



Máster Universitario en
Sistemas Ferroviarios

ANÁLISIS DE DESGASTE DE LOS PARÁMETROS DE RODADURA EN METROS PESADOS.

TRABAJO FIN DE MÁSTER

CURSO:2019/2020

Máster Universitario en Sistemas Ferroviarios
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA ICAI

Autor: Aitor Ramirez Revilla

Director/es: Carlos Sancho de Mingo

FICHA TÉCNICA

TÍTULO: ANÁLISIS DE DESGASTE DE LOS PARÁMETROS DE RODADURA EN METROS PESADOS.

AUTOR: AITOR RAMIREZ REVILLA

Firma:

DIRECTOR: CARLOS SANCHO DE MINGO

Firma:

PROGRAMA CURSADO Y CURSO ACADÉMICO: MÁSTER UNIVERSITARIO EN SISTEMAS FERROVIARIOS. CURSO 2019/2020

RESUMEN:

Este proyecto trata de averiguar la evolución de los parámetros de rodadura en metros pesados según la posición en la composición.

Los transportes suburbanos tienen la peculiaridad de tener que adaptarse a las urbes por las que discurren. Esto se traduce en distancias entre paradas cortas, aceleraciones y frenadas continuas y curvas de radio reducido.

Además, el tiempo de funcionamiento del material rodante es muy elevado y requiere de tiempos de disponibilidad superiores al 90-95%. Las labores de mantenimiento han de ser programadas con antelación para reducir el tiempo de inmovilización lo máximo posible.

Conocer la mayor información de los trenes en explotación hace posible prever las operaciones a realizar y mejorar tanto los tiempos de mantenimiento como los costes que conllevan.

1. INTRODUCCIÓN	3
1.1. ESTADO DEL ARTE	4
2. OBJETIVOS	5
3. PLANIFICACIÓN DE TAREAS	5
3.1. DESCRIPCIÓN DE LAS TAREAS	7
4. DESCRIPCIÓN DE LOS ELEMENTOS DE ESTUDIO	8
4.1. METRO PESADO	8
4.2. CONTACTO RUEDA CARRIL	9
4.2.1. MODELOS DE CONTACTO RUEDA-CARRIL	9
4.2.1.1. CONCEPTO DE PSEUDO-DESLIZAMIENTO	10
4.2.1.2. PROBLEMA NORMAL. TEORÍA DE HERTZ	11
4.2.1.3. PROBLEMA TANGENCIAL. TEORÍA LINEAL DE KALKER	14
4.2.1.4. TEORÍA SIMPLIFICADA DE KALKER	16
4.3. PARÁMETROS DE RODADURA Y PERFILES	17
4.3.1. PARÁMETROS DE RODADURA	17
4.3.2. PERFILES DE RODADURA	19
4.4. DEFECTOLOGÍA DE RUEDAS	21
4.4.1. DESGASTE	21
5. ANÁLISIS DE DATOS	34
5.1. OBJETO DE ESTUDIO	34
5.1.1. CARACTERÍSTICAS DEL MATERIAL MÓVIL	34
5.1.2. PERFIL DE RODADURA OBJETO DE ESTUDIO	35
5.2. OBTENCIÓN DE LOS DATOS	37
5.2.1. TECNOLOGÍAS DE MEDICIÓN	37
5.2.1.1. CALIPRI	37
5.2.1.2. EVA	38
5.2.1.3. TORNO DE FOSO	39
5.2.2. SOFTWARE DE ALMACENAMIENTO Y PROCESAMIENTO DE DATOS . 41	
5.3. PRESENTACIÓN DE RESULTADOS	41
5.3.1. DIÁMETRO	42

5.3.2.	ESPESOR DE PESTAÑA	44
5.3.3.	ALTURA DE PESTAÑA	46
5.3.4.	Qr	48
6.	CONCLUSIONES Y APORTACIONES	50
6.1.	CONCLUSIONES DEL ESTUDIO	50
6.2.	APORTACIONES DEL TRABAJO.....	52
7.	BIBLIOGRAFÍA	53

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1 Esquema de planificación del proyecto.....	6
Ilustración 2 Relación de radios de curvatura rueda-carril.....	11
Ilustración 3 Parámetros principales de la rueda ferroviaria.	18
Ilustración 4 Detalle de la distancia entre caras internas (D.C.I.) y caras activas (D.C.A.).	18
Ilustración 5 Parámetros del perfil de rodadura 1/40.	19
Ilustración 6 Parámetros del perfil de rodadura S1002.	20
Ilustración 7 Parámetros del perfil de rodadura EPS.....	20
Ilustración 8 Ejemplo de desgaste de la banda de rodadura.	24
Ilustración 9 Ejemplo de desgaste de la pestaña.....	24
Ilustración 10 Posición extrema oblicua.....	25
Ilustración 11 Giro intermedio del bogie.....	26
Ilustración 12 Inscripción en curva encajada.	28
Ilustración 13 Movimiento de lazo.	29
Ilustración 14 Radio de acuerdo de la pestaña	30
Ilustración 15 Relación de ángulos de acuerdo rueda-carril.....	31
Ilustración 16 Detalle del ángulo γ	33
Ilustración 17 Composición de los trenes.....	34
Ilustración 18 Calipri.	38
Ilustración 19 Equipo de visión artificial.	39
Ilustración 20 Torno de foso modelo 2112 de Talgo.	40
Ilustración 21 Diámetro, percentil 95.	43
Ilustración 22 Diámetro, percentil 90.	43
Ilustración 23 Espesor de pestaña, percentil 95.....	45
Ilustración 24 Espesor de pestaña, percentil 90.....	45
Ilustración 25 Altura de pestaña, percentil 95.	47
Ilustración 26 Altura de pestaña, percentil 90.	47
Ilustración 27 Gradiente de pestaña, percentil 95.....	49
Ilustración 28 Gradiente de pestaña, percentil 90.....	49

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Teoría de Hertz: Valores de m y n según ángulo θ	13
Tabla 2 Relación de diámetros según norma técnica del fabricante.....	36
Tabla 3 Características técnicas del torno de foso modelo 2112 de Talgo.....	40
Tabla 4 Datos de evolución del diámetro.	42
Tabla 5 Datos de evolución del espesor de pestaña.....	44
Tabla 6 Datos de evolución de la altura de pestaña.....	46
Tabla 7 Datos de evolución del parámetro qR.	48
Tabla 8 Resumen de evolución de los parámetros de rodadura.	52

ÍNDICE DE ECUACIONES

4.2.1.1-1 Pseudo-deslizamiento longitudinal.	10
4.2.1.1-2 Pseudo-deslizamiento lateral.	10
4.2.1.1-3 Pseudo-deslizamiento giratorio.	10
4.2.1.2-1 Teoría de Hertz: Valor del semieje a de la elipse de contacto.	11
4.2.1.2-2 Teoría de Hertz: Valor del semieje b de la elipse de contacto.	11
4.2.1.2-3 Teoría de Hertz: valor de K_1	12
4.2.1.2-4 Teoría de Hertz: valor de K_2	12
4.2.1.2-5 Teoría de Hertz: valor de K_3	12
4.2.1.2-6 Teoría de Hertz: ángulo θ	12
4.2.1.2-7 Teoría de Hertz: valor de K_4	12
4.2.1.2-8 Distribución de presiones en una región elíptica.	13
4.2.1.2-9 Ecuación de la carga total normal.	13
4.2.1.3-1 Fuerza debida al pseudodeslizamiento longitudinal.....	14
4.2.1.3-2 Fuerza debida al pseudodeslizamiento transversal.....	14
4.2.1.3-3 Momento debido al pseudodeslizamiento de giro.....	14
4.2.1.3-4 Coeficiente de pseudo-deslizamiento f_{11}	14
4.2.1.3-5 Coeficiente de pseudo-deslizamiento f_{12}	14
4.2.1.3-6 Coeficiente de pseudo-deslizamiento f_{22}	14
4.2.1.3-7 Coeficiente de pseudo-deslizamiento f_{33}	14
4.2.1.3-8 Módulo de rigidez.	15
4.2.1.3-9 Coeficiente de Poisson.	15
4.2.1.4-1 Fuerza de pseudodeslizamiento longitudinal.	16
4.2.1.4-2 Fuerza de pseudodeslizamiento transversal.	16
4.4.1-1 Ecuación de volumen desgastado.....	21
4.4.1-2 Situación de equilibrio.	31
4.4.1-3 Situación de equilibrio II.....	32
4.4.1-4 Fórmula de Nadal	32
4.4.1-5 Valor de u.	32
4.4.1-6 Ecuación del esfuerzo f_N	32
4.4.1-7.....	33
4.4.1-8 Fórmula de Laffite.....	33
4.4.1-9 Ecuación del indicador de seguridad X/P.	33

1. INTRODUCCIÓN

En el presente proyecto se estudia la tasa de desgaste de los distintos parámetros de rodadura en los metros pesados, analizando la influencia de la posición de las ruedas dentro de la composición, así como la influencia del tipo de vía por el que se circula.

Los transportes ferroviarios metropolitanos tienen unas propiedades que les distinguen del resto de transportes ferroviarios. Si bien en ambos casos se pretende aumentar la velocidad del trayecto y reducir los tiempos de viaje sin afectar a la seguridad, mientras en los recorridos de media y larga distancia se tiende a suavizar las curvas para evitar pérdida de velocidad, los servicios ofrecidos en las ciudades tienden a adaptarse al trazado de la ciudad, intentando dar soporte a los lugares de mayor afluencia. Este factor obliga a realizar trazados con curvas abundantes y, en muchos casos, de radio reducido.

El aumento de velocidad en estos transportes dinamiza mucho los desplazamientos dentro de las ciudades que, cada vez, acumulan más densidad de población. De esta manera, crece la necesidad de realizar un correcto mantenimiento que posibilite el mayor grado posible de confort, seguridad y fiabilidad. La programación de un mantenimiento preventivo junto con el estudio de parámetros para la realización de intervenciones a la carta puede acercarnos a conseguir unos mejores ratios de tiempo de utilización del parque móvil.

En los metros pesados existen dos tipos de líneas de tráfico ferroviario: las líneas con origen y destino, las más usuales; y las líneas circulares, que presentan una casuística singular.

La realización de este trabajo se divide en dos partes. La primera de ellas consiste en obtener los datos de los parámetros de ruedas de un modelo de tren que circula por línea origen-destino. Para ello, se volcarán los datos en el programa Excel, desde el que se realizará el análisis de las variables. La segunda parte, se enfocará al análisis de los resultados obtenidos y a su interpretación.

1.1. ESTADO DEL ARTE

Este proyecto trata de cuantificar la evolución de los parámetros de rodadura de metros pesados atendiendo a su posición relativa dentro de la composición. Para ello, se ha contado con el apoyo de diversos proyectos existentes acerca de temas relacionados con el nuestro.

En primer lugar, debemos entender cómo ocurre el contacto entre rueda-carril y las diferentes teorías existentes para su cálculo. Para el desarrollo de este apartado, se han consultado proyectos en los que se estudia la dinámica del contacto entre la rueda y el carril [1][2]. También existen trabajos en los que se estudia el efecto de la conicidad de la banda de rodadura [3].

Otro de los aspectos importantes a tratar en este proyecto es el desgaste. El contacto de metal con metal junto con el sistema de guiado que sigue el ferrocarril hace que este aspecto tenga una importancia relevante. Hay estudios dedicados al análisis de la defectología [4][5]. También se han consultado los apuntes de la asignatura de Material Rodante impartidas en el Máster de Sistemas Ferroviarios [6].

Los distintos perfiles de rodadura y su efecto en la evolución de los parámetros de rodadura son también de suma importancia para comprender poder desarrollar este trabajo. Existen trabajos que analizan y optimizan los perfiles de rodadura y sus reperfilados [7][8][9].

Por último, se ha tenido en cuenta cómo afecta al desgaste de rodadura la interacción de la pestaña con el carril. Esto se explica gracias al criterio de descarrilamiento, también conocido como criterio de Nadal. Una vez más, se han consultado estudios de la materia en los que se explica dicho fenómeno [10].

Aunque existen gran cantidad de trabajos que estudian la influencia del contacto rueda-carril y la optimización de los perfiles de rodadura, casi todos están centrados en trenes convencionales y de alta velocidad. La problemática de los metros convencionales, y de todos los transportes ferroviarios metropolitanos, reside en su trazado característico con numerosas curvas en sus trayectos y de pequeño radio para adaptarse a los trazados urbanos. Esta singularidad hace que sea necesario estudiar de forma independiente estos medios de transporte.

2. OBJETIVOS

El presente proyecto trata de averiguar la tasa de desgaste de los distintos parámetros de rodadura en los metros pesados, analizando la influencia de la posición de las ruedas dentro de la composición, así como la influencia del tipo de vía por el que se circula.

El mantenimiento preventivo que se realiza según las normas de mantenibilidad establecidas por los fabricantes son útiles los primeros años de vida del material. Con el paso del tiempo, la experiencia puede proporcionar datos a través de sensores y medidas realizadas que nos permitan predecir con mayor exactitud la necesidad de intervenir en los distintos elementos.

Los componentes críticos que hasta la fecha marcan el límite de circulación entre revisiones son los trenes de rodadura. El objetivo es averiguar cómo afecta el tipo de explotación y la posición dentro de las composiciones en estos elementos y obtener unos marcadores que nos ayuden en el futuro a definir las acciones de mantenimiento más adecuadas.

3. PLANIFICACIÓN DE TAREAS

El trabajo desarrollado tiene una labor muy grande en el procesamiento de datos. La mayor parte del tiempo dedicado a su elaboración ha consistido en recabar gran cantidad de datos de una explotación real de un metro pesado. El filtrado de estos datos también ha precisado de mucho tiempo y atención por la singularidad de los datos.

Una vez superada esta fase, se realizó el estudio estadístico, apoyado en las normas que rigen estas operaciones, así como el estudio de los factores que influyen en el desgaste los equipos de rodadura.

Planificación del proyecto

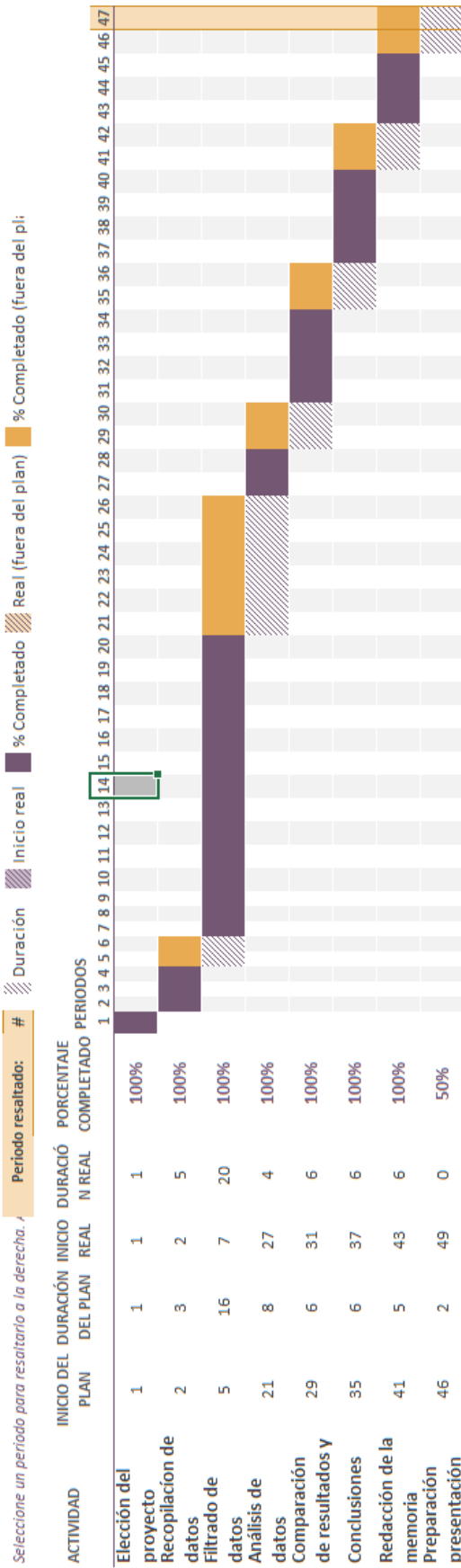


Ilustración 1 Esquema de planificación del proyecto.

