



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

**TRABAJO DE FINAL DE GRADO EN INGENIERÍA EN
TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES**

**CÁLCULO DE LA TRACCIÓN Y
ESTIMACIÓN DEL DESGASTE
CAUSADO POR VEHÍCULOS
FERROVIARIOS**

Memoria

Autor: Adrián Ludeña Navarro

Tutor: Andrés Rovira Cardete

Curso Académico: 2013-14

Contenido

1. OBJETIVO.....	5
2. RESUMEN.....	5
3. ANTECEDENTES.....	5
4. JUSTIFICACIÓN	6
4.1. Justificación técnica	6
4.2. Justificación académica.....	6
5. ALCANCE DEL TFG.....	7
6. DESARROLLO DEL TFG	7
7. EL PROBLEMA DE CONTACTO RUEDA-CARRIL	8
7.1. Introducción	8
7.1.1. Análisis del problema de contacto.....	9
7.1.2. Clasificación de las teorías de contacto.....	9
7.2. Problema Geométrico.....	10
7.2.1. Introducción	10
7.2.2. Posición de los perfiles de rueda y carril.....	11
7.2.3. Procedimiento para resolver el problema geométrico	13
7.3. Problema Normal	16
7.3.1. Introducción	17
7.3.2. Teoría de Hertz.....	17
7.4. Problema Tangencial.....	21
7.4.1. Introducción	21
7.4.2. Algoritmo FASTSIM	22
7.5. Conclusiones	25
8. LA ESTIMACIÓN DEL DESGASTE.....	26
8.1. Introducción	26
8.2. Algoritmos de desgaste	27
8.3. Modelos de desgaste.....	27
8.4. Leyes de desgaste.....	28
8.4.1. Ley de desgaste del <i>Royal Institute of Technology-Stockholm</i> (KTH).....	28
8.4.2. Ley de desgaste de la <i>University of Sheffield</i> (USFD)	29
8.5. Conclusiones	31
9. CÁLCULOS.....	31
9.1. Introducción	31
9.2. Datos de entrada.....	32
9.3. Cálculos preliminares.....	33
9.3.1. Resolución del problema de contacto.....	33
9.3.2. Influencia de la coordenada z del eje sobre los resultados del problema normal	36
9.3.3. Influencia de la velocidad de rotación del eje sobre la fuerza de tracción	37

9.4. Cálculos de tracción	38
9.4.1. Esfuerzos en el contacto y sobre el eje de la vía.	39
9.4.2. Curvas de tracción.....	40
9.4.3. Curva de <i>creep</i>	41
9.4.4. Curva de desgaste.....	42
9.5. Conclusiones	44
10. CONCLUSIONES GENERALES DEL TFG.....	45
11. REFERENCIAS	46

1. OBJETIVO

El objetivo fundamental del trabajo es realizar un cálculo de tracción de un vehículo ferroviario y la estimación del desgaste ocasionado en los perfiles de rueda y carril.

Para conseguir dicho objetivo se debe realizar un estudio del contacto rueda-carril. Para obtener un modelo de contacto basado en la interpenetración entre superficies, que tenga en cuenta unos perfiles reales de rueda y carril.

Una vez obtenido el modelo de contacto, se implementa la estimación del desgaste de forma global como un postproceso de los datos.

2. RESUMEN

Para el estudio de la tracción como fuerza generadora del movimiento en un vehículo ferroviario, es necesario hacer un estudio del contacto rueda-carril. Ya que este es el responsable no solo de la dinámica del vehículo, sino de su confort y fiabilidad, generando los fenómenos responsables del desgaste entre ambas superficies.

Tras estudiar las diferentes teorías de contacto y realizar simplificaciones, se ha podido desarrollar un algoritmo rápido de cálculo, basado en la teoría no lineal de Hertz. Este algoritmo nos servirá para calcular la superficie de contacto debida a la interpenetración de las geometrías tridimensionales rueda-carril, y posteriormente obtener las fuerzas y momentos producidos en los seis grados de libertad. De ese modo resolveremos el problema normal, asumiendo superficie elíptica y una distribución de tensiones normales que sigue la teoría de Hertz. Resolviendo el problema tangencial con la teoría simplificada de Kalker para coeficiente de rozamiento constante.

Una vez desarrollado el algoritmo se estudia el desgaste que sufre la evolución de los perfiles rueda y carril, para poder implementar una estimación del desgaste en el modelo de contacto.

Finalmente se aplica al modelo a un caso real obteniendo parámetros sensibles al funcionamiento del vehículo.

3. ANTECEDENTES

Los primeros estudios del contacto entre superficies se deben a Hertz quien en 1882 desarrollo una teoría elástica no-lineal en la que considerando dos cuerpos como paraboloides suaves, el problema normal se resolvía con un área de contacto elíptica.

No fue hasta 1926, cuando Carter resuelve el problema tangencial ligado con las fuerzas de tracción a través de un modelo bidimensional deducido a partir del contacto entre un cilindro y un plano

Es en los años 60 cuando verdaderamente se comienza a estudiar el contacto entre rueda y carril, permitiendo obtener una estimación de las fuerzas generadas en el contacto. Siendo Kalker quien en 1967 publica un modelo de contacto basado en la superficie que permite resolver el problema normal y tangencial según la teoría de elasticidad exacta. Desde entonces, multitud de autores han conseguido superar diferentes hipótesis de contacto.

El presente trabajo está basado en la tesis de Andrés Rovira. Resolviendo el contacto según un modelo simplificado con el fin de realizar unos cálculos prácticos de tracción ferroviaria y estimación del desgaste para vía recta.

4. JUSTIFICACIÓN

4.1. Justificación técnica

En la actualidad, y especialmente en países europeos como España, Francia y Alemania, se está invirtiendo mucho en el sector ferroviario con la instauración de servicios de alta velocidad que rivalizan con otros medios y la implantación de nuevas rutas de mercancías, mucho más rápidas, seguras y eficientes.

Pero para el desarrollo de nuevos proyectos y el mantenimiento de otros antiguos es necesario realizar informes de cálculo que nos den una visión y nos ayuden a dimensionar la geometría y robustez de las líneas y vehículos ferroviarios. Además de un mantenimiento exhaustivo de los mismos para que los servicios continúen en funcionamiento de una manera óptima y eficaz.

Así pues es necesario conocer la dinámica del vehículo, ya que es la responsable de los efectos más impactantes, como son, el confort de los pasajeros, la fiabilidad de los elementos de la maquinaria pero más que nada es la causante del tema de interés de este TFG, que es la tracción y el desgaste producido en el sistema rueda-carril.

Para obtener unos resultados fiables y acordes a la realidad necesitamos resolver el problema del contacto entre rueda-carril.

Por tanto, gran parte del trabajo que nos ocupa será obtener un modelo simple, pero a la vez robusto, de la solución del problema de contacto rueda-carril cuyos resultados nos ayuden a obtener la dinámica que rige el movimiento del vehículo. La aplicación de este modelo será obtener unos cálculos de tracción y desgaste de un vehículo real.

Puesto que necesitamos una solución rápida y versátil, pudiéndose aplicar en diferentes escenarios y bajo diferentes condiciones, el algoritmo de resolución debe poseer un coste computacional bajo. Optando por simplificaciones y teorías que nos ayuden a resolver el problema de una forma sencilla pero a la vez con una precisión suficiente para obtener resultados cercanos a la realidad.

4.2. Justificación académica

Para poder ser graduado en GITI (Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales) por la Universitat Politècnica de València y más concretamente en la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales (ETSII) se necesita que los conocimientos adquiridos durante todo el grado en las diferentes áreas departamentales, sean puestos en práctica y, lo que es más importante, evaluados.

Es decir, que personas con suficiente criterio académico en el arte de la ingeniería acrediten que un alumno tiene los conocimientos necesarios y suficientes para poder considerarse como titulado y verse a sí mismo y hacia los demás como ingeniero/a.

Así pues, y con este pretexto, surge el concepto de Trabajo Final de Grado (TFG), el cual consiste en la realización de un estudio en un área específica de la industria y un desarrollo técnico que demuestre el aprendizaje y la competencia del alumno en el ejercicio de la labor como ingeniero/a industrial.

Por lo tanto, el presente trabajo a parte de estar motivado por mis expectativas, gustos y sueños dentro de lo que esta carrera puede ofrecerme, está motivado por el afán de cualquier persona a demostrar lo que sabe y lo que es capaz de hacer, es decir, de redimirse y poder alcanzar los objetivos y metas que esta carrera me tiene preparados.

5. ALCANCE DEL TFG

Lo que se ha abordado en la temática de este TFG se puede resumir en tres puntos:

- Se realiza un estudio de contacto entre rueda carril de un vehículo ferroviario. Y a su vez se desarrolla un modelo sencillo de contacto para vía recta y eje centrado donde se programan algunos módulos.
- Se estudian los conceptos y los efectos más importantes del desgaste entre rueda y carril. Para poder implementar una estimación del desgaste en el modelo de contacto.
- Se llevan a cabo unos cálculos de tracción y desgaste en una locomotora de mercancías convencional. Se comprueba que el modelo funciona y se extraen unas conclusiones.

6. DESARROLLO DEL TFG

La memoria de esta tesis está organizada en tres bloques: (1) el estudio del contacto rueda-carril, (2) estimación del desgaste en perfiles rueda-carril, (3) cálculos realizados de tracción, dentro de los cuales tenemos diferentes apartados.

En el bloque de estudio del contacto rueda carril tenemos el apartado 7.1 donde se realiza una pequeña introducción analizando las entradas y salidas teóricas del problema y donde se aborda la clasificación de las diferentes teorías del contacto rueda-carril, vistas en la biográfica.

En el apartado 7.2 de este bloque se desarrolla el problema geométrico, describiendo el algoritmo utilizado y explicando las simplificaciones e hipótesis asumidas, obteniendo el área de interpenetración entre rueda-carril.

En el apartado 7.3 se resuelve el problema normal con la misma estructura que el capítulo anterior, y haciendo hincapié en la teoría de Hertz utilizada. Teoría que permite obtener la distribución de presiones normales que aparecen entre ambos cuerpos.

En el apartado 7.5 se resuelve el problema tangencial, con la misma estructura, explicando el algoritmo FASTSIM utilizado y considerando coeficiente de rozamiento constante. De donde se han obtenido los esfuerzos y momentos generados en el contacto. Para después trasladarlos al eje, utilizando el problema simétrico entre ambas ruedas.

En el capítulo 8, entraríamos dentro del segundo bloque, donde se lleva a cabo el estudio del desgaste entre rueda-carril a través de un postproceso de los datos antes obtenidos, y explicado los diferentes algoritmos, modelos y leyes del desgaste utilizados. De esta forma podremos obtener unos resultados, aunque estimados, útiles por los que conocer el desgaste en la evolución del perfil que sufren rueda y carril.

En el capítulo 9 se presentan los cálculos realizados, y, posteriormente, en el capítulo 10 se presentan las conclusiones generales del Trabajo.

Finalmente, en el capítulo 11, se citan las referencias utilizadas.

7. EL PROBLEMA DE CONTACTO RUEDA-CARRIL

En el presente capítulo se describe el procedimiento de resolución del problema de contacto rueda-carril. En primer lugar se presenta una introducción, para pasar posteriormente a la resolución del problema geométrico, el problema normal y, finalmente, el problema tangencial de contacto.

7.1. Introducción

Para conocer las fuerzas de guiado y sustentación que rigen la dinámica de los vehículos ferroviarios necesitamos saber en qué condiciones se generan en el contacto rueda-carril.

En la interfase rueda carril, como consecuencia de la fuerza de contacto (principalmente normal), aparece una deformación en las superficies de contacto que da lugar al área de contacto. Las fuerzas de interacción entre los cuerpos de la rueda y del carril dan lugar a una distribución de tensiones. Integrando estas tensiones se pueden obtener la fuerza normal y las fuerzas de tracción. Estas fuerzas son a su vez causante del fenómeno de desgaste entre ambos cuerpos.

Para resolver el problema de contacto, éste se va a dividir en tres pasos (Figura 1):

1. En primer lugar se resuelve el problema geométrico, en el que se obtiene la forma y posición del área de contacto.
2. En segundo lugar, se resuelve el problema normal, en el que se obtienen las dimensiones del área de contacto y la distribución de presiones normales.
3. Finalmente, se resuelve el problema tangencial, en el que se obtiene la distribución de tensiones tangenciales y las zonas de adhesión y deslizamiento en el área de contacto.

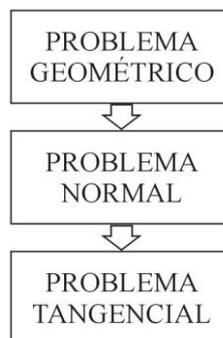


Figura 1. Esquema de resolución de problema de contacto (Rovira, 2012b).

La distinción entre el problema de contacto normal y el problema de contacto tangencial se puede realizar gracias a que las características de los cuerpos en contacto se consideran iguales (Knothe y Le-The 1983 y 1984).

En los siguientes puntos en primer lugar se analiza brevemente el problema de contacto en función de las entradas y las salidas. Posteriormente, se presenta una clasificación de las distintas teorías de contacto, en el ámbito rueda-carril.

7.1.1. Análisis del problema de contacto

Los datos de entrada del problema completo de contacto son:

- Geometría del contacto: dimensiones nominales que definen la geometría del contacto (radio de la rueda, ancho de vía, inclinación de carril y distancia nominal entre puntos de contacto) y perfiles de rueda y carril.
- Propiedades mecánicas de los cuerpos en el contacto: módulo de Young E y coeficiente de Poisson σ .
- Posición relativa del eje en la vía (o posición relativa de la rueda con respecto al carril).
- Cinemática del contacto: velocidades relativas en cada punto de contacto.
- Estado tribológico de las superficies para obtener el comportamiento tangencial de contacto.

Y los resultados del problema de contacto, serían:

- Número y posición de las áreas de contacto. Conicidad de cada área de contacto.
- Tamaño y forma de las áreas de contacto.
- Distribución de presiones normales en cada área de contacto.
- Distribución de tensiones tangenciales en cada área de contacto
- Fuerzas y momentos resultantes en el área de contacto.
- Obtención de las zonas de adhesión y deslizamiento en cada área de contacto.

7.1.2. Clasificación de las teorías de contacto

En este punto se presenta la clasificación de teorías de contacto propuesta por Kalker (1979, 1990):

Según la teoría de elasticidad empleada los modelos de contacto se pueden clasificar en:

- Teoría exacta: esta teoría está basada en el supuesto del semiespacio infinito, según el cual, los desplazamientos de un punto dependen de las fuerzas aplicadas en todos los puntos del dominio.
- Teoría simplificada: esta teoría supone que los desplazamientos en un punto tan solo dependen de las fuerzas aplicadas en dicho punto:

$$\mathbf{u}(x, y) = L \mathbf{p}(x, y) \quad (1)$$

siendo \mathbf{u} las deformaciones elásticas, \mathbf{p} la presión tangencial y L el parámetro de flexibilidad.

Según la consideración de efectos dinámicos en el contacto, se tienen las teorías:

- Dinámicas: esta teoría incluye los efectos inerciales dentro del contacto.
- Cuasi-estáticas: no tienen en cuenta estos efectos inerciales los cuales son despreciables para velocidades de circulación menores a 500 km/h.

Según las dimensiones consideradas en el modelo, se tienen:

- Tridimensionales: los desplazamientos \mathbf{u} y tensiones \mathbf{p} pueden aparecer en los tres ejes de coordenadas (x, y, z)
- Bidimensionales: \mathbf{u} y \mathbf{p} son independientes de la variable y .

Según la consideración de fenómenos transitorios, se tiene:

- No estacionarias: consideran los efectos transitorios.
- Estacionarias: no consideran estos efectos.

