

# FRENADO DECELEROMETRICO

Por JOSÉ MARÍA PAÚL DE GOYENA,

Ingeniero.

*Expone el autor, con profundo conocimiento del tema, las ventajas y economías que puede reportar la adopción del frenado decelerométrico, después de explicar, sucinta y claramente, los principios básicos que rigen en este frenado.*

## I. Principios básicos que rigen este frenado.

El principio en que se basa el empleo del frenado decelerométrico es ya conocido de antiguo (1), si bien no se le ha dado el impulso que hubiera merecido, por dos razones principales: Una de ellas, quizá la más importante, es la relativa complicación que llevaban consigo los aparatos que hasta ahora se empleaban para obtener la aplicación de esta modalidad de frenado. La otra razón se funda en que las necesidades exigidas por la explotación no eran las suficientes para decidir su empleo.

Con los actuales decelerómetros se proporciona a los vehículos, a los que se aplique este frenado, el máximo esfuerzo retardador compatible con la adherencia de las ruedas a los carriles para que no llegue a producirse su patinado (2). Más como quiera que el esfuerzo del frenado aumenta bastante al disminuir la velocidad del tren para la misma presión de las zapatas, se hace necesario ir reduciendo esta presión de zapatas a medida que disminuye la velocidad, con idea de conseguir la obtención del esfuerzo máximo del frenado adecuado a la velocidad instantánea del tren.

El decelerómetro consigue este objeto manteniendo constante la deceleración del frenado sin que se pueda rebasar el límite impuesto por el peligro del patinado, y ello se consigue haciendo disminuir automáticamente la presión en el cilindro de freno, en la medida en que lo exija la condición de no rebasar la máxima deceleración impuesta. De este modo, el frenado hará actuar las zapatas con una presión tal que las ruedas en cada momento del frenado se hallen a punto de acuñarse sin llegar a estarlo. Un mecánico que tuviera la sensibilidad de percibir la deceleración que el frenado imprime a su tren, pudiera hacer el papel de decelerómetro, pues mediante un mecanismo apropiado haría descender la presión del cilindro, de tal modo que dicha deceleración no sobrepasara

el límite impuesto. Mas en la imposibilidad de realizarlo en la práctica, hay que encomendar esta misión automática a un mecanismo decelerométrico. El órgano esencial del mismo es un toro de vidrio lleno de mercurio hasta cierta altura. Por causa de la deceleración del tren, el efecto de la inercia hace subir esta columna de mercurio más o menos, en relación con aquélla, y cuando llega el mercurio a alcanzar un contacto eléctrico colocado en el expresado toro, actúa un mecanismo de electroválvula sobre la presión del cilindro de freno y la hace descender hasta llegar al límite que impone la condición de no sobrepasar la deceleración impuesta.

Esta deceleración máxima es la que, rebasada, pudiera dar lugar al patinado de las ruedas con los peligros que siguen:

1.º Disminuirse el esfuerzo retardador del tren, por ser menor el que produce la resistencia al deslizamiento de las ruedas sobre el carril que el esfuerzo retardador que proporciona el rozamiento de las zapatas de freno sobre las mismas ruedas.

2.º El producir planos en las llantas de las ruedas, con todas sus desfavorables consecuencias.

En el esquema anexo (fig. 1.ª) se indica la disposición esquemática de este sistema de frenado decelerométrico aplicado a un vehículo.

La válvula de seguridad, timbrada por lo general a dos kilos, limita a este valor el descenso de presión en el cilindro, en todos los casos, y es necesaria su colocación para evitar que, por un defectuoso funcionamiento ocasional de la electroválvula, quedara abierto el escape del cilindro de freno y se anulara totalmente el efecto del frenado.

En la *Revista de Ferrocarriles y Tranvías*, correspondiente al mes de enero de 1951, pág. 12, se hizo una breve descripción de este sistema de frenado decelerométrico.

