodadura debido al desgaste, principalmente circulando por vías constituidas por tramos predominantemente rectos y/o en vehículos con potencia de tracción elevada. El desgaste en la banda de rodadura crece debido a los pseudodeslizamientos de tracción en condiciones de baja adhesión. Con objeto de transferir fuerzas de tracción elevadas en condiciones de baja adhesión, los vehículos modernos han incorporado un control avanzado de tracción, conduciendo a un incremento de fuerza de tracción. En contrapartida, los valores elevados de pseudodeslizamiento entre rueda y carril modifican el tipo de desgaste de moderado a severo o incluso catastrófico [Lewis, Olofsson 2004], y el acondicionamiento de la rueda con arena en condiciones en mojado aumenta el desgaste en un factor de 10 comparado a condiciones en seco sin arena [Lewis, Dwyer-Joyce 2006]. En estos vehículos es inevitable que se produzca un aumento de la conformidad del perfil de rueda junto con un incremento de la conicidad debido al predominio de desgaste en la banda de rodadura.

2.3.1 DESGASTE RUEDA-CARRIL

La modelización de la evolución del perfil de rueda debido al desgaste es un proceso realmente complejo que involucra diferentes disciplinas como la dinámica vehículo-vía [Blanco-Lorenzo, Santamaría 2011], la propia dinámica de la vía [Oregui, Núñez 2017], la mecánica del contacto de rodadura [Kalker 1990], la tribología y el comportamiento de materiales metálicos [Lewis,

Dwyer-Joyce 2004]. Adicionalmente, existen diversos factores que afectan al desgaste como las condiciones de servicio, la meteorología, la lubricación, etc. Durante los últimos treinta años, se han publicado numerosos artículos que tratan sobre desgaste rueda-carril. Algunos de ellos se basan en la determinación de modelos teóricos válidos de desgaste para el caso ferroviario, otros se centran en ensayos de laboratorio para la determinación experimental de coeficientes de desgaste, algunos otros abordan la predicción del desgaste mediante simulaciones dinámicas, y últimamente se intentan buscar métodos de predicción de desgaste que no requieran simulaciones completas en el dominio del tiempo.

De esta manera, en 1985, Fries y Dávila [Fries, Dávila 1985] compararon cuatro modelos existentes de desgaste mediante la predicción del desgaste de la banda de rodadura en la circulación de un vagón tolva de 80 toneladas en un tramo de vía recto. Los cuatro modelos utilizados eran variantes del modelo de desgaste de Archard [Archard 1953] y del modelo de Suh [Suh 1973], que relacionan el desgaste directamente con la presión de contacto y la carga normal. La interacción vehículo-vía fue analizada en el dominio de la frecuencia y se consideraron irregularidades de la vía en la simulación multicuerpo (MBS). Los resultados obtenidos mostraban que no había diferencia significativa entre los cuatro modelos, es decir, predecían básicamente la misma tendencia de desgaste.

Una de las mayores dificultades a la hora de cuantificar el desgaste originado en la superficie de un componente, es conocer de forma precisa los coeficientes experimentales que multiplican al resto de parámetros que intervienen en los modelos de desgaste (deslizamiento, presión, distancia de deslizamiento, etc.). Normalmente, estos coeficientes no son únicos y dependen tanto del tipo de material como de las condiciones de contacto, caracterizando

distintos regímenes. Han sido numerosos los trabajos de laboratorio llevados a cabo para la determinación de los valores de estos coeficientes.

En este contexto, Zakharov *et al.* [Zakharov, Komarovsky 1998] reprodujeron en trabajos de laboratorio el proceso de desgaste entre la pestaña de la rueda y la cara interna de la cabeza del carril, que indicaban que los test con deslizamiento lateral de rodadura simulaban mejor el fenómeno de desgaste entre la pestaña de la rueda y la cabeza del carril. En los ensayos fueron identificados cuatro modos de desgaste, designados como moderado, severo, intenso y catastrófico. En un trabajo posterior [Zakharov, Zharov 2002], se estudió el desgaste mutuo entre rueda y carril utilizando un modelo matemático. Los resultados obtenidos mostraban que el perfil desgastado estabilizado de la rueda y carril dependía de sus perfiles iniciales, y que era posible encontrar los perfiles óptimos de pestaña de rueda y cabeza de carril que provocaban la mínima tasa de desgaste total de una rueda circulando por un tramo de vía seleccionado, una vez conocidos las fuerzas laterales, el ángulo de ataque y el modo de desgaste. Años más tarde, Vuong y Meehan [Vuong, Meehan 2009] expusieron un modelo general para el cálculo de los coeficientes, determinando analíticamente además las transiciones entre regímenes de desgaste.

Dentro del grupo de trabajos que incluyen simulaciones dinámicas, Pearce y Sherratt [Pearce, Sherratt 1991] presentaron en 1991 un modelo inicial para simular la evolución del perfil de rueda debido al desgaste. Predijeron el desgaste de rueda para un vehículo con bogie no lineal circulando por un trazado ficticio consistente en un tramo recto seguido por un tramo curvo. El modelo era sencillo con objeto de lograr tiempos de simulación razonables. Tras el cálculo de las fuerzas de contacto y pseudodeslizamientos la cantidad de material eliminado era computado a través de un índice de desgaste. Se llevó a cabo una simulación en el dominio del tiempo y se repitió numerosas veces a lo

largo del trayecto actualizando consecutivamente el perfil de la rueda. En el análisis del contacto local se utilizó el modelo de contacto hertziano. El modelo de desgaste empleado, que permitía la modelización de desgaste moderado y severo tanto para la banda de rodadura como para la pestaña, se basaba en la disipación de energía en la superficie de contacto. Se realizaron algunas comparaciones entre unos perfiles de rueda designados como P8 y P11 simulados y medidos. La validación se efectuó comparando la conicidad equivalente de los perfiles desgastados.

Más adelante, en el año 1997 Zobory [Zobory 1997] desarrolló una herramienta completa de predicción del desgaste rueda-carril y la empleó para predecir el desgaste del perfil de rueda de un vehículo circulando por una red ferroviaria arbitraria. Las simulaciones dinámicas del vehículo-vía fueron llevadas a cabo mediante un código MBS no comercial llamado ELDACW. Los modelos de contacto rueda-carril se basaban en la teoría hertziana para resolver el problema normal y FASTSIM para el problema tangencial. Se utilizaron tres modelos de desgaste basados principalmente en la proporcionalidad entre el desgaste y la disipación de energía en la superficie de contacto. El primer modelo, Hipótesis de Desgaste de Energía Disipada, relacionaba el desgaste con la energía disipada en la zona de deslizamiento. Esta hipótesis requería un tiempo de computación alto debido a la necesidad de descomponer la zona de contacto en zona de adhesión y zona de deslizamiento. En segundo término, la Hipótesis de Tracción Normal se basaba en mediciones y relacionaba el flujo de masa eliminada con parámetros como campo de presiones y velocidades de deslizamiento. En tercer lugar, la Hipótesis de Desgaste Combinada Simplificada constituía un desarrollo adicional para evitar la determinación del reparto entre adhesión y deslizamiento en la zona de contacto. A causa de los diferentes regímenes de desgaste que aparecían en la banda de rodadura y la pestaña de la rueda, determinó empíricamente dos coeficientes de

proporcionalidad, uno para desgaste moderado en la banda de rodadura y otro para desgaste severo en la pestaña. La transición entre uno y otro dependía de las propiedades del material de la rueda y del carril. En el cálculo del desgaste acumulado, el perfil de rueda se actualizaba cada 1.000 km de distancia recorrida. Se compararon los resultados de la simulación con diversas mediciones efectuadas en un vehículo circulando en la línea de Gotthard (en Hungría) para un kilometraje máximo de 27.000 km. Para posibilitar la comparación entre los datos experimentales y los resultados numéricos, aplicaba al perfil de rueda actualizado un procedimiento de suavizado basado en splines.

Por su parte, Li *et al.* [Li, Kalker 1998] presentaron una herramienta de predicción de desgaste del perfil de rueda en la que se empleó un modelo de contacto conforme y múltiple no hertziano basado en CONTACT. Se asumía que el volumen desgastado era proporcional al trabajo de fricción. Los resultados subestimaban el desgaste comparados con los medidos puesto que sólo se simulaba un tramo recto de vía.

Poco tiempo después, Jendel y Berg [Jendel 2002] [Jendel, Berg 2002] combinaron los ensayos de laboratorio con la realización de simulaciones para determinar el desgaste producido y desarrollaron un procedimiento generalizado para determinar la evolución del perfil de rueda. La metodología tomaba como base el diseño previo de un conjunto de parámetros (*load collective*) que reflejaban de la manera más fiel posible las características del trazado de la red ferroviaria por la que circulaba el vehículo objeto de estudio y que ejercían un efecto significativo en el fenómeno de desgaste. Entre ellos se incluían el diseño de la geometría del trazado de la vía, las irregularidades de la vía, el estado del perfil del carril, el coeficiente de fricción de rueda-carril y las condiciones del tráfico ferroviario. El método consistía en simular en el dominio del tiempo la circulación de un vehículo por el trazado anteriormente definido y calcular el

desgaste producido en el perfil de rueda tras haber recorrido una distancia determinada. Los parámetros fueron determinados mediante simulaciones dinámicas del vehículo, haciendo uso de la herramienta MBS GENYSYS, en el que el contacto entre la rueda y el carril era modelizado con la teoría hertziana de superficie de contacto elíptico en combinación con los resultados tabulados calculados con la teoría simplificada de Kalker (FASTSIM) para la solución tangencial del problema. Para la evaluación del desgaste se utilizó el modelo de Archard aplicado localmente, habiendo sido determinado el coeficiente de desgaste mediante ensayos de laboratorio en máquinas de *pin-on-disc* y de *disc-on-disc*. Propusieron diferentes coeficientes en función de las condiciones de carga y de deslizamiento. Se introdujo un factor modificativo para estimar el efecto del frenado y de la lubricación sobre el coeficiente de desgaste. El perfil de rueda se actualizaba cada vez que se alcanzaba una profundidad de desgaste máxima de 0,1 mm o recorría una distancia máxima de 1.500 km, aplicando una spline cúbica para suavizar la distribución del desgaste y el perfil de rueda actualizado. El método fue validado a través de la comparación con perfiles de rueda en servicio en la red ferroviaria suburbana de Estocolmo (Suecia) tras circular más de 200.000 km. Los estudios comparativos efectuados de los perfiles de rueda y distribución de desgaste entre el modelo simulado y las mediciones reales arrojan resultados satisfactorios

