

EL TRANSITO POR VIA DIRECTA EN LOS DESVIOS FERROVIARIOS

Miguel Rodriguez Bugarín
José-Manuel García Díaz-de-Villega*
Dres. Ingeniero de Caminos, Canales y Puertos

Cuando un eje aborda el cambio de un desvío ferroviario, dado por vía directa, el punto de contacto rueda-contraaguja curva se desplaza hacia el exterior de la rueda por la presencia de la aguja recta. Este desplazamiento del punto de contacto provoca en el eje un movimiento perturbador que puede llegar a agotar el juego de vía, solicitando lateralmente la aguja recta en una zona de longitud variable, con las consiguientes mermas en la comodidad de los viajeros y en la vida útil del desvío. Los autores han desarrollado un modelo dinámico que permite simular la circulación del AVE/TGV Atlantique sobre el cambio de un determinado desvío, analizando el comportamiento de su bogie delantero. En este modelo se analiza la influencia de la velocidad de circulación del vehículo, el radio de la vía desviada del desvío y el espesor mínimo de la aguja para permitir el contacto de apoyo de la rueda.

When a leading axle takes the switches of a turnout, considered as straight line, the wheel-curved stock rail contact point is displaced towards the wheel's exterior because of the presence of the straight tongue. This displacement of the contact point causes in the axles a disturbing movement that could exhaust the lateral play in the track, soliciting sidelong the straight tongue in a zone of variable length, with rising reductions in the comfort of the passengers and in the service life of the turnout. The authors have developed a dynamic model that allows the simulation of the circulation of the AVE/TGV Atlantique on switches of a determined turnout, analyzing the behaviour of their forward bogie. This model analyzes the influence of the vehicle circulation speed, the turnout deviation radius and the minimal thickness of the tongue rail in order to allow the vertical contact of the wheel.

1. Introducción

Los desvíos son el elemento de la superestructura ferroviaria cuyo conocimiento es el menos divulgado así como el más complejo. Si quisiéramos que un solo vocablo manifestara la complejidad del problema que deben resolver, éste sería la discontinuidad {1}:

*Catedrático de Ferrocarriles de la
E.T.S.I. Caminos, Canales y Puertos de Santander

Recibido en ROP: julio 1993

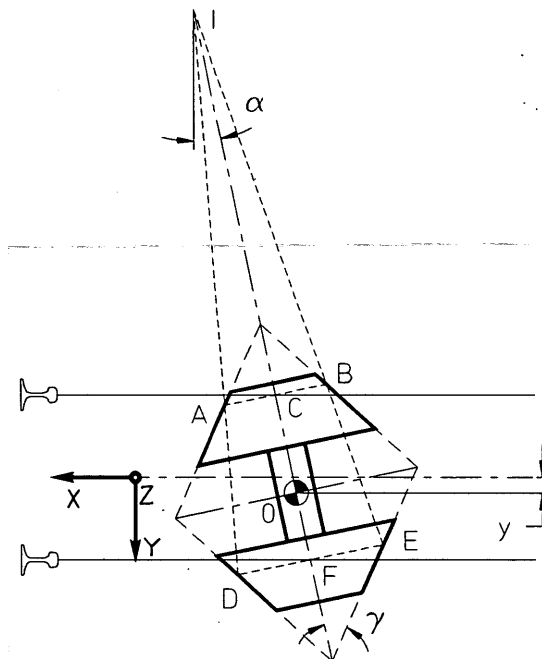
Una discontinuidad en la dirección, si la circulación toma la vía desviada, generalmente sin la existencia de una curva de transición.

Ello se traduce en una discontinuidad en las aceleraciones por no poderse establecer el peralte adecuado para la desviada.

Una discontinuidad, en cualquier caso, en la elasticidad de la vía, notablemente a la altura del cruzamiento, tanto vertical como transversal.

Finalmente, y en especial, una discontinuidad en el apoyo de las ruedas al paso por el cruce-

Figura 1

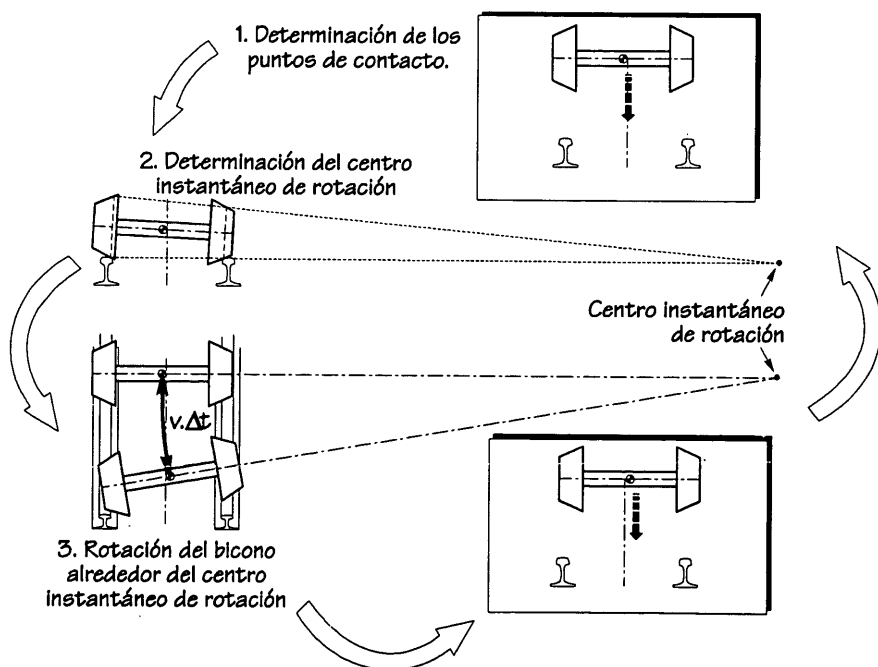


miento, cuando la rueda pasa de la pata de liebre a la punta del corazón, ó viceversa, atravesando la laguna.