Según las condiciones de saturación de las fuerzas, se tienen las teorías:

- Lineales: asume que las fuerzas tangenciales F_t son lineales respecto a los pseudo-deslizamientos.
- No-lineales: asume que la fuerza tangencial F_t está limitada por un valor que es la fuerza normal F_z multiplicada por el coeficiente de rozamiento en ese punto.

$$F_t \leq \mu F_z \quad (2)$$

Y por último, según el enfoque las teorías son de:

- Enfoque de contacto rígido: supone que ambos cuerpos son infinitamente rígidos y el contacto solo aparece en un punto, llamado *punto teórico de contacto*. El área de contacto se puede obtener a partir de las características en este punto.
- Enfoque de contacto elástico: los cuerpos se suponen infinitamente rígidos pero con la posibilidad de que exista interpenetración (*interpenetración virtual*). Esta interpenetración se puede calcular geoméricamente. Las fuerzas normales de contacto se calculan a partir de esta interpenetración.

Considerando las teorías posibles para la resolución del problema, sabiendo que el estudio dinámico que vamos a realizar es para una vía recta y con eje centrado y que la velocidad de trabajo está limitada a 100 km/h se opta por:

1. Un teoría elástica *simplificada* en donde los deslizamientos \mathbf{u} tengan una relación lineal con las tensiones \mathbf{p} originadas en el contacto.
2. Una teoría *cuasi-estática* en la que no se tienen en cuenta los efectos inerciales.
3. Un modelo *tridimensional* de contacto, debido a que la geometría del contacto es tridimensional.
4. Una teoría *estacionaria* donde no se tienen en cuenta los efectos transitorios.
5. Una teoría *no-lineal* en la que se considera la saturación del área de contacto. Se usará un modelo de coeficiente de rozamiento constante.
6. Y por último, se empleará un enfoque de contacto elástico del problema en el que se obtiene el área de contacto a partir de la interpenetración virtual entre superficies.

Una vez descritas las generalidades sobre el problema de contacto, se va a abordar el primer paso que es la resolución del problema geométrico.

7.2. Problema Geométrico

7.2.1. Introducción

En este apartado vamos a estudiar como geoméricamente se origina el contacto entre rueda-carril. Ya que es una parte esencial del problema y es donde más restricciones y limitación de uso se tienen.

Para unos perfiles dados y conociendo la posición relativa de ambas superficies rueda-carril, vamos a estudiar qué forma tiene y que dimensiones posee el área de interpenetración entre

ambos cuerpos. Dicha área surge de considerar un enfoque elástico basado en la interpenetración virtual, que dará lugar a un área de contacto.

Así pues los resultados de este problema serán:

- Número de áreas de contacto entre rueda carril.
- Posición y conicidad de cada una de las áreas de contacto.
- Indentación entre las superficies en contacto.

Primero se define la posición de los perfiles. Pero para ello se necesita ubicarlos en un sistema de referencia y en unas coordenadas, colocando así la rueda sobre el carril a través de la geometría de la vía.

7.2.2. Posición de los perfiles de rueda y carril

a. Sistemas de referencia

En el presente TFG se va a considerar que el eje está centrado. Por tanto se utilizará un sistema de referencia de asociado a la vía, que coincidirá con el sistema de referencia propio del eje ferroviario. Por otro lado, se considerará un sistema de referencia asociado a cada una de las áreas de contacto.

En primer lugar, se define el sistema de referencia asociado a la vía (Figura 2), con los ejes x_v, y_v, z_v . En este sistema el eje x_v es tangente a la vía y es el que sigue el recorrido de la misma. El eje y_v es el perteneciente al eje ferroviario y marca la dirección lateral de tal forma que los ejes $y_v - z_v$ definen el plano de la vía. El eje z_v es vertical y hacia arriba.

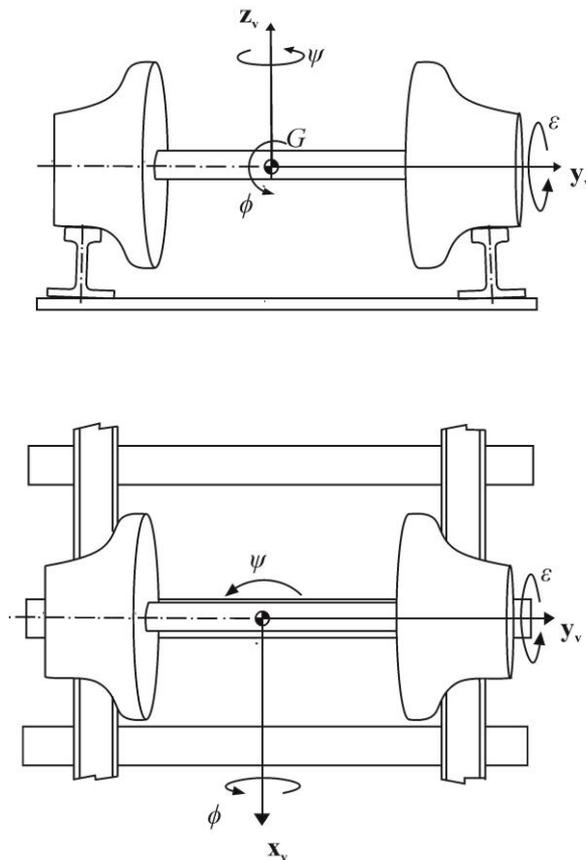


Figura 2. Sistema de referencia de la vía. Adaptado de (Rovira, 2012b).

En segundo lugar, se va a utilizar un sistema de referencia asociado a un área de contacto genérica. Este sistema de referencia se define con los ejes $\mathbf{x}_c, \mathbf{y}_c, \mathbf{z}_c$ (Figura 3). Manteniendo la orientación de los ejes igual al anterior sistema pero estando el origen de coordenadas en el punto teórico de contacto o de máxima indentación x_c^r, y_c^r, z_c^r (referido al carril). Teniendo en cuenta que la conicidad γ_0 del carril vendrá dada por la rotación de los ejes en torno al eje \mathbf{x}_c .

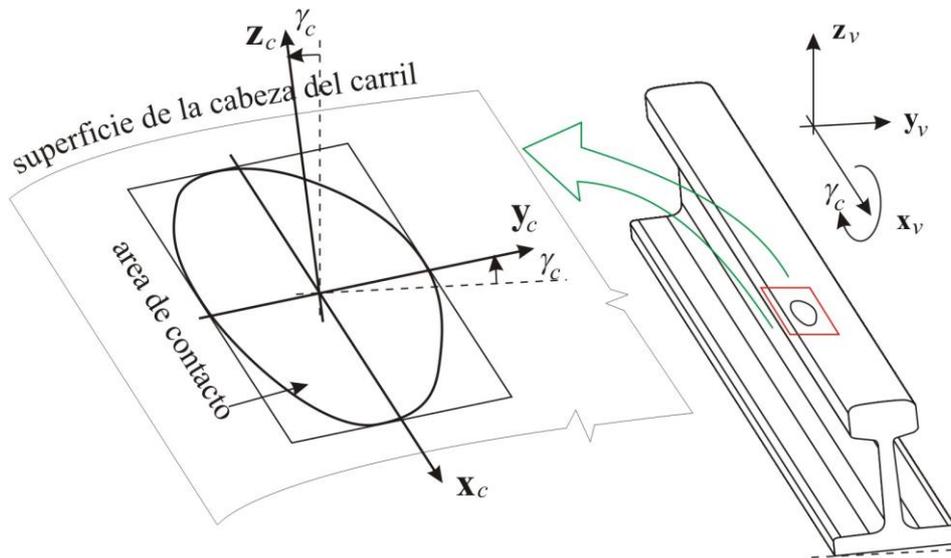


Figura 3. Sistema de referencia en el contacto (Rovira, 2012b).

Una vez definidos los sistemas de referencia tenemos que saber en el espacio donde estarán ubicados nuestros perfiles, tanto en posición como en orientación. Dicha información nos la dará las coordenadas utilizadas, que obtendremos a través de la geometría del carril y las condiciones de contorno de nuestro problema.

b. Coordenadas

Para definir la posición y orientación del eje ferroviario en la vía se usa el vector de coordenadas \mathbf{q} :

$$\mathbf{q} = \{x, y, z, \phi, \varepsilon, \psi\}^T \quad (3)$$

donde x, y, z son los desplazamientos del eje según los ejes $\mathbf{x}_v, \mathbf{y}_v, \mathbf{z}_v$ del sistema de referencia de la vía, ϕ es el giro alrededor del eje \mathbf{x}_v (ángulo de balanceo), ε es el giro en \mathbf{y}_v , y por último ψ es el giro en el eje \mathbf{z}_v (ángulo de lazo).

c. Geometría de la vía

Existen unos parámetros intrínsecos a la norma ferroviaria que dibujan la geometría de la vía, pudiendo así disponer los perfiles en el lugar correcto del plano $\mathbf{y}_v - \mathbf{z}_v$, según el sistema de referencia de la vía, tomando como origen el centro de masas G del eje ferroviario.

El procedimiento será:

- En primer lugar, para colocar el perfil del carril. Se realiza una rotación igual al ángulo de montaje de la traviesa. Una vez rotado se traslada lateralmente una distancia igual al semi-ancho de la vía a (ancho internacional), que se mide a 14 mm por debajo de la cabeza del carril. Y una vez se tiene lo anterior, se coloca una distancia r_o hacia abajo, para que quede por debajo de la rueda.
- En segundo lugar, para la rueda se coloca el punto teórico de contacto a una semi-distancia e del centro de la vía. El punto teórico de contacto se sitúa sobre la banda de rodadura de la rueda, a 70 mm de su cara interna. Este perfil se baja una distancia igual a r_o (radio nominal de la rueda).

La Figura 4 muestra la geometría la vía.

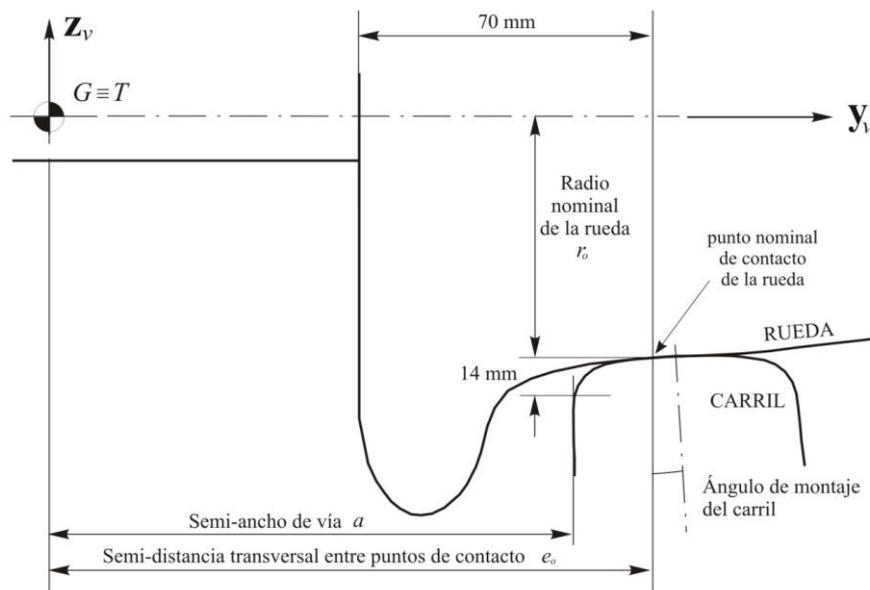


Figura 4. Geometría de la vía (Rovira, 2012b).

7.2.3. Procedimiento para resolver el problema geométrico

Una vez tenemos la posición relativa y orientación de los dos perfiles se puede pasar a resolver el problema geométrico que consistirá en obtener el área de interpenetración y sus características, número y forma, así como el punto de máxima indentación.

Los pasos a seguir son:

- Definición de los perfiles.
- Resolución del problema geométrico elemental recta-punto.
- Definición de las áreas de interpenetración a partir de tiras longitudinales (*strips*).

a. Definición de los perfiles

Los perfiles de rueda y carril se obtienen al cortar los cuerpos de la rueda y carril, respectivamente, por un plano definido por los ejes $y_v - z_v$ del sistema de referencia de la vía, para eje centrado.

Los perfiles de rueda y carril se pueden definir matemáticamente o medir. La Figura 5 muestra unos perfiles de rueda tipo S1002 y carril tipo UIC60, medidos con el dispositivo Miniprof.

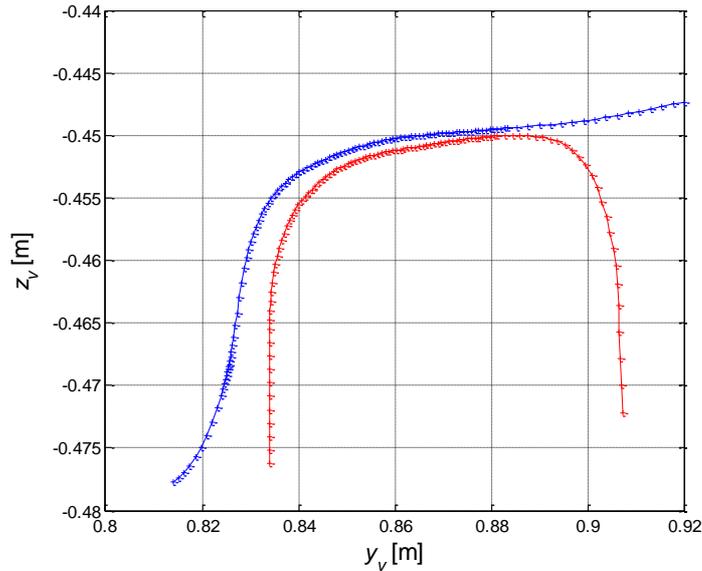


Figura 5. Perfiles de rueda (azul) y carril (rojo) utilizados.

Una vez tenemos los perfiles en su posición relativa y orientación correcta, el problema geométrico se reduce a calcular la intersección entre perfiles, suponiendo que los perfiles son indeformables.

b. Resolución del problema geométrico elemental recta-punto.

La resolución del problema de contacto entre un eje ferroviario centrado y la vía, se puede reducir al problema elemental de contacto entre una recta (o segmento generatriz de la rueda) y un punto (que da lugar a una recta longitudinal del carril).

Este problema elemental se define con (Figura 6):

- dos *puntos* consecutivos de la rueda, llamados $(0, y_j^w, z_j^w)$ y $(0, y_{j+1}^w, z_{j+1}^w)$, referidos según el sistema de referencia de la vía. El superíndice w hace referencia a que son puntos de la rueda (*wheel* en inglés).
- y un punto perteneciente al carril, llamado (x, y_i^r, z_i^r) , referido según el sistema de referencia de la vía. El superíndice r hace referencia al carril (*rail* en inglés).

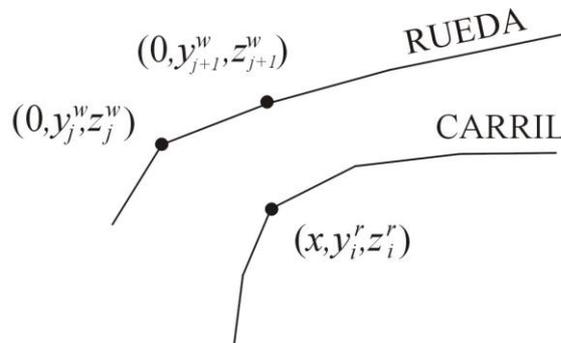


Figura 6. Problema elemental de contacto entre el perfil de la rueda y el perfil del carril (Rovira, 2012).

Una vez tenemos los tres puntos que definen nuestro problema obtenemos la ecuación de la recta que forman los puntos $P_j^w = (0, y_j^w, z_j^w)$ y $P_{j+1}^w = (0, y_{j+1}^w, z_{j+1}^w)$, según:

$$z^* = \frac{z_{j+1}^w - z_j^w}{y_{j+1}^w - y_j^w} (y^* - y_j^w) + z_j^w \quad (4)$$

donde (y^*, z^*) representa un punto genérico P^* de la ecuación de la recta. La ecuación anterior se puede expresar como

$$z^* = m y^* + n \quad (5)$$

siendo m la pendiente y n la ordenada en el origen.