3.1. DESCRIPCIÓN DE LAS TAREAS

- Elección del proyecto. Consultar con profesores del máster y proponer posibles ideas para desarrollar como trabajo fin de máster.
- Recopilación de datos. Descarga de datos de la plataforma AuraWheel. Este programa es una BBDD de las mediciones realizadas a todos los trenes de la línea durante los últimos 4 años.
- Filtrado de datos. Revisión de los datos obtenidos y depuración en Excel. Los datos son obtenidos a través de distintas herramientas, ya sean automáticas o manuales y no todas las medidas son correctas. Se requiere de una revisión minuciosa de todos los datos para detectar errores que afecten a los resultados posteriores y falseen las conclusiones.
- Análisis de datos. Una vez depurados los datos, procedemos al estudio estadístico de los datos. Para ello nos apoyamos en las herramientas que nos aporta Excel, definiendo tablas y gráficas que ayuden a presentar e interpretar los resultados obtenidos.
- Comparación de resultados. Los datos obtenidos son comparados con otros estudios y teorías para obtener similitudes y diferencias, analizarlas y darlas el visto bueno si procede.
- Conclusiones. Presentación de resultados obtenidos en el estudio y explicar las aportaciones arrojadas tras el estudio.
- Preparación de la presentación. Presentar el trabajo al tribunal para su valoración.

4. DESCRIPCIÓN DE LOS ELEMENTOS DE ESTUDIO

4.1. METRO PESADO

La mayoría de los ferrocarriles metropolitanos discurren por trazados urbanos cuya densidad de población es elevada. Esto conlleva a un diseño con distancias cortas entre estaciones evitando de esta manera desplazamientos largos de la población por la superficie. Para que esto sea posible, es necesario ofrecer velocidades comerciales altas y, en consecuencia, el material móvil debe ofrecer unas aceleraciones y deceleraciones altas.

Otra de las características de los metros pesados es que la mayoría de su recorrido transcurre por el subsuelo. Esto se traduce en cajas más cortas que los trenes convencionales. La necesidad de altas prestaciones en lo que a aceleración se refiere, obliga a la instalación de motorizaciones muy potentes en comparación con otros trenes convencionales.

Las composiciones habituales de los metros pesados suelen ser: MM (motor-motor), MRM (motor-remolque-motor), MMRMM (motor-motor-remolque-motor-motor) o composiciones múltiples de estas configuraciones. Todas ellas se caracterizan por un gran número de coches motor en relación con los vehículos remolcados.

También es característico de los ferrocarriles metropolitanos la tensión de alimentación. En las líneas más antiguas, la electrificación habitual era de 600 V de corriente continua. Las líneas más modernas han ido evolucionando a niveles más altos de tensión, fijándose como un estándar los 1500 V de corriente continua. Este cambio se debe a una mayor carga de las líneas que obliga a reducir la intensidad que demandan los trenes.

4.2. CONTACTO RUEDA CARRIL

4.2.1. MODELOS DE CONTACTO RUEDA-CARRIL

El estudio del contacto rueda carril requiere de otros conocimientos presentes en la dinámica de vehículos ferroviarios. Uno de los principales factores que se debe tener en cuenta es la geometría de contacto que se genera al paso de un tren entre las ruedas y el carril.

La primera teoría que se desarrolló, también conocida como “teoría clásica del contacto”, fue desarrollada por Hertz en 1895. En su teoría expuso que la superficie de contacto debía ser de forma elíptica siempre y cuando la superficie tanto de las ruedas como los raíles fuese lisa y de radio de curvatura constante. La distribución normal de presión entre rueda y carril en dicho área formaría una semielipse. Este método consiste en dividir el área de contacto en franjas y calcular según el contacto de Hertz.

Posteriormente, Kalker (1916) estableció el pseudodeslizamiento que se produce entre rueda y carril, añadiéndolo a la teoría de dinámica lateral. Más tarde, en 1926, expuso la solución al problema bidimensional de contacto entre dos cilindros y las fuerzas de rozamiento generadas.

En 1964, Kalker introdujo el coeficiente de Poisson para tratar de forma analítica el problema y en 1967 obtuvo una solución completa para los pseudodeslizamientos y *spin* arbitrarios propios del caso general tridimensional.

Las limitaciones de esta teoría llevaron a Kalker a desarrollar una nueva teoría más completa, en la que se tenía en cuenta un análisis tridimensional, no lineal, exacta y que incluía los pseudodeslizamientos tanto longitudinales como laterales y de giro.

Esta teoría se denominó teoría exacta. Los cálculos eran muy completos, pero presentaba un problema a la hora de procesar los datos ya que requería de una gran cantidad de recursos computacionales debido a los algoritmos necesarios para los cálculos. Una de las soluciones fue aproximación que permitía realizar los cálculos de una forma más rápida y que se denominó teoría simplificada. Esta teoría ofrecía unos resultados muy próximos a la teoría exacta, pero sin la necesidad de tantos recursos.

4.2.1.1. CONCEPTO DE PSEUDO-DESLIZAMIENTO

En mecánica clásico, el movimiento relativo entre dos cuerpos se clasifica en dos tipos:

- Rodadura pura, sin deslizamiento.
- Deslizamiento puro.

El deslizamiento puro se produce cuando la fuerza tangencial entre dos cuerpos alcanza el límite de fricción. Hasta que no se alcanza este punto, no se produce deslizamiento. No obstante, ha sido demostrado mediante diversos estudios la existencia de un estado intermedio donde la elasticidad de los cuerpos en contacto permite seccionar la superficie de contacto en una zona de adhesión y otra de deslizamiento. Dicho de otra forma, por debajo del límite de fricción se produce un microdeslizamiento entre los dos cuerpos. Este fenómeno es conocido como pseudodeslizamiento. Su valor se determina aplicando el cociente de las velocidades relativas entre los cuerpos en contacto entre el valor medio de las velocidades de giro, dando un resultado adimensional.

Los valores de los pseudodeslizamientos longitudinal, lateral y de giro se calculan a partir de las siguientes expresiones:

$$\xi_x = \frac{\text{velocidad longitudinal real} - \text{velocidad longitudinal de rodadura pura}}{\text{velocidad longitudinal debido a la rodadura}}$$

4.2.1.1-1 Pseudo-deslizamiento longitudinal.

$$\xi_y = \frac{\text{velocidad lateral real} - \text{velocidad lateral de rodadura pura}}{\text{velocidad lateral debido a la rodadura}}$$

4.2.1.1-2 Pseudo-deslizamiento lateral.

$$\psi = \frac{\text{velocidad angular del cuerpo superior} - \text{velocidad angular del cuerpo inferior}}{\text{velocidad nom. de rodadura}}$$

4.2.1.1-3 Pseudo-deslizamiento giratorio.

4.2.1.2. PROBLEMA NORMAL. TEORÍA DE HERTZ

En rodadura, dos sólidos compuestos por materiales con las mismas características elásticas presentan comportamientos independientes entre el problema normal y el problema tangencial.

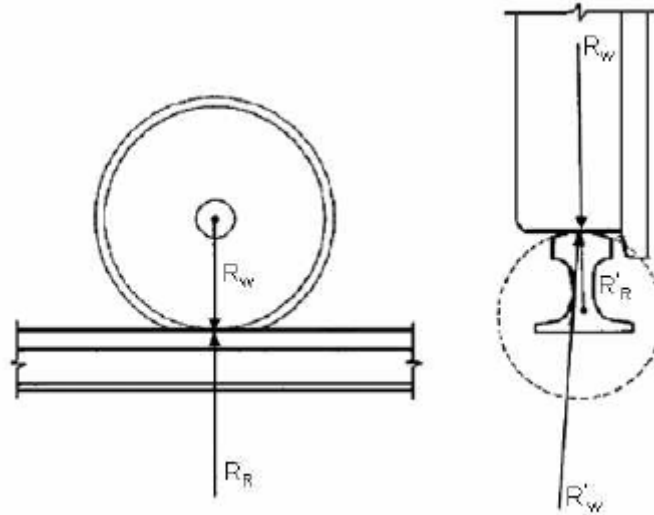


Ilustración 2 Relación de radios de curvatura rueda-carril.

En el ferrocarril, las propiedades elásticas que tienen tanto las ruedas como los carriles son muy similares. Esto quiere decir que se pueden estudiar por separado el caso normal del tangencial. La teoría de contacto normal nos permite resolver la fuerza normal y la forma del área de contacto. Las fuerzas resultantes del contacto se resuelven aplicando la teoría de contacto tangencial. El problema de contacto normal se resuelve mediante la teoría de Hertz que, como ya se ha explicado, considera la superficie de contacto entre dos cuerpos como una elipse de valores de los semiejes según la fórmula 4.2.1.2-1 y 4.2.1.2-2.

$$a = m \cdot \left[\frac{3 \cdot \pi \cdot N}{4} \cdot \frac{K_1 + K_2}{K_3} \right]^{1/3}$$

4.2.1.2-1 Teoría de Hertz: Valor del semieje a de la elipse de contacto.

$$b = n \cdot \left[\frac{3 \cdot \pi \cdot N}{4} \cdot \frac{K_1 + K_2}{K_3} \right]^{1/3}$$

4.2.1.2-2 Teoría de Hertz: Valor del semieje b de la elipse de contacto.

donde:

$$K_1 = \frac{1 - \nu_w^2}{\pi \cdot E_w}$$

4.2.1.2-3 Teoría de Hertz: valor de K_1

$$K_2 = \frac{1 - \nu_R^2}{\pi \cdot E_R}$$

4.2.1.2-4 Teoría de Hertz: valor de K_2

$$K_3 = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{R_w} + \frac{1}{R'_w} + \frac{1}{R_R} + \frac{1}{R'_R} \right)$$

4.2.1.2-5 Teoría de Hertz: valor de K_3

donde:

N es la fuerza normal total aplicada en la zona de contacto.

R_w es el radio de curvatura principal de la rueda.

R'_w es el radio de curvatura transversal principal del perfil de la rueda en el punto de contacto.

R_R es el radio de curvatura principal del carril en el punto de contacto.

R'_R es el radio de curvatura transversal principal del perfil del carril en el punto de contacto.

ν_w y ν_R son los coeficientes de Poisson de la rueda y del carril, respectivamente.

E_w , E_R son los módulos de Elasticidad de Young de la rueda y del carril, respectivamente.

m , n son dos coeficientes que dependen del ángulo θ y cuyos valores se obtienen de la Tabla 1, tal que:

$$\theta = \cos^{-1} \left(\frac{K_4}{K_3} \right)$$

4.2.1.2-6 Teoría de Hertz: ángulo θ .

y

$$K_4 = \frac{1}{2} \cdot \left[\left(\frac{1}{R_w} + \frac{1}{R'_w} \right)^2 + \left(\frac{1}{R_R} + \frac{1}{R'_R} \right)^2 + 2 \cdot \left(\frac{1}{R_w} - \frac{1}{R'_w} \right) \cdot \left(\frac{1}{R_R} - \frac{1}{R'_R} \right) \cdot \cos(2 \cdot \theta) \right]$$

4.2.1.2-7 Teoría de Hertz: valor de K_4 .

Donde ϑ es el ángulo que forman los planos normales que contienen a las curvaturas $1/R_w$ y $1/R_r$.

Tabla 1 Teoría de Hertz: Valores de m y n según ángulo θ .

θ (°)	m	n	θ (°)	m	n	θ (°)	m	N
0.5	61.4	0.1018	10	6.604	0.3112	60	1.486	0.717
1	36.89	0.1314	20	3.813	1.4123	65	1.378	0.759
1.5	27.48	0.1522	30	3.731	0.493	70	1.284	0.802
2	23.26	0.1691	35	3.397	0.530	75	1.202	0.846
3	16.5	0.1964	40	3.136	0.567	80	1.128	0.893
4	13.31	0.2188	45	1.926	0.604	85	1.061	0.944
6	9.79	0.2552	50	1.754	0.641	90	1.000	1.000
8	7.86	0.285	55	1.611	0.678			

Los semiejes “a” y “b” de la superficie de contacto presentan unos valores que son función de la carga normal ejercida sobre dicha superficie. Esta carga es necesario conocerla para poder sacar la distribución de presiones existente en el área de contacto, de forma que al integrarla en toda la extensión de la superficie de contacto resulta el valor de la carga normal. Esta distribución de presiones ejercida sobre la superficie elíptica fue calculada por Hertz a través de la siguiente fórmula:

$$p(x, y) = p_0 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2}$$

4.2.1.2-8 Distribución de presiones en una región elíptica.

La forma de distribución de presiones definida por Hertz es compatible con los desplazamientos normales que ocurren cuando dos cuerpos entran en contacto. Con la distribución de presiones resuelta y sabiendo la fórmula del volumen de un elipsoide, se calcula la carga normal total que se produce en el contacto en función del valor de la presión máxima (p_0):

$$N = \frac{2 \cdot \pi \cdot a \cdot b \cdot p_0}{3}$$

4.2.1.2-9 Ecuación de la carga total normal.

4.2.1.3. PROBLEMA TANGENCIAL. TEORÍA LINEAL DE KALKER

Kalker fue uno de los primeros en introducir el concepto del pseudodeslizamiento, como ya se ha explicado antes. Fue el desarrollador de la primera teoría que relacionaba las fuerzas de contacto tangenciales con los pseudodeslizamientos y estableció que dicha relación era de forma lineal. Las relaciones lineales que Kalker establece para las fuerzas de contacto son:

$$F_x = -f_{33} \cdot \xi_x$$

4.2.1.3-1 Fuerza debida al pseudodeslizamiento longitudinal.

$$F_y = -f_{11} \cdot \xi_y - f_{12} \cdot \psi$$

4.2.1.3-2 Fuerza debida al pseudodeslizamiento transversal.

$$M_x = f_{12} \cdot \xi_y - f_{22} \cdot \psi$$

4.2.1.3-3 Momento debido al pseudodeslizamiento de giro.

donde:

- ξ_x es el pseudodeslizamiento longitudinal.
- ξ_y es el pseudodeslizamiento lateral.
- ψ es el pseudodeslizamiento de giro.
- **f11, f12, f22 y f33** son los coeficientes de pseudodeslizamiento definidos por Kalker como:

$$f_{11} = (a \cdot b) \cdot G \cdot C_{22}$$

4.2.1.3-4 Coeficiente de pseudodeslizamiento f11

$$f_{12} = (a \cdot b)^{3/2} \cdot G \cdot C_{23}$$

4.2.1.3-5 Coeficiente de pseudodeslizamiento f12

$$f_{22} = (a \cdot b)^2 \cdot G \cdot C_{33}$$

4.2.1.3-6 Coeficiente de pseudodeslizamiento f22

$$f_{33} = (a \cdot b) \cdot G \cdot C_{11}$$

4.2.1.3-7 Coeficiente de pseudodeslizamiento f33

donde:

G es el módulo de rigidez combinado para los materiales de la rueda y el carril:

$$G = \frac{2 \cdot G_w \cdot G_R}{G_w + G_R}$$

4.2.1.3-8 *Módulo de rigidez.*

C_{11} , C_{22} , C_{23} y C_{33} son los coeficientes de deslizamiento y de giro y dependen únicamente del módulo de rigidez (G) y del coeficiente de Poisson (ν) combinados para los materiales de la rueda y el carril:

$$\nu = \frac{G \cdot (G_w \cdot \nu_R + G_R \cdot \nu_w)}{2 \cdot G_w \cdot G_R}$$

4.2.1.3-9 *Coficiente de Poisson.*

G_w y G_R son los módulos de rigidez de los materiales de la rueda y el carril respectivamente.