Toda discontinuidad en el camino de rodadura supone importantes solicitaciones dinámicas interactivas entre vehículo y vía, lo que se traduce en un deterioro del confort del viajero así como importantes costes de mantenimiento, tanto del material móvil como del propio desvío.

Es por ello por lo que los esfuerzos de los diseñadores se han concentrado en eliminar estas discontinuidades, particularmente en aquellos casos en que los desvíos deben proyectarse para su incorporación a líneas de Alta Velocidad, ya que la velocidad constituye un factor multiplicador de las referidas solicitaciones dinámicas. Así, al objeto de paliar el efecto de la discontinuidad de las aceleraciones transversales, se incorporan curvas de transición (clotoides ó parábolas cúbicas). La discontinuidad en la elasticidad de la vía se trata de minimizar empleando sujeciones elásticas especiales e, incluso, introduciendo los motores de accionamiento de agujas y cruzamientos en cajones metálicos a modo de traviesas. La laguna se elimina mediante el empleo de cruzamientos con corazón de punta móvil o de patas de liebre móviles.

Figura 2



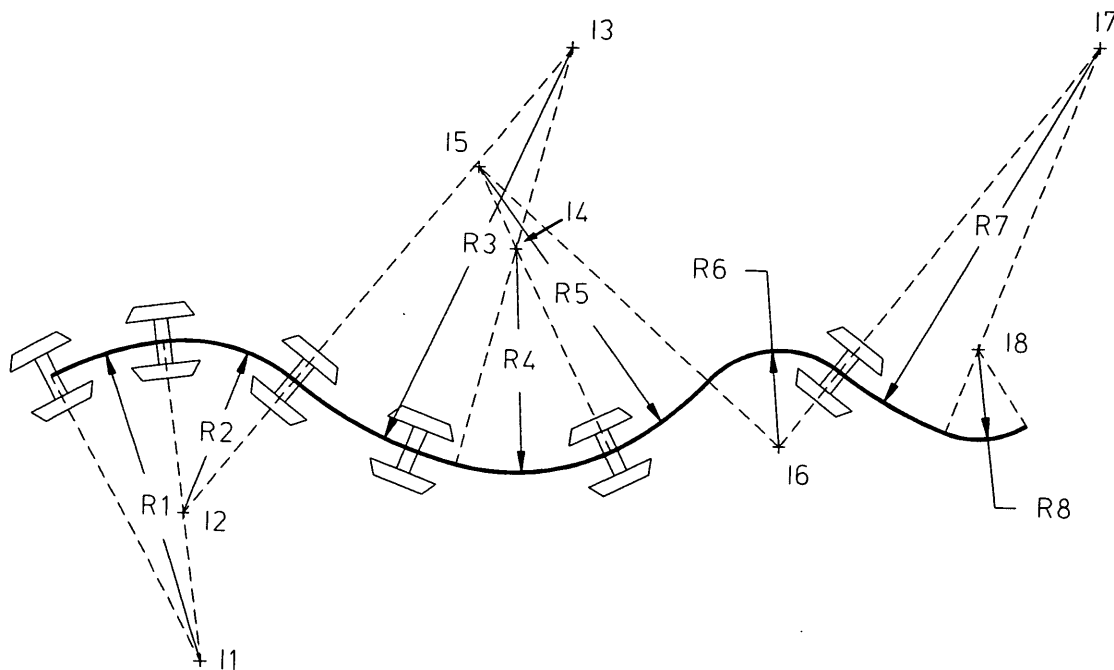
No obstante, la introducción de estas medidas no ha logrado evitar el desgaste de la aguja recta del cambio de ciertos desvíos, observado por algunas administraciones ferroviarias. Dicho desgaste parece inexplicable, ya que se produce cuando la composición circula por vía directa.

En este artículo se expondrán las bases para el estudio de este fenómeno, para posteriormente comentar los resultados obtenidos mediante la simulación en ordenador del tránsito por diferentes cambios de la cabeza tractora de un AVE ó TGV Atlántico. En un artículo posterior, se comentarán las soluciones técnicas actuales comparándolas con la que proponen los autores.

2. Planteamiento cuasiestático del problema

Es conocido como la tradicional forma bicónica de los perfiles de las ruedas, junto con la propiedad inherente al eje montado de no permitir giros diferenciales entre sus ruedas, ha supuesto un sistema elemental de guiado. Este diseño, que ha

Figura 3



dado buenas muestras de su bondad desde su introducción a principios del siglo XIX, y que aún hoy en día es aplicado, incluso en trenes de Alta Velocidad, es el origen de un movimiento perturbador de la marcha del vehículo: el movimiento de lazo.

Centrémonos en el segundo punto: debido a la existencia del juego de vía, el eje puede tomar posiciones oblicuas, tal como puede verse en la figura 1, formando un ángulo de ataque con respecto a la dirección longitudinal de la vía.