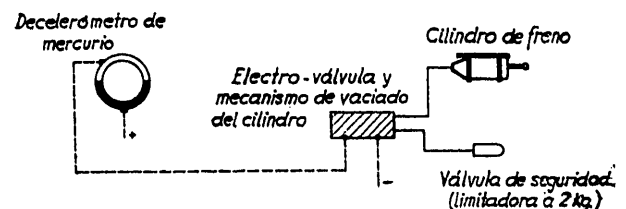


Fig. 1.ª — Frenado decelerométrico, esquema.

(1) García-Lomas: *Tratado de Explotación de Ferrocarriles*, tomo II, págs. 549-550.

(2) A este efecto se le debería llamar más propiamente deslizamiento de la rueda, reservando la palabra patinado para el caso de una rueda motora que gira sin avanzar sobre el carril. No obstante, en esta exposición se seguirá llamando patinado al deslizamiento de la rueda, para acomodarse al lenguaje vulgar y por no poder aquí existir ambigüedad entre ambos conceptos.

## II. Teoría aplicada de este frenado.

Para bien comprender la teoría del frenado decelerométrico, aplicada a los vehículos ferroviarios, se exponen, a título de recordatorio, los principios fundamentales del frenado por aire comprimido. El esquema de la figura 2.<sup>a</sup> representa una rueda de un vehículo sobre la cual carga un peso,  $P$ , girando a la derecha, en el momento en que comienza su frenado. En este momento, el esfuerzo de tracción sobre la rueda debe ser nulo, pero continúa su rotación, por efecto de la inercia, con velocidad decreciente.

Bajo la acción de la aplicación de la zapata con una presión  $Q$ , se originan los esfuerzos que a continuación se indican:

**Esfuerzo retardador.**— El valor de este esfuerzo resistente que se opone al movimiento de la rueda, se estima por mediación de un coeficiente,  $f$ , al que se denomina *coeficiente de rozamiento de la zapata sobre la llanta*.

El coeficiente  $f$  se expresa en una fracción centesimal de la presión de la zapata sobre la rueda. Es decir, que si al aplicar sobre la zapata una presión  $Q$ , de 1 000 Kg., se obtiene un esfuerzo retardador de 150 Kg., el coeficiente de rozamiento de frenado,  $f$ , se dice que es del 15 %, o más sencillamente; 0,15.

Este coeficiente de rozamiento de la zapata sobre la rueda es esencialmente variable entre límites muy amplios, no sólo con la presión de la zapata, sino también con la naturaleza y estado de la zapata y de la llanta y con la velocidad angular de ésta, y además, con el tiempo de aplicación de la zapata sobre la rueda. Para ruedas de acero y zapatas de fundición de las usualmente empleadas en los vehículos ferroviarios, y prescindiendo de las demás causas de variación, se puede estimar que, entre velocidades de 100 y 30 Km. por hora, este coeficiente de rozamiento suele variar casi uniformemente entre 0,07

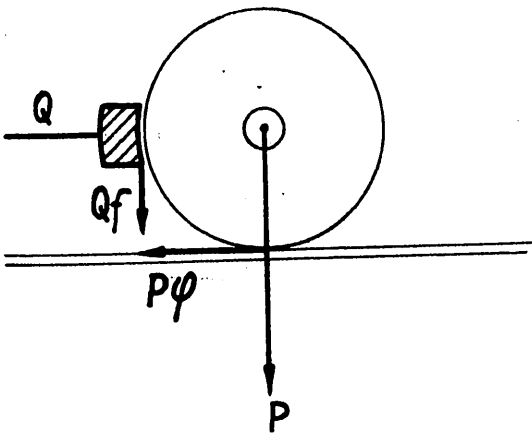


Fig. 2.<sup>a</sup>— Reacciones tangenciales en una rueda frenada.