ν_w y ν_R son los coeficientes de Poisson de los materiales de la rueda y el carril respectivamente.

Esta teoría de Kalker de relación lineal entre los pseudodeslizamientos y la fuerza de contacto tangencial sólo se cumple cuando los pseudodeslizamientos longitudinal, lateral y de giro tienen unas magnitudes reducidas pues, en este caso, la relación entre la zona de deslizamiento y la de contacto es reducida y es posible aproximar que la zona de contacto se convierte en su totalidad en el área de adhesión.

4.2.1.4. TEORÍA SIMPLIFICADA DE KALKER

La teoría simplificada de Kalker es una aproximación de su teoría exacta que permite calcular la distribución de fuerzas siempre y cuando los materiales en contacto posean unas propiedades similares y el contacto producido pueda ser asimilable al modelo de Hertz. La teoría simplificada también considera como los pseudodeslizamientos longitudinal, tangencial y de giro influyen en el contacto.

Al tratar los dos materiales en contacto con propiedades similares, Kalker separó el problema y lo dividió en dos subproblemas para simplificar los cálculos:

- El problema normal, que se resuelve empleando la teoría de Hertz.
- El problema tangencial, que se resuelve empleando la teoría simplificada.

En el desarrollo de la teoría simplificada, Kalker consideró que la rueda y el carril eran dos cuerpos rígidos. Modelizó la superficie de contacto entre ellos como un conjunto de muelles situados en puntos discretos de las superficies, y supuso que la superficie de desplazamiento era un único punto que dependía sólo de la tracción en su superficie. Las fuerzas debidas a los pseudodeslizamientos que son obtenidas con esta teoría son:

$$F_x = -\frac{8 \cdot a^2 \cdot b}{3 \cdot L} \cdot \xi_x$$

4.2.1.4-1 Fuerza de pseudodeslizamiento longitudinal.

$$F_y = -\frac{8 \cdot a^2 \cdot b}{3 \cdot L} \cdot \xi_y - \frac{\pi \cdot a^3 \cdot b}{4 \cdot L} \cdot \psi$$

4.2.1.4-2 Fuerza de pseudodeslizamiento transversal.

La teoría lineal de Kalker es un caso particular de la teoría simplificada.

4.3. PARÁMETROS DE RODADURA Y PERFILES

El ferrocarril es un sistema de transporte guiado con un solo grado de libertad. Esto se consigue gracias a la conicidad de la banda de rodadura, que posibilita que ambas ruedas de un mismo eje avancen a la misma velocidad; y la pestaña que evita que el tren descarrile al afrontar la inscripción en una curva.

La norma UNE EN 13715 define la geometría de la pestaña y de la contrapendiente. También limita el resto de los parámetros de rodadura que se explicarán a continuación, pero es la empresa ferroviaria la que determina estos parámetros en función de sus necesidades, siempre respetando los límites establecidos en esta norma.

4.3.1. PARÁMETROS DE RODADURA

A continuación, se definen los principales parámetros de rodadura que se han de fijar en todo tren para que sea posible realizar el transporte por ferrocarril de forma fiable y segura.

- **Altura de la pestaña:** es la distancia paralela a las caras de la rueda existente entre el vértice de la pestaña y su proyección sobre la horizontal que pasa por el círculo de rodadura.
- **Ancho de vía:** es la distancia entre caras interiores de los carriles.
- **Círculo de rodadura:** es el círculo sobre la superficie de rodadura ubicado a 70 mm de la cara interna de la rueda.
- **D. C. A.:** es la distancia entre caras activas de las ruedas, medida entre los puntos de las pestañas situados 10 mm por debajo del círculo de rodadura.
- **D. C. I.:** es la distancia entre caras internas de la rueda.
- **Diámetro de la rueda:** es el diámetro del círculo de rodadura.
- **Espesor de la pestaña:** es la medida existente entre la cara interna de la rueda y el punto de la cara activa de la pestaña ubicado a 10 mm de círculo de rodadura.
- **qR:** es la distancia horizontal existente entre un punto ubicado sobre la cara activa de la pestaña a 2 mm de su vértice y la proyección del punto donde se mide el espesor de la pestaña.

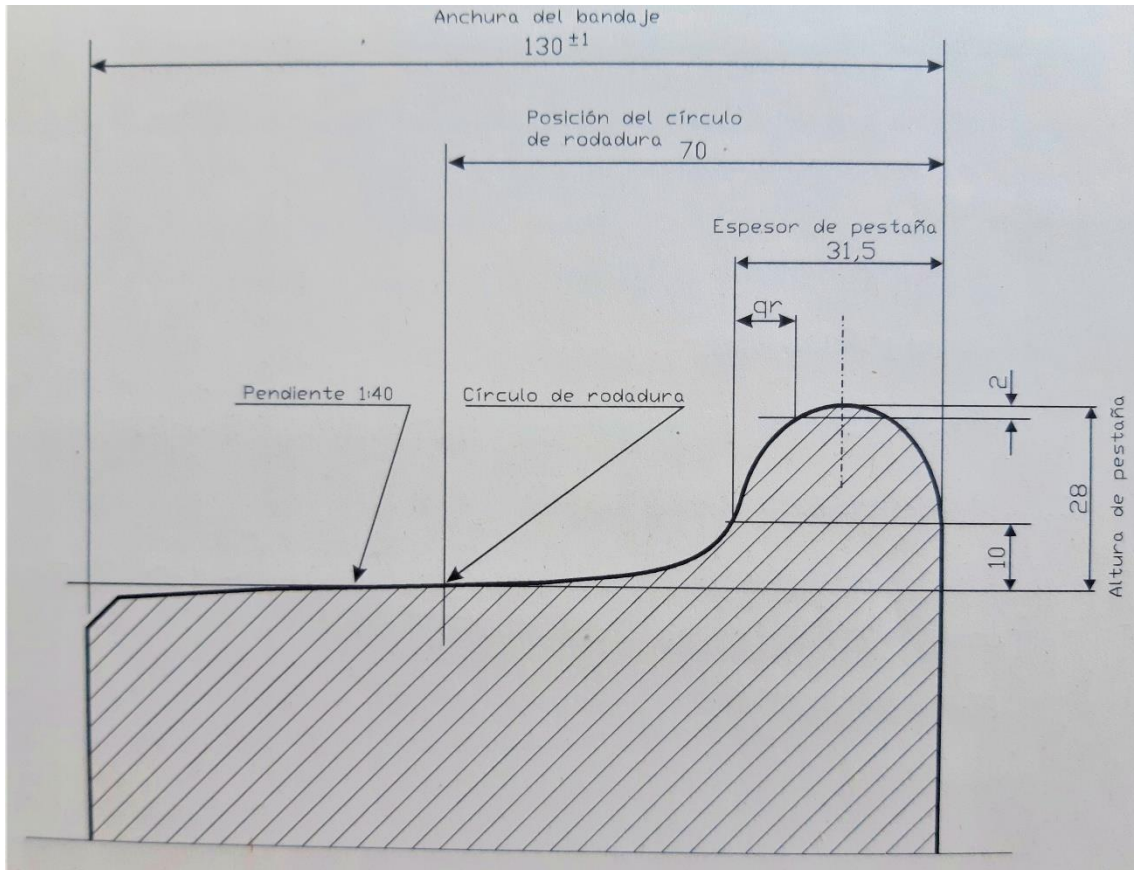


Ilustración 3 Parámetros principales de la rueda ferroviaria.

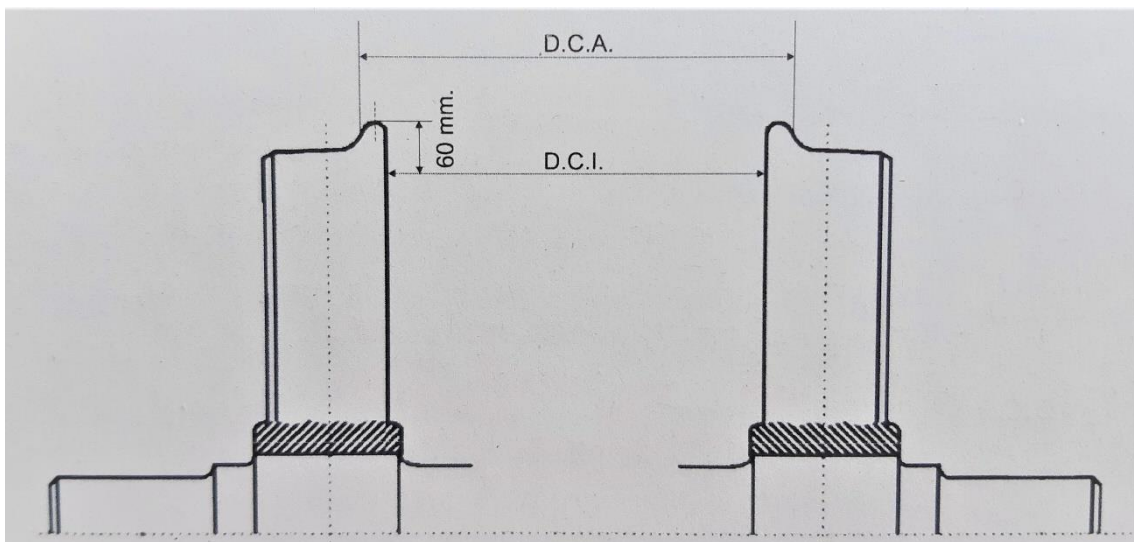


Ilustración 4 Detalle de la distancia entre caras internas (D.C.I.) y caras activas (D.C.A.).

4.3.2. PERFILES DE RODADURA

Existen tres tipos de rodadura definidos por las coordenadas y la geometría de la rodadura de las ruedas y su contrapendiente.¹

- 1/40: se caracteriza por la contrapendiente del 15%.
- S1002: la contrapendiente es del 6,7%, aunque también se usa el 15%, de acuerdo con la ficha UIC 510-2.
- EPS: este perfil dispone del 10% de inclinación en la contrapendiente.

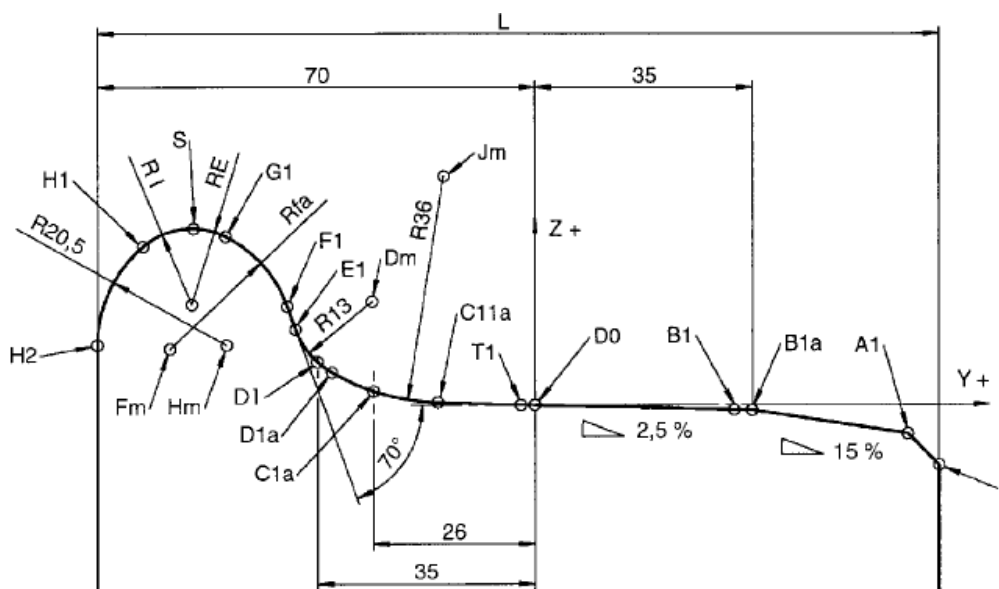


Ilustración 5 Parámetros del perfil de rodadura 1/40.

¹ En la norma UNE EN 13715:2006+A1:2010 se definen todos los parámetros de los distintos perfiles de rodadura de referencia.

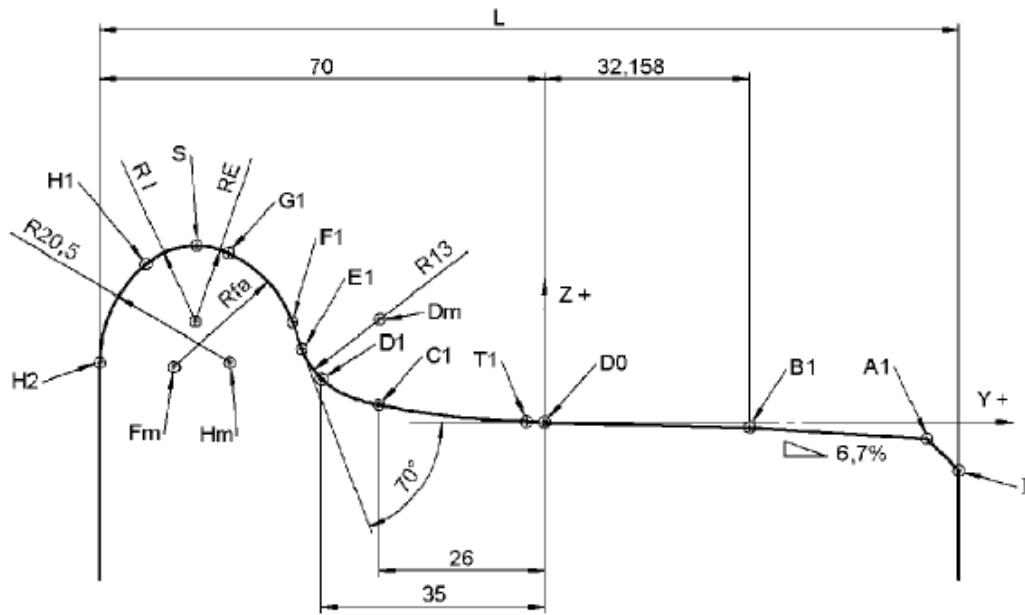


Ilustración 6 Parámetros del perfil de rodadura S1002.

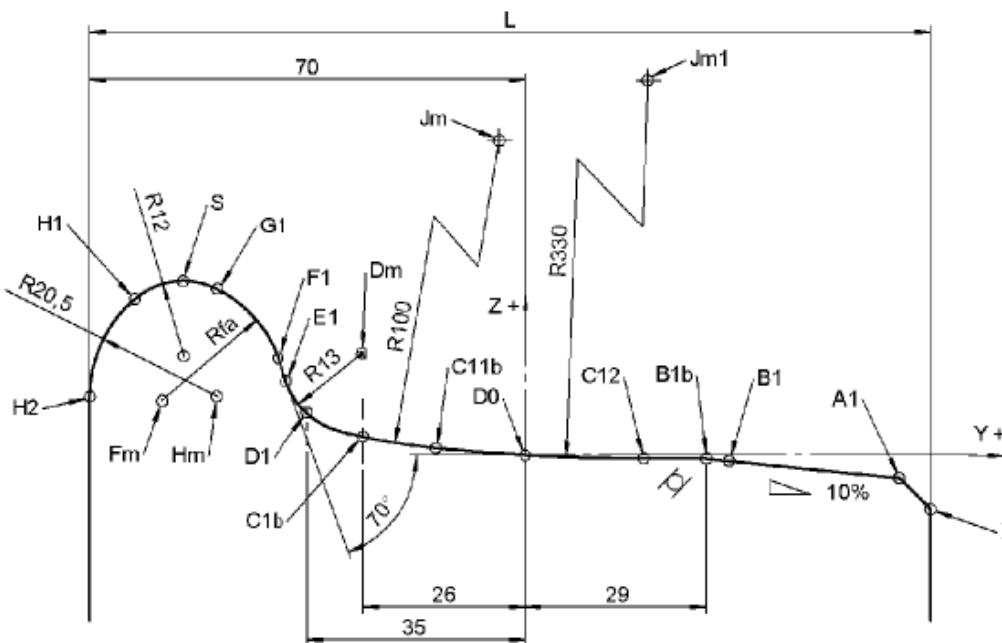


Ilustración 7 Parámetros del perfil de rodadura EPS.