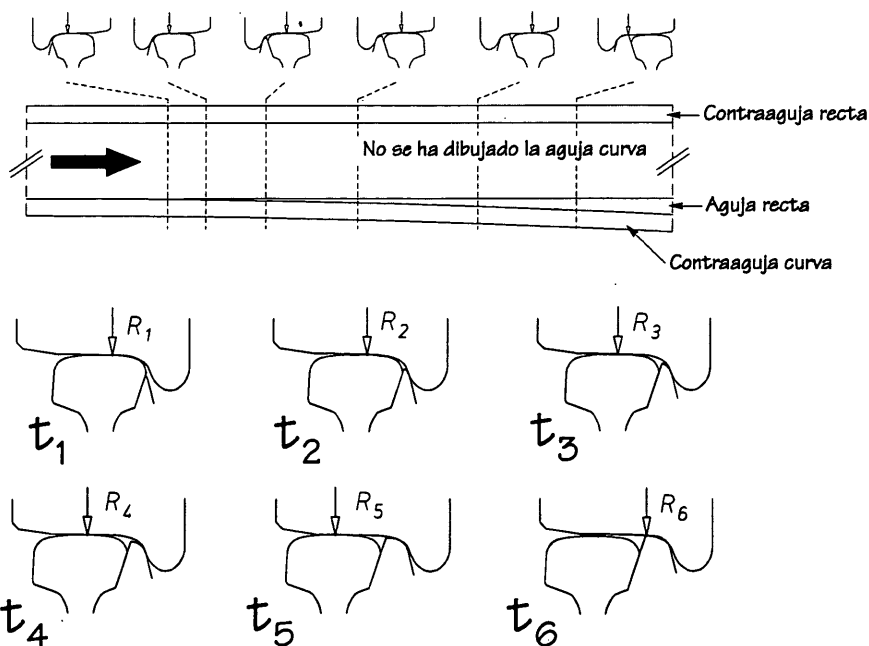
Figura 4

Se trata de un movimiento complejo, suma del giro alrededor de un eje perpendicular a la vía (OZ) y una traslación transversal (también llamado desplazamiento o choque lateral), según el eje OY. El centro del eje describe una curva aproximadamente senoidal, con eje el de la vía, de longitud de onda bastante constante.

Aunque nuestro problema no sea el movimiento de lazo, es particularmente interesante que analicemos el motivo por el que aparece este movimiento perturbador.

Como se ha dicho, la superficie de rodadura de las ruedas de un vehículo ferroviario pertenece a un cono de vértice exterior a la vía. Ello tiene dos misiones:

- Actuar como diferencial al paso por las curvas.
- Complementar el guiado de los ejes en línea recta.



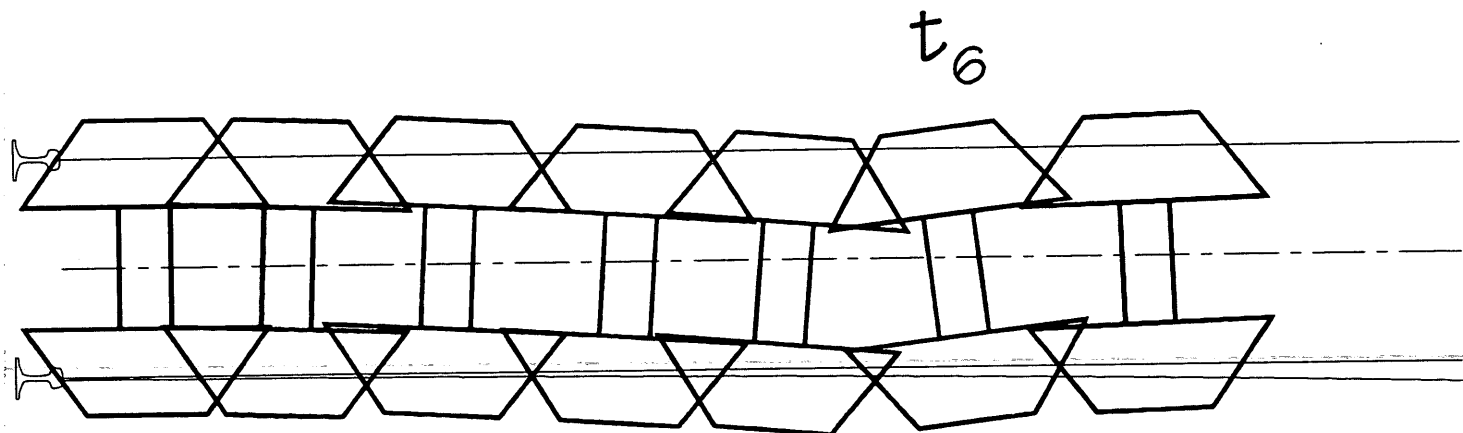


Figura 5

Sucede entonces que, al seguir avanzando, el eje rueda sobre círculos de radios diferentes (CB y FE), lo que motiva su giro de lazo y consiguiente desplazamiento hacia el eje de la vía. Claro que el movimiento del eje no tiene lugar con la sencillez que se ha dicho. El movimiento de avance de la rueda no se detiene justo cuando el eje llega a ser perpendicular a la vía y la otra rueda, por la razón antes expuesta, tenderá a adelantar a la primera, y así sucesivamente de modo que la tendencia del eje a volver a su posición normal se hace por una serie de oscilaciones que serán tanto más acentuadas cuanto mayor sea la conicidad (γ).

El desarrollo matemático del movimiento de lazo fue realizado por primera vez por Klingel, en 1.883, por lo que este movimiento también es conocido como movimiento de Klingel. La ecuación diferencial del movimiento (cinemática) es ampliamente conocida [2]. Sin embargo, nosotros retomaremos la descripción del movimiento que hacíamos anteriormente al objeto de analizar más intuitivamente el fenómeno. El bicono se mueve instantáneamente como un cono cuyo vértice estuviera situado en el centro instantáneo de rotación. Dicho punto se obtiene sin más que prolongar las líneas que pasan por los puntos de los círculos de rodadura instantáneos de cada rueda.

