

JUNTAS PARALELAS Y JUNTAS ALTERNADAS EN LAS VIAS FERROVIARIAS

Por CARLOS LAFITTE,
Ingeniero Industrial.

Presenta el autor un estudio teórico comparativo de los dos sistemas de juntas que se reseñan en el epígrafe, y propone se hagan ensayos, tanto en vías nuevas como en vías fatigadas, para tener una idea exacta del comportamiento de ambos sistemas.

Las juntas paralelas de carriles son las más empleadas en Europa; las alternadas, en Norteamérica, y creemos que esto ocurre desde la implantación de los ferrocarriles en estos países. Parece que ello se relaciona con los tipos de material móvil, que en Europa empezó siendo de dos ejes, mientras que en América se emplearon muy pronto los coches de carretones de dos y tres ejes. Algo de esto ha ocurrido en España, donde es general el empleo de las juntas paralelas en los ferrocarriles de vía ancha, en los que se empleó bastante tiempo el material de viajeros de dos ejes, al paso que en los de vía de metro está bastante generalizada la junta alternada, debido quizá a que en ellos se llegó pronto a utilizar los carretones.

Este último material ha acabado imponiéndose en todo el mundo para los trenes de viajeros; pero si en ello se ha seguido a América, no ha ocurrido lo mismo con el sistema de asiento de vía, pues, como es sabido, se sigue empleando en Europa de modo casi exclusivo el de juntas paralelas.

Vamos a efectuar un ligero estudio comparativo aproximado de los dos tipos de asiento de vía en relación con los mencionados tipos de material. Para ello consideraremos el efecto de las ligeras desnivelaciones de la vía a que dan lugar normalmente las juntas, y estudiaremos su efecto durante la marcha de los vehículos, que supondremos indeformables; efecto que puede entonces asimilarse al de un impacto y estudiarse aplicando la teoría del choque transversal de los cuerpos alargados.

Juntas paralelas. - Vehículos de dos ejes.

Consideremos un vehículo de dos ejes, representado en la figura 1.^a por un rectángulo en el que los ejes se proyectan en 1 y 2, que sufre un impacto en el punto *r*; sabemos que el movimiento que se origina es una rotación alrededor del centro de percusión *O*, cuya distancia al centro de gravedad viene dada por la relación $\rho^2 = c \cdot x$, en la que ρ es el radio de giro del vehículo con relación al centro de gravedad, *G*. Conocida la aceleración en el punto *r*, puede deducirse de lo anterior la que se producirá en cualquier punto del vehículo. Esta teoría permite tam-

bién deducir la masa reducida del vehículo, que es la concentrada al punto *r* da lugar en este punto a la

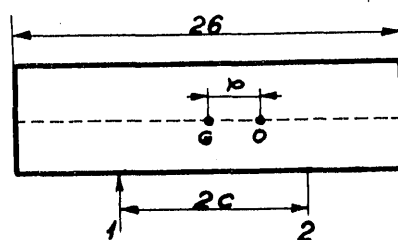


fig. 1

misma aceleración que la masa repartida del vehículo para un esfuerzo determinado aplicado en dicho punto *r*. Sea M_r dicha masa reducida, y llamaremos j_1 y j a las aceleraciones en *r* y en *G*; como son proporcionales a sus distancias a *O*, se tiene (fig. 2.^a):

$$\frac{j_1}{j} = \frac{c+x}{x} = j + j \frac{c}{x} \quad (1).$$

La aceleración *AB* en el punto *r* es la suma de la del centro de gravedad, $AC = j$ (aceleración vertical), y la $CB = j \frac{c}{x}$, que es la de una rotación

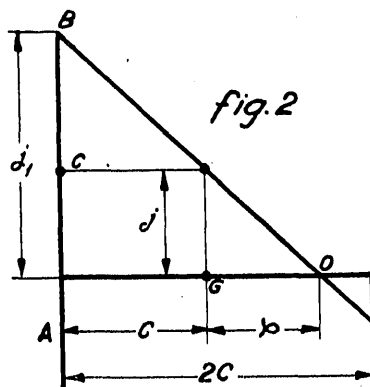


fig. 2

(1) En todo esto nos referimos a oscilaciones de pequeña amplitud en relación con *c*; por lo que las rotaciones son asimilables a movimientos rectilíneos.

alrededor de G . La primera es la de la oscilación vertical del vehículo; la segunda, la del movimiento del cabeceo alrededor del eje transversal que pasa por G ; por tanto (fig. 2.^a):

$$\frac{j_1}{j} = \frac{c+x}{x} = \frac{c^2 + \rho^2}{\rho^2} \left(\text{puesto que } x = \frac{\rho^2}{c} \right).$$