4.4. DEFECTOLOGÍA DE RUEDAS

4.4.1. DESGASTE

El desgaste se debe al movimiento relativo entre dos superficies que desliza una sobre otra, produciendo una fricción ente ellos. Se trata de un fenómeno complejo en el que intervienen diversos factores que interactúan de forma impredecible.

Por norma general, se tiende a evitar o minimizar los desgastes que se puedan producir. No obstante, existen algunas aplicaciones en las que se utiliza el desgaste de forma beneficiosa. Un ejemplo son los procesos de mecanizado.

El desgaste se intenta minimizar cuando es perjudicial, aunque es imposible eliminarlo. Existen muchos métodos para reducir el desgaste: mejoras de diseño, lubricación, elección eficaz de materiales, etc.

4.4.1.1. Definición de desgaste

La norma UNE-EN 13306 define el desgaste como el fenómeno físico mediante el cual se produce una disminución o deformación del material que puede revertir en un fallo. La probabilidad de que se produzca dicho fallo aumenta con el desgaste que se produzca, el tiempo de operación, la cantidad de operaciones en las que participe y/o las tensiones a las que esté sometido el material.

El desgaste se produce por el rozamiento que se produce entre dos cuerpos. La severidad de este depende de las propiedades que posean ambos materiales, así como las condiciones en las que se produzca el contacto. Existen tres leyes experimentales aplicables a cualquier tipo de desgaste:

- El volumen desgastado es proporcional a la distancia que desliza.
- El volumen desgastado es proporcional a la carga
- El volumen desgastado es inversamente proporcional a la dureza del material más blando:

$$Q_1 = \frac{\text{Carga}}{\text{Dureza del material más blando}} \text{Longitud que desliza}$$

4.4.1-1 Ecuación de volumen desgastado.

4.4.1.2. Tipos de desgaste

El tipo de desgaste se clasifica según la apariencia de la superficie:

- Desgaste adhesivo: la superficie presenta una deformación en forma de escamas de defoliación o láminas adheridas.
- Desgaste abrasivo: el desgaste se manifiesta con unas estrías paralelas con rebabas en la superficie de rodadura.
- Desgaste por fatiga superficial: se forman conchas con estrías concéntricas y/o hoyuelos en la superficie.
- Desgaste corrosivo: el desgaste tiene la apariencia de ataque químico.

Además, existen otros tipos de desgaste que se denominan desgastes menores:

- Erosión.
- Fretting.

4.4.1.2.1. Desgaste Adhesivo

Todas las superficies, en mayor o menor medida, presentan una cierta rugosidad. Al contactar dos superficies rugosas, la carga ejercida es soportada por un número pequeño de asperezas. Estas pequeñas superficies forman el denominado “área total de contacto”.

La disminución real de la superficie de contacto hace que estas asperezas soporten una carga muy elevada aumentando la tensión de fluencia que deriva en una deformación plástica de las superficies en contacto. Esta deformación hace que la superficie de contacto real se incremente y disminuya las tensiones soportadas.

El movimiento que se produce en la deformación conlleva a la aparición de una cortadura en fluencia de las microsoldaduras así como una fractura sin fluencia. Además, se agrandan las pequeñas grietas existentes en la superficie lo que desemboca en la pérdida de material, produciéndose el desgaste.

Este hecho se puede reducir con el uso de lubricantes en el contacto sin que se pueda eliminar de forma total.

4.4.1.2.2. Desgaste Abrasivo

El desgaste abrasivo puede darse en dos tipos de situaciones, aunque en los dos casos se produce debido a la rayadura que provoca el material más duro sobre el material más blando. El primer tipo de desgaste abrasivo es aquel en el que el material duro, que presenta una rugosidad en la superficie, desliza sobre el material blando formándose sobre este una huella en forma de estrías paralelas.

El otro tipo de desgaste abrasivo se debe a las virutas de material que se desprenden cuando se produce el desgaste adhesivo. Estas partículas quedan atrapadas entre ambas superficies y al deslizar provocan el desgaste del material blando.

En ambos casos han de cumplirse estas dos premisas para que se produzca esta clase de desgaste:

- Los materiales en contacto han de ser de diferentes durezas superficiales.
- La superficie del material duro ha de ser rugosa.

4.4.1.2.3. Desgaste por fatiga superficial

La fatiga superficial es consecuencia de la aparición de desgaste tanto de tipo adhesivo como de tipo abrasivo que se repite durante gran número de veces, produciéndose un ciclo repetitivo y que genera una degradación superficial.

4.4.1.2.4. Fretting

El fenómeno de desgaste como consecuencia de movimientos oscilatorios de corta amplitud y que se producen entre superficies inmóviles recibe el nombre de “fretting”.

Se generan soldaduras del material de los extremos rugosos de las superficies que se encuentran en reposo y que, como consecuencia de las vibraciones, se inicia una fractura de dicha soldadura. Este fenómeno, prolongado en el tiempo, acaba por producir la fractura y un posterior desprendimiento de material.

4.4.1.3. El desgaste de los perfiles de las ruedas de un tren

Los perfiles de rueda también son objeto de desgaste, los cuales propician la aparición de problemas a tener en cuenta:

- En primer lugar, la forma del perfil de rodadura varía con respecto a su geometría inicial, dando lugar a un cambio en la conicidad de la superficie de rodadura.
- En segundo lugar, se produce una variación en los parámetros fundamentales del perfil como pueden ser el ancho y la altura de la pestaña pudiendo alcanzar unos valores que comprometan la seguridad del vehículo.

Se pueden diferenciar dos zonas donde se produce el desgaste del perfil de la rueda: la banda de rodadura (*Ilustración 8*) y la pestaña (*Ilustración 9*).

El desgaste de la banda de rodadura se produce principalmente en tramos recto, debido a los microdeslizamientos que se producen en la circulación. No obstante, en los tramos curvos también se produce desgaste como consecuencia de los deslizamientos que producen al rodar con un diámetro distinto al teórico para que las ruedas de ambos lados avancen a la misma velocidad lineal.

Los desgastes producidos en la pestaña s deben en mayor medida a la circulación por curvas sinuosas en las que la pestaña de la rueda que circula por el carril de fuera choca con la parte interna del carril.

La forma real que un perfil de rueda desarrolla parece ser función de un número de parámetros relacionados tanto con el vehículo como por la ruta por la que normalmente se circula.

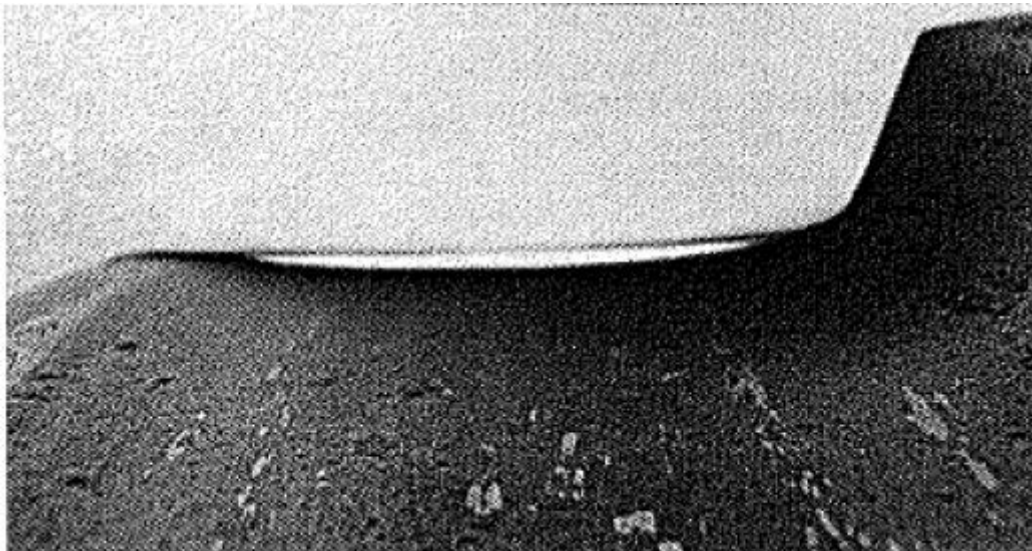


Ilustración 8 Ejemplo de desgaste de la banda de rodadura.



Ilustración 9 Ejemplo de desgaste de la pestaña.

4.4.2. CRITERIO DE NADAL

Las teorías de descarrilamiento definidas por Nadal y Laffite, definen las restricciones mínimas usadas tradicionalmente para definir la seguridad de los trenes en circulación. A continuación, se explica como un vehículo ferroviario realiza la inscripción en curva:

Un vehículo ferroviario, al pasar de una trayectoria recta a una curva, tiende a continuar recto debido a la inercia hasta que “choca” el borde de la pestaña de la primera rueda externa con el carril, corrigiendo su trayectoria. Esta situación se denomina “posición extrema oblicua”.

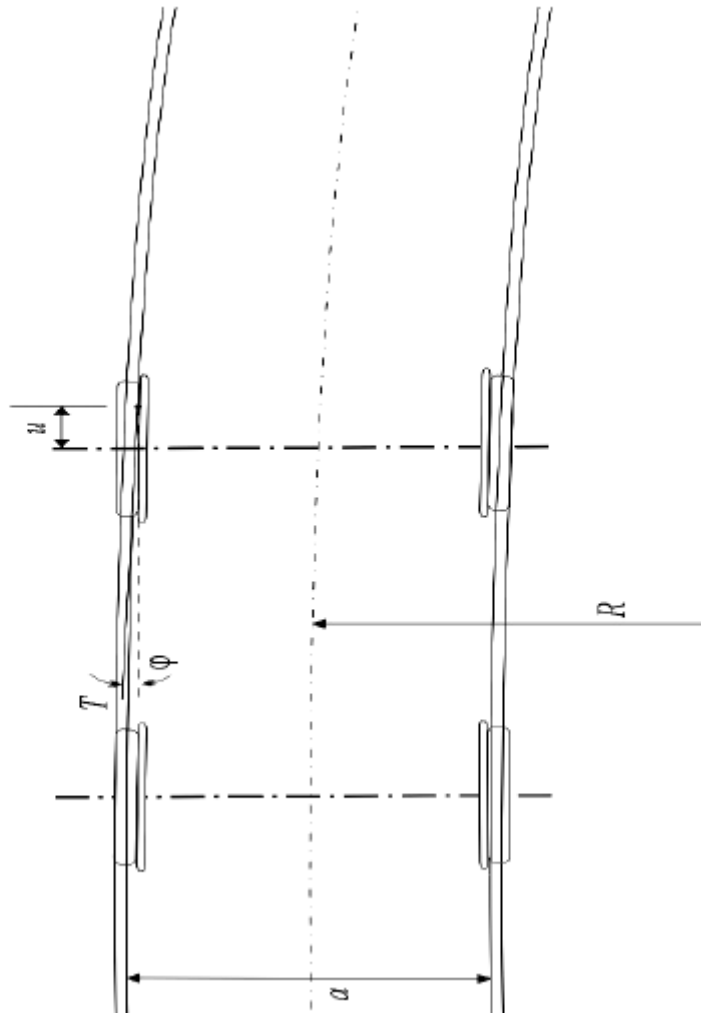


Ilustración 10 Posición extrema oblicua.

Continuando su paso por curva, el tren rota adoptando una posición intermedia entre la posición anterior, “posición extrema oblicua”, y la posición “extrema simétrica límite de la marcha forzada”. Esta situación deriva del excedente de fuerza centrífuga que lanza el eje posterior del primer bogie contra el carril externo.

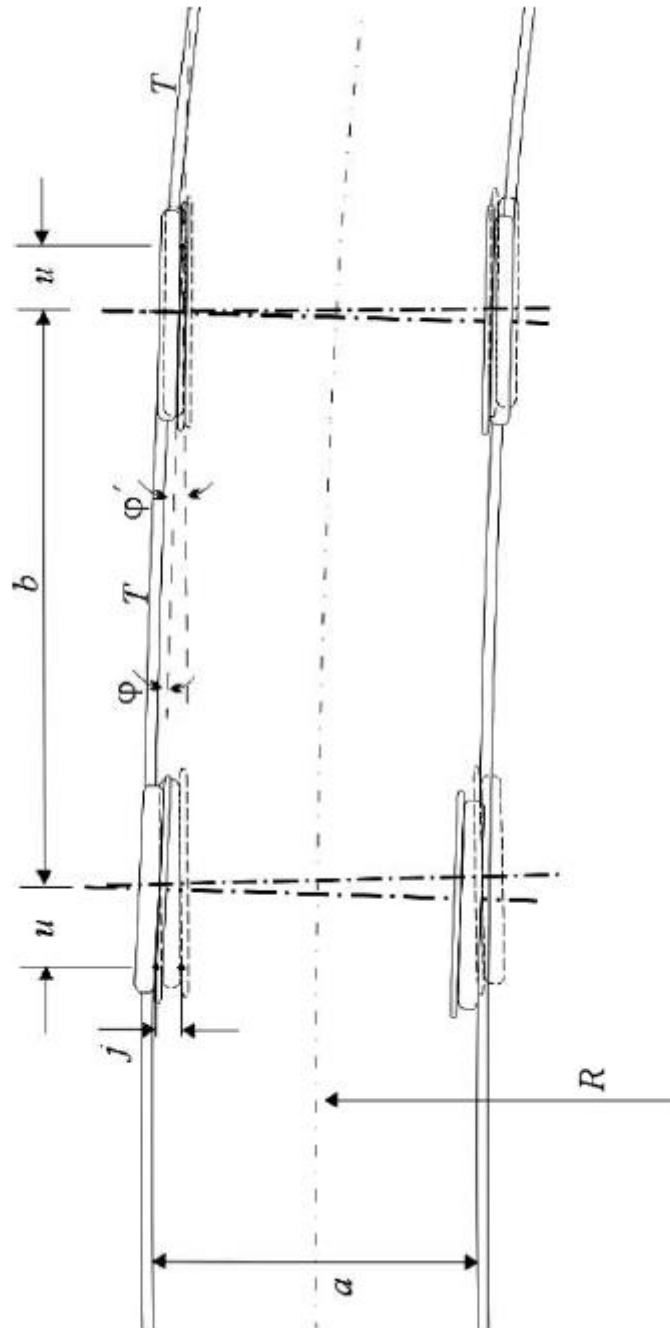


Ilustración 11 Giro intermedio del bogie

En la figura anterior se representa la “posición extrema simétrica no encajada”. Esto ocurre el ángulo de ataque de la rueda externa toma su valor mínimo, al impactar con el carril, girando el bogie y obligando a la rueda trasera a impactar también contra el carril exterior con ángulo negativo.

Según el radio de la curva, el empate del bogie y el sobreancho de la vía, aparece la “posición extrema simétrica encajada límite de la marcha forzada”.

La inscripción en curva de un vehículo se estudia en base a dos posiciones fundamentales:

Posición extrema oblicua, límite de la marcha libre (Ilustración 9).

Posición extrema simétrica, límite de la marcha forzada (Ilustración 10).

Estas situaciones en las que la rueda tiene dos puntos de apoyo, uno en la banda de rodadura y otro en la pestaña, son los momentos en los que un tren tiene más peligro de descarrilar.

Otra de las situaciones en la que la pestaña puede tocar el carril, a parte de los momentos ya descritos es cuando se produce el movimiento de lazo en las salidas de curva, cuando el tren se alinea al tramo recto, debido al margen existente entre el ancho de vía y el ancho del tren.