La posición del centro instantáneo de rotación es variable con el tiempo. Entre dos posiciones del eje ferroviario separadas por un corto intervalo de tiempo, la variación de la posición del centro instantáneo de rotación va a ser muy pequeña, ya que el movimiento de lazo del eje es muy suave, debido al reducido juego de vía. Por lo tanto, si consideramos el movimiento del eje durante un

intervalo de tiempo suficientemente breve, Δt , al avanzar por la vía a la velocidad v (que deberá ser muy baja, al objeto de desprestigiar los efectos inerciales), su centro de gravedad habrá descrito un arco de longitud $v \cdot \Delta t$ en torno al centro instantáneo de rotación, cuya posición podemos admitir que ha permanecido invariable.

De esta manera, tenemos una manera sencilla de hallar la trayectoria del bicono, esquematizada en los siguientes puntos (figura 2):

Para una posición del bicono determinada por su desplazamiento lateral y su ángulo de lazo, se determinan los puntos de contacto de éste con los hilos de los carriles.

Se determina la intersección de las líneas correspondiente al eje transversal del bicono de rodadura y aquella que une los puntos de contacto con los respectivos carriles. Dicho punto de intersección es el centro instantáneo de rotación.

Una vez conocido dicho punto, movemos el bicono haciéndole girar sobre el eje montado (el que físicamente llevaría caladas las ruedas) un determinado ángulo, normalmente muy pequeño: es el paso de integración. El bicono, al avanzar, describe un arco alrededor del centro instantáneo de rotación, ya que su movimiento es el de un cono cuyo vértice es el referido punto. El arco descrito es la trayectoria elemental, cuyo radio, fijo, es la distancia entre el centro instantáneo de rotación y el centro del bicono.

Tras describir el arco, el bicono habrá avanzado, quedando situado su centro en otro punto de

la vía y modificándose su ángulo de lazo. Con los nuevos valores, volvemos a iniciar el ciclo aquí descrito.

La trayectoria del bicono queda determinada por la composición de las trayectorias elementales así calculadas, representadas en la figura 3 (es necesario advertir que se ha modificado la escala de abscisas con el fin de permitir ver mejor el movimiento). Se pueden apreciar las trayectorias elementales, para las cuales la posición del centro instantáneo de rotación es fija. Dicha posición, así como el radio de la trayectoria seguida por el bicono, también han sido dibujados.

Esta metodología tan sencilla es sumamente potente y, de hecho, es el principio elemental de ciertos algoritmos empleados en la resolución de diversos modelos {3}. Podría objetarse que siempre se trata de una solución aproximada cuya precisión depende del intervalo Δt . Ello es cierto ya que, de hecho, se trata de la integración numérica de la ecuación diferencial del movimiento de Klingel. Por lo tanto, estaremos tan cerca de la solución matemática como deseemos sin más que ajustar convenientemente el paso de integración Δt . Recordemos además que la ecuación diferencial del movimiento de Klingel representa estrictamente el movimiento de un bicono aislado y sin masa, hipótesis ciertamente distantes de las condiciones reales del movimiento de un eje ferroviario, y más aún de las del eje perteneciente a un bogie.

Por contra, destaquemos especialmente dos de sus cualidades:

Se trata de una metodología sumamente intuitiva.

Permite el estudio del movimiento con geometrías complejas. Es decir, podemos sustituir el bicono por la geometría de un eje ferroviario real, con sus perfiles de ruedas complejos; lo mismo cabe decir por parte de los carriles, que en el caso del desarrollo de Klingel son asimilados a hilos sin espesor.

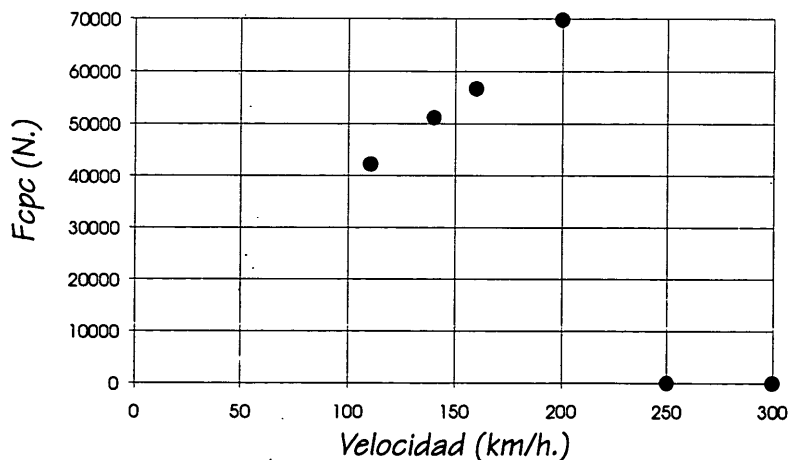
La rutina descrita nos permite analizar intuitivamente la circulación de un eje ferroviario en su tránsito por el cambio.

3. El fenómeno del ataque de la rueda guiadora sobre la aguja recta

En un cambio, la aguja va aumentando su sección a medida que nos internamos en él, dirigiéndonos hacia el cruzamiento. Sin embargo, aunque la aguja pueda resistir las acciones laterales debidas al guiado de las ruedas, no puede hacer lo mismo con las solicitaciones verticales hasta que no tenga un espesor suficiente {4}.