Simultáneamente en el tiempo y siguiendo en esta misma línea, Braghin *et al.* [Braghin, Bruni 2002] presentaron un procedimiento de cálculo de desgaste de rueda basado en la interconexión entre un código de simulación de dinámica ferroviaria multicuerpo, un modelo de contacto local basado en semi-espacio elástico y funciones de influencia, y un modelo local de desgaste de material en el que el desgaste era considerado proporcional al trabajo de fricción (la tasa de desgaste fue determinada en ensayos experimentales). En la simulación numérica no se consideraron irregularidades de la vía. Los perfiles de rueda se

actualizaban dos veces cada 10.500 km de distancia recorrida. En cuanto al modelo de contacto local, se compararon dos enfoques: uno basado en el algoritmo CONTACT de Kalker y el otro basado en el algoritmo de Kik-Piotrowski. Los autores expusieron que el algoritmo de Kik-Piotrowski era una alternativa válida a CONTACT debido a que el tiempo de simulación de este último era excesivo. Las comparaciones entre el desgaste calculado y el medido mostraron una buena concordancia para la banda de rodadura de la rueda. Posteriormente Braghin *et al.* [Braghin, Lewis 2006] propusieron una herramienta de predicción de desgaste más rápida en la que el modelo hertziano y FASTSIM fueron usados como alternativa a CONTACT. Se basaron en un modelo MBS de vehículo, un modelo de análisis de contacto local y un modelo de desgaste local basado en mediciones experimentales de banco de ensayos de rodillos (o *twin disc*). Se utilizó el índice de desgaste, entendido como producto de las fuerzas de pseudodeslizamiento y el pseudodeslizamiento. Los resultados de la simulación dinámica fueron comparados con mediciones experimentales de desgaste, alcanzando una buena concordancia en la banda de rodadura de la rueda y una sobreestimación en el desgaste de la pestaña.

Continuando con los trabajos anteriores de Jendel, Enblom y Berg [Enblom, Berg 2005] [Enblom 2009] profundizaron en el estudio de los mecanismos y la predicción del desgaste. Su planteamiento consideraba la deformación elástica en la evaluación de la velocidad de deslizamiento, y analizaba la influencia del frenado y de las condiciones ambientales del contacto rueda-carril en el desgaste de la rueda. También investigaron la influencia de modelos de contacto no elípticos en la tasa de desgaste de la rueda y la forma del perfil [Enblom, Berg 2008a]. En [Enblom, Berg 2008b] se abordaba la simulación de la evolución de un perfil de carril debido al desgaste, combinando la fórmula de Archard con la simulación dinámica del vehículo mediante un programa multibody. Los resultados de algunas simulaciones por

tramos curvos eran razonablemente buenos, aunque se subestimaba con estos modelos la influencia de la lubricación.

Rezvani et al. [Rezvani, Owhadi 2009] estudiaron el comportamiento dinámico de un vehículo ferroviario usando para ello perfiles de rueda teóricos y perfiles medidos experimentalmente, llegando a la conclusión que a medida que el perfil de rueda se va desgastando y el espesor de la pestaña de la rueda se va reduciendo, las tasas de desgaste en el bogie delantero aumentan mientras que las del bogie trasero permanecen igual o incluso disminuyen.

En [Santamaría, Vadillo 2009a] se presentó un modelo de contacto rueda-carril especialmente indicado para obtener los índices de desgaste entre la rueda y el carril cuando el vehículo circula por curvas cerradas. Se proponía un modelo de contacto elástico 3-D entre la rueda y el carril que causaba dos o más puntos de contacto simultáneos en la misma rueda, mediante el empleo de tablas precalculadas para una mayor eficiencia computacional. En este modelo se incluía la influencia del ángulo de ataque. El ángulo de ataque del eje montado delantero, en las curvas cerradas, tendía a adoptar altos valores con un considerable efecto en la localización de los puntos de contacto, aumentando el deslizamiento y los índices de desgaste. Se compararon los niveles de desgaste para análisis tanto en 2-D como en 3-D y los resultados fueron muy diferentes. Las diferencias desaparecen cuando el ángulo de ataque es menor (curvas más amplias o ejes montados traseros).

Alonso y Giménez [Alonso, Giménez 2009] analizaron, mediante un algoritmo FASTIM modificado para mejorar la precisión en el cálculo del momento de espín, la influencia del momento de espín generado en el área del contacto rueda-carril tanto en el comportamiento dinámico del vehículo como en la energía disipada, concluyendo que era despreciable en la dinámica

ferroviaria, pero que ejercía sin embargo un efecto notable en las pérdidas por fricción y por lo tanto en el desgaste sufrido por la rueda.

En el año 2011, X. Li *et al.* [Li, Jin 2011] propusieron un procedimiento efectivo y completo para investigar en detalle la evolución del perfil de rueda debido al desgaste. El procedimiento numérico integraba la simulación dinámica acoplada del vehículo-vía, el análisis geométrico tridimensional del contacto rueda-carril, la teoría de contacto de rodadura no hertziano de Kalker, y el cálculo del desgaste acumulado de la rueda mediante el modelo de Archard. El modelo dinámico de vehículo-vía acoplado permitía tener en cuenta la deformación de la estructura de la vía. La teoría de contacto de rodadura no hertziano posibilitaba resolver el problema de contacto de rueda-carril de forma más precisa, especialmente con respecto al contacto en la pestaña cuando el vehículo circula por tramos curvos. El procedimiento numérico era empleado de forma simultánea para predecir el desgaste del perfil de ocho ruedas de un vehículo completo circulando por tres tramos circulares con diferentes radios de curvatura, obteniendo resultados razonables y cercanos a los indicados en [Li, Kalker 1998] y [Ward, Lewis 2003] que proporcionaban el resultado del cálculo de desgaste de una única rueda. Los resultados de las 8 ruedas de un vehículo completo eran congruentes con las observaciones de campo, es decir, el desgaste de las ruedas en el hilo exterior era mucho más severo que el de las ruedas en el hilo interior de una curva cerrada, y el desgaste en el eje delantero era mucho más severo en comparación con el del eje trasero.

Una línea de investigación que está adquiriendo últimamente un gran impulso es la búsqueda de metodologías de predicción de la evolución del desgaste que no requieran de la ejecución de simulaciones completas en el dominio del tiempo y por lo tanto tenga un coste computacional más reducido.

De esta manera, Asadi y Brown [Asadi, Brown 2008] utilizaron la ecuación de Archard para estimar el desgaste que se producía sobre una rueda de ferrocarril en dos tramos diferenciados: la banda de rodadura y la zona de la pestaña. Los parámetros relativos al cálculo de los pseudodeslizamientos se realizaban de forma muy aproximada, mediante un análisis cuasiestático simplificado. Los resultados obtenidos eran muy sensibles a estos valores, por lo que para obtener soluciones más precisas se hacía necesario efectuar un cálculo dinámico más completo. Posteriormente [Asadi, Kapoor 2008] investigaron mediante mediciones experimentales la repercusión que tenía sobre el desgaste de ruedas el cambio de sentido de los vehículos ferroviarios, llegando a la conclusión de que dicho desgaste se homogeneizaba entre las ruedas que componen el vehículo especialmente en trazados de vía con muchos tramos curvos.

Por su parte, Ignesti [Ignesti, Malvezzi 2012] e Innocenti [Innocenti, Marini 2014] presentaron un modelo con un enfoque estadístico para la evaluación de la evolución del perfil de la rueda y de la vía en redes ferroviarias complejas. Consistía en la sustitución de trazado completo de una línea ferroviaria por un conjunto estadísticamente equivalente de curvas representativas clasificadas por su radio, su peralte y la velocidad de paso.

En esta misma línea de trabajo, Apezetxea *et al.* [Apezetxea, Perez 2017] propusieron una metodología para la predicción del desgaste con un bajo coste computacional. Esta metodología se basaba en dos ideas principales: la primera consistente en sustituir el cálculo a lo largo de todo el trazado de la red ferroviaria por el cálculo de las condiciones de contacto en determinados puntos característicos representativos del mismo, y la segunda basada en la sustitución del cálculo dinámico mediante integración en el tiempo por simulaciones cuasiestáticas en los puntos característicos. El método era aplicable para

cualquier tipo de vehículo en cualquier red ferroviaria y se valoraba el error de precisión del orden del 5% al 10%. El interés de este método estriba en que, debido a su bajo coste computacional, puede ser utilizado en procesos de optimización de perfiles de rueda, determinación de intervalos de reperfilado en planes de mantenimiento o investigación de nuevos materiales y estrategias de lubricación.

Más recientemente Casanueva *et al.* [Casanueva, Enblom 2017] realizan una revisión global de los requerimientos que precisan los paquetes de simulación MBS para la predicción del desgaste en rueda y carril, con el fin de proporcionar al usuario final un criterio de utilización eficiente de estas herramientas en función de sus necesidades concretas. Pretenden con ello simplificar el manejo de este tipo de software, adaptarlo al objetivo específico buscado y reducir los tiempos de cálculo.

Como se ha podido ver, la estimación del desgaste es un cálculo complejo, abordable desde diferentes enfoques y que depende normalmente de coeficientes experimentales difíciles de estimar y variables con las condiciones del contacto, por lo que se trata de un campo en constante evolución y abierto a nuevas investigaciones.

2.3.2 ROLLING CONTACT FATIGUE

La acumulación de daño por fatiga, deformación plástica y desgaste, reduce de manera significativa la vida en servicio del material ferroviario. En la actualidad, los aumentos tanto de velocidad como de carga por eje y de esfuerzos de tracción y frenado en los vehículos ferroviarios, conducen a tensiones elevadas en el contacto rueda-carril. Esta evolución potencia el fenómeno de fatiga y ya no es suficiente considerar únicamente el desgaste como elemento causante de daño a la rueda. Por otro lado, con la utilización de

materiales cada vez más duros en ruedas y carriles, el desgaste se reduce pero las grietas por fatiga son capaces de desarrollarse y convertirse en un mecanismo de deterioro más significativo.