En este punto, se puede calcular la distancia entre el punto asociado al perfil del carril P^r y el punto genérico de la recta P^* , con lo que se obtiene la indentación δ_k para cada problema elemental de contacto:

$$\delta_k^o = \text{distancia}(P^r, \text{recta}) \quad (6)$$

o bien

$$\delta_k^o = \frac{m y_i^r - z_i^r + n}{\sqrt{m^2 + 1}} \quad (7)$$

La fórmula anterior tiene en cuenta el signo correspondiente de la expresión situada en el término de la derecha.

Existirá interpenetración entre perfiles cuando el punto del carril P^r quede por encima de la recta definida por los puntos de la rueda. Esta condición se da cuando δ_k^o es negativa.

Para obtener un valor de indentación positivo, en el caso de que exista contacto, se redefine la fórmula (7) como

$$\delta_k = -\frac{m y_i^r - z_i^r + n}{\sqrt{m^2 + 1}} \quad (8)$$

Si se hace un barrido para todos los puntos de los perfiles se obtiene el área de interpenetración entre los cuerpos de rueda y carril. Cada problema elemental de contacto que dé un valor de interpenetración, dará lugar a una tira longitudinal o *strip* del área de interpenetración.

c. Definición de las áreas de interpenetración a partir de tiras longitudinales (strips)

Para calcular la longitud de cada tira longitudinal o *strip* se debe resolver el triángulo representado en la Figura 7.

La semilongitud de la tira longitudinal, se calcula según

$$\frac{l_k}{2} = \sqrt{r_{ind,k}^2 - (r_{ind,k} - \delta_k)^2} \quad (9)$$

donde $r_{ind,k}$ es el radio de indentación de la rueda sobre el carril y δ_k es la indentación de la *strip*.

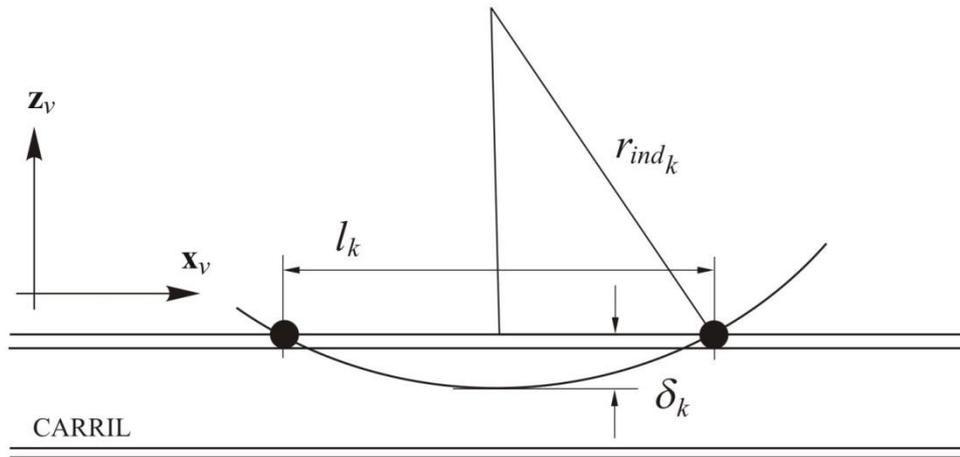


Figura 7. Procedimiento geométrico para obtener la longitud de una tira (Rovira, 2012b).

El área de interpenetración se obtiene considerando todas las tiras longitudinales o *strips*, tal como muestra la Figura 8.

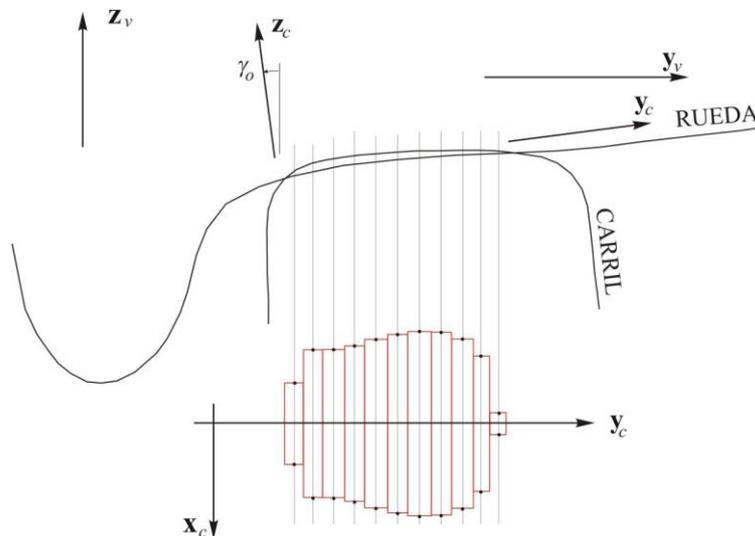


Figura 8. Área de interpenetración entre los perfiles de rueda y carril (Rovira, 2012).

Para cada una de las tiras longitudinales, se debe calcular también el valor de conicidad. Esta conicidad se calcula según las coordenadas de los puntos del perfil del carril contiguos al punto i de contacto, según la expresión:

$$\gamma_c^i = \tan^{-1} \left(\frac{y_{i+1}^r - y_{i-1}^r}{z_{i+1}^r - z_{i-1}^r} \right) \quad (10)$$

Para la primera y última tira del área de contacto, se toma la conicidad de la tira contigua.

Una vez resuelto el problema geométrico de contacto, se procede a la resolución del problema normal de contacto.

7.3. Problema Normal

En el presente apartado se describe el procedimiento seguido para la resolución del problema normal del contacto.

7.3.1. Introducción

Los resultados del problema normal de contacto, son:

- Tamaño y forma de las áreas de contacto.
- Distribución de presiones normales en cada área de contacto.

Para la resolución del problema normal de contacto, se va a usar la teoría de Hertz.

La teoría de Hertz obtiene las dimensiones del área de contacto a partir de las características del punto teórico de contacto. En este TFG se toma como punto teórico de contacto el punto de máxima indentación del área de interpenetración, obtenida según el apartado anterior.

7.3.2. Teoría de Hertz

En este apartado se va a describir el planteamiento de la teoría clásica del contacto de Hertz (Johnson, 1987) para la resolución del problema de contacto tridimensional entre dos paraboloides.

Esta teoría se basa en cuatro hipótesis principales:

1. Las superficies de los cuerpos en la zona del contacto son *suaves*, es decir, sin presencia de rugosidad.
2. En cuanto a la geometría, en las proximidades del contacto, se considera que ambas superficies son un *paraboloide*.
3. Se asume que, en el contacto, los cuerpos tienen un comportamiento elástico lineal. Esto es posible ya que el área de contacto en relación con la curvatura del cuerpo es muy pequeña. Modelizando cada cuerpo como un *semiespacio elástico*.
4. El rozamiento entre las superficies del contacto se considera nulo, transmitiendo solo tensión normal.

Según estas hipótesis el área de contacto entre ambos cuerpos será una elipse y la distribución de presiones normales un elipsoide.

Que ambas superficies sean suaves no solo conlleva la ausencia de rugosidad y defectos a nivel microscópico, sino que a nivel macroscópico las curvas que definen los perfiles son continuas y derivables en la zona cercana al contacto. Esto será útil cuando describamos las curvas de los cuerpos pudiendo ser fácilmente integrables.

Así y con todas las hipótesis aceptadas, la teoría de Hertz asume que conforme ambos cuerpos se ponen en contacto, inicialmente se tocan en un punto. Y bajo la acción de pequeñas fuerzas verticales, los cuerpos se deforman en la cercanía de dicho punto, creando un área de contacto de dimensiones acotadas y pequeña en comparación con las dimensiones de los cuerpos.

Si tomamos como origen del sistema de referencia asociado al contacto ese primer punto de contacto, podemos describir las superficies de los cuerpos como curvas planas asociadas al plano $\mathbf{y}_c\text{-}\mathbf{x}_c$ cuya ecuación es:

$$h(x, y) = Ax^2 + By^2 = \frac{1}{2R'}x^2 + \frac{1}{2R''}y^2 \quad (11)$$

donde R' y R'' son los radios de curvatura de las superficies.

Así pues, a medida que se aplica una fuerza vertical en la coordenada \mathbf{z}_c aparece una indentación δ_o (Figura 9). Si se considerara ambos cuerpos como indeformables se formaría un

área de interpenetración entre los perfiles, pero como consideramos comportamiento elástico, ambos cuerpos se desplazan en paralelo una coordenada u_z que hará que en las cercanías del contacto gobierne la relación:

$$u_{z1} + u_{z2} + h = \delta_o \quad (12)$$

donde u_{z1} es la coordenada vertical asociada al cuerpo 1 y u_{z2} es la coordenada vertical asociada al cuerpo 2. Y para la zona que se encuentra fuera del contacto, tenemos:

$$u_{z1} + u_{z2} + h > \delta_o \quad (13)$$

Según lo anterior, el problema normal queda resuelto cuando se encuentre una distribución de tensiones normales que haga cumplir dichas relaciones tanto dentro como fuera del área contacto.

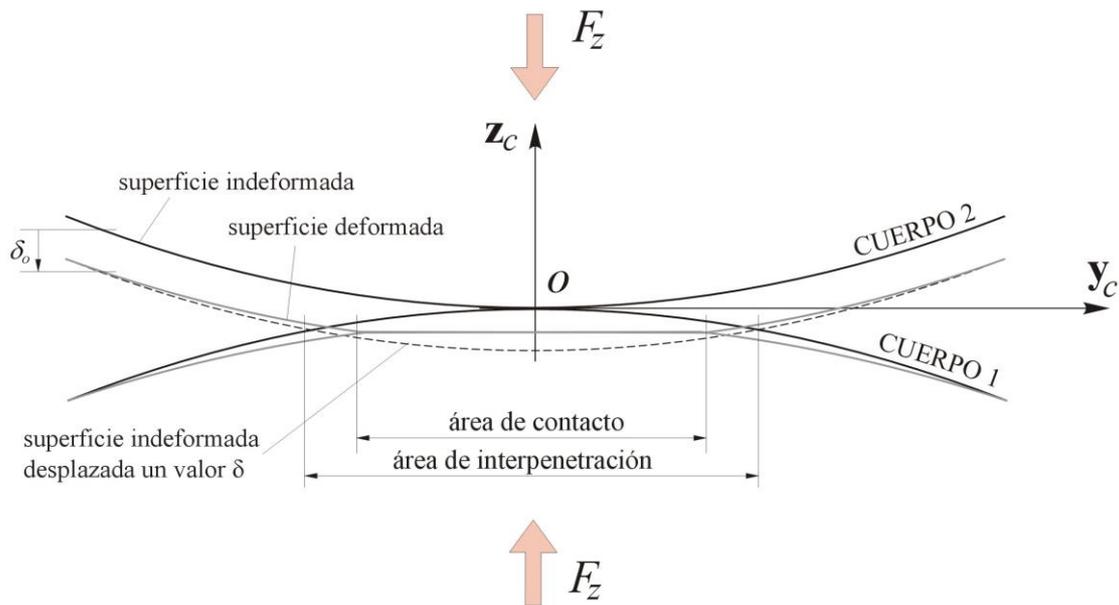


Figura 9. Representación del contacto según la teoría de Hertz. Adaptado de (Johnson, 1987)

Hertz afirma que si en las proximidades del contacto, los cuerpos tienen forma de paraboloides, el área de contacto que se crea tiene forma de elipse, según la Figura 10.

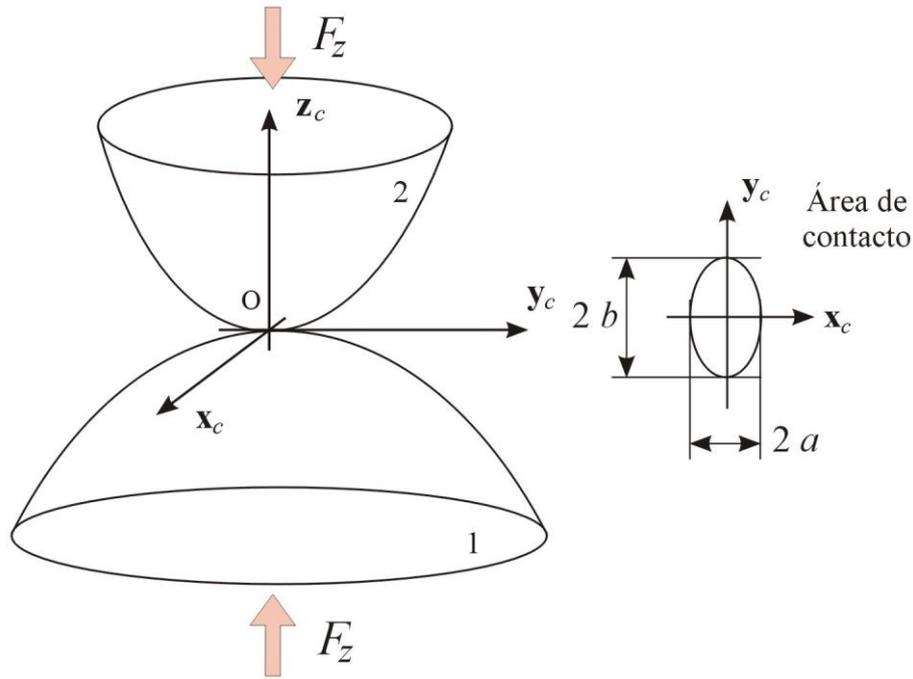


Figura 10. Contacto entre dos paraboloides (Rovira, 2012).

Puesto que no son esferas perfectas, la geometría de ambos cuerpos puede definirse según sus curvaturas en el eje x_c y en el eje y_c siendo la curvatura longitudinal y transversal, respectivamente. Teniendo para el primer cuerpo R_{1x} y R_{1y} y para el segundo R_{2x} y R_{2y} .

Así pues, podemos ver según la figura y citando la teoría de Hertz que cuando aparecen pequeñas fuerzas verticales en ambos cuerpos, en las zonas próximas al contacto, la superficie se deforma creando un área de contacto elíptica cuyos semiejes son a y b y la distribución de presiones normales toma una forma semielíptica, según:

$$p_z(x, y) = p_{z_0} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} \quad (14)$$

donde p_{z_0} es el valor de la presión máxima en el punto teórico de contacto.

Si integramos esta distribución de presiones en el área de contacto, obtenemos la fuerza normal F_z , según la ecuación:

$$F_z = \int_{-b}^b \int_{-\bar{a}(y)}^{\bar{a}(y)} p_{z_0} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} dx dy \quad (15)$$

siendo $\bar{a}(y) = a \sqrt{1 - (y/b)^2}$ por ser una elipse.

Resolviendo la integral se tiene:

$$F_z = \frac{2}{3} \pi a b p_{z_0} \quad (16)$$

Pero como no se conocen a priori ni las dimensiones de la elipse ni la presión máxima p_{z_0} , se utiliza la relación que existe entre la indentación máxima δ_0 , calculada en el problema geométrico, y la fuerza normal F_z :

$$F_z = \frac{2}{3} \frac{E}{1-\sigma^2} \left(\frac{\delta_o}{r} \right)^{\frac{3}{2}} \frac{1}{\sqrt{A+B}} \quad (17)$$

donde r es un parámetro tabulado, σ es el coeficiente de Poisson, E el módulo de Young, y A y B son las curvaturas combinadas de los paraboloides antes descritos. Siendo A la curvatura longitudinal y B , la curvatura transversal, según:

$$A = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_{1x}} + \frac{1}{R_{2x}} \right) \quad (18)$$

$$B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_{1y}} + \frac{1}{R_{2y}} \right)$$

Para obtener las dimensiones de la elipse según los semiejes a y b se aplican las siguientes ecuaciones:

$$a = m \left(\frac{3}{2} F_z \frac{1-\sigma^2}{E} \frac{1}{A+B} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (19)$$

$$b = n \left(\frac{3}{2} F_z \frac{1-\sigma^2}{E} \frac{1}{A+B} \right)^{\frac{1}{3}}$$

donde m y n son valores tabulados a partir de las curvaturas combinadas A , B , E el módulo de Young de los materiales y σ el coeficiente de Poisson.