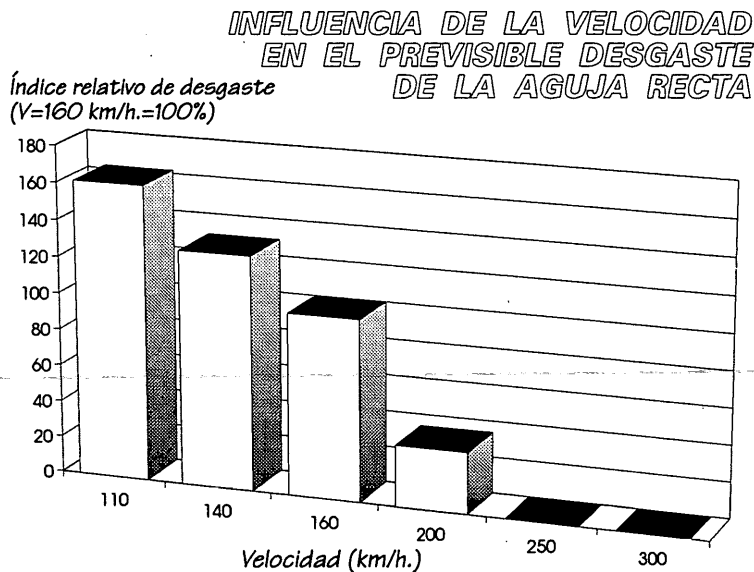
En la figura 4 pueden apreciarse diferentes secciones del cambio, siendo recorridas por un eje cuya rueda ha sido dibujada. La sección t_0 indica el comienzo de la aguja; la sección t_6 mues-

INFLUENCIA DE LA VELOCIDAD EN LA FUERZA DE CONTACTO PESTAÑA-AGUJA RECTA



Radio vía desviada: 7.000 m.
Bogie centrado con ángulo de lazo nulo.
Espesor mín. de la aguja para permitir el contacto de apoyo de la rueda (h): 38 mm.

Figura 6



Radio vía desviada: 7.000 m.
Bogie centrado con ángulo de lazo nulo.
Espesor mín. de la aguja para permitir el contacto de apoyo de la rueda (h): 38 mm.

Figura 7

tra la aguja en el momento en que su espesor es suficiente como para permitir el contacto de apoyo de la rueda sin intervención de la contraaguja. Dicho espesor es el que denominaremos como h, y veremos que tiene una notable influencia sobre

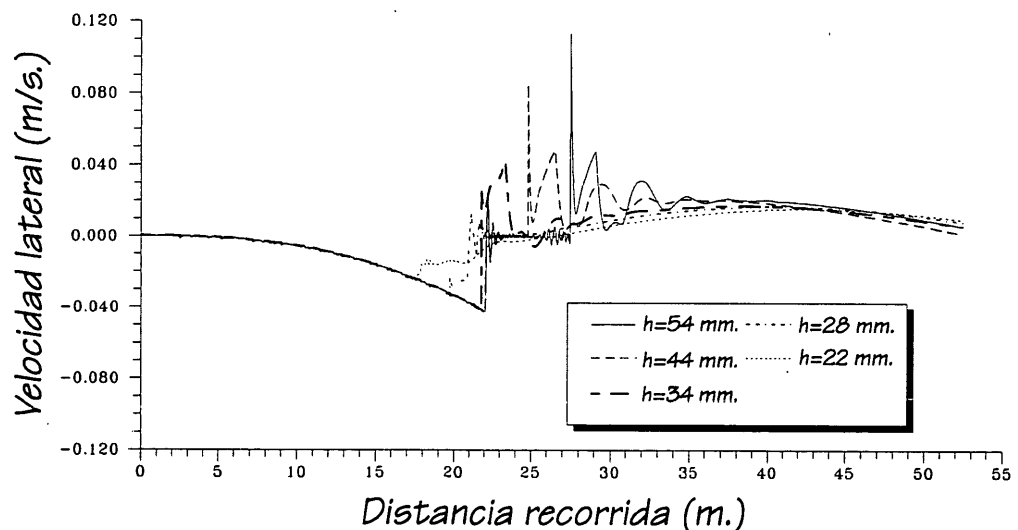
la marcha del vehículo. Las secciones t_2 a la t_5 corresponden a estados intermedios.

En t_2 , la contraaguja, que recordemos que es curva, comienza a desplazarse hacia el exterior, en la misma medida en que la aguja recta va aumentando su sección. Este desplazamiento de la contraaguja conlleva también un desplazamiento del punto de contacto rueda-contraaguja curva hacia el exterior de la rueda.

Aplicemos ahora la metodología desarrollada en el punto anterior. Para cada Δt , la contraaguja se desplaza más hacia el exterior de la rueda; con ella, el punto de contacto, que incluso puede hacerlo de modo más rápido, debido a la no linealidad asociada al contacto rueda-carril. Como el perfil de la rueda es más o menos troncocónico, con vértices exteriores a la vía, en esa rueda el círculo instantáneo de rodadura es menor. Ello implica que el centro instantáneo de rotación se vaya acercando al bicono, estando situado del mismo lado que la contraaguja curva. Ello ocasiona dos fenómenos:

Por estar del mismo lado que la contraaguja curva, la trayectoria elemental del bicono, el arco que describe, va dirigido contra la aguja recta.

VELOCIDAD LATERAL DEL PRIMER EJE CON DIVERSOS ESPESORES "h"



Radio de la vía desviada: 7.000 m.
Velocidad: 160 km/h.
Bogie con desplazamiento lateral y ángulo de lazo nulos.

Figura 8

Por ser su movimiento de acercamiento hacia el bicono, los radios de las trayectorias elementales serán de cada vez menores; es decir, la tendencia a atacar a la aguja (fuerza) será cada vez mayor, al ir aumentando el ángulo de lazo.

Según lo hasta aquí expuesto, y de manera esquemática, podemos concluir que el comportamiento del eje viene caracterizado por buscar su centro el eje de la vía. Por lo tanto, cuando hay variaciones en la alineación de la vía, como es en el caso de la zona inicial de los cambios, donde la vía se abre (los puntos de contacto en cada lado del bicono están más distanciados cuanto más se interna éste en el cambio), el eje ferroviario se mueve tratando de colocarse en el centro efectivo de la vía. Si en este movimiento lateral encuentra la aguja recta (es decir, agota el juego de vía), se produce el contacto de la correspondiente pestaña sobre la aguja. Una vez que la rueda gravita sobre la aguja (situación t_6), para el bicono la vía se ha estrechado súbitamente y, dependiendo de su posición relativa con respecto a la nueva situación, volverá a tender a colocarse centrado en la vía. Todo ello se representa en la figura 5.