Este juego que se produce cuando el tren avanza, hace que el bogie adopte una posición oblicua con un ángulo de ataque ψ , de forma análoga a lo que ocurría en el paso por curva.

El movimiento de lazo es proporcional a la velocidad de avance. En los trenes de alta velocidad es un factor que puede llegar a ser muy importante, incluso puede aparecer riesgo de descarrilo.

En los transportes ferroviarios metropolitanos, como es el caso que nos ocupa, este factor no llega a alcanzar valores elevados ya que las velocidades de circulación son reducidas.

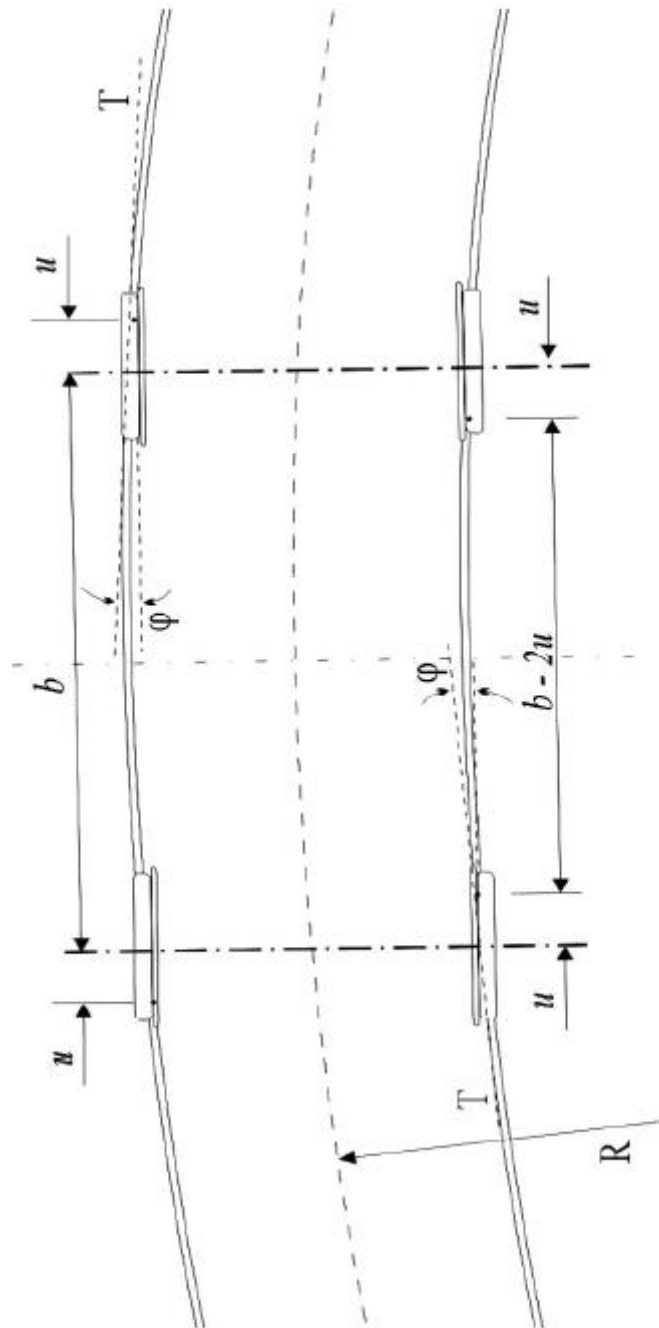


Ilustración 12 Inscripción en curva encajada.

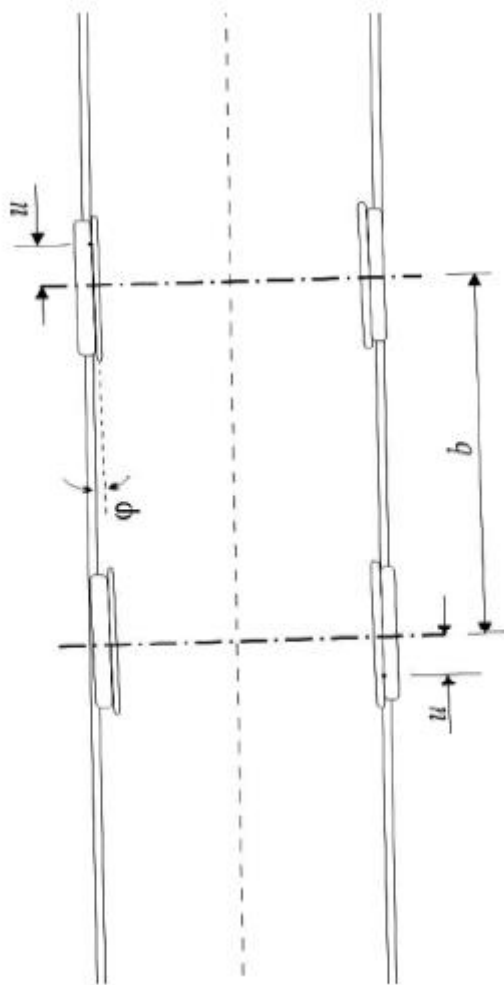


Ilustración 13 Movimiento de lazo.

Las posiciones en las que el bogie se encuentra cruzado con ángulo de ataque ψ el contacto con el carril se produce en dos puntos, banda de rodadura y pestaña. Si el radio de acuerdo de la pestaña es lo suficientemente amplio, la línea de contacto es única. Dicha línea es la formada por los puntos A y B', como se muestra en la *Ilustración 13*. La distancia de B' con respecto a A aumenta directamente proporcional al ángulo de ataque ψ e inversamente proporcional a la inclinación de la pestaña.

Existen otras posibilidades en las que se puede producir dos líneas de contacto: por desgaste de rueda y debido a que el radio de acuerdo de la pestaña es menor que el radio de acuerdo del carril.

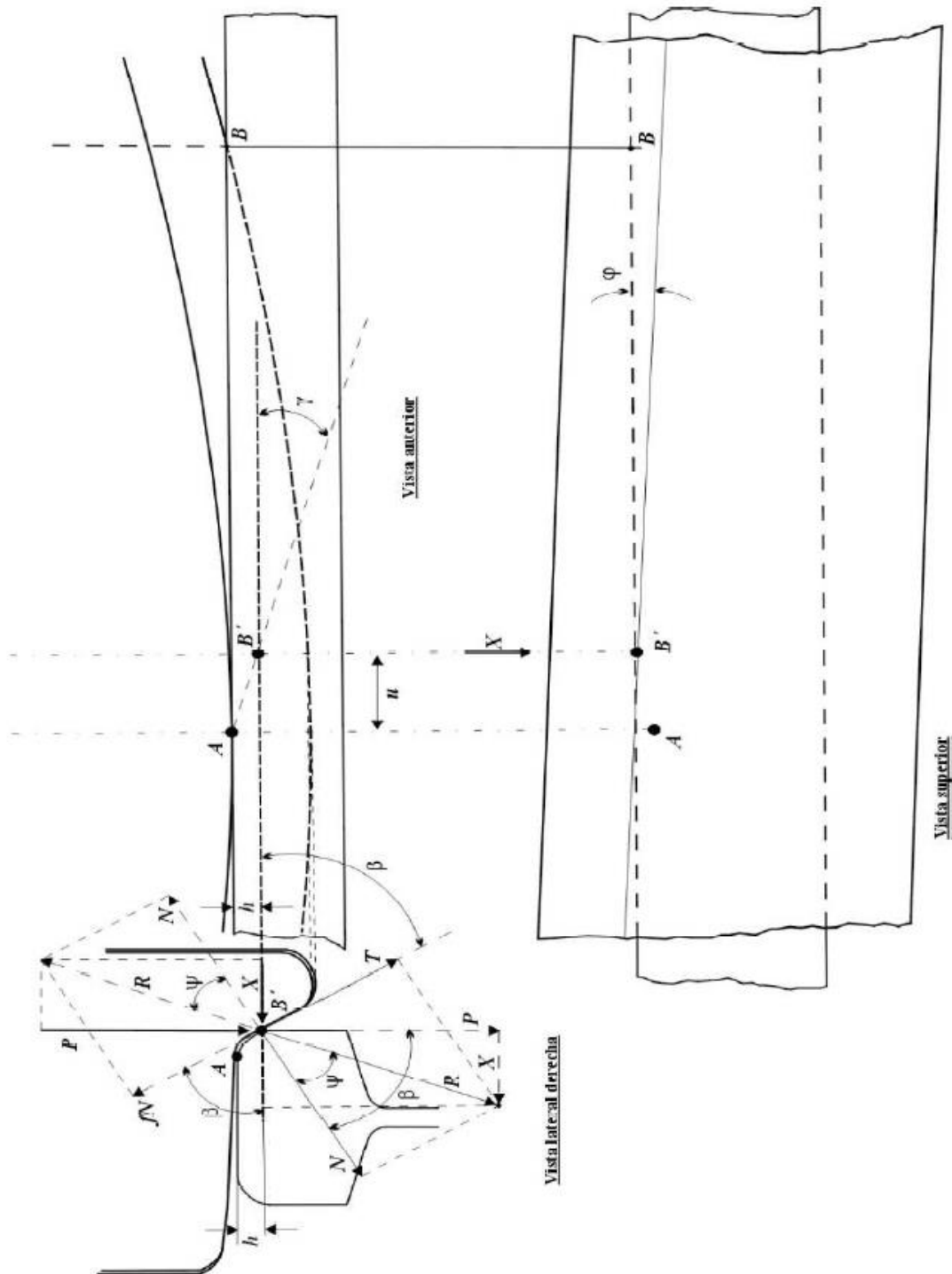


Ilustración 14 Radio de acuerdo de la pestaña

Cuando la rueda se encuentra en movimiento, el eje instantáneo de rotación se encuentra en la generatriz de contacto que atraviesa el punto A y la traslación de un punto de ella, como puede ser el punto B', formando un arco cuyo origen se encuentra en esa misma generatriz. Estos puntos de contacto se deslizan sobre el carril venciendo la fuerza de rozamiento debida a la fuerza lateral ejercida sobre la línea de contacto surgida en las superficies de la rueda y el carril.

Si la rueda desliza sobre el carril, no se producirá el remonte de pestaña, pero si la fuerza de rozamiento alcanza una magnitud suficientemente elevada, fruto de la fuerza transversal existente, el deslizamiento dejaría de ocurrir, quedándose fijo el punto B' y pasando a ser el nuevo centro de rotación. Este hecho haría que la rueda se levante por detrás y rote sobre B'. En este momento, el punto B' se convierte en el punto de aplicación de la fuerza vertical ejercida por el peso del tren (P) y del sumatorio de fuerzas de rozamiento horizontales de las ruedas de la composición. Este punto, B', se desplaza de esta manera, rápidamente del acuerdo de la pestaña a la cara inclinada de la misma. Además, si la fuerza del peso no alcanza un valor lo suficientemente grande, la rueda remonta el carril.

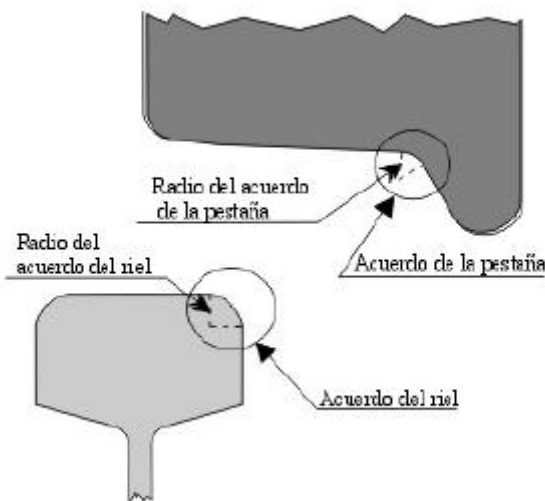


Ilustración 15 Relación de ángulos de acuerdo rueda-carril.

La rueda ejerce sobre el carril la fuerza vertical P y el empuje lateral X, dando como fuerza resultante R. Esta fuerza puede contener una componente (N) perpendicular al plano tangente que contiene a la generatriz de contacto rueda-rail que pasa por el punto B' analizado y una componente T en el plano tangente inclinado.

De acuerdo con esto, mientras que el valor de P sea lo suficientemente elevado y debido a la reacción de guiado, rota sobre la zona de acuerdo de la pestaña, deslizando sobre el plano inclinado de la misma.

En la situación de equilibrio, momentos antes de que se produzca el descarrilamiento, se produce la siguiente igualdad:

$$\frac{X}{P} = \tan(\beta - \psi) = \frac{\tan \beta - \tan \psi}{1 \pm \tan \beta \cdot \tan \psi}$$

4.4.1-2 Situación de equilibrio.

donde:

Ψ es el ángulo de rozamiento.

$\tan \Psi = f$ es el coeficiente de rozamiento rueda-carril.

$$\frac{X}{P} = \frac{\tan \beta - f}{1 \pm \tan \beta \cdot f}$$

4.4.1-3 Situación de equilibrio II

donde:

$$X = P \cdot \frac{\tan \beta - f}{1 \pm \tan \beta \cdot f}$$

4.4.1-4 Fórmula de Nadal

La ecuación de Nadal no tiene en cuenta cómo influye el diámetro de rueda ni el ángulo de ataque. El valor de u se define en la siguiente fórmula:

$$u = (r \pm h) \cdot \tan \beta \cdot \tan \psi$$

4.4.1-5 Valor de u .

En la siguiente ilustración se observa como la trayectoria de B' es perpendicular a AB' y con un ángulo γ por lo que el esfuerzo fN se proyecta siguiendo el ángulo γ y su proyección ortogonal adquiere el siguiente valor:

$$fN \cdot \cos \gamma - fN \cdot \sin \gamma = fN \cdot (\cos \gamma - \sin \gamma)$$

4.4.1-6 Ecuación del esfuerzo fN .

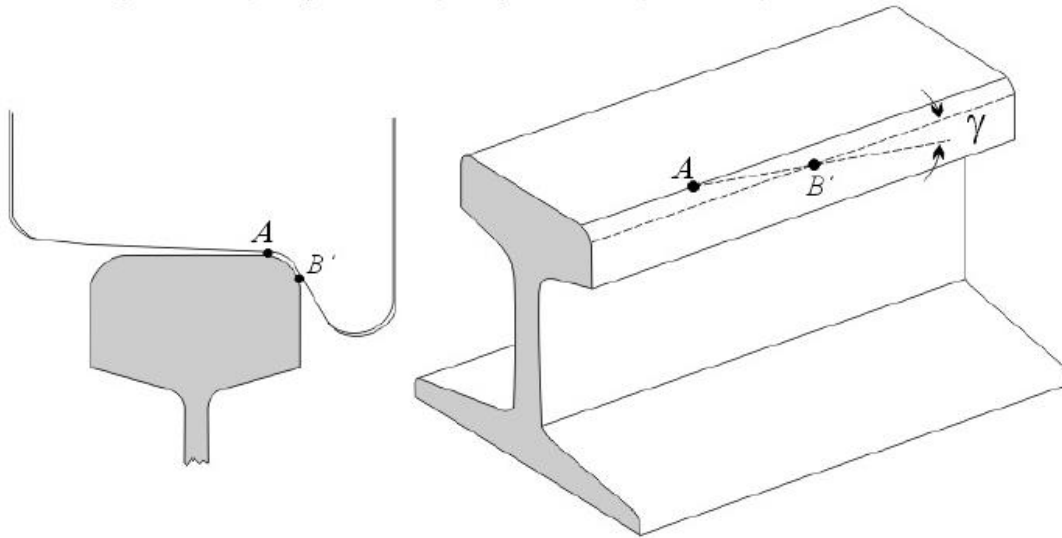


Ilustración 16 Detalle del ángulo γ .

donde:

$$\cos\gamma - \operatorname{sen}\gamma = \frac{u - h}{\sqrt{1 \pm f \cdot \tan\beta \cdot (\cos\gamma - \operatorname{sen}\gamma)}}$$

4.4.1-7

La fórmula de Nadal, al incorporar la influencia de estos parámetros pasa a convertirse en la fórmula desarrollada por Laffite.

$$C_s = \frac{X}{P} = \frac{\tan\beta - f \cdot (\cos\gamma - \operatorname{sen}\gamma)}{1 \pm f \cdot \tan\beta \cdot (\cos\gamma - \operatorname{sen}\gamma)}$$

4.4.1-8 Fórmula de Laffite.