Los valores m , n y r se pueden obtener a partir de la Tabla 1, en función del ángulo θ expresado en [°], cuyo valor se calcula como:

$$\theta = \cos^{-1} \left(\frac{|B-A|}{B+A} \right) \quad (20)$$

La tabla de valores está limitada al valor de $\theta = 90^\circ$, ya que los valores son simétricos cambiando los parámetros n por m , como podemos ver en el gráfico.

Tabla 1. Valores de los coeficientes m , n y r en función del ángulo θ [°]. Adaptado de (Ayasse y Chollet, 2003)

θ [°]	0	5	10	20	30	40	60	90
m	∞	11,238	6,6114	3,816	2,7306	2,1357	1,4858	1
n	0	0,2381	0,311	0,4122	0,4931	0,5673	0,7171	1
r	0	0,2969	0,428	0,6039	0,7263	0,8177	0,9376	1

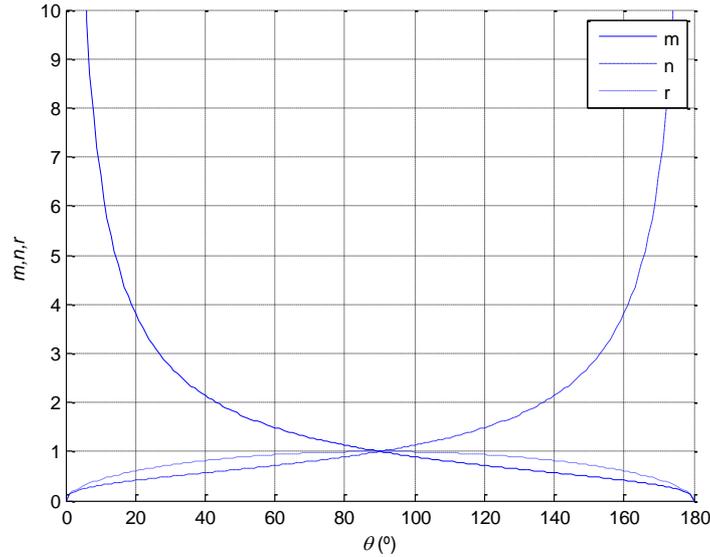


Figura 11. Representación de los valores m , n y r .

En resumen, al resolver el problema geométrico se ha obtenido el valor de la indentación máxima, δ_0 , y el punto en el que sucede lo hemos llamado punto teórico de contacto. Es este punto el que se utiliza para resolver el problema normal, a través de la ecuación (17) donde con las propiedades de los materiales y las curvaturas de los cuerpos se obtiene la fuerza normal F_z . Después se calculan las dimensiones de la elipse a y b a través de las ecuaciones (19).

Y para finalizar, una vez tenemos la fuerza normal y las dimensiones de la elipse es fácil despejar de (16) la presión normal máxima, según:

$$p_{z_0} = \frac{3F_z}{2\pi ab} \quad (21)$$

Una vez resuelto el problema normal, se procede con el problema tangencial.

7.4. Problema Tangencial

7.4.1. Introducción

En este capítulo se va a abordar el problema tangencial del contacto.

Los resultados del problema tangencial de contacto son:

- Distribución de tensiones tangenciales en cada área de contacto
- Fuerzas y momentos resultantes en el área de contacto.
- Obtención de las zonas de adhesión y deslizamiento en cada área de contacto.

Existen multitud de modelos que resuelven el contacto tangencial. Según Ayasse y Chollet (2006) los modelos de resolución del problema de contacto tangencial se pueden clasificar en *modelos basados en la superficie* y *modelos basados en leyes de saturación*.

Los *modelos basados en la superficie* resuelven el contacto evaluando la superficie de contacto. Y por otro lado, los *modelos basados en leyes de saturación* se basan en ajustes experimentales donde la tracción en el área de contacto está saturada por la fuerza normal y el coeficiente de rozamiento.

Para la estimación del desgaste se debe optar por *modelos basados en la superficie* (Rovira, 2012). Según estos modelos, la aportación más importante se le atribuye a Kalker quien desarrolló un algoritmo de programación donde resolvía el contacto tangencial, según una teoría de elasticidad *exacta*, tridimensional, y no-lineal. A este algoritmo lo llamo CONTACT (Kalker, 1990).

El problema de este programa es su gran coste computacional, y con ese pretexto desarrolló un algoritmo basado en la teoría *simplificada* (Kalker, 1982), llamado FASTSIM. En este algoritmo se considera que la relación entre las fuerzas de contacto tangenciales y los pseudo-deslizamientos es lineal.

En esta teoría Kalker pudo comprobar que si los pseudo-deslizamientos longitudinales, transversales y de giro son muy pequeños, el área de adhesión representa toda la zona del contacto.

El algoritmo FASTSIM al estar basado en una teoría lineal tiene un coste de computación mucho menor, con unas limitaciones asumibles para la aplicación del trabajo como son: área de contacto elíptica y coeficiente de rozamiento constante. Por ese motivo es el algoritmo que se ha utilizado y que se explica a continuación.

7.4.2. Algoritmo FASTSIM

Este algoritmo, como se ha dicho anteriormente, se utiliza para resolver el problema tangencial y está basado en la teoría simplificada de Kalker. Esta afirma que la relación entre los desplazamientos tangenciales en un punto son únicamente función de las tensiones tangenciales en dicho punto según:

$$\mathbf{u}_t(x, y) = L \mathbf{p}_t(x, y) \quad (22)$$

donde L son los coeficientes de flexibilidad, \mathbf{u}_t los deslizamientos tangenciales y \mathbf{p}_t las tensiones tangenciales.

Este problema se resuelve en tres etapas: primero se calculan los pseudo-deslizamientos en el área de contacto. Segundo, se obtienen los parámetros de flexibilidad L para el área de contacto. Y después, se aplica el algoritmo para una distribución de tensiones normales, calculadas en el problema normal.

a. Cálculo de los pseudo-deslizamientos en el área de contacto.

Cuando se tiene un movimiento relativo entre dos cuerpos, según la mecánica clásica (Álvarez y Luque, 2003), pueden ser:

- Rodadura pura sin deslizamiento.
- Deslizamiento puro, donde la fuerza tangencial entre los dos cuerpos alcanza el límite de fricción.

Sin embargo, existe un estado intermedio de rodadura con deslizamiento. En este estado, la elasticidad de los cuerpos que están en contacto permite dividir la zona del contacto en: zona de adhesión y zona de deslizamiento. De tal manera que, por debajo del valor límite de fricción (μF_z), existe una cantidad finita de deslizamientos entre los dos cuerpos denominado pseudo-deslizamiento (Álvarez y Luque, 2003).

Este pseudo-deslizamiento es calculado a partir de las velocidades relativas divididas por el valor medio de las velocidades de giro, dando lugar a un término adimensional.

Es aquí donde entra en juego la cinemática del contacto como dato de entrada del problema, información que se calcula a partir del vector $\dot{\mathbf{q}}$. Este vector es la derivada del vector \mathbf{q} , según la ecuación (3), respecto al tiempo:

$$\dot{\mathbf{q}} = \{\dot{x}, \dot{y}, \dot{z}, \dot{\phi}, \dot{\varepsilon}, \dot{\psi}\}^T \quad (23)$$

Puesto que tenemos el eje centrado, para tramo de vía recto los únicos parámetros que varían con respecto al tiempo son x y ε . Teniendo como $\dot{x} = V$, siendo V la velocidad longitudinal del vehículo, y , siendo $\dot{\varepsilon} = \omega$ la velocidad de rotación del eje del vehículo, aproximadamente igual a V/r_o .

El pseudo-deslizamiento tiene tres componentes, dos relacionadas con las velocidades de deslizamiento en las direcciones x e y (v_x y v_y), y una angular φ relacionada con la velocidad angular del eje, proyectada en \mathbf{z}_v (ver Figura 12).

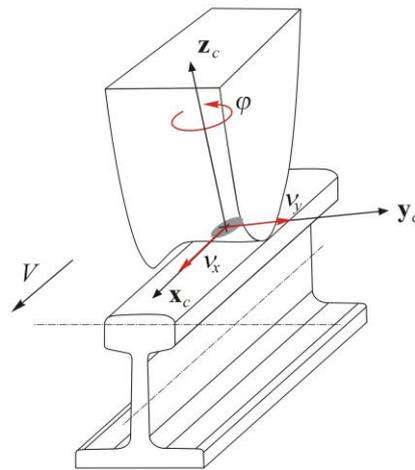


Figura 12. Velocidades de pseudo-deslizamientos en el contacto (Rovira, 2012).

Los pseudo-deslizamientos longitudinal y lateral se calculan a partir de la cinemática del contacto $\dot{\mathbf{q}}$, según los ejes \mathbf{x}_c y \mathbf{y}_c , respectivamente. Se toman las componentes según los ejes \mathbf{x}_c e \mathbf{y}_c y se dividen por la velocidad longitudinal del vehículo V . El término de *spin* se calcula como la velocidad angular relativa de la rueda con respecto al carril y se proyecta en el eje \mathbf{z}_c .

Una vez calculados los pseudo-deslizamientos, se obtienen los parámetros de flexibilidad L para el área de contacto.

b. Obtención de los parámetros de flexibilidad

Kalker distingue tres parámetros de flexibilidad L_1 , L_2 y L_3 asociados a los pseudo-deslizamientos longitudinal, lateral y de *spin*, respectivamente. Los cuales son calculados a través de las dimensiones de la elipse a y b , según:

$$L_1 = \frac{8a}{3c_{11}G} \quad L_2 = \frac{8a}{3c_{22}G} \quad L_3 = \frac{\pi a \sqrt{a/b}}{4c_{23}G} \quad (24)$$

donde c_{ij} son coeficientes de Kalker y G , el módulo de elasticidad transversal de los materiales según la ecuación:

$$G = \frac{E}{2(1+\sigma)} \quad (25)$$

Los valores de los coeficientes de Kalker se obtienen a partir del modelo CONTACT. Estos valores están tabulados para áreas de contacto elípticas, en función de la relación a/b y del coeficiente de Poisson de los materiales.

Una vez se tienen los parámetros de flexibilidad, los pseudo-deslizamientos y la distribución de tensiones normales obtenida por modelo de Hertz, se puede aplicar el algoritmo FASTSIM, según la ecuación (22).

c. Aplicación del algoritmo

Asumiendo un modelo *estacionario* la cinemática, en el área de contacto está gobernada por la ecuación (Kalker, 1982):

$$\frac{s(x, y)}{V} = \begin{Bmatrix} v_x - \varphi y \\ v_y + \varphi x \end{Bmatrix} - \frac{\partial u(x, y)}{\partial x} \quad (26)$$

siendo s el vector de deslizamiento absoluto en el área de contacto, V la velocidad longitudinal del vehículo, v_x , v_y y φ los pseudo-deslizamientos longitudinales, laterales y de *spin*, respectivamente.

Para aplicar el algoritmo FASTSIM se tiene que integrar la ecuación cinemática (30) dentro del área de contacto. Dividiéndose esta área en N tiras longitudinales o *strips* y a su vez cada tira se divide en N elementos. La integración se realiza siguiendo cada una de las *strips* partiendo del borde de entrada (*leading*) hasta el borde de salida (*trailing*), según el sentido de rodadura del eje x_c . Imponiendo como condición de contorno que la presión tangencial es nula en el borde de entrada.

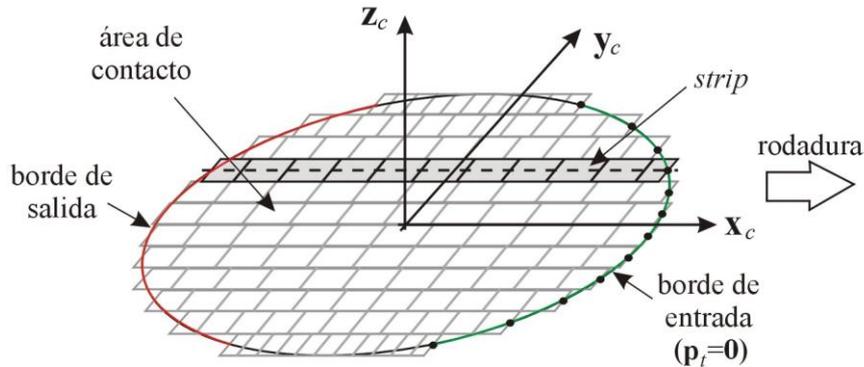


Figura 13 Discretización del área de contacto en tiras y elementos.

Si integramos cada tira, considerando que la longitud de cada elemento es Δx y los parámetros de flexibilidad antes calculados, tenemos:

$$\frac{s(x, y)}{V} \frac{\Delta x}{L} = \begin{Bmatrix} \frac{v_x - \varphi y}{L_1} - \frac{\varphi y}{L_3} \\ \frac{v_y + \varphi x}{L_2} + \frac{\varphi x}{L_3} \end{Bmatrix} \Delta x + [\mathbf{p}_t(x - \Delta x, y) - \mathbf{p}_t(x, y)] \quad (27)$$

Asumiendo adhesión ($s=0$) las tensiones tangenciales en cada elemento quedan:

$$\mathbf{p}_t^A(x - \Delta x, y) = \mathbf{p}_t^A(x, y) - \begin{Bmatrix} \frac{v_x}{L_1} - \frac{\varphi y}{L_3} \\ \frac{v_y}{L_2} + \frac{\varphi x}{L_3} \end{Bmatrix} \Delta x \quad (28)$$

donde el superíndice 'A' indica que está calculado en adhesión. Esta fórmula se aplica de forma recursiva, comenzando desde el borde de entrada, en el que el esfuerzo tangencial se supone que es cero, hasta borde de salida.

Así pues, la tensión tangencial de adhesión aumenta desde el borde de entrada (*leading*), donde vale cero, por condición de contorno, hasta un valor límite que está saturado por el coeficiente de fricción, según la ecuación de Coulomb:

$$\mathbf{p}_t^A(x - \Delta x, y) \leq \mu p_z(x - \Delta x, y) \quad (29)$$

siendo p_z la tensión normal en la celda $(x - \Delta x, y)$. Si aumentamos la tracción por encima de dicho límite entonces aparece deslizamiento, donde la fuerza de tracción sigue la curva $\mu p_z(x, y)$ hasta el borde de salida.

Una vez obtenida la distribución de presiones tangenciales, se obtienen las fuerzas tangenciales y el momento de *spin* Integrando $\mathbf{p}_t(x, y)$ para toda el área de contacto elíptica, cuyas dimensiones a y b son conocidas.

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \int_{-b}^b \int_{-\bar{a}(y)}^{\bar{a}(y)} \begin{Bmatrix} p_x(x, y) \\ p_y(x, y) \end{Bmatrix} dx dy \quad (30)$$

$$M_{spin} = \int_{-b}^b \int_{-\bar{a}(y)}^{\bar{a}(y)} [p_y(x, y)x - p_x(x, y)y] dx dy \quad (31)$$

siendo $\bar{a}(y) = a\sqrt{1 - (y/b)^2}$.

7.5. Conclusiones

En este bloque del trabajo se ha llevado a cabo la solución al problema de contacto rueda-carril de un vehículo ferroviario. Ya que es el contacto entre ambas superficies quien rige la dinámica y el movimiento del vehículo.

Este problema se ha dividido en tres partes bien diferenciadas que son: problema geométrico, problema normal y problema tangencial. Resolviéndolos en dicho orden y obteniendo unos resultados en cada uno de ellos expuestos a continuación.

El problema geométrico se ha basado en calcular el área de interpenetración entre los cuerpos en contacto, suponiendo que por acción del peso y geometría de la vía ambos cuerpos entraban en contacto, hundiéndose la rueda encima del carril. Las entradas a este problema han sido: los perfiles de rueda y carril y las coordenadas \mathbf{q} , entre otras. Las salidas obtenidas han sido el área de interpenetración según el plano $\mathbf{y}_v - \mathbf{x}_v$ y el punto de máxima indentación δ_0 tanto en valor como en posición y orientación (conicidad γ).