y 0,20, respectivamente. Para velocidades menores, aumenta de 0,20 a 0,30, y cuando la rueda está casi parada, su valor medio es de 0,33. En la figura 3.<sup>a</sup>

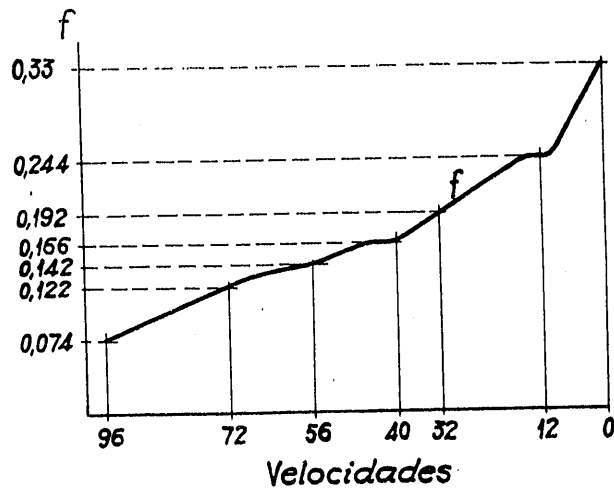


Fig. 3.<sup>a</sup>— Coeficiente de rozamiento de la zapata de fundición sobre rueda de acero, antes del deslizamiento.

se representa un gráfico de los valores aproximados de este coeficiente de rozamiento entre llanta de acero y zapata de fundición, según la velocidad de la rueda. En este gráfico se ha prescindido de la pequeña alteración del valor del coeficiente  $f$  por causa del tiempo de aplicación de la zapata sobre la rueda. Interpretando estas cifras, se podrá expresar que, para una presión de zapata sobre la rueda de 1 000 Kg., y a la velocidad de 32 Km. por hora, se produce un efecto retardador aproximado de 192 Kg. en la llanta de la rueda, y cuando la rueda se encuentra casi parada, la misma presión de la zapata produce un efecto retardador de 330 Kg.

**Esfuerzo adherente.**— La reacción tangencial del carril sobre la rueda tiende, por el contrario, a que ésta continúe girando por el efecto de un esfuerzo que se estima por medio de un coeficiente  $\varphi$ , denominado *coeficiente de adherencia*. Este se expresa también en un valor centesimal del peso que carga sobre la rueda. El valor del esfuerzo de adherencia es, por tanto,  $P\varphi$ .

El valor de este coeficiente es muy variable con el estado de conservación y el de humedad o engrase en que se encuentren las superficies adherentes, llanta de la rueda y carril de la vía.

Varía también este coeficiente con la velocidad del vehículo. Su valor inicial en el arranque suele ser de 0,33 como máximo y de 0,10 como mínimo (según el estado de humedad o engrasado de las superficies). Para velocidades crecientes disminuye este valor. En la figura 4.<sup>a</sup> se indica el gráfico de su variación según la velocidad del tren. Para la velocidad de 30 Km. por hora, su valor suele ser de 0,25, y para la de 100 Km. por hora, baja hasta 0,165.

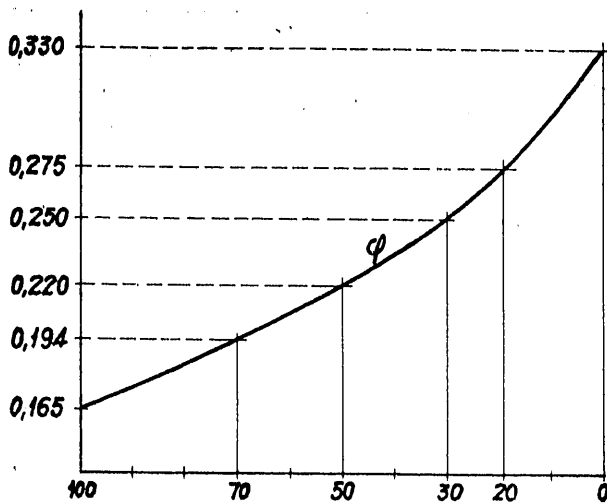


Fig. 4.ª — Coeficiente de adherencia entre carril de acero y llanta de acero. Valores empíricos.