Un indicador que sirve para medir el nivel de seguridad de una forma fiable es el valor de X/P. La inclinación de la pestaña tiene un valor acotado entre: $600 \leq \beta \leq 700$. Esto se traduce en la necesidad de que la carga mínima en la rueda sea como mínimo igual a la fuerza de empuje lateral máximo que se pueda producir y así poder evitar que se produzca el descarrilamiento.

$$C_s = \frac{X}{P} = \frac{\text{empuje lateral}}{\text{carga en la rueda}}$$

4.4.1-9 Ecuación del indicador de seguridad X/P.

5. ANÁLISIS DE DATOS

5.1. OBJETO DE ESTUDIO

El estudio trata de averiguar cómo influye el tipo de explotación en los parámetros de rodadura. Como ya se ha explicado anteriormente, las infraestructuras de los ferrocarriles metropolitanos, junto con las demandas de aceleración y deceleración necesarias en estas explotaciones, hacen que los sistemas de rodadura sufran muchos esfuerzos. Esto se traduce en una gran importancia en el mantenimiento y revisión de la rodadura.

Actualmente, el mantenimiento fijado por el fabricante de los trenes de estudio es de carácter preventivo, dejando la puerta abierta a modificaciones basadas en estudios y conocimiento adquirido.

5.1.1. CARACTERÍSTICAS DEL MATERIAL MÓVIL

El material móvil utilizado en la línea que se ha estudiado está compuesto por cuatro cajas con una distribución de la tracción que sigue la siguiente relación: MSR_M. En los vehículos situados en cabeceras, los bogies cuentan con dos motores y disponen de cabina de conducción. El vehículo denominado “S”, es un coche que también está motorizado pero que no cuenta con cabina de conducción. Por último, el coche “R” es un material remolcado.

Como se puede ver, estos trenes disponen de una motorización de más del 50%, llevando una relación de motorización de 12/4 ejes.

La tensión de alimentación de esta línea es de corriente continua de 1500 V. Además, cuentan con freno regenerativo y sistemas de ayuda a la conducción ATP / ATO que permiten optimizar la conducción de los vehículos.

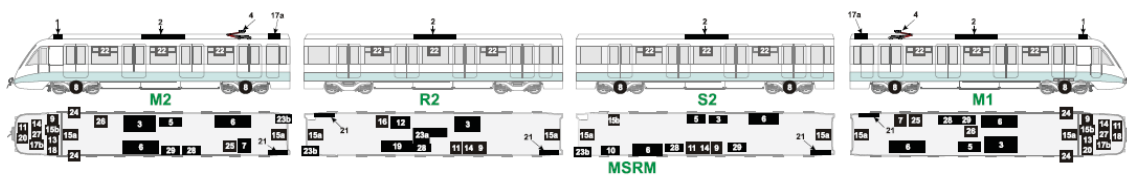


Ilustración 17 Composición de los trenes

5.1.2. PERFIL DE RODADURA OBJETO DE ESTUDIO

Las unidades utilizadas en el estudio de este proyecto presentan los siguientes parámetros nominales:

- Anchura del bandaje: 130 mm.
- Círculo teórico de rodadura: a 70 mm de la cara interna de la rueda.
- Altura de la pestaña: 28 mm.
- Espesor de la pestaña: 31,5 mm (se admiten utilizaciones de perfiles económicos).²
- Inclinación: 1/40.
- $qR: \geq 6,5$.
- La rugosidad superficial en la banda de rodadura será como máximo de $R_a=6,3 \mu\text{m}$ según lo indicado en los planos de ruedas.
- D. C. I.: 1376^{+2}_0 mm, distancia medida a 60 mm del vértice de la pestaña.
- D. C. A.: este valor corresponde a la suma del D. C. I. y el ancho de pestaña nominal. Para una pestaña de 31,5 mm, la distancia entre caras activas es de 1439^{+2}_0 mm.³

5.1.3. Valores límite de desgaste del perfil de rodadura.

Los valores límite fijados por el fabricante para los parámetros de rodadura en servicio son los siguientes:

- Desgaste de la zona de rodadura: 2 mm.
- Espesor de la pestaña: mínimo 26,5 mm para ruedas de diámetro >760 mm.
 qR : mínimo 6,5 mm.
- Excentricidad: máximo 0,7 mm.
- Diferencia de diámetros entre ruedas del mismo eje: Véase *Tabla 2*.

² En el caso de estudio se utiliza un perfil económico de 30 mm de espesor de pestaña.

³ Para pestañas torneadas con perfiles económicos, el valor de D. C. A. dependerá del perfil elegido.

Tabla 2 Relación de diámetros según norma técnica del fabricante.

Diámetros de ruedas máximos y mínimos		
Coches M	Diámetro máximo	860 mm
	Diámetro mínimo en servicio	790 mm
Coches R	Diámetro máximo	860 mm
	Diámetro mínimo en servicio	790 mm
Diferencias máximas admisibles entre ruedas		
Coches M	Del mismo eje, a la salida del torno	0,8 mm
	Del mismo eje, en servicio	1,2 mm
	Entre ejes del mismo bogie, a la salida del torno	5 mm
	Entre ejes del mismo bogie, en servicio	8 mm
	Entre bogies de la misma caja, a la salida del torno	10 mm
Coches R	Del mismo eje, a la salida del torno	0,8 mm
	Del mismo eje, en servicio	1,2 mm
	Entre ejes del mismo bogie, a la salida del torno	10 mm
	Entre ejes del mismo bogie, en servicio	15 mm
	Entre bogies de la misma caja, a la salida del torno	15 mm
Unidad	Entre los coches de la unidad, a la salida del torno	No hay que mantener diferencia máxima
Diámetros a la salida de RCL		
Coches M	Diámetro mínimo	800 mm
Coches R	Diámetro mínimo	800 mm

5.2. OBTENCIÓN DE LOS DATOS

5.2.1. TECNOLOGÍAS DE MEDICIÓN.

La medición de las ruedas se realiza mediante distintas tecnologías que nos permiten utilizar la más indicada para cada situación. Según las necesidades, las ruedas se pueden medir de forma manual, una por una, sin necesidad de llevar el tren a una instalación concreta o si sólo se necesita medir algunos de los ejes por haber sufrido algún percance durante el servicio. La opción de medida es la realizada por equipos de visión artificial que permiten medir los parámetros de las ruedas con el tren circulando a baja velocidad. Por último, nos encontramos los equipos de torneado en foso que permiten medir con precisión todas las características de las ruedas antes y después del torneado. Esta última tecnología es la que ofrece una mayor precisión de medida.

Características de los distintos equipos:

- Calipri
- EVA
- Torno de foso

5.2.1.1. CALIPRI

El Calipri⁴ (enlace a la página web) es un sistema portátil de medición de parámetros de rueda. Este equipo permite medir de una forma fácil y rápida los principales parámetros tanto de la rueda como del disco de freno. Emplea tecnología de visión artificial y análisis de aceleración, soportados con tecnología RFID. El perfil de rodadura se muestra en dos dimensiones junto a los tres principales parámetros de rodadura: altura de pestaña (H), anchura de pestaña (G) y gradiente de pestaña (qR).

⁴ Fuente: <https://www.nextsense-worldwide.com/en/industries/railway.html>



Ilustración 18 Calipri.

5.2.1.2. EVA

Los equipos de medida automáticos permiten detectar cualquier anomalía en la rodadura con el tren al paso.

Sus características esenciales son:

Las medidas pueden realizarse a distintas velocidades, sin necesidad de mantener una velocidad constante.

La medición se realiza automáticamente, sin necesidad de intervención humana, lo que supone una gran ventaja económica y de calidad. La trazabilidad queda asegurada por el uso de antenas y tags identificadores con los que se asignan de forma unívoca y automática las medidas realizadas a las unidades medidas

Se genera una base de datos única y completa de todo el parque de vehículos, lo que permite un mejor conocimiento del estado de las ruedas y ejes, asegurando la trazabilidad de las medidas y una optimización de su duración, calidad y seguridad.

E.V.A.

Equipo de medida de parámetros por Visión Artificial.

Controla el perfil de la rodadura y la medida de parámetros de la rueda, sin necesidad de contacto mecánico, al realizar la medición al paso por la instalación a una velocidad de 1 a 50 km/h, dependiendo del modelo de equipo.

Principales parámetros medidos por el módulo EVA⁵:

- Altura de la pestaña.
- Grosor de la pestaña.
- Factor qR.
- Distancia entre las caras internas (DCI).
- Distancia entre las caras activas (DCA).
- Espesor de llanta.
- Pendiente de la banda de rodadura.
- Acuñamiento en la banda de rodadura.
- Ancho de llanta.
- Cálculo del diámetro de la rueda.



Ilustración 19 Equipo de visión artificial.

5.2.1.3. TORNO DE FOSO

Máquinas de CNC diseñadas para reperfilear las ruedas sin necesidad de tener que desmontar los bogíes o los ejes de los trenes. Adaptables a los requisitos e instalaciones del cliente.

El modelo utilizado para el mantenimiento de trenes ligeros como lo son los dedicados al transporte metropolitano como pueden ser los metros, cercanías y tranvías, es el modelo 2112. Este equipo es el apropiado para materiales cuyo peso máximo por eje no supere las 18 toneladas.

⁵ Fuente: <https://www.talgo.com/es/equipos-de-mantenimiento/>

A continuación, se indican las características principales del torno de foso modelo 2112 de la marca Talgo⁶:

Tabla 3 Características técnicas del torno de foso modelo 2112 de Talgo

Características Técnicas	Unidades	2112
Capacidades		
Diámetro de rueda min/max	mm	400 – 1600
Carga máxima por eje	Tm	18
Prestaciones		
Velocidad de corte para diámetros	m/min	0 – 120
Sección de viruta máxima aproximada	mm ²	6,5
Tolerancias de mecanizado		
Defecto de redondez	mm	<0,1
Diferencia de diámetros entre ruedas del mismo eje	mm	<0,1
Calidad superficial	Ra	<6,3
Calidad superficial en disco de freno	Ra	<3,2



Ilustración 20 Torno de foso modelo 2112 de Talgo.

⁶ Fuente: <https://www.talgo.com/es/equipos-de-mantenimiento/>

5.2.2. SOFTWARE DE ALMACENAMIENTO Y PROCESAMIENTO DE DATOS.

El software utilizado para recabar y almacenar los datos medidos de las ruedas ha sido AuraWheel (nota de enlace a la web). Este programa, gracias a la combinación de datos junto con el conocimiento de los sistemas empleados para la recogida de datos transforma la información en una asistencia centralizada a través de una aplicación web que permite gestionar de forma eficaz el mantenimiento de las ruedas y ejes que se encuentran en la explotación. Además, genera un informe detallado donde se analizan al detalle el desgaste de los perfiles de rodadura y genera de forma automática una planificación del mantenimiento que optimiza la utilización del material existente y los recursos del mantenedor.

5.3. PRESENTACIÓN DE RESULTADOS

A continuación, se muestran los resultados obtenidos tras el estudio de los datos de los distintos parámetros. En particular, se analizan cuatro parámetros que muestran un comportamiento merecedor de estudio: espesor de pestaña, altura de pestaña, qR y diámetro. Otros parámetros como la ovalización, el alabeo o la distancia entre caras de las ruedas no presentan datos y/o variaciones suficientes para poder realizar un estudio de predicción de comportamiento.

5.3.1. DIÁMETRO

Tabla 4 Datos de evolución del diámetro.

Diámetro	Varianza	Percentil 90	Percentil 95
16D	2,15234E-09	-0,136673997	-0,356136576
16I	2,46654E-09	0,873287987	-0,053736417
15D	2,70349E-09	-0,142090233	-0,402056223
15I	3,0051E-09	0,813601027	-0,087422012
14D	2,09416E-09	-0,109380119	-0,330520984
14I	2,26367E-09	0,46329852	0,200530285
13D	7,3067E-09	0,116202669	-0,186026144
13I	1,13652E-08	0,346769809	-0,12945897
12D	4,3052E-11	-0,188221143	-0,427506218
12I	5,85233E-11	0,516626991	-0,326441823
11D	1,0272E-10	-0,149128954	-0,306144988
11I	1,95739E-10	0,054250857	-0,29463977
10D	2,99244E-11	-0,210829414	-0,399502848
10I	3,95926E-11	-0,23291569	-0,289824838
9D	5,20031E-11	-0,338141436	-0,373326316
9I	4,19689E-11	-0,24343748	-0,265530648
8D	4,75045E-11	-0,008850851	-0,150998231
8I	6,50698E-11	0,833008663	-0,203168448
7D	1,39451E-10	1,352113039	0,110493182
7I	1,28215E-10	1,211613638	-0,103371708
6D	1,12153E-10	1,281507842	-0,06505541
6I	1,05509E-10	1,038021352	0
5D	1,52153E-10	1,159762707	0,022135204
5I	1,36619E-10	1,288876163	-0,103371708
4D	1,04329E-09	0,391798683	0
4I	9,90629E-10	2,521893571	0,336595897
3D	1,24588E-09	0,296779362	-0,042956556
3I	1,24245E-09	0,852989171	-0,074938541
2D	1,31684E-09	0,406121314	-0,020913324
2I	1,38663E-09	1,827238302	0,049889827
1D	3,02888E-10	-0,107164593	-0,19914823
1I	3,58369E-10	0	-0,121108903

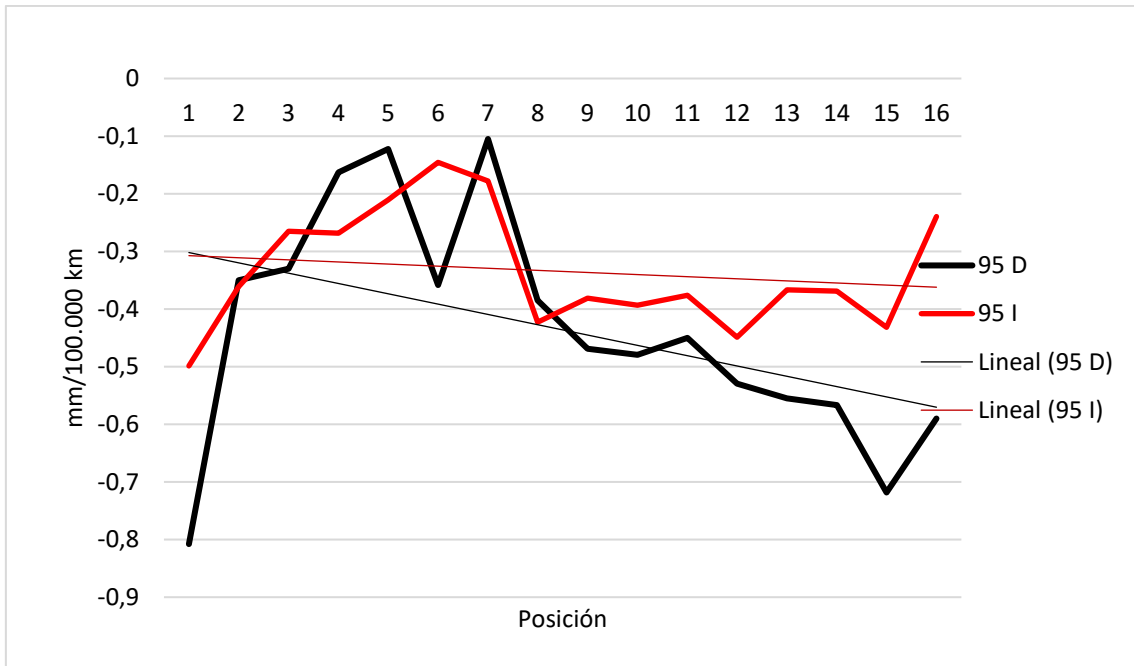


Ilustración 21 Diámetro, percentil 95.