A diferencia de los lentos procesos de deterioro por desgaste, la fatiga causa fracturas abruptas en los carriles y en las ruedas o pérdidas de material en la superficie de la cabeza de carril y la banda de rodadura. Estos fallos pueden causar ruido y vibraciones, daños en carriles, en suspensiones de trenes y, aunque no ocurre con frecuencia, pueden conducir al propio descarrilamiento del tren. El problema de fatiga superficial de ruedas ferroviarias se refiere a menudo en la literatura como fenómeno de RCF (*Rolling Contact Fatigue*), causado por esfuerzos repetidos en el contacto rueda-carril durante el movimiento de rodadura. Existen asimismo otros tipos de daño como esfuerzos térmicos y deformaciones plásticas que afectan a la evolución e integridad de la rueda, en ocasiones provocando imperfecciones más destructivas que la propia fatiga. Todo ello obliga a un riguroso plan de mantenimiento de las ruedas, incluyendo el reperfilado de las mismas, que hace elevar los costes de operación de la explotación ferroviaria.

La fatiga superficial o RCF en la rueda de ferrocarril es un mecanismo de deterioro y pérdida de material sujeto a lo largo de los últimos años y en la actualidad a una extensa investigación. Se debe a la combinación de tensiones que se producen en el contacto de la rueda con el carril debido a las fuerzas tangenciales, las fuerzas verticales y a los microdeslizamientos que se producen en el área de contacto.

Se ha comprobado que los fallos por fatiga en ruedas de trenes pueden dividirse en al menos tres categorías diferentes [Ekberg, Marais 2001] en función de la profundidad de la banda de rodadura a la que se inicien las fisuras,

definidas como fatiga superficial, fatiga subsuperficial, y fatiga debida a defectos profundos del material:

- Fisuras superficiales (*spalling*), producidas bien por deslizamiento de ruedas, bien por deformación plástica en la superficie de la banda de rodadura (*ratchetting*). Estos fallos son relativamente inofensivos, aunque costosos, ya que normalmente se tiene como resultado el desprendimiento de una pequeña parte de material de la banda de rodadura. En la figura 2.1 se pueden apreciar la iniciación de una grieta superficial y los daños superficiales ocasionados.
- Fisuras subsuperficiales o exfoliaciones (*shelling*). Este defecto está asociado a altas cargas y bajos niveles de deslizamiento. Pueden tener como resultado el desprendimiento de partes muy grandes de material de la llanta e incluso se pueden producir fallos catastróficos en los que se rompa toda la rueda.
- Fisuras internas por inclusiones profundas (*shattering*). Las tensiones locales alrededor de los defectos son grandes incluso en el caso de defectos profundos [Kabo, Ekberg 2000] [Kabo 2002]. Esto puede causar la formación y propagación de grietas profundas, un fenómeno a veces denotado como *deep shelling* o *shattered rim*. La pureza de los aceros usados en el ferrocarril y la incorporación de ensayos no destructivos ha sido una de las mejoras destacables para evitar este fenómeno.

Además de los tres casos descritos, se pueden crear fisuras térmicas, que se originan por fatiga como consecuencia del resultado de distintos ciclos térmicos en la rueda. Pueden aparecer debido a un deslizamiento de las ruedas, ya sea por la diferencia en la velocidad de giro de las ruedas respecto al carril, por estar

éstas desalineadas o desplazadas con respecto al centro de la vía, o debido a frenadas anormales.

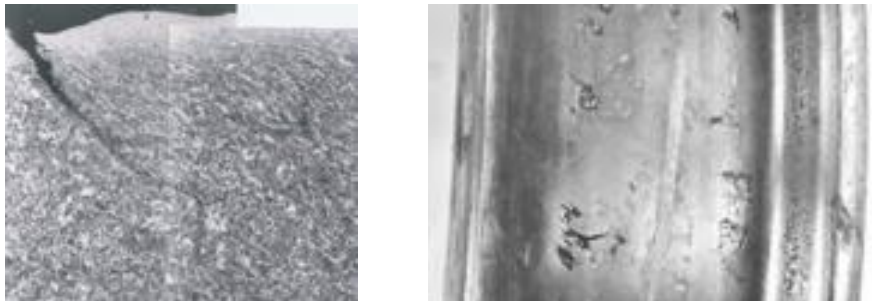


Figura 2.1: Iniciación de una grieta superficial y superficie final dañada (obtenido de [Ekberg, Kabo 2001]).

Durante las últimas décadas, se han desarrollado numerosos los modelos de predicción de RCF para el caso del carril. Estos métodos pueden ser también aplicables a las ruedas a través de un adecuado ajuste en las propiedades de los materiales, los efectos del tratamiento térmico, tensiones residuales y cargas. Se trata de un fenómeno aún no muy bien conocido y en ocasiones las investigaciones han llegado a conclusiones contradictorias, pues mientras algunas publicaciones indicaban la existencia de un menor riesgo de RCF cuando se utiliza un contacto más conforme con fuerzas reducidas en curvas [Wu 2007], otros artículos afirmaban que la situación óptima entre del desgaste y el RCF se obtenía mediante una geometría de contacto rueda-carril menos conforme con un comportamiento en curva ligeramente peor y en combinación con una lubricación de la pestaña [Evans, Lee 2008] [Shevtsov, Markine 2008].

En 1982, Hill y Clayton desarrollaron un modelo de predicción de RCF a través de test de iniciación de grietas en muestras a pequeña escala de ruedas y carriles. No fue posible provocar RCF sin la aplicación de fluido en la interfase entre la rueda y carril, lo que respalda la teoría de la influencia del mecanismo

del atrapamiento de fluido en la propagación de grietas. La aparición más temprana de RCF ocurría con pseudodeslizamientos de 0,3%, para una presión de contacto fija de 1.500 MPa y lubricación por agua. Para pseudodeslizamientos menores o mayores se retrasaba la aparición de RCF. El retraso en la aparición de RCF con pseudodeslizamientos elevados podía explicarse por el incremento de desgaste. Por lo tanto, este modelo combinaba en cierta medida los fenómenos de desgaste y de RCF en superficies lubricadas.

La teoría de *shakedown* o de histéresis proporciona un modelo muy utilizado para explicar la iniciación de RCF [Johnson 1989]. Si las tensiones producidas en la rueda en contacto con el carril están por debajo del límite elástico del material de la rueda, no se producirá ninguna deformación permanente. Sin embargo, en la práctica las tensiones generalmente superan el límite elástico provocando fluencia plástica y variaciones de tensiones residuales cerca de la superficie. En el caso de los aceros, la fluencia eleva su límite elástico. La tensión residual hace menos probable la fluencia durante los ulteriores ciclos de carga. El efecto combinado es conocido como *shakedown* o trabajo de endurecimiento. Existe un límite, denominado límite de *shakedown*, en el incremento del endurecimiento que el material de la rueda puede experimentar. Si las tensiones se encuentran por encima de este límite, entonces se producirá una deformación plástica permanente en cada revolución de rueda. Si este proceso continúa, se supera el límite de deformación plástica del material y aparece una grieta superficial. Este fenómeno es conocido como *ratchetting*.

La figura 2.2 representa un diagrama de *shakedown*, utilizado para comparar las condiciones de contacto con el límite de *shakedown* [Bower, Johnson 1991], en el que p_o es la presión máxima de contacto (MPa), K_e es la tensión de fluencia a cortadura pura (MPa), Q es la fuerza tangencial en el

contacto (N) y P es la fuerza normal en el contacto (N). El parámetro Q/P es el coeficiente de tracción, a veces también denominado coeficiente de fricción utilizado.

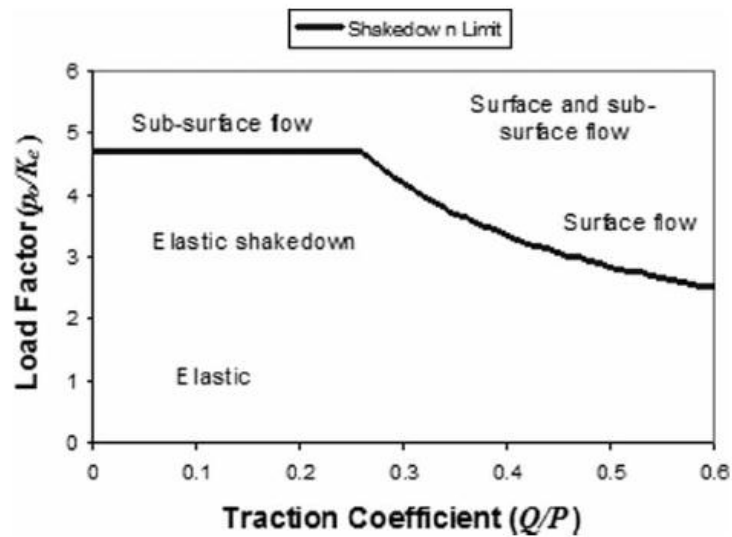


Figura 2.2: Diagrama de shakedown (tomado de [Tunna, Sinclair 2007]).

De acuerdo con el diagrama de la figura 2.2, si al representar las condiciones del contacto se sitúan por encima del límite de *shakedown*, entonces es esperable la aparición de RCF u otro tipo de daño superficial. Por el contrario, si las condiciones de contacto se encuentran por debajo del límite de *shakedown*, los ciclos repetitivos de carga no deberían causar fallo del material.

Ekberg *et al.* [Ekberg, Kabo 2001] propusieron un índice de fallo por RCF de acuerdo con la expresión (2.1):

$$FI_{surf} = \frac{Q}{P} - \frac{K_e}{p_o} \quad (2.1)$$

Se asume que ocurrirá RCF cuando $FI_{surf} > 0$ para valores de Q/P mayores de 0,25. Para valores de Q/P inferiores a 0,25, se podría provocar un daño sub-superficial cuando $FI_{surf} < 0$, tal y como se deduce de la figura 2.2. Una desventaja del índice de daño superficial por RCF de Ekberg es que no tiene en cuenta el desgaste. Son esperables situaciones en las que las condiciones de contacto producen un elevado FI_{surf} pero no implican la aparición de RCF debido a que el material sufre un rápido desgaste.

Algunos investigadores intentaron modelizar el crecimiento de la grieta de RCF utilizando la mecánica de la fractura elástica lineal [Ringsberg 2005], mediante la aplicación de modelos de Elementos Finitos para determinar los factores de intensidad tensional en los diferentes modos de crecimiento de grieta. Según Beynon y Kapoor [Beynon, Kapoor 1996], esto era una tarea retadora puesto que la carga es multiaxial y la dirección de las tensiones principales varía.