El coeficiente  $\varphi$  es un dato práctico experimental, caracterizado por la circunstancia arriba expresada.

**Coexistencia de ambos esfuerzos.** — Mientras tanto que esfuerzo retardador del frenado,  $Q f$ , sea inferior al esfuerzo adherente  $P \varphi$ , la rueda continuará su rotación; pero cuando aquél sobrepasa a éste, o sea que  $Q f > P \varphi$ , la rueda se acuña y sobreviene el deslizamiento de la rueda sobre el carril.

**Coeficiente de rozamiento a la rodadura.** — Este coeficiente, que no debe ser confundido con el anterior, es el que se refiere al esfuerzo necesario para hacer rodar la rueda libremente sobre el carril en horizontal. Al igual que los coeficientes anteriormente reseñados, su valor es variable con el peso que carga sobre la rueda, con el estado de las superficies, con la temperatura, etc.; pero disminuye a medida que aumenta la velocidad de rotación, y a rueda parada se estima aproximadamente en 0,24; y a unos 70 kilómetros por hora baja hasta 0,04.

Para esta exposición es poco interesante el extenderse más acerca de sus características.

### III. Deslizamiento de la rueda.

El coeficiente de rozamiento en el patinado de la rueda sobre el carril, al que se llamará  $f'$ , es variable también con la velocidad de la rueda y tiene valores mucho menores que los del coeficiente de frotamiento de la zapata. En el gráfico (fig. 5.ª), se representan los valores de este coeficiente según la velocidad de la rueda. A título comparativo se representan también en esta figura, con línea punteada, los valores del coeficiente de frotamiento  $f$  de la zapata sobre la rueda.

Se puede apreciar, por lo tanto, que cuando se acuña una rueda por efecto del frenado, el efecto retardador  $P f'$ , producido por el deslizamiento de la rueda es mucho menor que el esfuerzo retardador

$Q f$  que produciría el frenado si la rueda siguiera rodando, y, por tanto, un tren en período de frenado tenderá a aumentar su velocidad cuando patinan las ruedas de los coches.

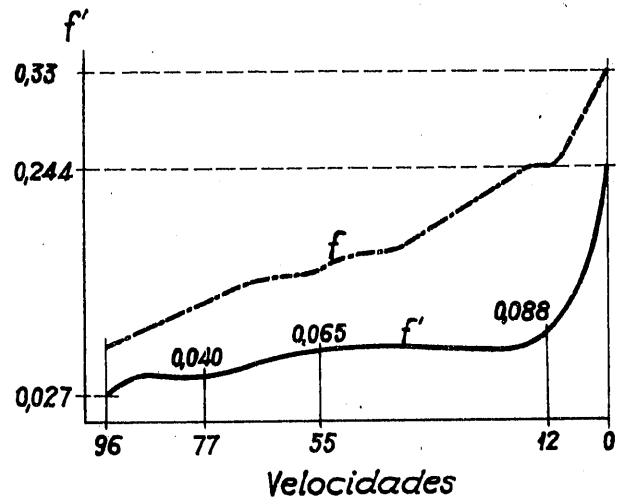


Fig. 5.ª — Coeficiente de rozamiento entre carril de acero y llanta de acero.

Por ello, en los cálculos de frenado se procura evitar por todos los medios posibles que se produzca el patinado de las ruedas sobre los carriles.