En el problema normal, se ha considerado en zonas próximas al contacto el comportamiento de los materiales es elástico, deformándose ambos cuerpos y como resultado obteniendo un área de contacto. Dicha área se ha obtenido a partir de la teoría clásica de Hertz del contacto, que por hipótesis se ha resuelto como una elipse de dimensiones a y b . Las entradas al problema normal

han sido: las características del *punto teórico de contacto* (calculado en el problema geométrico como el de máxima indentación δ_0), y curvaturas longitudinal y transversal de rueda y carril en dicho punto. Y como salida se tienen las dimensiones de la elipse y la fuerza normal F_z , así como la distribución de tensiones normales.

Por último en el problema tangencial se han obtenido las fuerzas y momentos que generan el arrastre del vehículo a partir de la teoría *simplificada* de Kalker según el algoritmo FASTSIM. Las entradas de dicho problema han sido: las velocidades del punto de contacto (calculadas en función de $\dot{\mathbf{q}}$), las dimensiones del área de contacto y propiedades mecánicas de los materiales así como el coeficiente de rozamiento que se ha considerado constante. Obteniendo como salidas las fuerzas y momentos responsables del arrastre del vehículo (F_x , F_y y M) así como la distribución de presiones tangenciales en el contacto.

Concluyendo con las fuerzas proyectadas en el eje de vehículo asumiendo que el problema es simétrico para la rueda contraria. Obteniéndose así los esfuerzos en el eje motriz según el siguiente vector:

$$\mathbf{F} = \{F_x, F_y, F_z, M_\phi, M_\epsilon, M_\psi\} \quad (32)$$

8. LA ESTIMACIÓN DEL DESGASTE

8.1. Introducción

En el bloque anterior se ha resuelto el problema de contacto entre rueda-carril a través de unos modelos y teorías generalizadas. En este bloque, conociendo los esfuerzos y los deslizamientos en el contacto, se llevará a cabo una estimación del desgaste así como un estudio de los conceptos asociados al mismo.

Se sabe que cuando dos cuerpos deslizan uno sobre el otro aparece un desgaste en la superficie de los mismos, creando un fenómeno que puede acarrear consecuencias de deterioro y mal uso de los materiales. El desgaste es causa directa de los esfuerzos que soportan los materiales en el contacto. Por esa razón en este trabajo se pretende estudiar los efectos y las causas de los desgastes sobre rueda-carril consecuentes del contacto entre ambos cuerpos.

Se pueden distinguir dos tipos de desgaste entre rueda y carril para un vehículo ferroviario (Kalker, 1991 y Zobory, 1997):

- *Desgaste ondulatorio* de los carriles o *falta de redondez* en las ruedas. Estos son defectos superficiales de longitud de onda constante. Según la longitud de la onda se puede subdividir en: onda corta, onda media y onda larga (Álvarez y Luque, 2003). Este tipo de desgaste es una patología cuya causa no es muy conocida aunque se han expuesto diversas teorías que aportan una solución. Constatándose el hecho de que existe una relación entre los procesos metalúrgicos para obtener las ruedas y carriles con la mecánica de contacto.
- *Desgaste que afecta a la evolución de los perfiles*. Este tipo de desgaste se localiza de forma transversal tanto en el carril como en la rueda y se estudia utilizando modelos de contacto *estacionarios*.

En este TFG se va a estudiar el problema de desgaste de los perfiles (el segundo tipo, según la clasificación anterior).

Para el cálculo del desgaste de los perfiles se van a tomar las siguientes hipótesis de partida:

1. Se considera que todo el desgaste producido sobre los perfiles es por *abrasión*. Despreciando los efectos de la deformación plástica de los materiales.
2. El desgaste es *regular*, es decir, se distribuye uniformemente sobre los perfiles. Estudiándose solo el desgaste transversal y despreciando la formación de patrones en la dirección longitudinal.

Si consideramos dichas hipótesis, se puede llevar a cabo una predicción de la evolución del desgaste en los perfiles rueda-carril. En cuanto a la estimación del desgaste, se puede distinguir entre *algoritmos de desgaste*, *modelos de desgaste* y *leyes de desgaste* (Rovira, 2012b).

8.2. Algoritmos de desgaste

Los algoritmos de desgaste determinan las magnitudes asociadas al contacto rueda-carril según la teoría del contacto utilizada. Obteniendo una evaluación del desgaste según un algoritmo local o global:

- Local: Para realizar la estimación del desgaste de forma local, se tienen que obtener las distribuciones de presiones normales $p_z(x,y)$, tangenciales $p_t(x,y)$ y así como los valores de los deslizamientos en el área de contacto s .

Es un algoritmo de cálculo más complejo, ya que se debe de calcular e integrar el desgaste junto con las rutinas de cálculo de contacto.

Con este tipo de algoritmo se puede obtener una distribución del desgaste dentro del área de contacto para cada punto de la misma, ya que asume que existe desgaste solo en la zona de deslizamiento.

- Global: Este algoritmo de cálculo puede realizarse directamente a partir de los valores totales de la fuerza normal, tangencial y de los valores de los pseudo-deslizamientos que actúan en el área de contacto.

Tiene una implementación más sencilla y directa ya que utiliza los valores de salida de los problemas normal y tangencial. Considerándose el cálculo del desgaste un post-proceso de los datos.

La desventaja de este procedimiento es que nos da una evaluación media del desgaste para toda la zona del contacto. Aun así será este el tipo de algoritmo el utilizado en el estudio por su rápida aplicación y porque en los cálculos posteriores no se necesita de un estudio tan exhaustivo del desgaste.

Una vez descritos los algoritmos de programación, se explica los diferentes modelos físicos. Con los que poder calcular el desgaste en función de variables conocidas de problema de contacto.

8.3. Modelos de desgaste

Existen dos tipos de modelos ampliamente utilizados para conocer el desgaste entre rueda-carril (Rovira, 2012b):

- Modelo de desgaste basado en la presión normal o de *deslizamiento en seco*. Este modelo está fundamentado en el modelo de Archard (1953), siendo ampliamente utilizado en el campo de la tribología (ciencia que estudia la fricción, lubricación y

desgaste entre superficies). Este modelo plantea que la variación del desgaste es inversamente proporcional a la dureza del material y directamente proporcional a la carga aplicada, según la relación:

$$V_{wear} = k \frac{F_z d}{H} \quad (33)$$

donde V_{wear} es el volumen de material arrancado por el desgaste [m^3], F_z es la fuerza normal [N], d es la distancia deslizada [m], H es la dureza del material más blando en este caso es la rueda [N/m^2] y k es el coeficiente de desgaste.

Las leyes de desgaste asociadas a este modelo utilizan distintos valores de k para diferentes condiciones en el contacto.

- Modelo de desgaste basado en el *disipación energética*. Este modelo postula que la energía o potencia disipada en el contacto por fricción es la causante del arranque de material. Dicha energía es función de las fuerzas tangenciales en el contacto y la velocidad relativa entre rueda y carril.

La potencia de fricción se calcula según:

$$P_{fric} = \int_A \mathbf{p}_t \cdot \mathbf{s} dA \quad (34)$$

donde \mathbf{p}_t es el vector de tensiones tangenciales, \mathbf{s} es el vector velocidad de deslizamiento en el área de contacto y A el área de contacto.

Como indicador de la energía disipada en este modelo se utiliza el índice T_γ , o también llamado *factor de desgaste*. Siendo este número un parámetro propio de la ley de desgaste que tenga asociada.

8.4. Leyes de desgaste

Las leyes de desgaste se basan en obtener los parámetros que definen los dos modelos antes explicados, como el parámetro k para el *modelo de deslizamiento* y el factor de desgaste T_γ para el *modelo de la disipación de energía*. Obteniendo dichos parámetros según: medidas de campo, investigación en laboratorio o modelos teóricos de predicción.

Aunque existen muchas leyes de desgaste en este trabajo se van a explicar dos de ellas. La primera es la ley del desgaste del *Royal Institute of Technology-Stockholm* (KTH), la cual está basada en el modelo de *deslizamiento seco*. Y la segunda es la ley de desgaste de la *University of Sheffield* (USFD) que está basada en el modelo de *disipación energética*.

8.4.1. Ley de desgaste del *Royal Institute of Technology-Stockholm* (KTH)

Esta ley, publicada por Jendel (2002), está basada en el modelo de Archard, con el que se estima que el volumen de material arrancado es función de la fuerza normal en el contacto.

Esta ley obtiene el parámetro k a partir de mediciones de laboratorio en máquinas de *pin-sobre-disco* (*pin-on-disc*). Estas máquinas consisten en un disco y un *pin* que se hacen girar el uno sobre el otro respectivamente, donde se aplica una carga específica sobre el disco y se controla la cantidad de material perdido por fricción.

Este valor k se encuentra tabulado (ver Figura 14) en función de la velocidad s y de la presión normal p_z junto la dureza H del material más blando (la rueda).

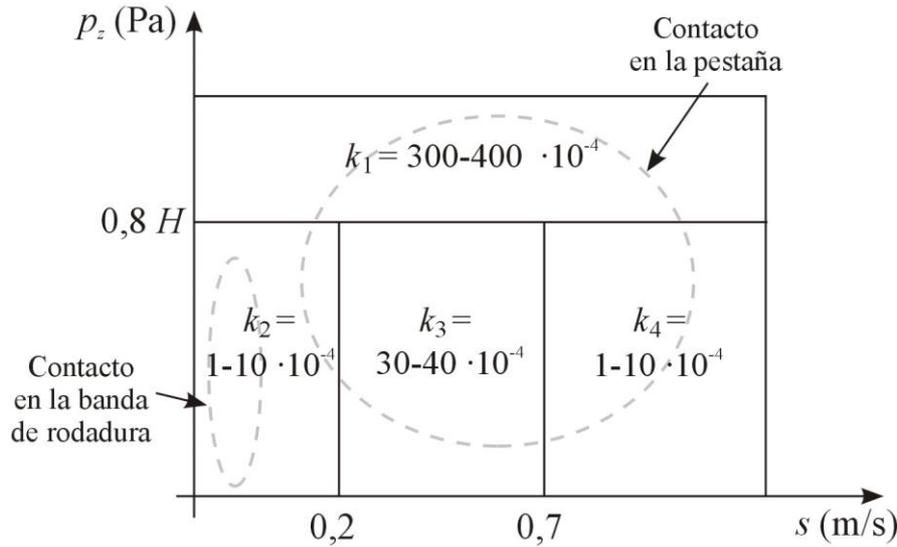


Figura 14. Ley de desgaste del KTH. Adaptado de (Jendel, 2002).

El valor del coeficiente k se divide en cuatro zonas indicadas por k_1 , k_2 , k_3 y k_4 según la velocidad de deslizamiento s [m/s] y la presión p_z [Pa]. Teniendo k_2 cuando el contacto rueda-carril se realiza en la banda de rodadura de la rueda, y las demás zonas para cuando el contacto es en la pestaña de la rueda dependiendo de la fuerza normal y la velocidad.

Cabría añadir que estos valores de k se han obtenido para superficies secas. Si la aplicación del desgaste fuera para superficies contaminadas, donde la zona de la interfase del contacto estuviera mojada o lubricada, se debería de tener en cuenta el efecto de los contaminantes. Pero nuestro caso de estudio es para superficies secas con coeficiente de rozamiento constante por lo que esta corrección no es necesaria.

Esta ley puede aplicarse de forma *local* o *global*:

- Si se aplica de forma *local*, para obtener el coeficiente de desgaste k necesitamos saber s que corresponde a la velocidad [m/s²], esta velocidad se obtiene a partir de del módulo de los deslizamientos absolutos en el contacto s , calculados en el problema tangencial, como:

$$s = \sqrt{s_x^2 + s_y^2} \quad (35)$$

- De forma *global*, para obtener el coeficiente de desgaste k , obtendremos s [m/s²] del mismo modo que en locales pero utilizando el módulo de los pseudo-deslizamientos, según:

$$s = \sqrt{v_x^2 + v_y^2} V \quad (36)$$

8.4.2. Ley de desgaste de la *University of Sheffield* (USFD)

Esta ley está basada en el *modelo de la disipación energética* Fue desarrollada por el grupo de tribología de la Universidad de Sheffield, en Reino Unido (Lewis, 2004). Basándose en datos experimentales para obtener los parámetros característicos de la ley.

Las investigaciones en el laboratorio se llevan a cabo a través de máquinas de doble disco, en estas máquinas se hacen rodar en rotaciones opuestas dos probetas de disco, una sobre la otra. Midiendo la fuerza ejercida y el desgaste como el material perdido [μg] por distancia rodada [m] y por unidad de área [mm^2].

Para la estimación del desgaste el parámetro utilizado es T_γ/A , que nos aporta información sobre la cantidad de energía disipada por fricción por unidad de área. Pudiéndose aplicar tanto de forma global como de forma local:

- *Local*: el índice T_γ/A se obtiene a través de los deslizamientos absolutos en el contacto según:

$$\frac{T_\gamma}{A} = |p_x \mathbf{s}_x + p_y \mathbf{s}_y| \quad (37)$$

- *Global*: el índice T_γ/A obtiene a través de las fuerzas tangenciales y los pseudo-deslizamientos, incluyendo el momento de *spin*, según la fórmula:

$$\frac{T_\gamma}{A} = \frac{|F_x v_x + F_y v_y + M_{spin} \varphi|}{A} \quad (38)$$

Una vez que se ha calculado el valor de T_γ/A [N/mm^2] se obtiene el valor de la tasa de desgaste W_R (del inglés, *wear rate*). Distinguiéndose tres regímenes de desgaste según *suave*, *severo* o *catastrófico*:

- *Régimen suave*: en este primer régimen la tasa de desgaste crece linealmente con la energía disipada, siendo el mecanismo de desgaste dominante la oxidación. Asociado a este régimen se tiene un área de contacto con zona de adhesión y zona de deslizamiento.
- *Régimen severo*: en este régimen la tasa de desgaste permanece constante ya que la tensión tangencial se encuentra saturada por μF_z según la ley de Coulomb. Asociado a este régimen se tiene un área de contacto donde toda la zona está en deslizamiento. Las tensiones en el contacto producen un incremento de las tensiones cortantes en el material que se acumulan y producen una rotura del mismo por delaminación (o ratcheting).
- *Régimen catastrófico*: En ese régimen la tasa de desgaste aumenta de forma mucho más pronunciada, siendo proporcional al aumento de la energía disipada. El mecanismo de desgaste que aparece es la delaminación severa del material

Se ha optado por la ley de desgaste USFD porque ofrece una solución continua para la estimación del desgaste y ofrece una estimación determinista del desgaste.

Para una rueda de acero R8T y carriles de acero 900A, en el laboratorio se han obtenido los límites de cada régimen pudiendo calcular la tasa de desgaste según la Figura 15.

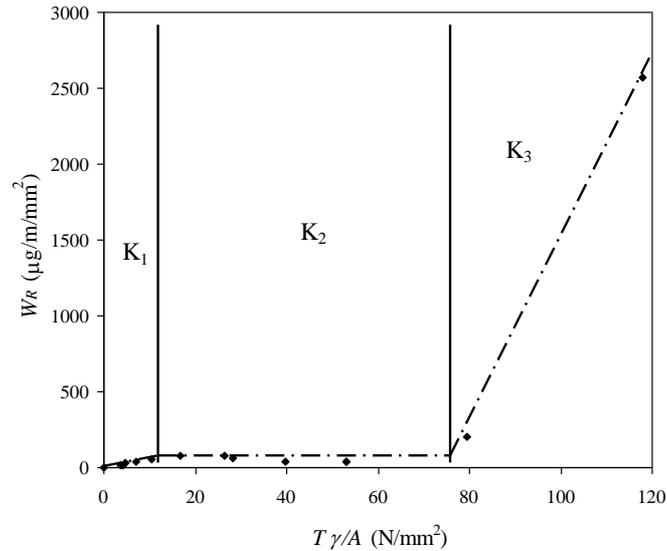


Figura 15 Tasa y regímenes de desgaste

8.5. Conclusiones

En este apartado se ha estudiado el desgaste transversal producido en el carril y la rueda de un vehículo ferroviario. El desgaste se puede estimar según diversos modelos con sus respectivas leyes y se puede aplicar según un algoritmo local o global.