Franklin *et al.* [Franklin, Widiyarta 2001] extendieron el modelo de predicción de desgaste por delaminación para abordar la iniciación de fisuras por RCF. Dividieron la capa subsuperficial en pequeños elementos denominados ladrillos o bloques. En cada bloque se evaluaba la deformación plástica acumulativa y el trabajo de endurecimiento del material. Cuando un bloque alcanzaba su límite de deformación por cortadura se consideraba que su integridad se había perdido. Si un bloque fallido no estaba soportado por bloques vecinos sanos, se separaba y formaba un desecho por desgaste. Los bloques fallidos que eran soportados por bloques sanos podían unirse para crear microfisuras y constituían un posible lugar de iniciación de RFC. El modelo de bloques predecía la deformación material de la capa subsuperficial de forma similar a la observada en la práctica, pero requería de un mayor desarrollo para

ser capaz de predecir la propagación temprana de RCF por atrapamiento de fluido.

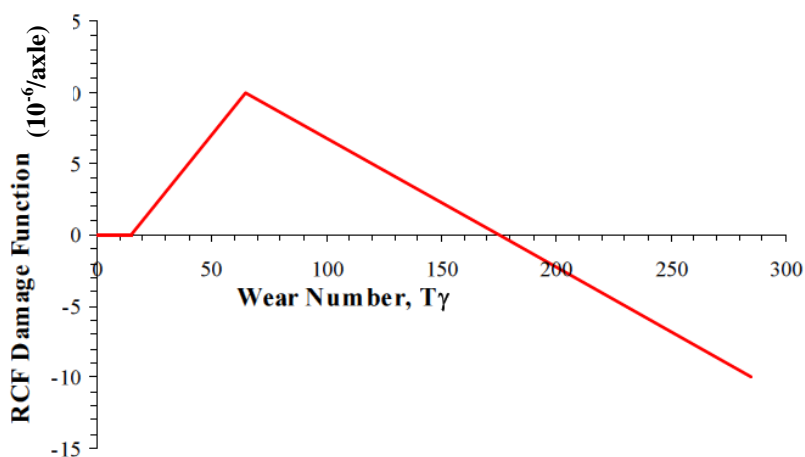


Figura 2.3: Modelo de daño por RCF en carril según [Burstow 2004].

Un modelo de RCF para carriles fue desarrollado en el año 2004 por Burstow [Burstow 2004] utilizando la transferencia de energía $T\gamma$ (*wear index*) a través del área de contacto de forma similar a algunos modelos de desgaste, siendo T la fuerza tangencial y γ el pseudodeslizamiento. El modelo calculaba el daño acumulado en franjas a lo largo de la cabeza del carril y lo comparaba con el daño por RCF observado en la realidad. La figura 2.3 muestra el modelo resultante, en el que existe una combinación entre los efectos de desgaste y de RCF. El eje y representa el daño por eje. Para $T\gamma < 15$ N, no se produce daño en la superficie del carril. Se trata de un umbral de fatiga y representa los puntos en el diagrama de *shakedown* que se encuentran por debajo del límite de *shakedown*. Para $15 \text{ N} < T\gamma < 65 \text{ N}$ hay un incremento lineal del RCF con respecto a $T\gamma$. Para $T\gamma > 65 \text{ N}$ el desgaste comienza a contrarrestar el daño por RCF. Para $T\gamma > 175 \text{ N}$ únicamente hay desgaste debido a que la tasa de desgaste

supera a la tasa de propagación del RCF. La ventaja de este método radica en que tiene en cuenta tanto el efecto del desgaste como el de RCF, y es aplicable a la predicción de RCF en la rueda tras una recalibración adecuada.

Siguiendo con esta misma idea, Fröhling *et al.* [Fröhling, Ekberg 2008] estudiaron la influencia que los perfiles desgastados de rueda tienen en la aparición de fatiga por rodadura. Analizaron casos reales y abordaron el problema en base a simulaciones numéricas de bogies circulando por tramos curvos, complementado con el estudio del contacto mediante Elementos Finitos. En un trabajo posterior [Fröhling, Spangenberg 2012], se presentó un método de evaluación de los estados tensionales en el contacto que podían originar RFC, identificando, como criterios de rechazo de perfiles de rueda, el excesivo desgaste cóncavo en la banda de rodadura, el gradiente de la falsa pestaña que se formaba en el lado interior del perfil y la tensión de contacto máxima que se producía.

En el ámbito experimental, Donzella *et al.* [Donzella, Mazzù 2009] llevaron a cabo en 2009 investigaciones mediante un dispositivo para analizar la prevalencia del desgaste o la fatiga de rodadura en la pérdida de material en el contacto rueda-carril. Los ensayos pusieron de manifiesto que el desgaste y la fatiga por rodadura entran en conflicto, y que el material acababa perdiéndose por uno u otro motivo dependiendo de las condiciones del contacto. El desgaste, al retirar material de la superficie en contacto, tendía a reducir la formación de grietas debidas a fatiga por rodadura.

CAPÍTULO 3

ESTUDIO COMPARATIVO DEL CONTACTO RUEDA-CARRIL PARA PERFILES NOMINALES Y PERFILES DESGASTADOS

Resumen del capítulo:

En este capítulo se presenta en primer lugar el modelo de simulación dinámica utilizado en el que se apoya el algoritmo de optimización desarrollado en esta Tesis. Posteriormente se muestran los resultados de las mediciones de desgaste de carriles reales obtenidas, que servirán de base para el estudio del comportamiento de perfiles de rueda en vías desgastadas. Por último, se plantea un análisis de diferentes parámetros contenidos en las tablas de contacto rígido entre un perfil de rueda típico y un amplio rango de vías con distinto ancho de vía, tipo e inclinación de carril, tanto en vías nuevas como desgastadas.

CAPÍTULO 7

CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS

Resumen del capítulo:

En este capítulo se presentan las principales conclusiones de la Tesis, relacionadas con sus objetivos principales: el desarrollo de un método de optimización de perfiles de rueda para la síntesis de perfiles que mejoren el comportamiento dinámico de los vehículos ferroviarios y para el diseño de nuevos perfiles mejor adaptados a la interoperabilidad en diferentes tipos de vía. En este sentido se destacan las aportaciones propias introducidas, y se señalan posibles desarrollos futuros que continúen esta línea de investigación.

7.1 CONCLUSIONES

Los principales objetivos planteados en esta Tesis Doctoral, referentes al desarrollo de un método de optimización de perfiles de rodadura ferroviaria y a su aplicación para la obtención de perfiles de rueda mejor adaptados a las diferentes condiciones de circulación que imponen las diversas infraestructuras existentes, se han cumplido de manera satisfactoria.

Las principales conclusiones de la Tesis pueden resumirse globalmente en los dos importantes puntos que se enumeran a continuación:

1. Se ha desarrollado un método general de optimización de perfiles de rueda de ferrocarril basado en Algoritmos Genéticos y en métodos convencionales de optimización de forma complementaria, cuya función objetivo parte de una curva de conicidad equivalente idónea definida de forma teórica (por lo que no requiere la realización de simulaciones dinámicas), y un novedoso enfoque en la correcta selección de un reducido número de variables de diseño, lo que le confiere una gran eficiencia y rapidez de procesado. El método es aplicable tanto a la optimización de perfiles de rueda de vehículos que vayan a circular por un único tipo de vía como al diseño de perfiles de rueda de trenes que deban circular por dos o incluso más tipos de vía diferentes. El método ha sido utilizado con éxito en la síntesis de un perfil óptimo para vía AVE, en la síntesis de un perfil adaptado de forma combinada a vía AVE y ancho ibérico, y en la síntesis de un perfil optimizado conjuntamente para vías AVE y TGV. Las mejoras logradas en términos de inscripción en curva, disminución de presiones de contacto, reducción del desgaste y RCF, y aumento de la seguridad ante el descarrilamiento han demostrado la validez del método.

2. Con el fin de minimizar el deterioro por desgaste de los perfiles óptimos sintetizados a lo largo de su ciclo de vida, se ha presentado una metodología para la determinación de un estimador de desgaste que permita someter a los perfiles optimizados a un proceso de refinado, evitando la ejecución reiterativa de simulaciones dinámicas, que harían el proceso poco viable. Mediante esta nueva metodología se ha logrado refinar un perfil optimizado para líneas de alta velocidad aumentando su capacidad de resistencia al desgaste.

De forma más detallada, se exponen a continuación las principales resultados obtenidos en cada capítulo y las conclusiones que se pueden extraer a la vista de los mismos.

En relación con la revisión del estado actual del conocimiento, se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- El aspecto más característico de la dinámica ferroviaria reside en la modelización del problema de contacto rueda-carril. Existen diversos paquetes, tanto comerciales como de desarrollo propio, para la simulación de la dinámica ferroviaria, encuadrados dentro de la denominación MBS (sistemas multicuerpo). Este tipo de software constituye la base sobre la que se asientan gran variedad de estudios e investigaciones en el campo ferroviario, y entre ellos los métodos de optimización de perfiles de rodadura.
- Los Algoritmos Genéticos suponen una herramienta válida y adecuada para la resolución de problemas de optimización de sistemas complejos, como es el caso de sistemas no lineales, en los que resulta complicado obtener una función objetivo que sea matemáticamente derivable. Durante los últimos años, algunos investigadores los han

aplicado de una u otra manera en problemas de optimización de perfiles de rueda y de carril.

- El mecanismo de desgaste en el contacto entre rueda y carril es un fenómeno que ha centrado gran variedad de investigaciones durante las últimas décadas pero a pesar de ello presenta aún hoy en día muchas incógnitas. Se han revisado las diversas teorías existentes, que partiendo de enfoques distintos ofrecen resultados equiparables únicamente en determinadas condiciones.

Respecto al estudio del comportamiento de un perfil de rodadura en diferentes tipos de vía:

- Se ha llevado a cabo un exhaustivo estudio comparativo del comportamiento de un perfil de rueda actualmente utilizado en alta velocidad cuando circula por diferentes tipos de vía, analizando la influencia de factores como ancho de vía, tipo de carril, inclinación de carril y desgaste de carril. Se ha confirmado que las características de la vía afectan de forma notable al comportamiento dinámico de un perfil de rueda y que un perfil que puede estar bien adaptado para un tipo de vía no resulta adecuado cuando se emplea en una vía distinta.

Respecto al modelo desarrollado:

- Se ha desarrollado un modelo de optimización de perfiles de rueda basado en Algoritmos Genéticos en combinación con un modelo de dinámica ferroviaria, que permite obtener perfiles con características mejoradas desde el punto de vista de comportamiento dinámico, confort, desgaste y riesgo de descarrilamiento, para aplicación a los vehículos circulando en cualquier tipo de vía, tanto de forma exclusiva por una única vía como de forma combinada en dos o más líneas

férreas de características distintas. Se trata por tanto de un modelo general y no de un método particularizado a un caso específico.