### IV. Multiplicación de timonería.

Con referencia a la figura 6.ª, se puede observar que la presión con que actúa el vástago del cilindro de freno se multiplica por medio de un adecuado sistema de palancas hasta llegar a la zapata. Considerando una timonería reducida a su más simple expresión, esta multiplicación será:

$$\frac{a}{b} \times \frac{c}{d}.$$

La presión en la zapata sobre una de las ruedas traseras de la figura 6.ª será:

$$Q = q \frac{a}{b} \times \frac{c}{d}.$$

La misma presión del vástago se transmite también

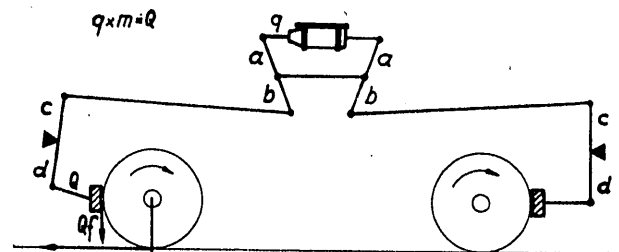


Fig. 6.ª — Timonería. (Vista de costado.)

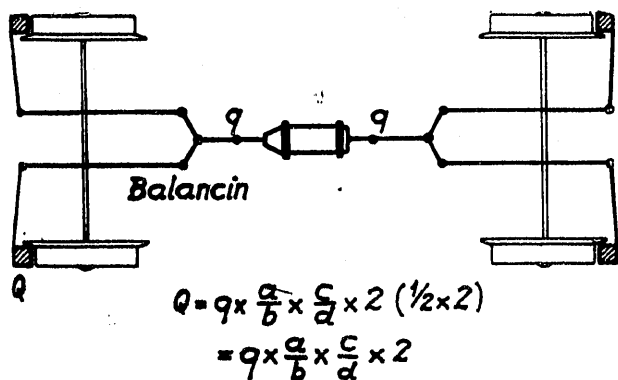


Fig. 7.<sup>a</sup> — Timonería. (Vista en planta.)

a las ruedas delanteras con igual multiplicación, gracias a la reacción que se produce por la biela, *B*, que enlaza las dos partes de la timonería. Considerando, por otro lado, que las dos ruedas del lado opuesto del vehículo, si bien reciben la misma presión de frenado, ello suele ser por intermedio de un balancín que divide esta presión en dos partes iguales (fig. 7.<sup>a</sup>), se llega a establecer la multiplicación total de la timonería con la fórmula siguiente:

$$Q = q \frac{a}{b} \times \frac{c}{d}; \quad 2 \times \left( 2 \times \frac{1}{2} \right) = q \frac{a}{b} \times \frac{c}{d} \times 2.$$

En los coches de ferrocarril frenados por aire comprimido se emplea, normalmente, una multiplicación de timonería comprendida entre 6 y 10, o sea que la presión total en las zapatas sobre las ruedas del coche viene a ser de 6 a 10 veces mayor que la presión aplicada en el vástago del cilindro de freno.

## V. Condiciones de óptimo frenado.

Volviendo sobre la figura 2.<sup>a</sup>, y suponiendo que la zapata de freno se aplica sobre la rueda con la presión *Q* (que produce un esfuerzo retardador sobre ella igual a *Qf*), se pueden establecer las siguientes consideraciones:

a) Para que la rodadura se conserve durante el frenado y no degenera en patinado, es necesario, como antes se ha expuesto, que el esfuerzo retardador *Qf*, aplicado sobre la llanta, sea menor que el esfuerzo adherente *Pφ* de la rueda; es decir,  $Qf < Pφ$ .

b) Este principio básico para el frenado conduce, en los diferentes vehículos que se emplean en las líneas férreas, a variados resultados. Cifrándose al caso de un coche de ferrocarril frenado por vacío o por aire comprimido, es dable establecer los datos siguientes: El valor máximo que puede tomar el coeficiente de rozamiento de la zapata *f* durante el último período del frenado, o sea cuando la rueda se

halla casi parada, es aproximado a 0,33. El coeficiente *φ* de adherencia se puede considerar que en igual momento tiene por valor medio 0,25 para el coche de viajeros vacío y suponiendo que se frenen todos sus ejes.