9. CÁLCULOS

9.1. Introducción

En este bloque se van a aplicar el algoritmo de contacto a un vehículo ferroviario en vía recta, con el que se realizarán unos cálculos prácticos de tracción y desgaste. La estructura del apartado es la siguiente:

1. Datos de entrada
2. Cálculos preliminares
3. Cálculos de tracción y desgaste

En los datos de entrada se presentará el vehículo utilizado en cuestión, así como los datos geométricos y tribológicos de entrada al problema.

En el siguiente apartado se presentarán unos cálculos preliminares, donde se resuelve el algoritmo para un área de contacto arbitraria. Además se estudia cómo las coordenadas de entrada influyen en las fuerzas normal y tangencial.

Y en el último apartado se realizan los cálculos de tracción y desgaste sobre el vehículo. Dichos cálculos consistirán en obtener unas curvas, que en función de la velocidad, nos aporten información de las características del tren así como del punto de funcionamiento en el que se encuentra.

Finalmente se compararán los resultados y se presentan las conclusiones obtenidas.

9.2. Datos de entrada

a. Datos geométricos y tribológicos de la vía

Los datos geométricos y tribológicos del problema se presentan en la Tablas 2 y 3 respectivamente.

Tabla 2. Datos geométricos y del material.

Ancho de vía (ibérico)	1,668 m
Distancia nominal entre puntos de contacto	1,733 m
Radio nominal de la rueda	0,45 m
Perfil de la rueda	S1002
Perfil del carril	UIC60
Angulo de montaje del carril	1:20
Coefficiente de Poisson, σ	0,3
Módulo de Young, E	2,1e11 Pa

Tabla 3. Datos tribológicos de las superficies. Para superficies secas (Rovira, 2012a).

Coefficiente de rozamiento, μ	0,49
Factor de los coeficientes de Kalker, k (seco)	1,12

b. Presentación del vehículo

A continuación se ofrece una breve descripción del vehículo empleado, representando las características del tren según la Tabla 4.



Figura 16. Locomotora serie 251 de RENFE

En esta aplicación se van a utilizar como vehículo ferroviario un tren de mercancías RENFE remolcado por la locomotora 251. Cuenta con un motor doble Mitsubishi MB-3200-B3, equipada con un tres bogies monomotres y birreductores de dos ejes (B'B'B'). Es apta para trenes de viajeros y mercancías por líneas electrificadas a 3kV. Esta locomotora se utiliza para operaciones de transporte pesado como bobinas de acero. Superando las 2000 toneladas

métricas en apenas 300 metros de tren con un peso máximo permitido de 1961 TM (Ferropedia, 2014).

Tabla 4. Datos del tren

Velocidad de crucero, V	100 km/h
	Locomotora 251
Potencia total, P	4650 kW
n° ejes totales (100% motores)	6
Peso por eje, Fz	230 kN
	Vagón
n° ejes totales	4
Peso por eje, Fz	220 kN

9.3. Cálculos preliminares

Se han realizado los siguientes cálculos preliminares:

- Resolución del problema de contacto.
- Influencia de la coordenada z del eje sobre los resultados del problema normal.
- Influencia de la velocidad de rotación del eje sobre la fuerza de tracción.

9.3.1. Resolución del problema de contacto

Con el intención de mostrar el procedimiento de resolución del problema de contacto antes expuesto. En este apartado se presenta un ejemplo de áreas de contacto cualesquiera. Los datos se han obtenido a partir de ruedas tipo S1002 y carriles UIC60 montados con una inclinación de 1:20. Los perfiles se consideran sin desgaste y han sido medidos con el dispositivo miniprof.

El área de contacto se ha obtenido para eje centrado y para la rueda izquierda, utilizando un desplazamiento vertical (z) de 0,9 mm. En esta situación aparece un área de contacto en la banda de rodadura de la rueda. Obteniéndose una intersección rueda carril con una única área de contacto según la Figura 17.

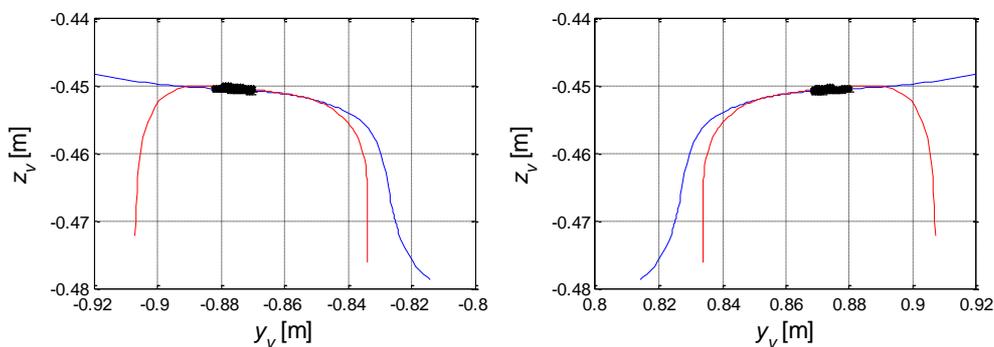


Figura 17. Perfiles rueda carril para vía recta y eje centrado.

Una vez se han colocado los perfiles, se observa la indentación que sufre el carril por acción de la rueda según la Figura 18. Esta indentación ha sido calcula en el problema geométrico a través del método *intersección recta punto*. La indentación máxima δ_0 indica la posición del punto teórico de contacto y permite el cálculo del área de contacto según Hertz.

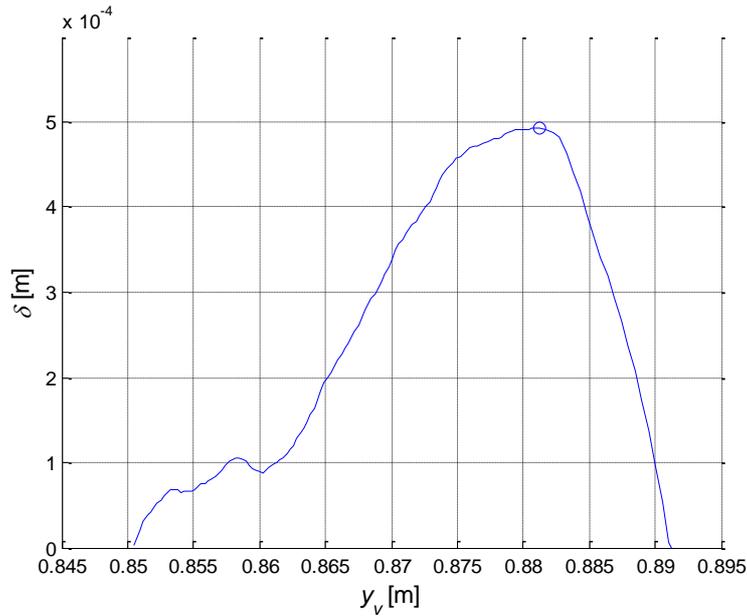


Figura 18. Indentación entre los perfiles rueda-carril ('o' marca la tira correspondiente al *punto teórico de contacto*).

Una vez calculadas las tiras longitudinales en el problema geométrico y obtenidas las dimensiones de la elipse a y b en el problema normal sobre el eje de la vía se dibuja el área de interpenetración y el área de contacto (Figura 19).

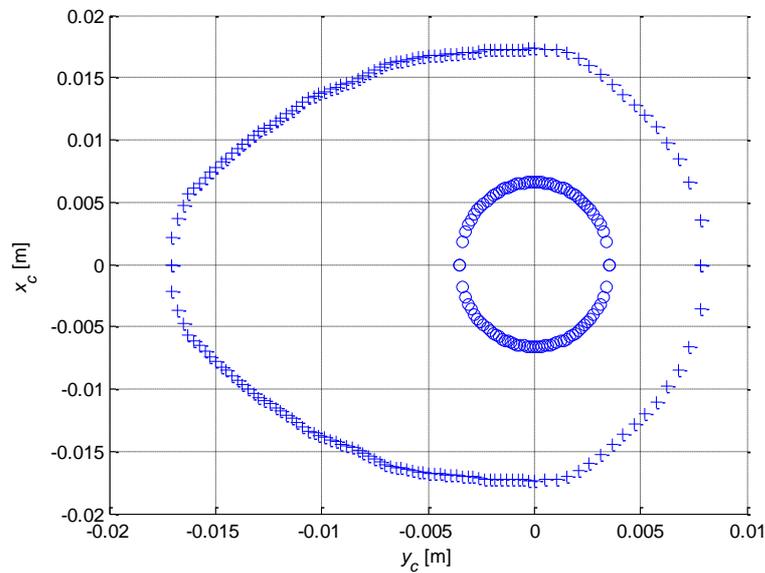


Figura 19 Área de interpenetración '+' y Área de contacto 'o'.

Según la Figura 19 el área de interpenetración es mayor que el área de contacto. Esto se debe a que aparece una deformación local en las cercanías del punto de contacto. El área de interpenetración depende de la forma de los cuerpos en contacto. El área de contacto calculada tiene forma elíptica, ya que se ha utilizado la teoría de Hertz.

Una vez que se ha obtenido el área de contacto elíptica, se puede calcular la distribución de presiones normales que aceptando las hipótesis de la teoría de Hertz tiene forma de elipsoide según la Figura 20.

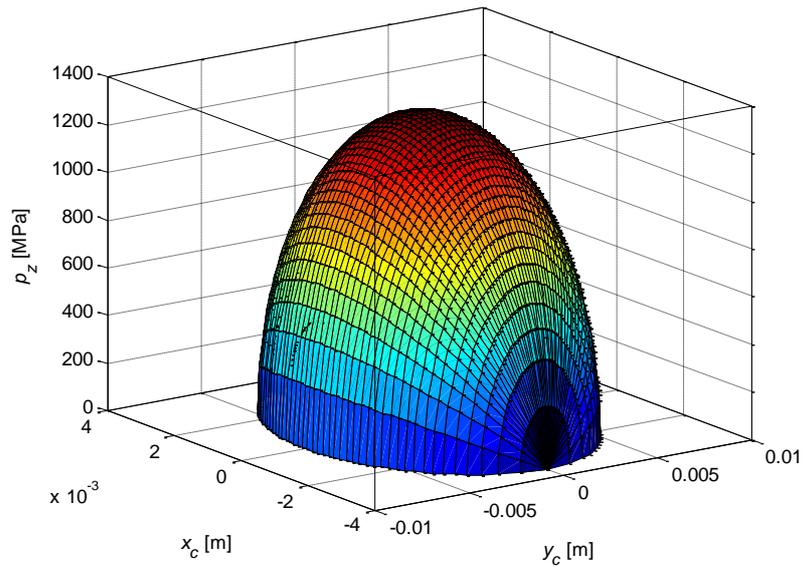


Figura 20 Distribución de presiones normales

Una vez resuelto el problema geométrico y normal se obtiene una solución para el problema tangencial.

La Figura muestra la distribución de tensiones tangenciales sobre el área de contacto, calculada según FASTSIM.

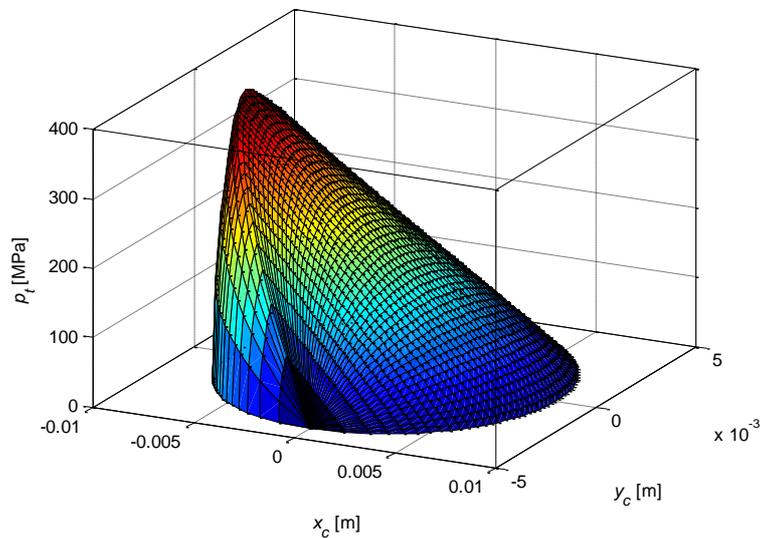


Figura 21 Distribución de presiones tangenciales

En la Figura 21 se distingue la zona de adhesión (evolución lineal de las tensiones) de la zona de deslizamiento (sigue la forma de la curva de presiones normales).

Una vez resuelto el problema de contacto se estudia como como las coordenadas de entrada afectan a las fuerzas normal y tangencial. En primer lugar se estudia la influencia de la coordenada z del eje sobre los resultados del problema normal y, en segundo lugar, la influencia de la velocidad de rotación del eje sobre la fuerza de tracción.

9.3.2. Influencia de la coordenada z del eje sobre los resultados del problema normal

La coordenada z indica la posición vertical del eje con respecto a la vía. En función de esta coordenada varía la distancia con la que se aproxima la rueda al carril. Esta coordenada se mide con respecto a la posición nominal del eje sobre la vía, lo que significa que para $z = 0$ mm, con el eje centrado, el centro de masas del eje está en su posición nominal.

En función de los perfiles utilizados se puede aparecer o no contacto en la posición nominal del eje. Según la aproximación de contacto elástico, la fuerza normal es función de la indentación o interpenetración virtual entre superficies, que se para el valor de z dado.

Según los perfiles utilizados y la geometría de la vía, se toma un valor de 0,9 mm con el que aparece contacto entre rueda y carril.

La Figura 22 muestra la evolución de la fuerza normal en función de z . En el eje de abscisas se representa la coordenada z en valor absoluto, ya que lo que se está haciendo es bajar el eje (por lo que la z es negativa). Hasta un valor cercano a 0,6 mm no aparece contacto entre superficies y la fuerza normal es nula. A partir del punto donde empieza el contacto aumenta la fuerza normal de forma aproximadamente parabólica. Esta forma es compatible con Hertz (ver punto 7.3.2).

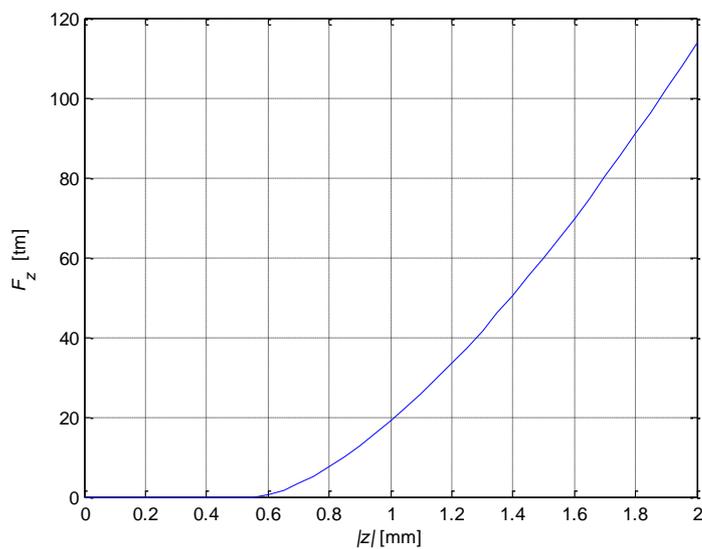


Figura 22 Relación entre la fuerza normal y la coordenada en z .

Las Figuras 23 y 24 muestran la relación entre la presión máxima y las dimensiones de la elipse, ambas magnitudes según Hertz, y la coordenada z (descendente).