- El método utiliza como función objetivo una función de conicidad teórica que ha sido definida de tal manera que represente un perfil con un comportamiento ideal del eje montado tanto desde el punto de vista de la estabilidad en vía recta como de la correcta inscripción en curva. La ventaja de este enfoque es que permite ejecutar el algoritmo de optimización sin necesidad de realizar en cada generación del proceso una simulación dinámica para cada perfil, lo que alargaría enormemente los tiempos de procesado y lo haría prácticamente inabordable. Por lo demás, el método permite definir nuevas funciones objetivo para investigaciones futuras.
- La correcta selección de las variables de diseño, en cuanto a su número y naturaleza se refiere, condicionan el resultado final del proceso de optimización y el tiempo de procesado necesario. En este trabajo se han definido únicamente cuatro variables de diseño, constituidas por 2 arcos de circunferencia y 2 puntos frontera entre arcos, que permiten definir de forma sencilla y unívoca el tramo variable del perfil de rueda que se pretende optimizar. Se ha comparado esta forma de definir el perfil a optimizar con la variante de hacerlo mediante puntos interpolantes, opción muy utilizada en trabajos similares. El resultado ha sido que el primer método permite, por un lado, reducir el número de variables de diseño y consecuentemente disminuir de forma muy notable los tiempos de computación, y por otro lado, obtener un perfil con pendientes suaves y crecimiento monótono, a la vez que una geometría de definición sencilla de cara a una hipotética fabricación posterior. Esta aportación de la Tesis constituye un enfoque novedoso que ha proporcionado resultados altamente satisfactorios.

- En un primer paso, se ha validado la bondad del método aplicándolo al caso más sencillo de optimización de un perfil de rueda para circular por líneas de alta velocidad española, demostrando así la utilidad del método de Algoritmos Genéticos en su aplicación a problemas complejos, fuertemente no lineales y con muchas variables intervinientes.
- También se ha aplicado el método a la síntesis de un diseño de perfil de rueda para bogies de doble ancho, que circulan por vías de ancho ibérico y ancho internacional. Fruto de esta tarea, se ha obtenido un novedoso perfil de rueda que ha sido patentado en la Oficina Española de Patentes y Marcas [Santamaría, Herreros 2013b]. Se ha llevado a cabo un análisis comparativo entre el nuevo perfil y el actualmente en explotación y se ha demostrado una mejora en el comportamiento del contacto rueda-carril en ambos tipos de vía, tanto en recta como en curva, manteniendo la misma estabilidad dinámica en vías de ancho internacional, mejorando de forma sustancial la inscripción en curva en ambos tipos de vía, reduciendo drásticamente el desgaste, incrementando de forma notable el coeficiente de seguridad de rodadura, y disminuyendo las presiones de contacto y por tanto el índice de fatiga superficial.
- Igualmente, se ha aplicado con éxito el método para la síntesis de un perfil optimizado adaptado a la circulación combinada por líneas de alta velocidad española y alta velocidad francesa, que aun compartiendo mismo ancho de vía, disponen de carriles con distinta inclinación. El resultado es un perfil que mejora las condiciones de circulación en vía AVE y en vía TGV. El perfil diseñado está en curso de ser patentado.

- Con el fin de demostrar la generalidad del método desarrollado, ha sido aplicado para definir un perfil teórico de rueda óptimo para la circulación por 3 tipos de vías diferentes (ancho ibérico, alta velocidad española y alta velocidad francesa). Del análisis del resultado obtenido, se puede concluir que, si bien el algoritmo funciona, el margen de mejora es limitado, debido a los requisitos contrapuestos que concurren al intentar satisfacer las exigencias en cada tipo de vía, resultando que una variación de geometría que es dinámicamente favorable en un tipo de vía puede ser perjudicial en el resto de vías.
- Finalmente, se ha desarrollado un método de refinado de perfiles de rodadura ya optimizados a través de la incorporación a la función objetivo de un estimador de desgaste con objeto de que el desgaste sea menor y más homogéneo, de manera que las características del perfil perduren el mayor tiempo posible a lo largo de su ciclo de vida. El estimador de desgaste se obtiene aplicando una metodología de cálculo aproximada pero que ofrece resultados suficientemente aproximados para su utilización en optimizaciones de perfiles y con la ventaja de requerir un tiempo de computación muy reducido.

7.2 LÍNEAS FUTURAS DE INVESTIGACIÓN

El trabajo presentado y desarrollado en esta Tesis abre la posibilidad de iniciar nuevas líneas de investigación que permitan completarlo y profundizar en los aspectos tratados. Entre las líneas de investigación más interesantes caben destacar las que se citan a continuación:

- Definir nuevas funciones objetivo más complejas incorporando desde un inicio criterios de diseño adicionales y distintos coeficientes de ponderación.

- Incorporar al algoritmo desarrollado la posibilidad de realizar una optimización multiobjetivo de soluciones óptimas de Pareto. Ello permitiría ejecutar optimizaciones con múltiples funciones objetivo a la vez con la posibilidad de considerar diversos criterios de optimización y analizar la influencia de cada uno de ellos en el resultado obtenido.
- Profundizar en la influencia que ejercen en los resultados obtenidos los diferentes parámetros que permiten los Algoritmos Genéticos, con objeto incrementar la eficiencia del método y reducir el tiempo de cálculo.
- Seleccionar nuevos estimadores de desgaste basados en diferentes modelos de desgaste publicados en la bibliografía, y comparar los resultados de la optimización obtenida con cada uno de ellos.
- Realizar síntesis óptimas de perfiles mediante simulaciones dinámicas por un trazado que sea característico de un tramo real, añadiendo progresivamente complejidad al problema, incorporando varios criterios de diseño, como son desgaste mínimo, índice de descarrilamiento, esfuerzos transmitidos a la vía, etc. Esto puede llevar a elevados tiempos de computación por lo que habría que comenzar por trazados de vía de longitud reducida o por una selección estadística de los puntos característicos de la vía.
- Emplear métodos de cálculo de desgaste más exactos en un modelo de optimización cuya función objetivo se evalúe utilizando métodos estadísticos que no impliquen la realización de una simulación dinámica del vehículo a lo largo de un trazado completo. Ello permitirá incorporar el parámetro de desgaste de forma más precisa y desde un inicio a los procesos de optimización de perfiles de rodadura, manteniendo limitados los tiempos de cálculo.

- Incorporar al proceso de optimización la influencia de las irregularidades de la vía, como nivelación longitudinal, nivelación lateral, flecha lateral, ancho y alabeo.
- Aplicar el método desarrollado para la síntesis de perfiles óptimos de rueda a nuevos casos de aplicación práctica, por ejemplo, a trenes con mayor peso por eje como es el caso de trenes de mercancías o a trenes ligeros tipo tranvía que discurren por recorridos con curvas de radio reducido.
- Realizar un estudio experimental del comportamiento dinámico de los perfiles óptimos sintetizados para alta velocidad española, para bogies de doble ancho, y para alta velocidad española francesa combinada, y comparar los resultados con los estudios teóricos planteados. De igual manera, sería interesante comprobar experimentalmente la reducción del desgaste conseguida para el perfil optimizado y refinado para vía AVE.

CAPÍTULO 8

BIBLIOGRAFÍA

- [Adif www] http://www.adif.es/va_ES/compromisos/desarrollo/ventajas_del_tren.shtml
- [Alonso, Giménez 2005] A. Alonso, J.G. Giménez. A new method for the solution of the normal contact problem in the dynamic simulation of railway vehicles. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 43 (2), pp. 149-160. 2005
- [Alonso, Giménez 2009] A. Alonso, J.G. Giménez, L.M. Martín. Spin moment calculation and its importance in railway dynamics. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, Vol 223, pp. 453-460. 2009
- [Apezetxea, Perez 2017] I.S. Apezetxea, X. Perez, C. Casanueva, A. Alonso. New methodology for fast prediction of wheel wear evolution. *Vehicle System Dynamics*, Latest Articles (1), pp. 1-27. 2017
- [Archard 1953] J.F. Archard. Contact and Rubbing of Flat Surfaces. *Journal or Applied Physics*, Vol 24, pp. 981-988. 1953
- [Asadi, Brown 2008] A. Asadi, M. Brown. Rail vehicle wheel wear prediction: a comparison between analytical and experimental approaches. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 46, pp. 541-549. 2008
- [Asadi, Kapoor 2008] A.Asadi Lari, A. Kapoor. An investigation to the influence of bogie direction reversal on equalizing rail vehicle wheel wear. *Wear*, Vol. 265, pp. 65-71. 2008
- [Avilés 1996] R. Avilés. Introducción a los algoritmos genéticos con aplicaciones en ingeniería mecánica, Bilbao. 1996
- [Ayasse, Chollet 2002] J. Ayasse, H. Chollet, J.S. Fleuret, E. Lèvêque. CAF- a generalised conicity criteria for the wheel-rail contact. Example of a switch blade safety study. *Proceedings of the 5th VSDIA Symposium, B.U.T.E., Budapest*. 2002
- [Ayasse, Chollet 2005] J. Ayasse, H. Chollet. Determination of the wheel rail contact patch in semi-Hertzian conditions. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 43 (3), pp. 161-172. 2005

- [**Beynon, Kapoor 1996**] J.H. Beynon, A. Kapoor. The interaction of wear and rolling contact fatigue. *Proceedings of the VARNA Conference*. 1996.
- [**Blanco-Lorenzo, Santamaría 2011**] J. Blanco-Lorenzo, J. Santamaría, E.G. Vadillo, O. Oyarzabal. Dynamic comparison of different types of slab track and ballasted track using a flexible track model. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, Vol. 225, pp. 574-592. 2011
- [**Blanco-Lorenzo, Santamaría 2016**] J. Blanco-Lorenzo, J. Santamaría, E.G. Vadillo, N. Correa. On the influence of conformity on wheel-rail rolling contact mechanics. *Tribology International*, Vol. 103, pp. 647-667. 2016
- [**Bower, Johnson 1991**] A.F. Bower, K.L. Johnson. Plastic flow of the rail in repeated wheel-rail contact. *Wear*, Vol. 144, pp.1-18. 1991
- [**Braghin, Bruni 2002**] F. Braghin, S. Bruni, F. Resta. Wear of railway wheel profiles: a comparison between experimental results and a mathematical model. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 37 (suppl.), pp. 478-489. 2002
- [**Braghin, Lewis 2006**] F. Braghin, R. Lewis, R. Dwyer-Joyce, S. Bruni, A mathematical model to predict railway wheel profile evolution due to wear. *Wear*, Vol. 261, pp.1253-1264. 2006
- [**Burgelman, Li 2014**] N. Burgelman, Z. Li, R. Dollevoet. A new rolling contact method applied to conformal contact and the train-turnout interaction. *Wear*, Vol. 53 (8), pp. 1190-1203. 2014
- [**Burgelman, Sichani 2015**] N. Burgelman, M.S. Sichani, R. Enblom, M. Berg, Z. Li, R. Dollevoet. Influence of wheel-rail contact modelling on vehicle dynamic simulation. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 53 (8), pp. 1190-1203. 2015
- [**Burstow 2004**] M.C. Burstow. Whole life rail model application and development for RSSB – continued development of an RCF damage parameter. *Rail Standards and Safety Board, London*. 2004
- [**Carter 1926**] F.W. Carter. On the action of a locomotive driving wheel. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A*, Vol. 112, pp. 151-157, 1926