Por lo tanto, la desigualdad  $Qf < Pφ$  puede traducirse en este caso:  $Q \times 0,33 < P \times 0,25$ , lo que conduce a  $Q < 0,80 P$ . Es decir, que para un coche de ferrocarril, el valor medio de la presión aplicada a la zapata de freno durante el período de frenado debe ser menor, por lo general, de los 4/5 del peso que se aplica sobre la rueda, si se quiere mantener el óptimo frenado, o sea aplicar el esfuerzo máximo de frenado compatible con que no llegue a producirse el patinado de las ruedas. A este coeficiente (0,80 establecido para este caso) se le denomina *coeficiente de frenado*. Este coeficiente facilita sólo una idea de la proporción que debe guardar la presión del frenado total en todas las ruedas del coche con el peso total del mismo y puede ser variado entre límites de alguna amplitud, según las condiciones en que el vehículo haya de ser empleado.

*Aplicación práctica de las reglas del frenado.* — Aplicando las reglas expuestas a un coche de viajeros de cuatro ejes de tipo normal en servicios ferroviarios, con tara de 45 toneladas y carga máxima aproximada de 20 toneladas, o sea con un peso cargado de 65 toneladas, se obtendría:

Peso total en vacío, 45 toneladas.

Coeficiente de frenado que se considera en este caso, 0,80.

Presión máxima de frenado,  $45 \times 0,80 = 36$  toneladas.

Multiplicación adoptada para la timonería, 10.

La fuerza de frenado que debe obtenerse en el vástago del cilindro de freno es de  $\frac{36000}{10} = 3600$  kilogramos aproximadamente.

Esta fuerza de frenado en el vástago se consigue con bastante aproximación, por exceso, empleando un cilindro de 14" (355 mm.) de diámetro, y considerando una presión de aire en el cilindro de unos 3,75 Kg./cm.<sup>2</sup>, que es la normal que debe de tenerse en cuenta durante el frenado.

Por razones de orden mecánico, en el frenado por aire comprimido suelen emplearse multiplicaciones de timonería comprendidas entre 6 y 10 y, por lo tanto, ajustándose a estas cifras y teniendo en cuenta que los diámetros normales de los cilindros de freno que se fabrican para usos ferroviarios están comprendidos entre 6" (152 mm.), los más pequeños, y 16" (406 mm.), los mayores, y que suele variar su diámetro interno de dos en dos pulgadas (50,8 mm.), se podrá calcular el diámetro del cilindro de freno que más conveniente puede ser para cada vehículo.

## VI. Deceleración.

Prescindiendo de las resistencias de carácter secundario que obran sobre la rueda de un vehículo en marcha, la deceleración, en metros por segundo-segundo, puede representarse por la expresión simple  $\delta = \frac{Ge}{1000}$ ; en la cual,  $G$  es la aceleración de la gravedad, en  $m. = 9,81$  (para estos cálculos abreviados se tomará el valor 10);  $e$  es el esfuerzo del frenado, en Kg./Tn. de tren. De esta manera se llega a la simple fórmula  $\delta = \frac{e}{100}$ , en kilogramos.

Por lo tanto, si se considera para el valor del esfuerzo  $e$  de frenado el de 100 Kg./Tn. de tren, la deceleración que se obtiene es de 1 m. por segundo-segundo, valor que puede considerarse como un dato práctico para estos cálculos.

Aplicando esta regla al coche de viajeros considerado anteriormente con la tara de 45 Tn., se llega al resultado siguiente: peso en vacío, 45 000 Kg.; peso cargado, 65 000 Kg.; presión máxima de frenado,  $Q = 45\,000 \times 0,8 = 36\,000$  Kg. Y el esfuerzo de frenado que se deduce, considerando un coeficiente de rozamiento entre las zapatas y las ruedas de 0,15, es  $Q \cdot f = 36\,000 \times 0,15 = 5\,400$  Kg.