Esta perturbación en el movimiento del vehículo origina impactos sobre los elementos del cambio, explicando el desgaste de la aguja recta. Todo ello conlleva una pérdida de confort en los pasajeros, junto con mayores gastos de conservación.

4. El modelo numérico dinámico

El modelo cuasiestático hasta aquí empleado no nos permite simular el comportamiento real de un eje con masa, ligado por una serie de vínculos más o menos elásticos al bastidor del bogie de un vehículo que circula a una velocidad elevada.

En la Cátedra de Ferrocarriles de la E.T.S.I. de Caminos, Canales y Puertos de Santander se ha desarrollado un modelo dinámico que permite simular el comportamiento del bogie delantero de un vehículo de Alta Velocidad, con 7 grados de libertad: desplazamiento lateral y giro de lazo de cada eje; desplazamiento lateral, giro de lazo y giro de balanceo del bastidor del bogie {5}.

En este modelo dinámico se consideran las fuerzas y momentos transmitidas por los elementos de las suspensiones, primaria y secundaria,

Índice relativo de desgaste
($h=38$ mm. = 100%)

INFLUENCIA DEL PARÁMETRO "h" EN EL PREVISIBLE DESGASTE DE LA AGUJA RECTA

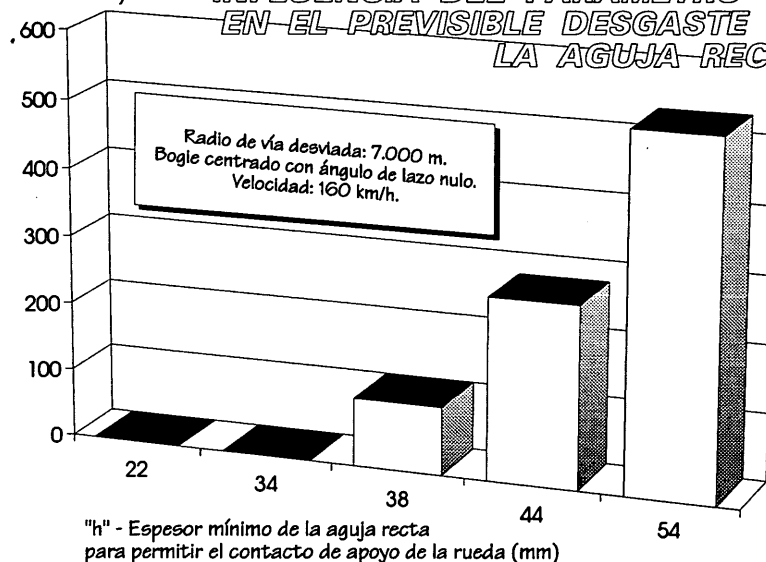


Figura 9

sobre el bastidor del bogie y los ejes. Para cada eje, se evalúan las fuerzas de pseudodeslizamiento (mediante la teoría lineal de Kalker), las fuerzas y pares giroscópicos, las reacciones normales en las elipses de contacto rueda-carril y la fuerza de contacto pestaña-aguja recta, caso de que exista dicho contacto.

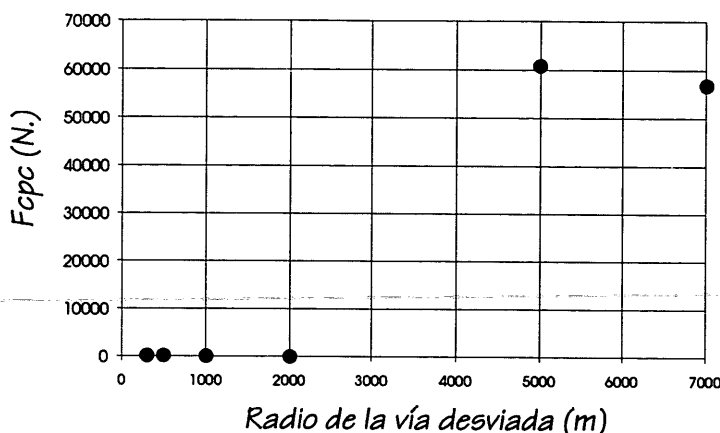
El modelo numérico está compuesto por 7 ecuaciones diferenciales de segundo grado que es preciso evaluar en cada punto (por la variación de la geometría del contacto rueda-carril). La resolución se realiza utilizando la combinación de dos algoritmos: Runge-Kutta de 4º orden y Newmark β {6}.

5. Factores que intervienen en el fenómeno de desgaste de la aguja recta

Se han analizado los resultados correspondientes a 30 casos, con diferentes condiciones de circulación y modificaciones la geometría del cambio, manteniendo siempre constante el tipo de bogie, en este caso el primero de la cabeza tractora del AVE o del TGV Atlántico, si bien el programa de ordenador realizado permite simular el comportamiento de otros tipos de bogies de dos ejes.

Comentemos los resultados obtenidos, analizando la influencia de las tres variables básicas que hemos comprobado rigen el fenómeno:

INFLUENCIA DEL RADIO DE LA VÍA DESVIADA EN LA FUERZA DE CONTACTO PESTAÑA-AGUJA RECTA



Velocidad de circulación: 160 km/h.
Bogie centrado con ángulo de lazo nulo.
Espesor mín. de la aguja para permitir el contacto de apoyo de la rueda (h): 38 mm.

Figura 10

- La velocidad.
- El espesor mínimo de la aguja para permitir el contacto de apoyo de la rueda (h).
- El radio de la vía desviada.