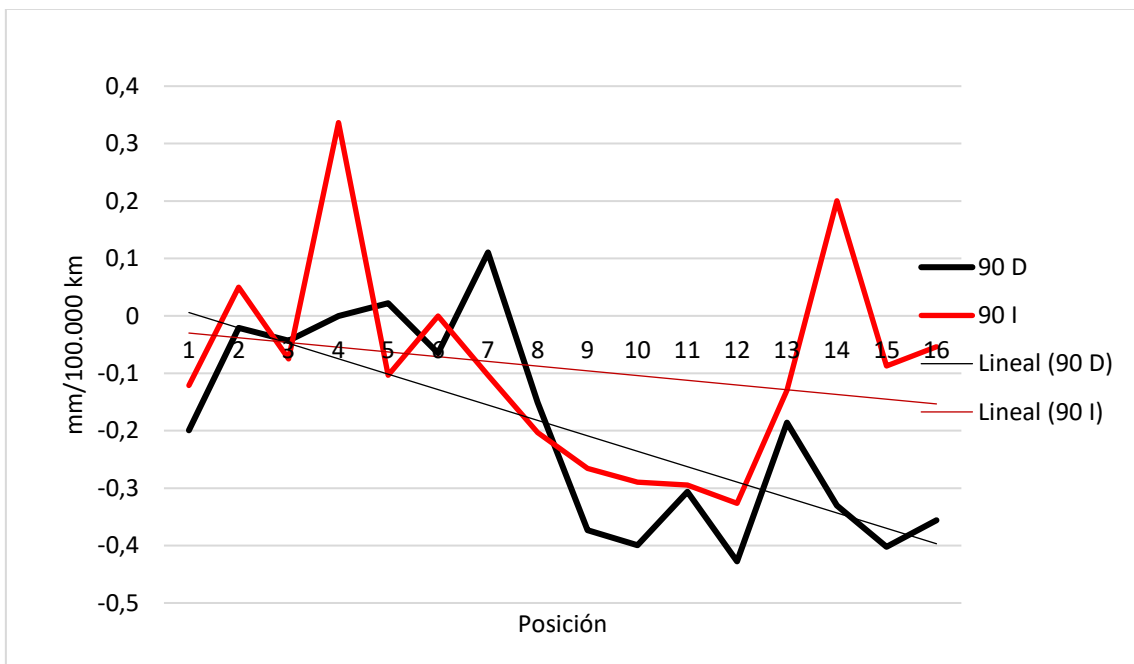


Ilustración 22 Diámetro, percentil 90.

5.3.2. ESPESOR DE PESTAÑA

Tabla 5 Datos de evolución del espesor de pestaña.

Ancho	Varianza	Percentil 90	Percentil 95
16D	1,4813E-11	0,547459007	0,516075248
16I	2,55926E-11	0,399392305	0,367166896
15D	1,10446E-10	0,760520898	0,661184346
15I	2,22492E-11	0,539669771	0,380804895
14D	6,43908E-11	0,630758047	0,49588826
14I	4,54505E-11	1,126087675	0,316869245
13D	2,91881E-11	0,757794034	0,546957258
13I	2,2077E-11	0,665345622	0,364525271
12D	6,37586E-12	0,399944171	0,359258374
12I	2,09329E-11	0,408908626	0,266942802
11D	6,03187E-12	0,405879663	0,321021042
11I	2,53786E-11	0,32079883	0,308455907
10D	9,78061E-12	0,537634875	0,395824723
10I	2,27992E-11	0,23254837	0,209381328
9D	1,2712E-11	0,685543224	0,532387925
9I	2,01609E-11	0,383140736	0,352086863
8D	7,99266E-12	0,49200637	0,423140456
8I	1,74831E-11	0,289099379	0,190117277
7D	6,94612E-12	0,517960125	0,448430403
7I	1,0617E-11	0,26703402	0,210741144
6D	8,19015E-12	0,572003788	0,378119639
6I	1,65238E-11	0,368099271	0,259876822
5D	6,09211E-12	0,499774116	0,37818314
5I	1,03067E-11	0,279620197	0,191860609
4D	2,11315E-11	0,813097245	0,50686207
4I	4,7087E-11	0,369397328	0,289619106
3D	1,64513E-11	0,73317987	0,567225491
3I	4,4862E-11	0,423298341	0,385386157
2D	6,33187E-11	0,857029408	0,558172819
2I	1,88705E-10	0,428989471	0,350998784
1D	9,71345E-11	1,040471057	0,675892175
1I	1,42396E-10	0,569386535	0,43576487

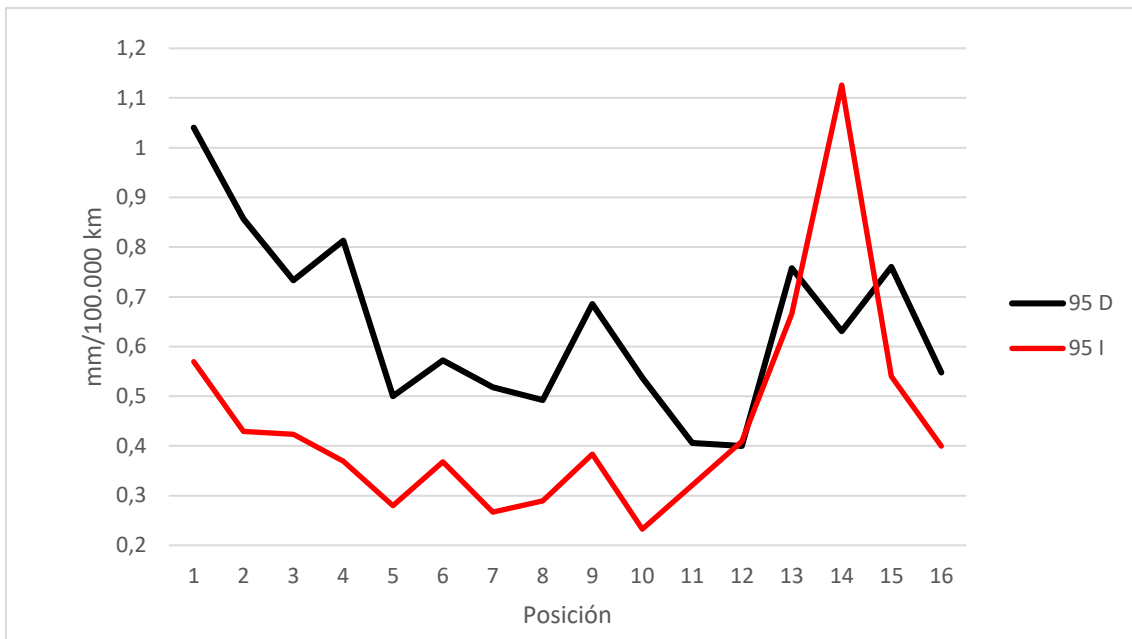


Ilustración 23 Espesor de pestaña, percentil 95.

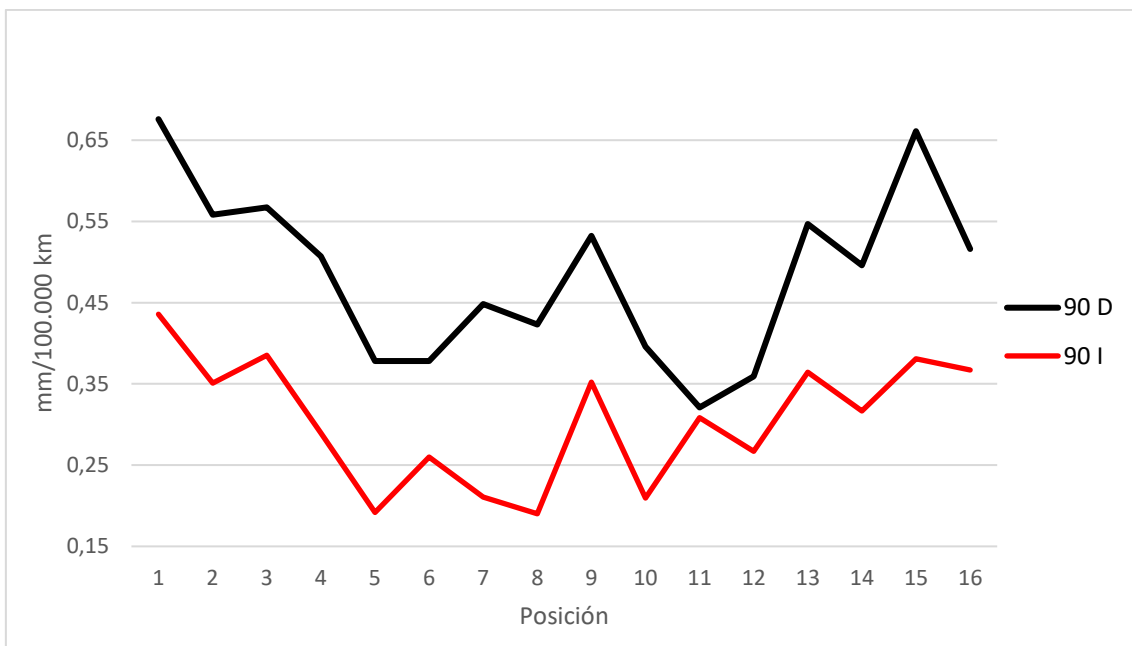


Ilustración 24 Espesor de pestaña, percentil 90.

5.3.3. ALTURA DE PESTAÑA

Tabla 6 Datos de evolución de la altura de pestaña.

Alto	Varianza	Percentil 90	Percentil 95
16D	1,97337E-11	1,013238598	0,919814546
16I	3,4625E-11	0,876196316	0,802828781
15D	7,09986E-12	0,757505228	0,678868406
15I	3,76385E-11	0,990485851	0,690186693
14D	7,62625E-12	0,899695722	0,719638623
14I	9,45199E-12	0,85166457	0,690186693
13D	9,35079E-12	0,687422069	0,60948142
13I	6,70456E-12	0,658543793	0,635760745
12D	5,69076E-12	0,734414059	0,624771454
12I	5,27935E-12	0,596848637	0,512527266
11D	2,92314E-12	0,588888378	0,568882391
11I	1,68821E-12	0,417762812	0,417762812
10D	3,18173E-12	0,627029627	0,526764957
10I	3,0413E-12	0,541146709	0,524005517
9D	5,73136E-12	0,82065065	0,590034146
9I	2,4437E-12	0,548286944	0,524006696
8D	2,82445E-12	0,551877228	0,523914625
8I	2,35725E-12	0,481442155	0,381067877
7D	3,79416E-12	0,537460622	0,505860185
7I	2,71177E-12	0,464135802	0,423454296
6D	3,10686E-12	0,530053662	0,499459326
6I	3,43068E-12	0,466242414	0,459350921
5D	3,3995E-12	0,55323459	0,512699349
5I	2,86385E-12	0,474470387	0,428701361
4D	5,40743E-12	0,725907644	0,656785691
4I	4,08344E-11	0,647033558	0,550315658
3D	5,43252E-12	0,70378848	0,624252121
3I	1,53996E-11	0,567697985	0,547321409
2D	4,49501E-11	0,83349111	0,7447699
2I	4,38835E-11	0,659140441	0,57828681
1D	2,38444E-11	1,104576153	0,95252881
1I	4,69521E-11	0,732466287	0,672657926

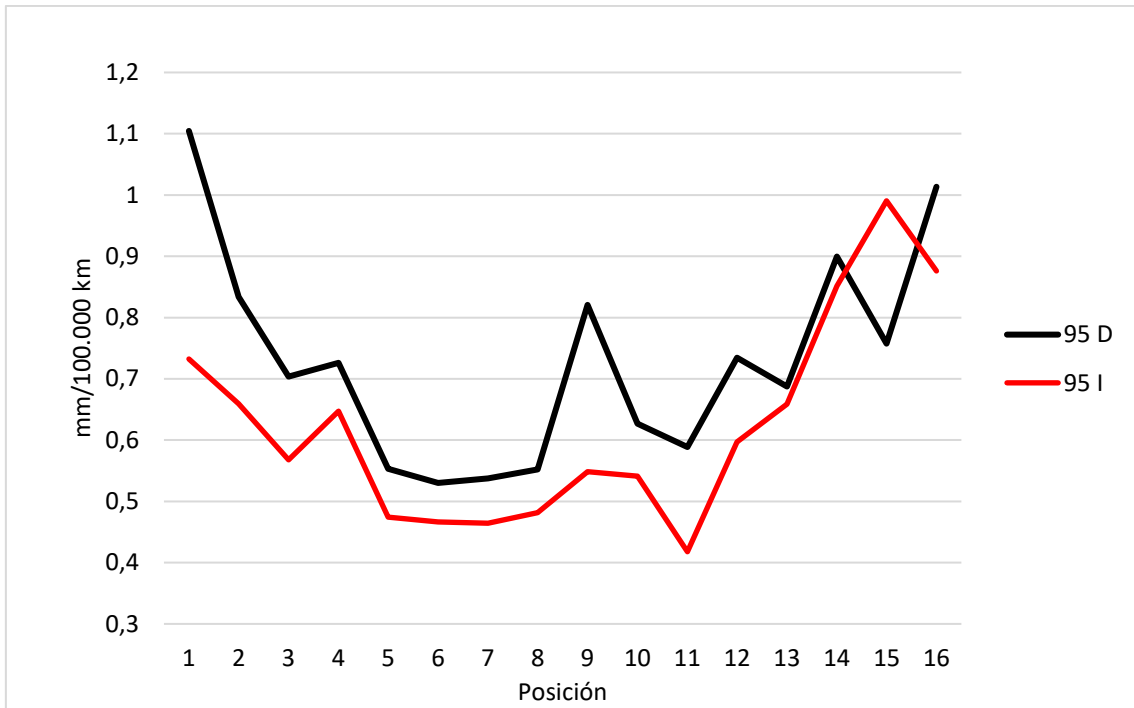


Ilustración 25 Altura de pestaña, percentil 95.

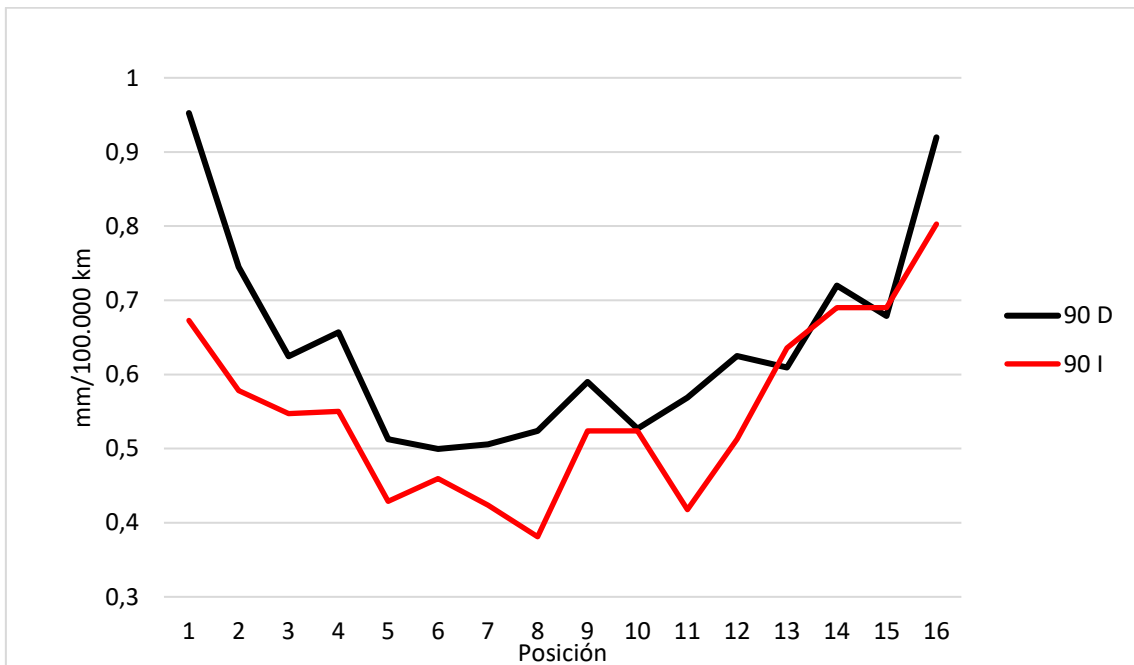


Ilustración 26 Altura de pestaña, percentil 90.