Según la regla enunciada primeramente, la deceleración teórica que se obtiene con dicho esfuerzo (suponiendo el coche cargado con un peso total de 65 Tn.) será:

$$\frac{5\,400}{100 \times 65} = 0,83 \text{ m./seg.-seg.}$$

En la práctica, esta deceleración teórica ha de ser rebajada en una cierta proporción por causa de la posible desigualdad que resulta en la aplicación de las zapatas de freno y por el rendimiento de las timoneras (que suele ser de un 80 a un 90 %), así como por el variable estado de humedad y engrase en que se encuentran las zapatas, las llantas y el carril.

*Deceleraciones referidas al tiempo y al espacio.* — La deceleración media de un vehículo puede ser considerada:

a) En función del tiempo de parada y expresada por:

$$\delta_t = \frac{V}{t}.$$

b) En función de la distancia  $l$  de parada. Su fórmula es:

$$\delta_l = \frac{V^2}{2l}.$$

Ambas fórmulas serán equivalentes cuando el movimiento sea uniformemente variado.

No ocurre así en el frenado de los trenes, por causa de la constante variación del coeficiente de rozamiento de las zapatas, según la velocidad de las ruedas, y por ello se obtienen valores algo diferentes para una y otra deceleraciones.

*Deceleración referida al tiempo.* — Para el vehículo anteriormente citado se obtuvo, por experiencias realizadas y en las condiciones antedichas. un tiempo de parada de 25 segundos, partiendo de la velocidad inicial de 70 Km./h. (19,5 m./seg.). Esto representa una deceleración media referida al tiempo de  $19,5/25 = 0,77$  m./seg.-seg.

*Deceleración referida a la distancia de parada.* — No obstante, en el frenado de trenes se acostumbra a considerar la deceleración referida a la distancia de parada:

$$\delta_l = \frac{V^2}{2l}.$$

Se la suele determinar experimentalmente midiendo la distancia de parada de tren. En el tren antes considerado, lanzado a la velocidad de 70 kilómetros por hora (19,5 m./seg.) y frenado en las condiciones expresadas, se ha obtenido la parada a una distancia  $l = 283$  m. del punto de comienzo del frenado. Ello representa una deceleración media referida a la distancia  $l$  de parada:

$$\delta_l = \frac{V^2}{2l} = \frac{19,5 \times 19,5}{2 \times 283} = 0,66 \text{ m./seg.}^2.$$

## VII. Potencia absorbida en el frenado y trabajo efectuado.

A título informativo se expone el cálculo de la energía disipada y potencia aplicada en el frenado, para el caso considerado anteriormente.

La energía disipada por tonelada es:

$$\frac{1}{2} m V^2 = \frac{1}{2} \frac{1000}{9,81} \times 19,5 \times 19,5 = 19\,380 \text{ Kgm.}$$

aproximadamente;

y la que resulta disipada en el frenado del coche considerado es:

$$19\,380 \text{ Kgm.} \times 65 = 1\,259\,700 \text{ Kgm.}$$

Esto representa también el trabajo efectuado por el frenado.

La potencia media que corresponde al tiempo de 25" que tardó en parar el vehículo es:

$$\frac{19\,380}{75 \times 25} = 10,3 \text{ CV./Tn.}$$

Para el coche cargado con 65 Tn. de peso total, la potencia que le corresponde es de

$$10,3 \times 65 = 669,5 \text{ CV.}$$

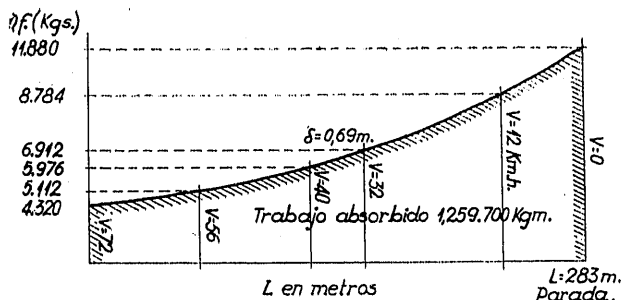


Fig. 8.ª — Valores del esfuerzo de frenado según las velocidades en los distintos puntos del trayecto frenado.