5.1. Influencia de la velocidad

En la figura 6 se ha representado la influencia de la velocidad (km/h) sobre la fuerza de contacto pestaña-aguja, en el momento en que el movimiento lateral del eje, debido a la circulación sobre el cambio, agota el juego de vía existente. Las velocidades analizadas son 110, 140, 160, 200, 250 y 300 km/h.

En dicha figura pueden observarse dos zonas diferenciadas:

1. Para las velocidades estudiadas menores de 250 km/h., la fuerza de contacto pestaña-aguja recta es tanto mayor cuanto mayor sea la velocidad de circulación. Se comprueba que parece existir cierta correlación entre ambas variables, velocidad de avance y fuerza de contacto pestaña-aguja.

2. Aparece una singularidad en el rango de velocidades entre 200 y 250 km/h, de tal manera que, contra lo esperado según el párrafo anterior, para velocidades superiores a 250 km/h., no se produce el contacto del eje con la aguja recta.

Con respecto al primer punto, es necesario tener presente que la variable considerada es la ve-

locidad de avance de la circulación (v), y no la velocidad lateral de aproximación de un eje hacia la aguja recta (v_y). Esta consideración permite explicar el aparente contrasentido que parece plantear la relación prácticamente lineal entre la velocidad de avance y la fuerza de contacto pestaña-aguja recta.

En efecto, si simplificamos el fenómeno y no consideramos otras pérdidas de energía, podemos admitir que la variación de la energía cinética de la masa no suspendida correspondiente al eje guiador del bogie se transforma en energía elástica absorbida por la aguja:

$$\Delta E_C = E_E \Rightarrow \Delta \frac{1}{2} m v_y^2 = \frac{1}{2} k x^2 \quad [1]$$

Como la fuerza necesaria para producir una deformación elástica en la aguja es:

$$F_{CPC} = k x \quad [2]$$

Sustituyendo [2] en [1] obtenemos:

$$F_{CPC} = m \frac{v_y^2}{x} \quad [3]$$

Ahora bien, ambas velocidades, v y v_y, están relacionadas, para cada bogie, interviniendo en esta correlación el radio de la vía desviada, como se verá posteriormente. Es decir:

$$\left. \begin{aligned} F_{CPC} &= f_1(v_y^2, \dots) \\ v_y &= f_2(v, R) \end{aligned} \right\} \Rightarrow F_{CPC} \propto v \quad [4]$$

Se suscita entonces, otra cuestión: si la velocidad lateral aumenta con la velocidad de avance, ¿por qué un bogie determinado sobre un cambio dado toca la aguja para una velocidad baja (por

ejemplo, 110 km/h.) y no la toca para otras superiores (por ejemplo, 200 Km/h.)?

El fenómeno se explica si tenemos en cuenta que la velocidad lateral crece con la velocidad de avance, pero menos que si la relación entre ellas fuera 1 a 1. Pongamos un ejemplo para aclarar la situación.

Supongamos que el bogie avanzando a 110 km/h. (31 m/s.) tiene una velocidad lateral constante de 0,009 m/s. (en realidad, esta velocidad es variable pero, al objeto de simplificar el problema, consideramos un valor constante medio). Ese mismo bogie, avanzando a 300 km/h. (83 m/s.), tiene una velocidad lateral sobre el mismo desvío de 0,018 m/s. Como puede apreciarse, triplicar la velocidad de avance del tren (de 31 m/s. a 83 m/s.), supone duplicar la velocidad lateral de acercamiento a la aguja recta (de 0,009 m/s. a 0,018).

Este resultado explica por qué aumentando la velocidad de circulación, el bogie no tiene contacto con la aguja recta. Veámoslo numéricamente.

Para un radio de 7.000 m., la abscisa que determina la situación de la sección de aguja h (en este caso, 38 mm.) es, aproximadamente, 23,064 m. Esta va a ser la zona de excitación del movimiento. Esta zona es recorrida a la velocidad de 110 Km/h. en 0.744 s. Como la velocidad lateral del bogie para esa velocidad de avance es de 0,009 m/s., el bogie se habrá desplazado lateralmente $0,744 \bullet 0,009 = 0,0067$ m., es decir, 6,7 mm. Ello quiere decir que ha superado el juego de vía, tocando la aguja en una sección anterior.

Por contra, a 300 km/h. la zona de excitación se recorre en 0,278 s. Procediendo como antes, obtenemos que en ese tiempo el bogie se habrá desplazado lateralmente $0,278 \bullet 0,018 = 0,0050$ m., esto es, 5 mm.: no se ha producido el contacto con la aguja recta.

Si admitimos que el producto de una fuerza media de contacto aplicada sobre una determinada longitud de la aguja recta es un trabajo que se invierte básicamente en desgastar la aguja, y si establecemos una situación característica como referencia, tenemos un criterio que nos permite cualificar numéricamente una situación frente a otra. Según esto, hemos definido el índice relativo de desgaste como el % del trabajo desarrollado

(fuerza media de contacto pestaña-aguja por la longitud de aguja recta en que se desarrolla) con respecto a una situación tomada como referencia (en este caso, la de velocidad 160 km/h).

En la figura 7 se comprueba que, tomando como referencia la situación de velocidad de circulación 160 km./h., el trabajo de desgaste casi se duplica si disminuimos la velocidad de circulación a 110 km./h. En efecto, si bien la fuerza de contacto pestaña-aguja recta es menor para el caso de circulación a 110 km/h que a 160 km/h, la longitud de la aguja sobre la que roza la pestaña de la rueda es mayor, al agotar antes el juego de vía. Ello se debe a que, siendo las velocidades laterales del eje similares (aunque mayor obviamente la correspondiente a 160 km/h), el hecho de circular a 110 km/h supone dar más tiempo a que se produzca el desplazamiento lateral del eje.