El esfuerzo aplicado en i es evidentemente M_j , siendo M la masa del vehículo, y la masa reducida se deduce de la relación $M_r j_1 = M_j$, que nos da finalmente:

$$M_r = \frac{M}{1 + \frac{c^2}{\rho^2}}.$$

Un caso interesante es aquel en el que $c = \rho$; entonces $x = c$ y $M_r = \frac{M}{2}$. En este caso un impacto aplicado en un eje da una rotación alrededor del otro, y la masa reducida es $\frac{M}{2}$; el impacto aplicado en un eje no repercute en el otro eje, con lo que se evita la acumulación de efectos sobre los dos ejes; las oscilaciones son las mismas que las de dos masas iguales a $\frac{M}{2}$ aplicadas a los dos ejes.

Los vehículos de dos ejes van generalmente montados sobre ballestas, y sólo excepcionalmente se emplean en ellos muelles helicoidales. Ahora bien: las ballestas, por efecto del rozamiento entre hojas que requieren para oscilar bajo una fuerza, F , un esfuerzo inicial $= F_f$, siendo f el coeficiente de rozamiento de la ballesta en conjunto (1), transmiten a la caja del vehículo la aceleración $\frac{Ff}{M_r}$, y como $F = M_r g$, la aceleración transmitida es fg , de modo que para estos vehículos $j_1 = fg$ encima de los muelles, y la máxima en el extremo del vehículo es:

$$j_1 \times \frac{x+b}{x+c} = fg \frac{x+b}{x+c}.$$

Juntas alternadas. - Vehículos de dos ejes.

Siguiendo la marcha del caso anterior, se demuestra que la aceleración en el punto i en que suponemos aplicado el impacto, que en este caso es en un solo muelle, se compone de la aceleración vertical en el centro de gravedad y dos aceleraciones de rotación, a saber: la análoga a la del caso anterior alrededor del eje transversal que pasa por el centro de gravedad y origina el cabeceo y otra alrededor de un eje longitudinal que origina el balanceo. Aplicando la teo-

ría del centro de percusión, se tiene ahora (fig. 3.^a):

$$j_1 = j \left(1 + \frac{c}{x} + \frac{m}{y} \right); \text{ o sea: } j_1 = j \left(1 + \frac{c^2}{\rho x^2} + \frac{m^2}{\rho y^2} \right);$$

$$\text{con } x = \frac{\rho x^2}{c}; \quad y = \frac{\rho y^2}{m};$$

ρx y ρy son los radios de giro alrededor de los ejes indicados, y m la cota señalada con esta letra en la figura 3.^a, que representa la sección transversal del vehículo. Se tiene también, como antes:

$$M_r j_1 = M_j;$$

y, por tanto:

$$M_r = \frac{M}{1 + \frac{c^2}{\rho x^2} + \frac{m^2}{\rho y^2}};$$

que es la conocida fórmula de Dauner (1).

Refiriéndonos al vehículo montado sobre ballestas, la aceleración sobre aquella a la que se aplica el impacto será, como antes, fg , y la máxima en el extremo del coche en la dirección de su anchura (fig. 3.^a):

$$fg \frac{y+d}{y+m}, \text{ con } y = \frac{\rho y^2}{m}.$$

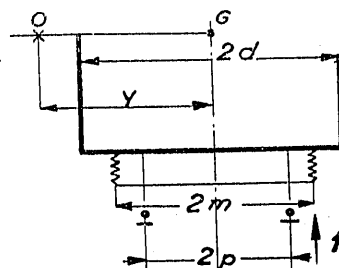


fig 3

Comparando este caso con el anterior, vemos que encima de los muelles la aceleración es la misma en los dos casos; a la izquierda de éstos es menor en el caso de la junta alternada, y a la derecha es mayor.

Para un vehículo de tipo antiguo se tiene: $\rho y^2 = 2,40$, $m = 1$, $2b = 1,50$ (ancho de vía internacional), $2d = 3$. La aceleración máxima es:

$$fg \frac{2,40 + 1,50}{2,40 + 1,00} = fg \frac{3,90}{3,40} = 1,145 fg;$$

es decir, un 14,5 por 100 mayor que con la junta paralela. Vemos que en una zona del coche de $1/6$ de su anchura las aceleraciones son mayores con la junta alternada, y en los $5/6$ de su anchura son menores. Si consideramos el eje del coche, la aceleración en la zona de encima de los muelles es fg con la junta paralela:

$$fg \frac{y}{y+m} = fg \frac{2,40}{3,40} = 0,705 fg,$$

con la junta alternada.

(1) Véase otra demostración de esta fórmula en la "Revista de Revistas", de la REVISTA DE OBRAS PÚBLICAS de mayo de 1950, pág. 265.