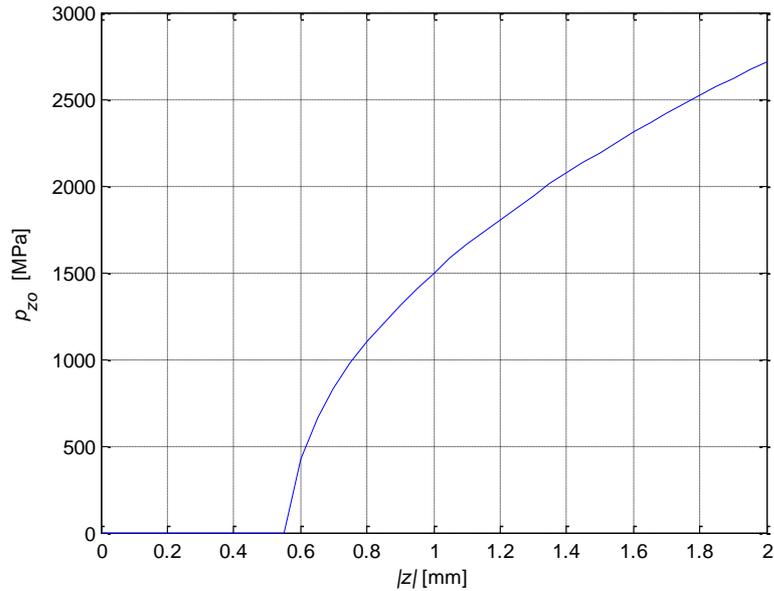


Figura 23 Relación entre la presión máxima y la coordenada z.

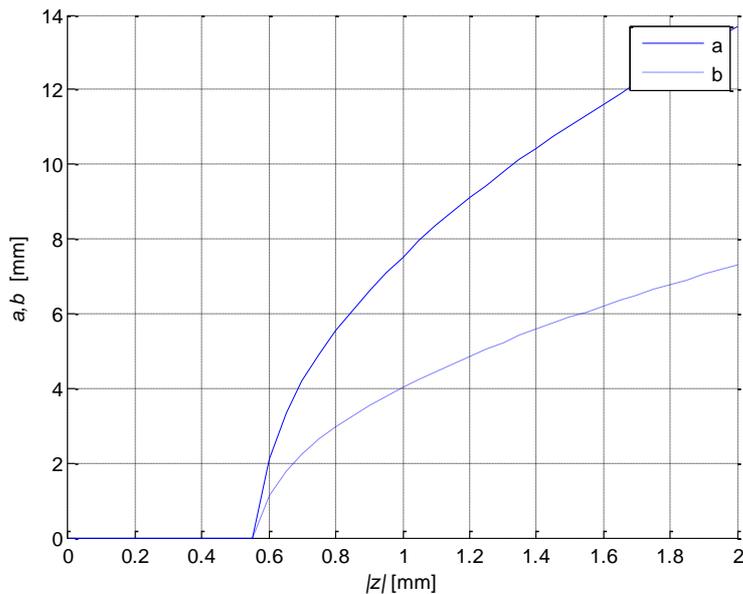


Figura 24 Relación entre las dimensiones de la elipse y la coordenada z.

9.3.3. Influencia de la velocidad de rotación del eje sobre la fuerza de tracción

La fuerza de tracción que puede desarrollar la rueda viene limitada por el coeficiente de rozamiento según la ley de Coulomb (ecuación (2)).

En la Figura 25 se muestra la evolución de la fuerza de tracción F_x para un área de contacto en función de la velocidad de rotación del eje ω , que se desplaza a una velocidad V . El valor de la velocidad del eje para el cual no existe fuerza de tracción se corresponde con la condición cinemática de rodadura pura. El gráfico representa la curva de *creep* completa. La curva se ha calculado para $V = 100$ km/h y para un radio nominal de 0,45 m.

La curva presenta un comportamiento lineal cerca de la condición cinemática de rodadura pura. Cuando se aumenta (o disminuye) la velocidad de rotación del eje, aparece una saturación del área de contacto donde la fuerza de tracción está limitada por el coeficiente de rozamiento, según la ley de Coulomb. Se toma un valor de coeficiente de rozamiento $\mu=0.49$.

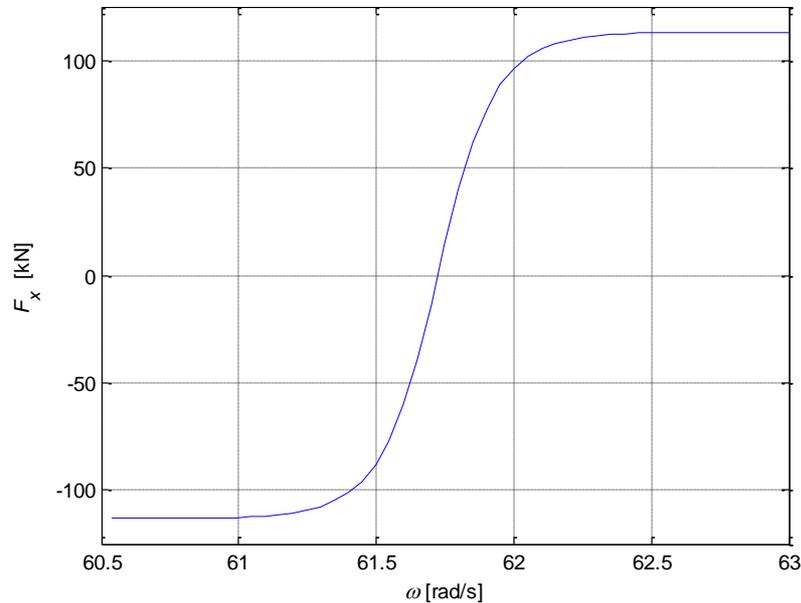


Figura 25 Curva de *creep*: relación entre la fuerza de arrastre y ω .

Una vez presentada la resolución del problema de contacto, identificando los parámetros que caracterizan la fuerza normal y la fuerza tangencial vamos a realizar una aplicación del modelo para un caso de vía recta, donde realizaremos unos cálculos prácticos de tracción y desgaste aplicados a un vehículo real.

9.4. Cálculos de tracción

Los cálculos realizados se pueden agrupar en cuatro grupos:

- Esfuerzos en el contacto y sobre el eje de la vía
- Curva de tracción – velocidad
- Curva de *creep*
- Curva desgaste – velocidad

Para realizar dichos cálculos se ha utilizado un modelo de contacto basado en las siguientes hipótesis:

- Se resuelve el *problema geométrico* según el apartado 7.2, donde se obtiene el área de interpenetración y el punto teórico de contacto para la máxima indentación.
- Se resuelve el *problema normal* según la teoría herciana, a través del punto teórico de contacto obteniendo un área de contacto elíptica de dimensiones a y b .
- Se resuelve el problema tangencial a través del algoritmo FASTSIM con un *coeficiente de rozamiento constante*. Teniendo en cuenta los valores de los pseudo-deslizamientos.
- Se tiene en cuenta la dependencia de la F_z y F_t con los parámetros de entrada z y ω respectivamente.

- Se estima el desgaste usando la ley de USFD para superficies secas asociada al modelo de disipación de energía, obteniendo el parámetro T_γ/A de forma global a través de los pseudo-deslizamientos.

Una vez presentado el vehículo de estudio, los datos de entrada tanto geométricos como tribológicos, y las hipótesis del modelo utilizado, se describen los resultados de los esfuerzos generados en el contacto y en el eje de la vía. Para ambas ruedas considerando que el problema es simétrico.

9.4.1. Esfuerzos en el contacto y sobre el eje de la vía.

Como resultado del problema normal, aparece un área de contacto de contacto elíptica de dimensiones a y b , con una fuerza normal y presión máximas según la Figura 26 y la Tabla 5:

Tabla 5. Soluciones del problema normal.

F_z	114,96 kN
P_{zmax}	1594 MPa
a	8 mm
b	4,3 mm

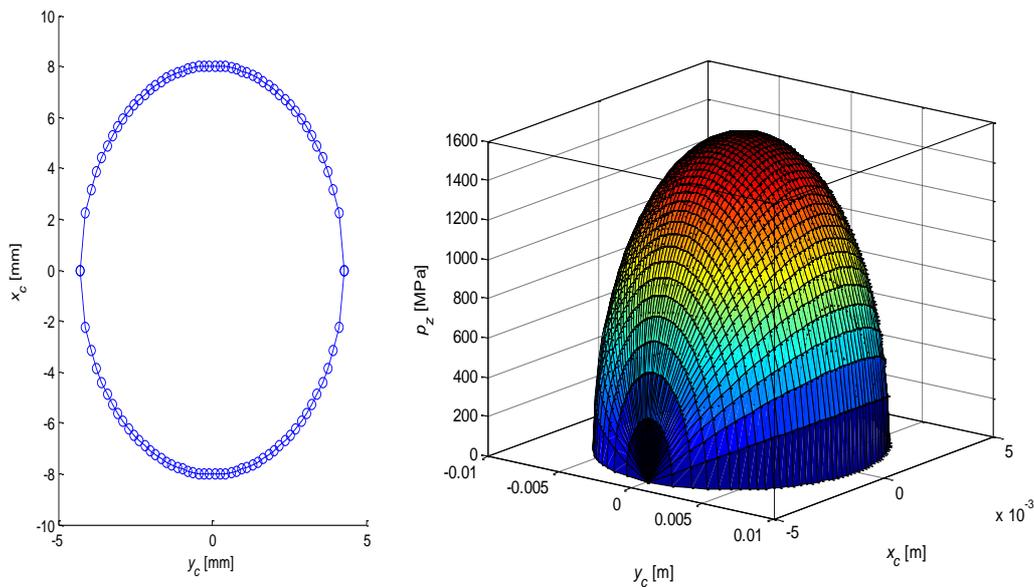


Figura 26. Distribución de presiones normales y área de contacto resultante.

Una vez resuelto el problema normal se procede a resolver el problema tangencial, obteniendo las fuerzas tangenciales y momento de spin en el contacto, así como la distribución de presiones tangenciales en el contacto, diferenciando la zona de adhesión (lineal) de la de deslizamiento (parabólica).

Tabla 6. Soluciones del problema tangencial.

F_x	13,9 kN
F_y	3,081 kN
M_ϕ	6 N/m
P_{tmax}	310,6 MPa

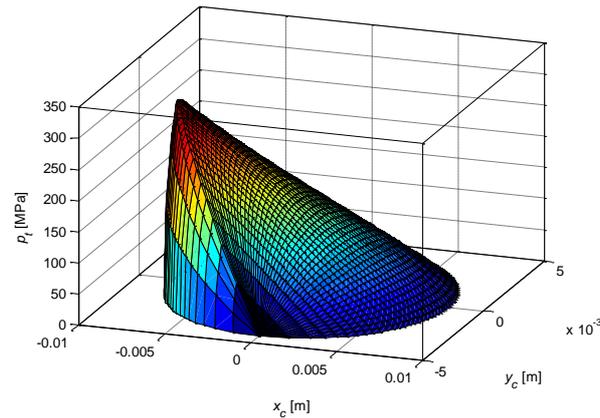


Figura 27. Distribución de presiones tangenciales resultantes.

Una vez se han obtenido las fuerzas en el contacto izquierdo, considerando que el problema es simétrico se pueden obtener los esfuerzos resultantes en el centro de masas del eje según el vector \mathbf{F} (ecuación 32) mostrados en la Tabla 7.

Tabla 7 Esfuerzos sobre el eje según el eje de referencia de la vía

F_x	F_y	F_z	M_ϕ	M_ε	M_y
27,90 kN	0,00	230,00 kN	0,00	12,56 kN/m	0,00

Así pues, conociendo la dinámica del vehículo se van mostrar tres grupos de resultados que son: las curvas de fuerza tracción - velocidad, la curva de creep, la curva desgaste - velocidad.

9.4.2. Curvas de tracción

Las curvas de tracción son un grupo de curvas paralelas entre sí que permiten determinar el esfuerzo necesario para alcanzar una determinada velocidad o viceversa. La fuerza de tracción se define para cada eje motriz según:

$$F_x^{eje} = \frac{1}{N} \frac{P}{V} \eta \quad (39)$$

donde N es el número de ejes motores, P es la potencia máxima de la locomotora, V es la velocidad de circulación y η es el rendimiento global del vehículo que se considera 1 para este caso de estudio.

Las curvas de tracción se han obtenido para cuatro regímenes de potencia: potencia nominal, 75%, 50% y 25%, observando en la Figura 28 que todas son hipérbolas donde la fuerza de tracción disminuye a medida que aumenta la velocidad.

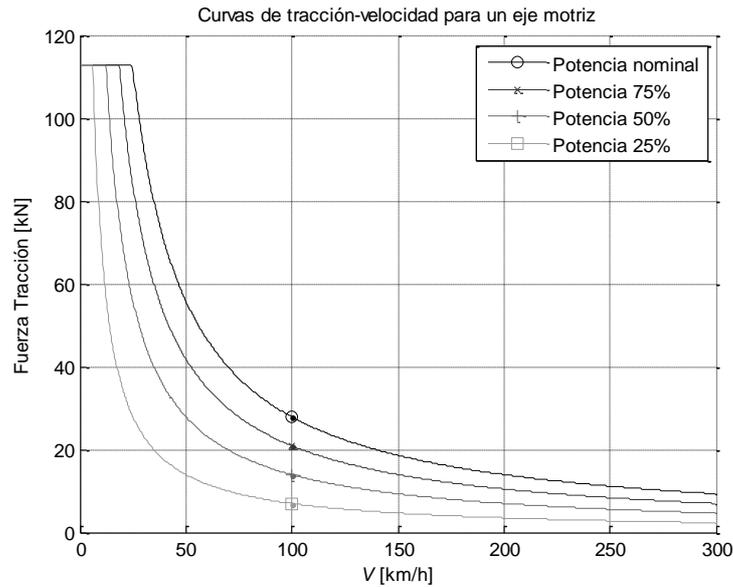


Figura 28 Curvas de tracción - velocidad

Teniendo la fuerza de tracción limitada en velocidades bajas por la ecuación (2), donde la fuerza de tracción máxima está saturada por el coeficiente de rozamiento y la fuerza normal.

9.4.3. Curva de *creep*

Las curvas de *creep* muestran la relación que existe entre los pseudo-desplazamientos y la fuerza tangencial. Obteniendo un máximo de fuerza tangencial para un pseudo-deslizamiento longitudinal del 1%, punto llamado de adhesión óptima ya que el límite superior de la fuerza de tracción.

Según muestra la Figura 29 en la curva se han obtenido los puntos de funcionamiento para los diferentes regímenes de potencia antes nombrados. Observando que estos puntos son para pseudo-deslizamientos muy pequeños (en torno a 0,1%) eso significa que gran parte del área de contacto está en adhesión.

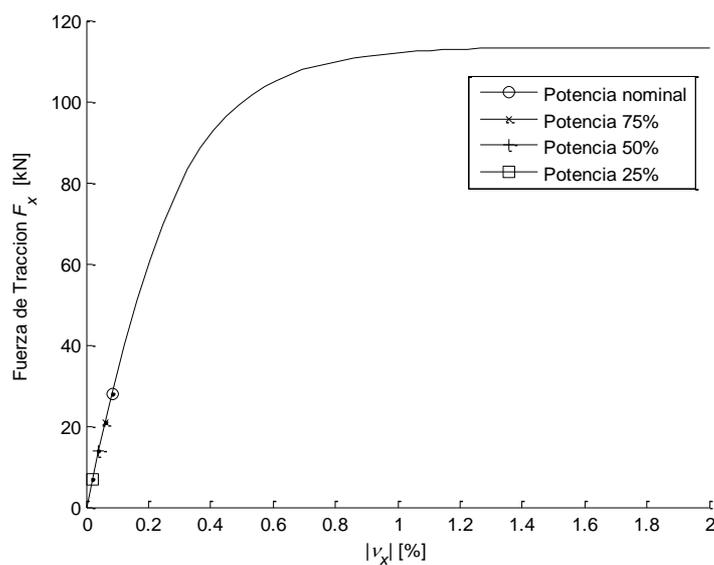


Figura 29. Curva de *creep*.

9.4.4. Curva de desgaste

El desgaste se ha calculado según el modelo de disipación de energía, obteniendo el parámetro T/A según la ley USFD para superficies secas y con un algoritmo de desgaste global (ecuación (38)).

Una vez se obtiene T/A , la tasa de desgaste se calcula según la tabla 8 haciendo referencia a los límites de los regímenes de desgaste vistos en la Figura 15.