- [**Casanueva, Enblom 2017**] C. Casanueva, R. Enblom, S. Stichel, M. Berg. On integrated wheel and track damage prediction using vehicle-track dynamic simulations. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, Vol. 0 (0), pp. 1-11. 2017
- [**Cavazzuti 2013**] M. Cavazzuti. Optimization Methods: from theory to design. *Springer*. ISBN 978-3-642-31186-4. 2013
- [**Choi, Lee 2013**] H.Y. Choi, D.H. Lee, J. Lee. Optimization of a railway wheel profile to minimize flange wear and surface fatigue. *Wear*, Vol. 300, pp. 225-233. 2013
- [**Chollet, Sébès 2013**] H. Chollet, M. Sébès, J.L. Maupu, J.B. Ayasse. The VOCO multi-body software in the context of real-time simulation. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 51 (4), pp. 570-580. 2013
- [**Clayton 1996**] P. Clayton. Tribological aspects of wheel-rail contact: a review of recent experimental research. *Wear*, Vol 191(1-2), pp. 170-183. 1996
- [**Comisión Europea 2011**] COMISIÓN EUROPEA. *LIBRO BLANCO. Hoja de ruta hacia un espacio único europeo de transporte: por una política de transportes competitiva y sostenible*. Bruselas. 2011
- [**Correa, Oyarzabal 2011**] N. Correa, O. Oyarzabal, E.G. Vadillo, J. Santamaría, J. Gomez. Rail corrugation development in high speed lines. *Wear*, Vol.: 271, pp. 2438-2447, 2011
- [**Correa, Vadillo 2012**] N. Correa, E.G. Vadillo, J. Santamaría, J. Gomez. A rational fraction polynomials model to study vertical dynamic wheel-rail interaction. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 331, pp. 1844-1858. 2012
- [**Correa, Vadillo 2016**] N. Correa, E.G. Vadillo, J. Santamaría, J. Herreros. A versatile method in the space domain to study short-wave rail undulatory wear caused by rail surface defects. *Wear*, Vol. 352-353, pp. 196-208. 2016
- [**Cui, Li 2011**] D. Cui, L. Li, X.S. Jin, X. Li. Optimal design of wheel profiles based on weighed wheel/rail gap. *Wear*, Vol. 271, pp. 218-226. 2011

- [**De Arizon, Verlinden 2007**] J. De Arizon, O. Verlinden, P. Dehombreux. Prediction of wheel wear in urban railway transport: comparison of existing models. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 45, pp. 849-874. 2007
- [**Directiva 2008/57/CE 2008**] Directiva 2008/57/CE, Interoperabilidad del sistema ferroviario dentro de la Comunidad, *Diario Oficial de la Unión Europea*, 17 de junio de 2008
- [**Donzella, Mazzù 2009**] G. Donzella, A. Mazzù, C. Petrogalli. Competition between wear and rolling contact fatigue at the wheel-rail interface—some experimental evidence on rail steel. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, Vol. 223, pp. 31-44. 2009
- [**Echeverri 1998**] A. Echeverri, J.M. Peña. El futuro del transporte por ferrocarril. *Ferroviaria* 98, pp.549-554. 1998
- [**Ekberg, Marais 1999**] A. Ekberg, J. Marais. Effects of imperfections on fatigue initiation in railway wheels. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F, Journal of Rail and Rapid Transit*, Vol. 214, pp. 45–54. 1999
- [**Ekberg, Kabo 2001**] A. Ekberg, E. Kabo, H. Andersson. Predicting rolling contact fatigue of railway wheels. *13th International Wheelset Congress, Rome*. 2001
- [**EN-14363 2016**] EN-14363, Railway applications - Testing and Simulation for the acceptance of running characteristics of railway vehicles - Running Behaviour and stationary tests, *European Committee for Standardization*, 2016.
- [**Enblom, Berg 2005**] R. Enblom, M. Berg. Simulation of railway wheel profile development due to wear—influence of disc braking and contact environment. *Wear*, Vol. 258, pp. 1055-1063. 2005
- [**Enblom, Berg 2008a**] R. Enblom, M. Berg. Impact of non-elliptic contact modelling in wheel wear simulation. *Wear*, Vol. 265, pp. 1532-1541. 2008
- [**Enblom, Berg 2008b**] R. Enblom, M. Berg. Proposed procedure and trial simulation of rail profile evolution due to uniform wear. *Proceedings of*

the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, Vol 222, pp. 15-25. 2008

- [**Enblom 2009**] R. Enblom. Deterioration mechanisms in the wheel-rail interface with focus on wear prediction- a literature review. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 47, pp. 661-700. 2009
- [**ERRAC 2012**] ERRAC - THE EUROPEAN RAIL RESEARCH ADVISORY COUNCIL, 2012. *Rail Route 2050: the sustainable backbone of the single European transport area. An initial update of the ERRAC vision for Railway Research and Innovation for the future of rail. Towards a competitive, resource efficient and intelligent Rail Transport System for 2050.*
- [**Evans, Lee 2008**] J.R. Evans, T.K.Y. Lee, C.C. Hon. Optimising the wheel-rail interface on a modern urban rail system. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 46 (suppl.), pp. 119-127. 2008
- [**Evans, Berg 2009**] J. Evans, M. Berg. Challenges in simulation of rail vehicle dynamics. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 47 (8), pp. 1023–1048. 2009
- [**Falomi, Malvezzi 2009**] S. Falomi, M. Malvezzi, E. Meli. Determination of wheel–rail contact points: comparison between classical and neural network based procedures. *Meccanica*, Vol. 44, pp. 661-686. 2009
- [**Fomento www**] http://www.fomento.gob.es/mfom/lang_castellano/especiales/peit/
- [**Franklin, Widiyarta 2001**] F.J. Franklin, I. Widiyarta, A. Kapoor. Computer simulation of wear and rolling contact fatigue. *Wear*, Vol. 251, pp. 949–955. 2001
- [**Fries, Dávila 1985**] R.H. Fries, C.G. Dávila. Analytical methods for wheel and rail wear prediction, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 15, pp. 112–125. 1985
- [**Fröhling, Ekberg 2008**] R. Fröhling, A. Ekberg, E. Kabo. The detrimental effects of hollow wear—field experiences and numerical simulations. *Wear*, Vol. 265, pp. 1283-1291. 2008

- [Fröhling, Spangenberg 2012] R. Fröhling, U. Spangenberg, G. Hettasch. Wheel/rail contact geometry assessment to limit rolling contact fatigue initiation at high axle loads. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 50 (suppl.), pp. 319-334. 2012
- [Fromm 1927] H. Fromm. Berechnung des Schlupfes beim Rollen deformierbarer Scheiben. *Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*. Vol. 7, pp. 27-58. 1927
- [Gao, Han 2012] F. Gao, L. Han. Implementing the Nelder-Mead simplex algorithm with adaptive parameters. *Computational Optimization and Applications*, Vol. 51 (1), pp. 259–277. 2012
- [Gavin 2016] H.P. Gavin. The Nelder-Mead Algorithm in Two Dimensions. *CEE 2016. Uncertainty, Design, and Optimization*. Department of Civil and Environmental Engineering, Duke University. 2016
- [Gensys www] <http://www.gensys.se/>
- [Hertz 1882] H. Hertz. Über die Berührung fester elastischer Körper. *Journal für reine und angewandte Mathematik*. Vol. 92, pp. 156–171. 1882
- [Ignesti, Malvezzi 2012] M. Ignesti, M. Malvezzi, L. Marini, E. Meli, A. Rindi. Development of a wear model for the prediction of wheel and rail profile evolution in railway systems. *Wear*, Vol. 284–285, pp. 1–17. 2012
- [Innocenti, Marini 2014] A. Innocenti, L. Marini, E. Meli, G. Pallini, A. Rindi. Development of a wear model for the analysis of complex railway networks. *Wear*, Vol. 309, pp. 174–191. 2014
- [Iwnicki 1999] S. Iwnicki. The Manchester Benchmarks for Rail Vehicle Simulation. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 31 (suppl.). 1999
- [Jahed, Farshi 2008] H. Jahed, B. Farshi, M.A. Eshragui, A. Nasr. A numerical optimization technique for design of wheels profiles. *Wear*, Vol. 264, pp. 1-10. 2008
- [Jendel 2002] T. Jendel. Prediction of wheel profile wear - comparisons with field measurements. *Wear*, Vol. 253 (1-2), pp. 89-99. 2002

- [**Jendel, Berg 2002**] T. Jendel, M. Berg. Prediction of wheel profile wear methodology and verification. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 37 (suppl.), pp. 502-513. 2002
- [**Johnson 1958a**] K.L. Johnson. The effect of a tangencial contact force upon the rolling motion of an elastic sphere on a plane. *Journal of Applied Mechanics*, Vol.25, pp. 339-346. 1958
- [**Johnson 1958b**] K.L. Johnson. The effect of a spin upon the rolling motion of an elastic sphere on a plane. *Journal of Applied Mechanics*, Vol.25, pp. 332-338. 1958
- [**Johnson 1985**] K.L. Johnson. Contact Mechanics. *Cambridge University Press, Cambridge*.1985
- [**Johnson 1989**] K.L. Johnson. The strength of surfaces in rolling contact. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. Vol 203, pp.151–163. 1989
- [**Kabo, Ekberg 2000**] E. Kabo, A. Ekberg. Fatigue initiation in railway wheels - on the influence of defects, *Proceedings of 5th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Wheel/Rail Systems, Tokyo, Japan*. 2000
- [**Kabo 2002**] E. Kabo. Material defects in rolling contact fatigue - influence of overloads and defect clusters. *International Journal of Fatigue*, Vol. 24, pp.887-894. 2002
- [**Kalker 1967**] J.J. Kalker. On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction. *Doctoral thesis*, Delft University of Technology. 1967
- [**Kalker 1979**] J.J. Kalker. Survey of wheel-rail rolling contact theory. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 5, pp. 317-358. 1979
- [**Kalker 1982**] J.J. Kalker. A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 11, pp. 1-13. 1982
- [**Kalker 1990**] J.J. Kalker. Three-dimensional elastic bodies in rolling contact. *Kluwer Academic Publishers*. ISBN 0-7923-0712-7. 1990