En resumen, resulta más favorable para la mayoría de los viajeros la junta alternada; pero hay una minoría que resulta perjudicada. Si tomamos como criterio lo referente al eje del coche, las aceleraciones resultan ser 0,705 del valor correspondiente a las juntas paralelas.

Existe otro aspecto de la cuestión que estimamos decisivo, y es el de la acumulación de efectos sobre los dos ejes del vehículo. Cuando se trata de juntas paralelas, para evitar dicha acumulación, basta, como hemos visto, que el centro de rotación del vehículo se encuentre en la vertical del centro del eje opuesto al impacto, lo que exige (según se ha visto) (fig. 1.^a) que $x = c$. En estas condiciones no influyen las oscilaciones de un eje del vehículo en el otro. Esta condición se cumple con suficiente aproximación en los vehículos antiguos, por lo que en éstos no tiende a acentuarse el movimiento de cabeceo. En cambio, no cabe evitar la acumulación de los movimientos de balanceo que tienden a acentuarse notablemente cuando la longitud del carril es igual a la separación de ejes, porque entonces las dos ruedas de un lado del vehículo pasan simultáneamente por una junta. Al aumentar la amplitud de los movimientos de balanceo se desvía el centro de gravedad del vehículo de la vertical, lo que contribuye a acentuar más aún las oscilaciones, que pueden ser molestas y aun peligrosas.

Con los carriles cortos que se empleaban en los primeros tiempos del ferrocarril y siguen empleándose en algunas líneas, se daba aproximadamente la circunstancia indicada, y fué seguramente la causa de que se adoptaran en Europa las juntas paralelas de vía (1).

Vehículos de cuatro ejes.

Estos vehículos van montados generalmente sobre carretones provistos de dos órdenes de suspensión; la primaria consiste de ordinario en muelles helicoidales, y la secundaria en muelles de ballesta, en general elípticos, llamados pincetas. Como los dos órdenes de suspensión trabajan en serie, puede prescindirse, a efectos comparativos, del rozamiento de las ballestas en el estudio aproximado del efecto de las juntas al aplicar las fórmulas de los impactos a este tipo de vehículo.

Juntas paralelas (cabeceo).

Nos referimos a un coche de viajeros con caja de 18 m. de longitud, 12,50 m. entre pivotes y 2,50 metros de separación de ejes de los carretones. El valor de $\rho x^2 = 35$.

(1) Véase Marié, pág. 46.

Refiriéndonos a un impacto en el eje extremo, cuya distancia al centro es $6,25 + 1,25 = 7,50$, tendremos para la masa equivalente:

$$M_r = \frac{M}{1 + \frac{c^2}{\rho x^2}} = \frac{M}{1 + \frac{7,5^2}{30}} = \frac{M}{2,872}.$$

El impacto a igualdad de desnivelación y de rigidez de la suspensión es proporcional al peso que actúa sobre el eje, que es $\frac{P}{4}$, siendo P el del coche, y la aceleración será proporcional a:

$$\frac{P \times 2,872}{4 M} = 0,717 g.$$

En los ejes intermedios las condiciones son más favorables; la distancia al centro es ahora $6,25 - 1,25 = 5$, y la masa reducida:

$$M_r = \frac{M}{1 + \frac{25}{30}} = \frac{M}{1,832}.$$

La aceleración será proporcional a:

$$\frac{P \times 1,832}{4 M} = 0,457 g.$$

Juntas alternadas.

En este caso hay que observar (fig. 3.^a) que la amplitud de las desnivelaciones de vía se multiplican a la altura de los muelles por la relación $\frac{p+m}{2p}$.

La masa reducida viene determinada, como antes, por:

$$M_r = \frac{M}{1 + \frac{x^2}{\rho x^2} + \frac{m^2}{\rho y^2}}.$$

Refiriéndonos a los ejes extremos de los carretones, obtenemos:

$$M_r = \frac{M}{1 + \frac{7,5^2}{30} + \frac{1}{2,50}} = \frac{M}{3,272}.$$

La aceleración, teniendo en cuenta en este caso el coeficiente de amplificación de la oscilación:

$$\frac{p+m}{2p} = \frac{1,75}{1,50}$$

(figura 3.^a) será proporcional a:

$$\frac{P \times 3,272}{8 M} \times \frac{1,75}{1,50} = 0,394 g.$$

La aceleración encima de los muelles es, en este caso, inferior a la que hemos obtenido para las juntas

$$x \frac{d+y}{m+y} = \frac{1,5+2,5}{3,5} = 1,145,$$

y será proporcional a $1,145 \times 0,394 \text{ g} = 0,451 \text{ g}$, in-

ferior a la que hemos encontrado para las juntas paralelas, que era proporcional a 0,717 g.