Tabla 8 Ley de desgaste USFD para superficies secas (Lewis, 2004))

Régimen	T/A (N/mm ²)	Tasa de desgaste (W_R) (μg/m rodado/mm ²)
Suave (K_1)	$T/A \leq 10,4$	$5,3 T/A$
Severo (K_2)	$10,4 < T/A \leq 77,2$	55
Catastrófico (K_3)	$77,2 < T/A$	$55,0 + 61,9 (T/A - 77,2)$

Así pues se puede obtener la tasa de desgaste para el perfil y para la rueda considerando que se desgastan los dos por igual. En la Figura 30 se ha comparado el desgaste ocasionado por eje motor y por eje portante (vagón) observando que este último es mucho menor ya que no existe fuerza de tracción. El desgaste para un eje portante podría despreciarse frente al desgaste causado por un eje motor.

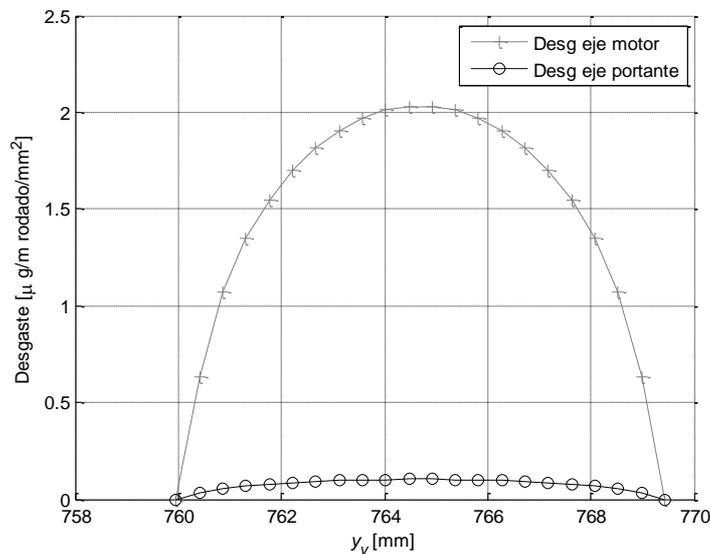


Figura 30 Desgaste de los ejes ('+' eje motor y 'o' eje portante)

Las Figuras 31 y 32 muestran el desgaste representado sobre los perfiles de la rueda y del carril (escalado) para un eje motor y para un eje portante. Estos gráficos representan el daño sobre los perfiles, suponiendo que el vehículo esté circulando en vía recta y con sus ejes centrados.

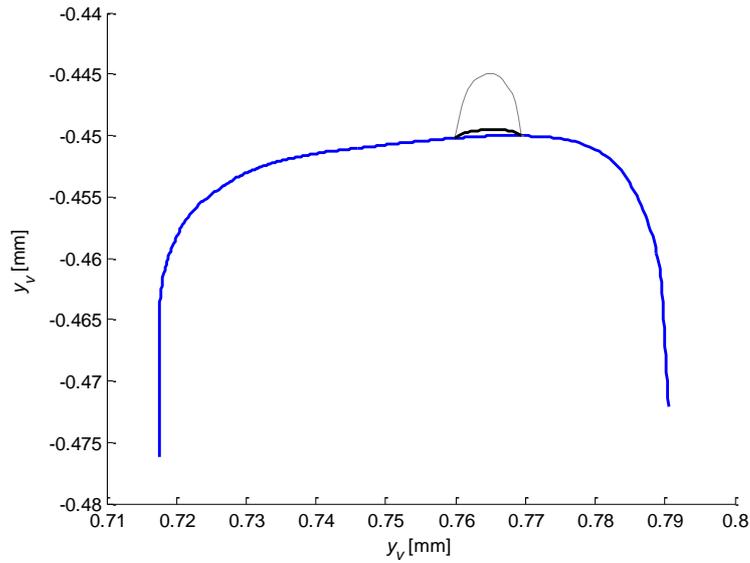


Figura 31. Desgaste sobre el perfil del carril.

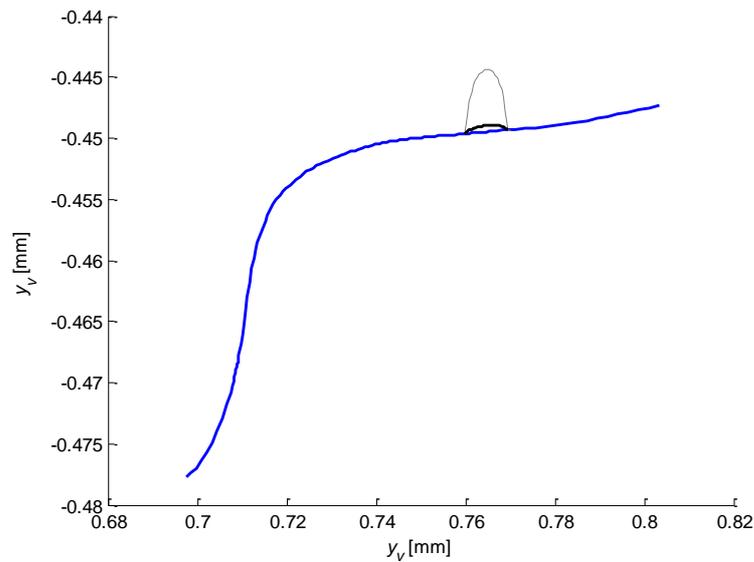


Figura 32. Desgaste sobre el perfil de la rueda.

Se puede calcular un valor que represente el desgaste sobre los perfiles, integrando las funciones de la Figura 30, según la fórmula:

$$C_w = N \sum_{i=1}^n D_i \quad (40)$$

donde N es el número de ejes, D_i es el desgaste para cada tira longitudinal del área de contacto y C_w es el desgaste total por unidad de longitud de perfil, siendo un valor interesante a estudiar ya que el coste de mantenimiento ferroviario va en función de dicho valor.

La Figura 33 muestra la evolución del coeficiente C_w [$\mu\text{g}/\text{m}$ rodado] para la locomotora estudiada (compuesta por seis ejes motores) para distintos valores de velocidad de circulación y

para distintos niveles de potencia utilizada. En el gráfico se indican los puntos de funcionamiento para cada nivel de potencia, de la locomotora circulando a 100 km/h.

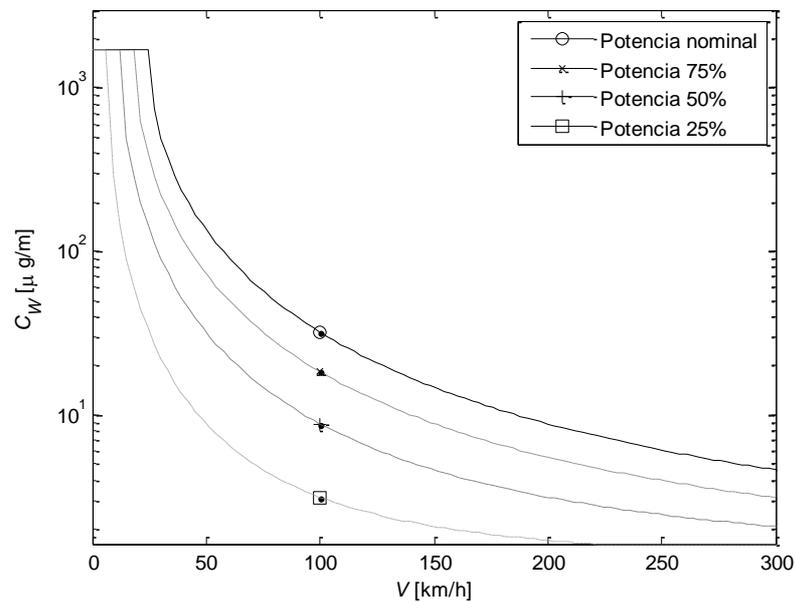


Figura 33 Curva desgaste - velocidad

9.5. Conclusiones

En este apartado se han presentado dos tipos de cálculos. En primer lugar se muestran unos cálculos preliminares para evaluar los algoritmos de resolución del problema de contacto y estimación del desgaste. Además, se ha comprobado la influencia de la coordenada z sobre los resultados del problema normal de contacto y de la velocidad de giro ω del eje sobre la fuerza de tracción.

En segundo lugar, se realizan los cálculos propios de este TFG, donde se evalúan las características de tracción y desgaste de una locomotora de mercancías. Una vez resuelto y analizado el modelo de contacto, se ha aplicado para un estudio práctico de vía recta y eje centrado, donde se han obtenido las siguientes conclusiones:

- Curva tracción-velocidad: en esta curva se puede observar la relación entre la fuerza de arrastre que puede generar un vehículo ferroviario y la velocidad del mismo. Viendo que la función es hiperbólica y dibujándose curvas paralelas para diferentes regímenes de potencia.
- Curva creep: obteniendo la relación del pseudo-deslizamiento longitudinal con la fuerza de tracción, alcanzándose el máximo de tracción para un pseudo-deslizamiento del 1%. Lugar donde se alcanza la saturación por μF_z .
- Curva de desgaste: se ha obtenido el desgaste producido en los perfiles, comparando entre un eje motor y un eje portante. Después este desgaste se ha integrado y se ha obtenido la curva de desgaste-velocidad (coste de mantenimiento por unidad de longitud).

10. CONCLUSIONES GENERALES DEL TFG

En este capítulo se recogen las principales conclusiones expuestas en el trabajo, haciendo especial mención a las relaciones con el objetivo principal: el cálculo de tracción y estimación del desgaste para un vehículo ferroviario.

El primer paso realizado ha sido la resolución del problema de contacto rueda-carril, obteniendo un modelo de contacto según un enfoque elástico basado en la interpenetración entre superficies. Para la obtención del área de contacto, se ha utilizado el punto teórico de contacto sobre el que se define una elipse donde se transmiten los esfuerzos de tracción y sustentación. Utilizando la teoría de Hertz para obtener la distribución de presiones normales y la teoría simplificada de Kalker para obtener la distribución de presiones tangenciales.

El problema tangencial se ha resuelto utilizando el algoritmo FASTSIM asumiendo un coeficiente de rozamiento constante, con el fin de obtener una estimación del desgaste basado en el modelo de la disipación energética, obteniendo el parámetro T/A según la ley USFD para superficies secas.

Después, con el modelo definido y delimitado a las hipótesis de funcionamiento, se ha estudiado la relación entre las coordenadas geométricas y cinemáticas de entrada con las fuerzas normales y tangenciales. Observándose:

- Una correlación entre la coordenada de entrada que define la indentación de los perfiles con la fuerza normal.
- La relación entre la velocidad de rotación del eje con el esfuerzo de tracción. Se dibuja la curva de *creep*.

Con todo esto se ha podido realizar una aplicación del modelo para vía recta en un vehículo ferroviario de mercancías. Obteniendo las fuerzas y momentos resultantes en el contacto, para después trasladarlos al eje considerando el problema simétrico entre rueda izquierda y derecha.

Finalmente, conociendo la dinámica del vehículo y estimando el desgaste de forma global, se han realizado unos cálculos prácticos de tracción. En los que se han obtenido unas curvas que definen el funcionamiento del vehículo así como el desgaste causado, en función de la velocidad de circulación y el régimen de potencia. Las conclusiones extraídas de los cálculos son:

- Según la *curva de tracción-velocidad*, la fuerza de tracción que puede producir un vehículo ferroviario está limitada para velocidades bajas por la ecuación de Coulomb. Obteniendo curvas paralelas para diferentes regímenes de potencia.
- Según la *curva de creep* la tracción crece con el pseudo-deslizamiento hasta alcanzar un punto de donde la tracción es máxima llamado punto de adhesión óptima. Este punto es en el que se debería mover el tren para traccionar lo máximo con una zona de deslizamiento en el contacto lo más pequeña posible, minimizando así el desgaste ocasionado.
- Integrando el desgaste ocasionado en el carril obtenemos un parámetro del coste de mantenimiento de las vías que podemos relacionar con la velocidad según la *curva desgaste-velocidad*. Se ha representado el desgaste total en función de la velocidad de circulación y para distintos niveles de potencia.

11. REFERENCIAS

- J. F. Archard, *Contact and rubbing of flat surfaces*. Journal of Applied Physics 24 (1953) 981-988
- D. Álvarez Mántaras, P. Luque Rodríguez, *Ferrocarriles: ingeniería e infraestructura de los transportes*, (2003)
- J.B. Ayasse, H. Chollet. Determination of the wheel rail contact patch in semi-Hertzian conditions. Vehicle System Dynamics 43 (2005) 161-172.
- J.B. Ayasse, H. Chollet: Chapter 4 *Wheel-rail contact*. In: S. Iwnicki, Editor: Handbook of Railway Vehicle Dynamics. CRC Press, Taylor & Francis Group, Boca Raton London New York, 2006.
- J.A. Ballesteros Gallardo, *Desarrollo de un método de contacto elástico para la simulación dinámica de ejes ferroviarios*. PFC.
- T. Jendel, *Prediction of wheel profile wear - comparisons with field measurements*. Wear 253 (2002) 89-99
- K.L. Johnson, *Contact Mechanics*, Cambridge University Press, Cambridge (1987).
- A. Herreros, *Estudio de la defectología en ruedas ferroviarias*. PFC (2010)
- J.J. Kalker. *Survey of wheel-rail rolling contact theory*. Vehicle System Dynamics 5 (1979) 317-358
- J.J. Kalker. *A Fast Algorithm for the Simplified Theory of Rolling Contact*, Vehicle System Dynamics 11 (1982) 1-13
- J.J. Kalker. *Three-Dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact*, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht Boston London (1990)
- J.J. Kalker, *Wheel-rail rolling contact theory*. Wear 144 (1991) 243-261.
- K. Knothe, H. Le-The. *Ermittlung der Normalspannungsverteilung beim Kontakt von Rad und Schiene*. Forschung im Ingenieurwesen 49 (1983) 79-85
- K. Knothe, H. Le-The. *A contribution to the calculation of the contact stress distribution between two elastic bodies of revolution with non-elliptical contact area*. Computers & Structures 18 (1984) 1025-1033
- R. Lewis, R.S. Dwyer-Joyce, *Wear mechanisms and transitions in railway wheel steels*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology 218(6) (2004) 467-478
- J. Ortero Yugat, *Contribución al estudio de las vibraciones producidas por el contacto rueda-carril y su transmisión al entorno*. Tesis Doctoral (2009).
- A. Rovira, A. Roda, R. Lewis, M.B. Marshall, *Application of Fastsim with variable coefficient of friction using twin disc experimental measurements*. Wear 274-275, (2012) 109-126.

A. Rovira, *Modelado del contacto rueda-carril para aplicaciones de simulación dinámica de vehículos ferroviarios y estimación del desgaste en el rango de baja frecuencia*. Tesis Doctoral. Valencia (2012).

I. Zobory, *Prediction of wheel/rail profile wear*. *Vehicle System Dynamics* 28 (1997) 221-259.

http://www.ferropedia.es/wiki/Renfe_Serie_251 (accedido 03-07-2014)

El ingeniero,

Adrián Ludeña Navarro



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

**TRABAJO DE FINAL DE GRADO EN INGENIERÍA EN
TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES**

**CÁLCULO DE LA TRACCIÓN Y
ESTIMACIÓN DEL DESGASTE
CAUSADO POR VEHÍCULOS
FERROVIARIOS**

Presupuesto

Autor : Adrián Ludeña Navarro

Tutor: Andrés Rovira Cardete

Curso Académico: 2013-14

1. PRESUPUESTO

Para la estimación de los costes, se ha realizado un presupuesto de consultaría. Este presupuesto se muestra en la Tabla 1. Para ello, se ha estimado un precio por hora de 30€/h.

Tabla 1. Presupuesto

	Horas [h]	Precio [€/h]	Importe [€]
Trabajo del calculista	300,00	30,00	9 000,00 €
Licencias completas de MATLAB			500,00 €
Licencia de Microsoft Office 2013			192,63 €
Ordenador portátil			600,00 €
Subtotal			10 292,63 €
IVA (21%)			2 161,45 €
Presupuesto Total			12 454,08 €

El presupuesto total asciende a: DOCEMIL CUATROCIENTOS CIENCUENTA Y CUATRO EUROS CON OCHO CENTIMOS.

El ingeniero,

Adrián Ludeña Navarro