- [**Kalker 1996**] J.J. Kalker. Book of tables for the Hertzian creep-force law. *Proceedings of the 2nd Mini Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems, Budapest*, pp. 11-20. 1996
- [**Kik, Piotrowski 1996**] W. Kik, J. Piotrowski. A fast, approximate method to calculate normal load at contact between wheel and rail and creep forces during rolling. *Proceedings of the 2nd Mini Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems, Budapest*, pp. 52–61. 1996
- [**Lagarias, Reeds 1998**] J.C. Lagarias, J.A. Reeds, M.H. Wright, P.E. Wright. Convergence properties of the Nelder-Mead simplex method in low dimensions. *SIAM Journal of Optimization*, Vol. 9, pp. 112–147. 1998
- [**Leary, Handal 1991**] J.F. Leary, S.N. Handal, B. Rajkumar. Development of freight car wheel profiles - a case study. *Wear*, Vol. 144, pp. 353-362. 1991
- [**Lewis, Dwyer-Joyce 2004**] R. Lewis, R. Dwyer-Joyce. Wear mechanisms and transitions in railway wheel steels. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal Engineering Tribology*, Vol. 218, pp. 467-478. 2004
- [**Lewis, Olofsson 2004**] R. Lewis, U. Olofsson. Mapping rail wear regimes and transitions, *Wear*, Vol. 257, pp. 721-729. 2004
- [**Lewis, Dwyer-Joyce 2006**] R. Lewis, R.S. Dwyer-Joyce. Wear at the wheel/rail interface when sanding is used to increase adhesion. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, Vol. 220, pp. 29-41. 2006
- [**Lewis, Dwyer-Joyce 2010**] R. Lewis, R.S. Dwyer-Joyce, U. Olofsson, J. Pombo, J. Ambrósio, M. Pereira, C. Ariaudo, N. Kuka. Mapping railway wheel material wear mechanisms and transitions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, Vol. 224, pp. 125–137. 2010
- [**Li, Kalker 1998**] Z.L. Li., J.J. Kalker, P.K. Wiersma, E.R. Snijders. Non-Hertzian wheel-rail wear simulation in vehicle dynamical systems. *Proceedings of the 4th International Conference on Railway Bogies and Running Gears, Budapest*, pp. 187-196. 1998

- [**Li, Jin 2011**] X. Li, X. Jin, Z. Wen, D. Cui, W. Zhang. A new integrated model to predict wheel profile evolution due to wear. *Wear*, Vol. 271, pp. 227–237. 2011
- [**Liu, Liu 2010**] Y. Liu, X. Liu. Railway wheel profile optimization design based on nurbs curve. *Second International Conference on Computer Modeling and Simulation, Sanya (China)*, pp. 331-335. 2010
- [**Matlab www**] Matlab. Global Optimization Toolbox 3.1. <http://es.mathworks.com/help/gads/rn/bstsj70-1.html>
- [**MSC www**] http://www.mscsoftware.com/assets/1708_ADM6_02DAT_RAIL_CIN_r4.pdf
- [**NAV 3-0-6.1**] N.A.V. 3-0-6.1 Carriles. Rectificación y amolado en carriles nuevos. *Norma Vía Adif*, 1ª edición. 01-11-1993
- [**NAV 7-6-0.1**] N.A.V 7-6-0.1 Modificaciones y reparaciones de vía. Reparaciones en la vía. *Norma Vía Adif*, 1ª edición. 01-04-1994
- [**Nelder, Mead 1965**] J.A. Nelder, R. Mead. A simplex method for function minimization, *Computer Journal*, Vol. 7, pp. 308–313.1965
- [**Novalés, Orro 2006**] M. Novalés, A. Orro, M. Bugarin. A new approach for the design of wheel profile geometries. *Proceedings of 7th World Congress on Railway Research, Montreal, Canada*. 2006
- [**Novalés, Orro 2007**] M. Novalés, A. Orro, M. Bugarin. Use of genetic algorithm to optimize wheel profile geometry. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, Vol. 221(4), pp. 467-476. 2007
- [**Nucars www**] <http://www.aar.com/nucars/about.php>
- [**Oregui, Núñez 2017**] M. Oregui, A. Núñez, R. Dollevoet, Z. Li. Sensitivity analysis of railpad parameters on vertical railway track dynamics. *Journal of Engineering Mechanics*, Vol. 143(5). 2017
- [**Oyarzabal, Gómez 2009**] O. Oyarzabal, J. Gómez, J. Santamaría, E.G. Vadillo. Dynamic optimization of track components to minimize rail

corrugation. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 319, pp. 904-917. 2009

- [**Oyarzabal, Correa 2011**] O. Oyarzabal, N. Correa, E.G. Vadillo, J. Santamaría, J. Gómez. Modelling rail corrugation with specific-track parameters focusing on ballasted track and slab track. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 49, pp. 1733-1748. 2011
- [**Pascal 1993a**] J.P. Pascal. Benchmark to test Wheel/Rail Contact Forces. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 22 (suppl.), pp. 169-173. 1993
- [**Pascal 1993b**] J.P. Pascal. About multi-Hertzian-contact hypothesis and equivalent conicity in the case of S1002 and UIC60 analytical wheel/rail profiles. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 22 (2), pp. 57-78. 1993
- [**Pearce, Sherrat 1991**] T.G. Pearce, N.D. Sherrat. Prediction of wheel profile wear. *Wear*, Vol. 144, pp. 343-351. 1991
- [**Persson, Iwnicki 2004**] I. Persson, S.D. Iwnicki. Optimisation of railway wheel profiles using a genetic algorithm. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 41 (suppl.), pp. 517-526. 2004
- [**Piotrowski, Chudzikiewicz 1998**] J. Piotrowski, A. Chudzikiewicz, Z. Nowakoski. Modification of locomotive's wheel profile working in industry transport conditions, *Proceedings of the 4th International Conference on Railway Bogies and Running Gears, Budapest*, pp. 233-235. 1998
- [**Piotrowski, Chollet 2005**] J. Piotrowski, H. Chollet. Wheel-rail contact models for vehicle system dynamics including multi-point contact. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 43 (6-7), pp. 455-483. 2005
- [**Piotrowski, Liu 2017**] J. Piotrowski, B. Liu, S. Bruni. The Kalker book of tables for non-Hertzian contact of wheel and rail. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 55 (6), pp. 875-901. 2017
- [**Polach 1999**] O. Polach. A fast wheel-rail forces calculation computer code. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 33 (suppl.), pp. 728-739. 1999

- [**Polach 2005**] O. Polach. Creep forces in simulations of traction vehicles running on adhesion limit. *Wear*, Vol. 258 (7-8), pp. 992-1000. 2005
- [**Polach 2009**] O. Polach. Wheel profile design for the targeted conicity and a wide contact spreading. *Proceedings of the 8th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems (CM2009), Florencia*. 2009
- [**Pombo, Ambrosio 2005**] J. Pombo, J. Ambrósio. A computational efficient general wheel-rail contact detection method. *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 19 (1), pp. 411-421. 2005
- [**Pombo, Ambrosio 2007**] J. Pombo, J. Ambrósio, M. Silva. A new wheel-rail contact model for railway dynamics. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 45 (2), pp. 165-189. 2007
- [**Pombo, Ambrosio 2008**] J. Pombo, J. Ambrósio. Application of a wheel-rail contact model to railway dynamics in small radius curved tracks. *Multibody System Dynamics*, Vol. 19, pp. 91-114. 2008
- [**Pombo, Ambrosio 2011**] J. Pombo, J. Ambrósio, M. Pereira, R. Lewis, R. Dwyer-Joyce, C. Ariaudo, N. Kuka. Development of a wear prediction tool for steel railway wheels using three alternative wear functions. *Wear*, Vol. 271, pp. 238-245. 2011
- [**Quost, Sebes 2006**] X. Quost, M. Sebes, A. Eddhahak, J.B. Ayasse, H. Chollet, P.E. Gautier, F. Thouverez. Assessment of a semi-Hertzian method for determination of wheel-rail contact patch. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 44 (10), pp. 789-814. 2006
- [**Reklaitis, Ravindran 1983**] G.V. Reklaitis, A. Ravindran, K.M. Ragsdell. *Engineering Optimization: Methods and Applications*. New York, USA. John Wiley & Sons. 1983
- [**Rezvani, Owhadi 2009**] M.A. Rezvani, A. Owhadi, F. Niksai. The effect of worn profile on wear progress of rail vehicle steel wheels over curved tracks. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 47, pp. 325-342. 2009
- [**Ribes 2012**] J.M. Ribes. Análisis de la evolución de la interoperabilidad y de la seguridad ferroviaria en Europa en el periodo 1991-2011 y propuestas

de mejora. *Tesis Doctoral*. Universitat Politècnica de Catalunya. Departament de Ingenieria Eléctrica. Barcelona. 2012

[Ringsberg 2005] J.W. Ringsberg. Shear mode growth of short surfacebreaking RCF cracks. *Wear*, Vol. 258, pp. 955-963. 2005

[Santamaría, Vadillo 2000] J. Santamaría, E.G. Vadillo, L. Santamaría, O. Reguart. DINATREN: una nueva herramienta para la simulación de vehículos ferroviarios. *Anales de Ingeniería Mecánica*, Año 13, Vol. 1, pp. 225-232. 2000

[Santamaría, Vadillo 2004] J. Santamaría, E.G. Vadillo. Equivalent Conicity and Curve Radius Influence on Dynamical Performance of Unconventional Bogies. Comparison Analysis. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 41, pp. 133-142. 2004

[Santamaría 2006] J. Santamaría. Desarrollo de modelos avanzados para el estudio de la dinámica ferroviaria. *Tesis Doctoral*. Universidad del País Vasco. Dpto. Ingeniería Mecánica. Bilbao. 2006

[Santamaría, Vadillo 2006] J. Santamaría, E.G. Vadillo, J. Gómez. A comprehensive method for the elastic calculation of the two-point wheel-rail contact. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 44, pp. 240-250. 2006

[Santamaría, Vadillo 2009a] J. Santamaría, E.G. Vadillo, O. Oyarzabal. Wheel-rail wear index prediction considering multiple contact patches. *Wear*, Vol. 267, pp. 1100-1104. 2009

[Santamaría, Vadillo 2009b] J. Santamaría, E.G. Vadillo, J. Gomez. Influence of creep forces on the risk of derailment of railway vehicles. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 47 (6), pp. 721-752. 2009

[Santamaría, Herreros 2010] J. Santamaría, J. Herreros, O. Oyarzabal, E.G. Vadillo. Optimización del perfil de rodadura de una rueda de ferrocarril considerando su conicidad equivalente. *Anales de Ingeniería Mecánica, Ciudad Real*, Año 13. 2010

[Santamaría, Herreros 2012] J. Santamaría, J. Herreros, E.G. Vadillo, N. Correa, O. Oyarzabal. Wheel profile optimization for high speed railways considering equivalent conicity. *Proceedings of the First*

International Conference on Railway Technology: Research, Development and Maintenance, J. Pombo, (Editor), Civil-Comp Press, Stirlingshire, United Kingdom, paper 32. 2012.