En el cuadro siguiente comparamos los valores relativos de las aceleraciones con los distintos puntos del vehículo para los dos tipos de asiento y las dos clases de vehículos:

Cuadro comparativo del factor de proporcionalidad de las aceleraciones en la línea de los muelles de un eje.

		En los muelles que reciben el impacto	Máxima	En el punto medio
		relación	relación	relación
(1) {	2 ejes	$\left. \begin{array}{l} \text{Juntas paralelas.} \\ \text{Juntas alternadas.} \end{array} \right\} \begin{array}{l} fg \\ fg \end{array} =$	$\left. \begin{array}{l} fg \\ 1,145 fg \end{array} \right\} 1,145$	$\left. \begin{array}{l} fg \\ 0,705 fg \end{array} \right\} 0,705$
	Carretones.	$\left. \begin{array}{l} \text{Juntas paralelas.} \\ \text{Juntas alternadas.} \end{array} \right\} \begin{array}{l} 0,717 g \\ 0,394 g \end{array} \left. \vphantom{\begin{array}{l} 0,717 g \\ 0,394 g \end{array}} \right\} 0,55$	$\left. \begin{array}{l} 0,717 g \\ 0,451 g \end{array} \right\} 0,625$	$\left. \begin{array}{l} 0,717 g \\ 0,318 g \end{array} \right\} 0,444$
		Relación entre las cifras que indican la mejora relativa en los dos casos.	0,55	0,545

(1) Los resultados tienen sólo un valor relativo, y son aplicables tan sólo al mismo tipo de vehículos.

La reducción relativa de la aceleración obtenida con las juntas alternadas es para el vehículo de cuatro ejes de 0,63 a 0,545, de la que se consigue en el vehículo de dos ejes, o sea que según este estudio la ventaja de la junta alternada es muy superior en los vehículos de cuatro ejes; esto parece confirmar que su empleo haya estado relacionado en América del Norte con el de los vehículos de carretones.

Hay que considerar también en los vehículos de cuatro ejes la acumulación de efectos inevitable, como hemos indicado, para el movimiento de balanceo que tiende a producir la junta alternada. Aunque esta tendencia es menor en los vehículos de cuatro ejes que en los de dos ejes, no deja de existir; se acusa de un modo sensible cuando la longitud de los carriles es igual a la distancia de pivotes y se reduce al mínimo si dicha longitud es el doble de la indicada anteriormente, pues entonces coinciden en la junta las ruedas opuestas de los ejes 1 y 3 y los de los 2 y 4 (numeradas en el sentido de la marcha), lo que acentúa las oscilaciones verticales, pero no las de balanceo ni las de cabeceo.

Como resumen de lo expuesto, parece deducirse la conveniencia del empleo de las juntas alternadas en las líneas actuales cuando puede adoptarse una longitud de carril que se aproxime al doble de la distancia entre ejes de pivotes de los coches. Las Compañías de vía de metro que las emplean en España están en general satisfechas, y sus ventajas aumentan con el ancho de vía, pues se reduce el coeficiente de amplificación de las desnivelaciones alternadas al aumentar dicho ancho, y por otro lado la tendencia a la amplificación de oscilaciones de balanceo disminuye al au-

mentar la base de apoyo de los muelles, que aumenta con el ancho de vía. Las ventajas de este tipo de asiento, según nuestros informes y observaciones, no se limitan al mejor movimiento de los vehículos, sino que también se manifiestan en la conservación de la vía, que se mantiene mejor en las juntas, especialmente en las curvas de pequeño radio, tan frecuentes en nuestros ferrocarriles.

La tendencia actual es la de emplear carriles de mayor longitud que los que se utilizaron anteriormente; lo corriente es que ésta sea del orden de los 30 m., bien empleando barras laminadas de esta longitud o soldando las actualmente instaladas de longitud menor. En nuestras grandes líneas, según me han informado, se trata de seguir esta última norma, y creo que sería una buena ocasión de hacer ensayos comparativos de los dos modos de asiento de vía efectuando la soldadura en distintos tramos, tanto en recta como en curva, de modo que en unos trayectos quedaran paralelas y en otros alternadas las juntas y comparando los resultados que se obtuvieran en el movimiento de los vehículos y en la conservación de la vía. Conviendría efectuar los ensayos en vías nuevas o bien conservadas y en vías fatigadas, para tener idea del comportamiento de los dos sistemas al cabo del tiempo de servicio.

Ignoro si se han efectuado ensayos anteriores en España o en otros países europeos; a mi juicio, en el caso en que no se hubieran efectuado en España, conviene hacerlo, aunque lo hubieran sido en otros países, pues las características de nuestras líneas y el ancho de vía son distintos, y ello puede influir mucho en los resultados.