5.2. Influencia del parametro "h"

Por lo que se refiere a la influencia de la variable "espesor mínimo de la aguja para permitir el contacto de apoyo de la rueda" (h), uno de los resultados más llamativos es que, manteniendo constante la velocidad de circulación y el radio de la vía desviada, la velocidad lateral del primer eje es la misma, independientemente del parámetro h . Esto es constatable mediante el gráfico de la figura 8.

Los resultados obtenidos ponen de manifiesto la notable influencia del parámetro h en el índice de desgaste previsible de la aguja (figura 9). Si tomamos como situación de referencia la caracterizada por $h = 38$ mm, el hecho de diseñar el cambio con secciones donde se permita el contacto de apoyo de la rueda sobre la aguja con espesores de 44 o 54 mm, supone triplicar o quintuplicar respectivamente la solicitud de desgaste de la rueda sobre la aguja. Por el contrario, si construimos cambios que admitan el peso de la rueda con un espesor de aguja de 34 mm (4 mm. menos) supone, en este caso, evitar el contacto del eje con la aguja recta.

5.3. Influencia del radio de la vía desviada

En lo que se refiere a la influencia del radio de la vía desviada, se han realizado simulaciones con radios de 300, 500, 1.000, 2.000, 5.000 y 7.000 m. Todos ellos son desvíos tangentes con radio de vía desviada único. Recordemos que en todo lo

dicho el vehículo recorre el cambio por vía directa, tomándolo de punta.

En la figura 10 se representa la relación entre el radio de la vía desviada y la fuerza de contacto pestaña-aguja del primer eje. Para radios inferiores a 2.000 m., con velocidad de circulación de 160 km./h. y espesor mínimo de la aguja para permitir el contacto de apoyo de la rueda (h) de 38 mm., no se han producido contactos.

En lo que se refiere a los contactos para radios de 5.000 y 7.000 m., las fuerzas máximas de contacto son, respectivamente, de 61 y 57 kN. Estos resultados se explican si tenemos en cuenta:

1. La velocidad lateral de aproximación de cada eje hacia la aguja recta disminuye con el aumento del radio de la vía desviada. Lo mismo cabe decir de la fuerza de contacto pestaña - aguja recta, según se vio en el epígrafe 5.1. Ello explica la tendencia decreciente de la fuerza al pasar de radios de 5.000 a 7.000 m.

2. La zona de excitación del movimiento, de longitud L, determinada por la sección del cambio donde se produce la tangencia de las alineaciones recta y curva y aquella en que el espesor de la aguja es h (en este caso, 38 mm), crece con el radio de la vía desviada (R), según la expresión:

$$L^2 = h \left\{ 2 \left(R - \frac{s}{2} \right) - h \right\} \quad [5]$$

Siendo s el ancho de vía. Todas las variables están en mm.

Esta relación explica el hecho de que, aunque las velocidades laterales de acercamiento del eje guiador hacia la aguja recta sean mayores para los cambios de radios de desviada 300 ó 500 m que para los de 5.000 ó 7.000 m, la zona de excitación del movimiento de los primeros resulta tan corta que, en el tiempo en que el eje recorre dicha zona, el desplazamiento lateral que se produce no llega a agotar el juego de vía.

6. Aplicación al diseño de cambios

Del estudio aquí esbozado han surgido una serie de recomendaciones para el diseño de nuevos cambios. Entre ellas destaca, tal y como se ha puesto de manifiesto en este artículo, la singular importancia de reducir sensiblemente el espesor mínimo de la aguja que permita el contacto de apoyo de la rueda (h). Esto es posible lograrlo mediante un adecuado mecanizado de la aguja.

Con las conclusiones de este estudio, siguiendo la línea de investigación abierta por los autores sobre aparatos de vía y, concretamente, sobre el estudio de la interacción vehículo-desvío, éstos han desarrollado un sistema incorporable tanto a cambios nuevos como a los existentes en servicio, en el cual por medio de la variación controlada de la geometría del cambio, mediante la mecanización de la contraaguja recta, se consigue modificar la trayectoria del bogie, evitando el impacto de las ruedas sobre la aguja recta. Este sistema, junto con otras soluciones existentes en la actualidad, serán objeto de un próximo artículo.

Bibliografía

- (1). **García Díaz-de-Villegas, J.M.** CONSIDERACIONES SOBRE LA GEOMETRÍA DE LOS DESVÍOS PARA LA ALTA VELOCIDAD Ponencia presentada en las "Jornadas Europeas de Alta Velocidad Ferroviaria". Madrid, 1.988
- (2). **Alias, J.; Valdés, A.** LA VÍA DEL FERROCARRIL Ed. Bellisco. Madrid, 1.990
- (3). **Kik, W.; Steinborn, H.** WHEEL-RAIL CONNEXION-ELEMENT FOR USE IN MULTI-BODY ALGORITHM Institut für Luft-und-Raumfahrt. Technische Universität. Berlin, S/F.
- (4). **AA.VV.** QUESTION D 72. Principes directeurs pour la conception des appareils de voie (profils de rail UIC 54 et UIC 60) O.R.E. Utrecht, 1.969
- (5). **Rodríguez Bugarín, M.** OPTIMIZACIÓN GEOMÉTRICO-DINÁMICA DE CAMBIOS DE DESVÍOS FERROVIARIOS Tesis Doctoral. E.T.S.I. de Caminos, Canales y Puertos. Santander, 1.992.
- (6). **Press, W.H.; Flannery, B.P.; Teukolsky, S.A.; Vetterling, W.T.** NUMERICAL RECIPES Cambridge University Press. Cambridge, 1.989 ■