5.3.4. Qr

Tabla 7 Datos de evolución del parámetro qR.

Qr	Varianza	Percentil 90	Percentil 95
16D	1,38219E-11	0,618029917	0,522589771
16I	3,22638E-10	0,442302292	0,369460878
15D	2,4922E-11	0,868616784	0,609883903
15I	3,33602E-11	0,580078968	0,49179925
14D	3,38233E-11	0,866681529	0,497697436
14I	1,94346E-11	0,543672576	0,407212008
13D	1,53376E-11	0,658543793	0,600792135
13I	1,62617E-11	0,518242203	0,341949629
12D	4,44493E-12	0,465255007	0,402605223
12I	2,80255E-11	0,29755504	0,24383441
11D	4,9559E-12	0,464494361	0,38470299
11I	2,63134E-11	0,405913152	0,33419245
10D	3,75811E-12	0,381939219	0,327881487
10I	2,47746E-11	0,398548789	0,248753818
9D	2,59226E-12	0,42079953	0,401825083
9I	2,78785E-11	0,278310644	0,199723565
8D	1,91355E-12	0,343632315	0,275312081
8I	6,95088E-12	0,275361325	0,208827301
7D	2,6131E-12	0,3188645	0,309862248
7I	4,28861E-12	0,23915547	0,18721368
6D	2,69255E-12	0,386859678	0,315639662
6I	7,15578E-12	0,281212138	0,244229076
5D	2,48023E-12	0,420091827	0,372812547
5I	4,60361E-12	0,295016685	0,243176161
4D	3,56536E-12	0,517683601	0,372857815
4I	1,19652E-11	0,363811849	0,285160405
3D	6,28752E-12	0,564727807	0,422734651
3I	4,04662E-11	0,316217199	0,187489747
2D	1,48741E-11	0,465029754	0,415285239
2I	4,67215E-11	0,411126126	0,298046493
1D	4,18333E-10	0,849872051	0,664523088
1I	1,93842E-11	0,539753743	0,395037105

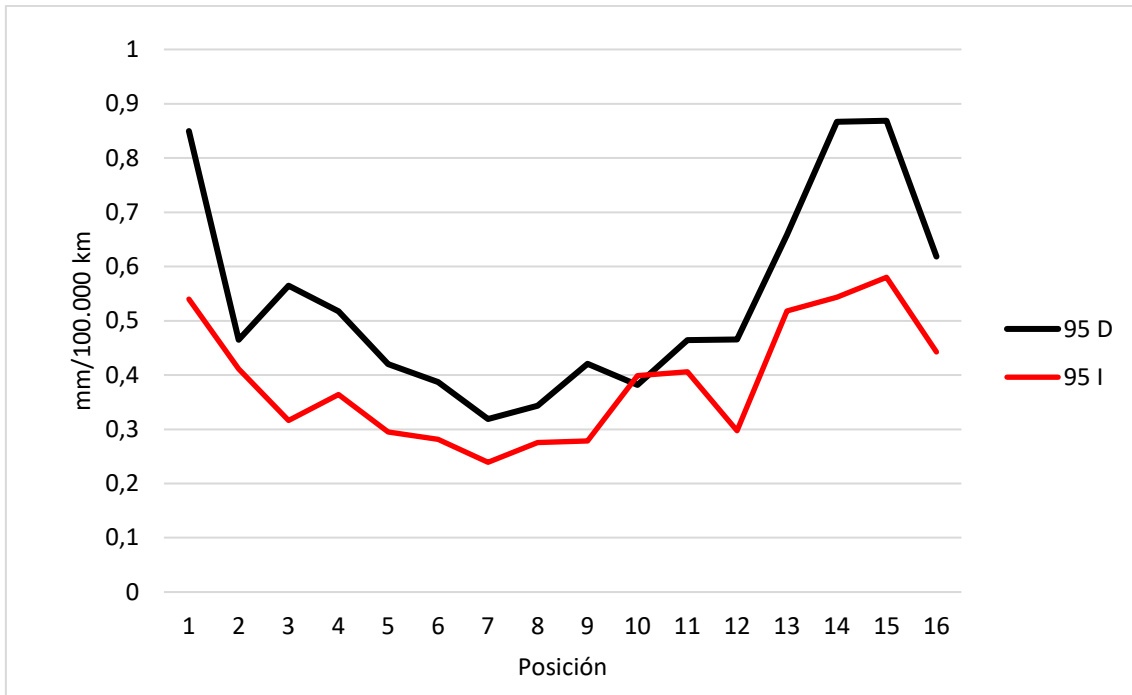


Ilustración 27 Gradiente de pestaña, percentil 95.

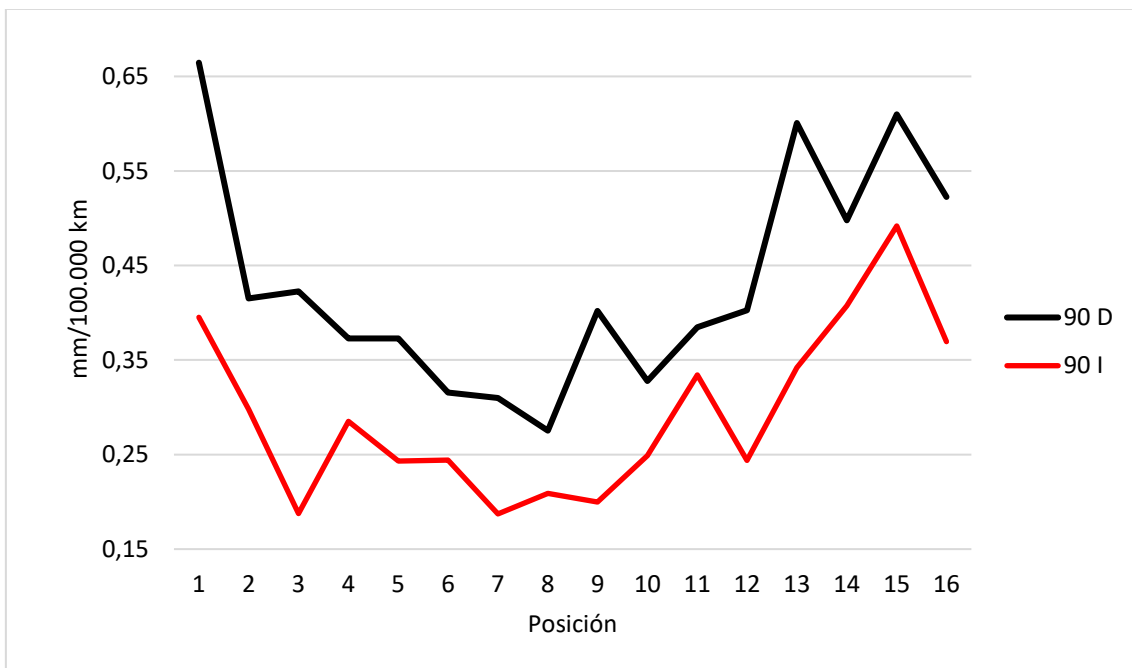


Ilustración 28 Gradiente de pestaña, percentil 90.

6. CONCLUSIONES Y APORTACIONES

6.1. CONCLUSIONES DEL ESTUDIO

El análisis de los datos recabados de una línea genérica de un metro convencional nos aporta una información bastante clara en lo que se refiere al objeto de estudio. La finalidad era recabar datos acerca de la influencia que tiene la posición de las ruedas dentro de las composiciones en el desgaste de los parámetros principales de rodadura.

Los datos tratados se han depurado y se ha considerado como valor representativo el percentil 90. No obstante, se ha comparado con el percentil 95 para garantizar que los valores siguen una distribución normal y que las conclusiones obtenidas pueden ser asimilables a los parámetros genéricos que nos encontramos en la explotación ferroviaria.

En los datos presentados en el apartado anterior se puede observar, de forma significativamente clara, dos conclusiones principales.

La primera conclusión sale del lado en el que están situadas las ruedas. En el caso de estudio, se puede observar como el lado derecho tiene unos valores de variación superior que el lado izquierdo en todos los parámetros analizados.

En segundo lugar, se puede ver como los valores de los parámetros forman una distribución de bañera en la que los ejes que se encuentran en los extremos sufren mayores variaciones que los situados en las posiciones centrales.

A continuación, se analizan los parámetros, uno por uno, en detalle:

Diámetro.

El diámetro es el valor que apenas representa variación lógica según la posición en la que se encuentre cada rueda. No se puede considerar que el desgaste de la banda de rodadura esté condicionado a su situación dentro de la composición.

Basándonos en los datos obtenidos, el diámetro es el parámetro del cual no podemos extraer mucha información.

Espesor de pestaña.

El espesor de pestaña muestra unos resultados muy concluyentes y vistosos a simple vista. Se puede apreciar una diferencia de espesores entre ambos lados considerable. De media, estos valores tienen una diferencia de 0,185 mm/100.000 km. Esta diferencia se acrecienta en las posiciones extremas del tren, siendo su valor medio de 0,22 mm/100.000 km.

Si ahora nos fijamos en la posición que ocupa cada rueda en el tren, independientemente del lado en el que se encuentren, vemos también una significativa diferenciación entre las posiciones extremas y las posiciones centrales. Si lo comparamos de forma cuantitativa, las posiciones extremas, entendiéndose estas como los primeros 4 ejes de cada lado del tren, se obtiene un valor de variación del espesor de pestaña con respecto a las posiciones centrales de entre 0,131 y 0,166 mm/100.000 km. Aunque no sea de forma relevante, si se aprecia una diferencia entre el lado izquierdo y el derecho.

Altura de pestaña.

La altura de pestaña presenta las mismas conclusiones que el espesor de pestaña, aunque en este caso, esa diferenciación se produce de una forma menos acentuada.

Si analizamos los datos, obtenemos una diferenciación entre los lados de la composición de 0,083 mm/100.000 km de valor medio. En el caso de los extremos, esta diferencia se eleva a 0,138 mm/100.000 km. Una vez más, se observa una mayor diferenciación en los extremos frente a las posiciones centrales.

Los datos también reflejan una importante variación de la evolución de la altura de pestaña según la posición en la que se encuentren, independientemente del lado de circulación. En concreto, esta diferencia se encuentra entre los 0,164 y los 0,210 mm/100.000 km.

Como diferenciación respecto al espesor de pestaña, la altura de pestaña es más susceptible al factor posición más que al factor lado.

Parámetro qR.

El último parámetro analizado es el qR. Este es un parámetro propio del sector ferroviario y con bastante peso en importancia a la hora de definir la geometría de las ruedas.

Al igual que ocurría en los anteriores parámetros, aparecen de forma clara variaciones tanto por el lado del tren en el que se encuentran como la posición que ocupan dentro de la composición.

Según el lado de circulación, la diferencia tiene un valor medio de 0,120 mm/100.000 km. Si únicamente nos fijamos en los extremos, esta diferencia crece hasta los 0,165 mm/100.000 km de valor aproximado.

Si vamos lado por lado viendo la evolución de los valores según la posición en el tren, comprobamos nuevamente que los ejes situados en las posiciones de cabecera/cola sufren más que las posiciones situadas en la parte central de la composición. De forma orientativa, esta diferencia se encuentra entre los 0,112 y 0,160 mm/100.000 km según el lado.

6.2. APORTACIONES DEL TRABAJO.

Este trabajo trata de aportar, de manera cuantitativa, como afecta tanto la posición como el lado del tren en el que se encuentra cada rueda a los parámetros de rodadura. Las diferencias mostradas, sin ser muy abultadas pueden permitir optimizar las tareas de mantenimiento de los elementos de rodadura para conseguir alargar la vida útil de estos y poder abaratar los costes de mantenimiento.

A modo de resumen, a continuación, se presenta la tabla que recoge estas diferencias:

Tabla 8 Resumen de evolución de los parámetros de rodadura.

	Espesor	Altura	qR
Diferencia entre lados	0,185	0,083	0,120
Diferencia entre lados (sólo extremos)	0,22	0,138	0,164
Diferencia entre posiciones (izq.)	0,131	0,210	0,112
Diferencia entre posiciones (dcha.)	0,166	0,174	0,160

* Unidades expresadas en mm/100.000 km

7. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Morán Jusdado, P. (2017). *Estudio dinámico del contacto rueda-carril en la circulación ferroviaria y análisis de defectos del carril*. Universidad Politécnica de Madrid.
- [2] Álvarez Rivas, M. (2019). *Estudio dinámico del contacto rueda-carril en la circulación ferroviaria y análisis de defectos del carril*. Universidad Politécnica de Madrid.
- [3] Gogenola Echeandía, A. (2013). *Estudio del efecto de variar la conicidad de la rueda de un vehículo ferroviario*. Universidad Carlos III de Madrid.
- [4] Herreros Garrido, A. (2010). *Estudio de la defectología en ruedas ferroviarias*. Universidad Carlos III de Madrid.
- [5] Presno Vález, A. (2013). *Presencia de defectos en las ruedas de ferrocarril y su inspección*. Universidad de Oviedo.
- [6] García García, Emilio. *Dinámica y diseño de Material Rodante*. Máster en Sistemas Ferroviarios, Universidad Pontificia de Comillas, 2019-2020.
- [7] Herrero Mardomingo, A. (2017). *Bogie T250: Análisis y optimización del perfil de rodadura*. Universidad Pontificia de Comillas.
- [8] Cuervo Velásquez, P. (2014). *Análisis experimental del efecto del proceso de reperfilado sobre el desgaste y fatiga por contacto de rodadura de riel en el sistema rueda-riel en el Metro de Medellín*. Universidad Nacional de Colombia.
- [9] Alba Díaz, M^a V. (2015). *Análisis de los límites de velocidad utilizados en la explotación de Metro Liger Oeste y propuesta de un perfil optimizado* Universidad Pontificia de Comillas
- [10] García Serrano, A. (2012). *Estudio de descarrilamiento del vagón de tren de mercancías con bogies Y25*. Universidad Carlos III de Madrid.
- [11] Iwnicki, S. (2006). *Handbook of railway vehicle dynamics*. Boca Raton: CRC/Taylor & Francis.
- [12] AENOR. (2011). UNE-EN 13715:2007+A1:2011. Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ruedas. Perfil de rodadura.
- [13] AENOR. (2018). UNE-EN 13674-1:2012+A1:2018. Aplicaciones ferroviarias. Vía. Carriles. Parte 1: Carriles Vignole de masa mayor o igual a 46kg/m.
- [14] AENOR. (2019). UNE-EN 14363:2017+A1:2019. Aplicaciones ferroviarias. Ensayos y simulaciones para la aceptación de las características dinámicas de los vehículos ferroviarios. Comportamiento dinámico y ensayos estáticos.
- [15] Documentación técnica de Metro de Madrid, S. A.
- [16] Información técnica y gráfica de C. A. F.
- [17] Información técnica y gráfica de Ansaldo-Breda.
- [18] Melis Maynar, Manuel. González Fernández, Fco. Javier. Ferrocarriles Metropolitanos. Tranvías, metros ligeros y metros convencionales. 3ª Edición. Colegio de Ingenieros de Caminos, Canales y Puertos, 2008.