- [**Santamaría, Herreros 2013a**] J. Santamaría, J. Herreros, E.G. Vadillo, N. Correa. Design of an optimised wheel profile for rail vehicles operating on two-track gauges. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 51, pp. 54-73. 2013
- [**Santamaría, Herreros 2013b**] J. Santamaría, J. Herreros, E.G. Vadillo. Perfil de rueda de ferrocarril para bogies de doble ancho uic e ibérico. *Oficina Española de Patentes y Marcas*, Patente de invención con examen previo, Nº de publicación 2 395 542. 2013
- [**Shabana, Zaazaa 2004**] A.A. Shabana, K.E. Zaazaa, J.L. Escalona, J.R. Sany. Development of Elastic Force Model for Wheel/Rail Contact Problems. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 269, pp. 295-325. 2004
- [**Shabana, Tobaa 2005**] A.A. Shabana, H.S. Tobaa, K.E. Zaazaa. On the Computer Formulations of the Wheel/Rail Contact Problem. *Nonlinear Dynamics*, Vol. 40, pp.169-193. 2005
- [**Shackleton, Iwnicki 2008**] P. Shackleton, S. Iwnicki. Comparison of wheel-rail contact codes for railway vehicle simulation: an introduction to the Manchester Contact Benchmark and initial results. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 46 (1-2), pp. 129-149. 2008
- [**Shen, Hedrick 1983**] Z.Y. Shen, J.K. Hedrick, J.A. Elkins. A comparison of alternative creep force models for rail vehicle dynamic analysis. *Vehicle System Dynamic*, Vol. 12 (1-3), pp. 79-83. 1983
- [**Shen, Pratt 2001**] G. Shen, I. Pratt. The development of a railway dynamics modelling and simulation package to cater for current industrial trends. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, Vol. 215, pp. 167-178. 2001
- [**Shen, Ayasse 2003**] G. Shen, J.B. Ayasse, H. Chollet, I. Pratt. A unique design method for wheel profiles by considering the contact angle function. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, Vol. 217, pp. 25-30. 2003

- [Shevtsov, Markine 2005] I.Y. Shevtsov, V.L. Markine, C. Esveld. Optimal design of wheel profile for railway vehicles. *Wear*, Vol. 258 (7-8), pp. 1022-1030. 2005
- [Shevtsov, Markine 2008] I.Y. Shevtsov, V.L. Markine, C. Esveld. Design of railway wheel profile taking into account rolling contact fatigue and wear. *Wear*, Vol. 265, pp. 1273-1282. 2008
- [Simpack www] <http://www.simpack.com/mbs-software-product-rail.html>
- [Smith, Kalousek 1991] R.E. Smith, J. Kalousek. A design methodology for wheel and rail profiles for use on steered railway vehicles. *Wear*, Vol. 144, pp. 329-342. 1991
- [Staskiewicz, Firlik 2017] T. Staskiewicz, B. Firlik, W. Jaskowski, L. Wittenbeck. On developing a tram wheel new profile using multibody simulation tools. *Euromech Colloquium 578 - Rolling Contact Mechanics for Multibody System Dynamics, Funchal, Portugal*. 2017
- [Suh 1973] N.P. Suh. The delamination theory of wear. *Wear*, Vol. 25 (1) pp. 111-124. 1973
- [Thompson 2009] D. Thompson. Railway Noise and Vibration: Mechanisms, Modelling and Means of Control. *Elsevier*. ISBN-13: 978-0-08-045147-3. 2009
- [Tunna, Sinclair 2007] J. Tunna, J. Sinclair, J. Perez. A review of wheel wear and rolling contact fatigue. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, Vol. 221, pp. 271-289. 2007
- [UIC 518 2005] Ficha UIC 518 Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamical behavior, safety, track fatigue and ride quality. Octubre 2005
- [Vadillo, Giménez 1984] E. García-Vadillo, J.G. Giménez, J.A. Tárrago. Wheel/Rail Contact: Geometrical Study. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 13 (4), pp. 207-214. 1984

- [**Vadillo, Herreros 1996**] E.G. Vadillo, J. Herreros. Subjective reaction to structurally radiated sound from underground railways: field results. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 193 (1), pp. 65-74. 1996.
- [**Vampire www**] <http://www.vampire-dynamics.com/>
- [**Vermeulen, Johnson 1964**] P.J. Vermeulen, K.L. Johnson. Contact of nonspherical elastic bodies transmitting tangential forces. *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 31 (2), pp. 338-340. 1964
- [**Voco www**] <http://www.ifsttar.fr/linstitut/cosys/laboratoires/grettia/voco/>
- [**Vollebregt, Weidemann 2011**] E.A.H. Vollebregt, C. Weidemann, A. Kienberger. Use of “contact” in multi-body vehicle dynamics and profile wear simulation: initial results. *22nd International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks (IAVSD2011)*, Manchester, UK. 2011
- [**Vollebregt, Iwnicki 2012**] E.A.H. Vollebregt, S.D. Iwnicki, G. Xie, P. Shackleton. Assessing the accuracy of different simplified frictional rolling contact algorithms. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 50 (1), pp. 1-17. 2012
- [**Vuong, Meehan 2009**] T.T. Vuong, P.A. Meehan. Wear transitions in a wear coefficient model. *Wear*, Vol. 266, pp. 898-906. 2009
- [**Ward, Lewis 2003**] A. Ward, R. Lewis, R.S. Dwyer-Joyce. Incorporating a railway wheel wear model into multi-body simulations of wheelset dynamics. *Tribological Research and Design for Engineering Systems. Proceedings of the 29th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, Vol. 41, pp. 367–376. 2003
- [**Wu 2000**] H. Wu. Investigations of Wheel/rail Interaction on Wheel Flange Climb Derailment and Wheel/rail profile Compatibilty. *Ph.D.thesis, The Graduate College of the Illinois Institute of Technology*. 2000.
- [**Wu 2007**] H. Wu. Control of wheel/rail wear and RCF. *Proceeding of the International Heavy Haul Conference, Kiruna, Sweden*, pp. 607-616. 2007

- [**Yamada, Hayashi 2000**] K.Yamada, T. Hayashi, M. Nakata, M. Isa. New profiled tread design method and it's applied tread named "CS tread". *Proceedings of the 5th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems (CM2000), Tokyo*, pp. 259-264. 2000
- [**You, Hur 2006**] W. You, H. Hur, H. Kim. A design of new shape arc-type wheel profile to reduce flange wear. *Proceedings of the 7th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems (CM 2006), Brisbane, Australia*, pp. 681-687. 2006
- [**Zakharov, Komarovskiy 1998**] S. Zakharov, I. Komarovskiy, I. Zharov. Wheel flange/rail head wear simulation. *Wear*, Vol. 215 (1), pp. 18-24. 1998
- [**Zakharov, Zharov 2002**] S. Zakharov, I. Zharov. Simulation of mutual wheel/rail wear. *Wear*, Vol. 253, pp. 100–106. 2002
- [**Zhang, Wen 2008**] J. Zhang, Z.F. Wen, L.P. Sun, X.S. Jin. Wheel Profile Design Based on Rail Profile Expansion Method. *Chinese journal of mechanical engineering*, Vol. 3 (44), pp. 44-49. 2008
- [**Zhang, Xu 2014**] J. Zhang, B. Xu, X. Guan. A combined simulation procedure for wear assessment of the HXN5 locomotive. *Wear*, Vol. 314, pp. 305-313. 2014
- [**Zobory 1997**] I. Zobory. Prediction of wheel/rail profile wear. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 28, pp. 221-259. 1997

ANEXO

**RESULTADOS CIENTÍFICOS
DERIVADOS DE LA TESIS**

A.1 PUBLICACIONES JCR

J. Santamaría, J. Herreros, E.G. Vadillo, N. Correa. Design of an optimised wheel profile for rail vehicles operating on two track gauges. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 51, pp. 54-73. 2013 (Q3)

N. Correa, E.G. Vadillo, J. Santamaría, J. Herreros. A versatile method in the space domain to study short-wave rail undulatory wear caused by rail surface defects. *Wear*, Vol. 352-353, pp.196-208. 2016 (Q1)

A.2 PATENTES

J. Santamaría, J. Herreros, E.G. Vadillo. Perfil de rueda de ferrocarril para bogies de doble ancho uic e ibérico. *Oficina Española de Patentes y Marcas*, Patente de invención con examen previo, N° de publicación 2 395 542. 2013

J. Santamaría, J. Herreros, E.G. Vadillo. Perfil de rueda de ferrocarril polivalente apto para vías de alta velocidad españolas e internacionales. En curso

A.3 CONGRESOS

J. Santamaría, J. Herreros, E.G. Vadillo, N. Correa, O. Oyarzabal. Wheel profile optimization for high speed railways considering equivalent conicity. *The First International Conference on Railway Technology: Research, Development and Maintenance, Las Palmas de Gran Canaria, 18-20 abril, 2012*

J. Santamaría, J. Herreros, O. Oyarzabal, E.G. Vadillo. Optimización del perfil de rodadura de una rueda de ferrocarril considerando su conicidad equivalente. *XVIII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica. Ciudad Real, 3-5 noviembre, 2010*