Esta potencia, absorbida en el frenado, no ha de ser confundida con la potencia necesaria para producir su aplicación, y que en este caso es aproximada a 7 CV., potencia del compresor de aire que se emplea para esta operación y que suele equipar a un coche como el considerado.

El trabajo absorbido por el frenado que antes se ha calculado puede también expresarse gráficamente considerando el esfuerzo de frenado que se aplica a la rueda durante el trayecto del frenado. Este esfuerzo, al que se viene representando por la expresión  $Qf$ , es variable durante el tiempo del frenado por causa de la constante variación de  $f$  con la velocidad de la rueda. Partiendo de una velocidad de 72 Km./h. y suponiendo constante e igual a 36 000 kilogramos la presión del frenado aplicada a todas las ruedas del coche, se puede construir la curva de la figura 8.ª, que da idea del trabajo desarrollado por el frenado en los diversos momentos del mismo. En los primeros instantes del frenado (velocidad, 72 kilómetros por hora),  $f = 0,12$  y  $Qf = 4320$  Kg. A 32 Km./h.,  $f = 0,192$  y  $Qf = 6912$  Kg., y cuando la rueda está a punto de pararse,  $f = 0,33$  y  $Qf = 11880$  Kg.

El área que encierra esta curva debe equivaler también, aproximadamente, al trabajo total de frenado obtenido con el cálculo anterior. No obstante, la medición de este área dará una cifra algo superior a la calculada antes, por causa de la desigual aplicación de las zapatas contra las llantas de las ruedas y del estado más o menos grasiento de sus superficies, efectos que tienden a disminuir en la práctica los esfuerzos teóricos considerados para construir esta curva.

La curva que representa los esfuerzos de frenado  $e = Qf$  puede representar asimismo, aunque en escala diferente, los valores instantáneos de la deceleración teórica referida al tiempo, toda vez que la relación que las liga (ver cap. VI) es simplemente

$$\delta t = \frac{e}{100}. \text{ Para la velocidad de 32 Km./hora,}$$

$$\delta t = \frac{6912}{100} = 69 \text{ cm./seg.-seg., aproximadamente}$$

## VIII. Gráficos de frenado.

Con las consideraciones preliminares antes expuestas, que son sobradamente conocidas por los técnicos, se facilita la exposición gráfica de los efectos obtenidos con un frenado normal y con un frenado decelerométrico.

**Frenado normal.**—El considerado antes tiene por características principales las siguientes:

Presión en el cilindro de freno, 3,750 Kg.

Multiplicación de timonería, aproximada a 10.

Presión total en las zapatas del coche con cilindro de 14", 36 000 Kg.

El coeficiente de frenado que se considera es 0,80, para evitar el patinado. La figura 9.ª es el gráfico que puede caracterizar a un frenado normal, en el que se supone constante la presión total del frenado arriba citado, y en la que el esfuerzo de frenado obtenido se indica en la curva  $Qf$ , de acuerdo con el resultado obtenido en el cap. VII.

Se puede ver claramente que, con el modo normal de frenado, se desaprovecha notablemente la eficacia que puede obtenerse del efecto del mismo.

La ineludible necesidad de evitar el patinado de las ruedas, como se expuso en el cap. V, conduce a reducir la presión del frenado al límite de los 4/5 del peso del vehículo, y para ello, en el caso del coche cuyo frenado se ha considerado, la multiplicación de timonería tenía el valor de 10.

Sin embargo, cuando la velocidad del coche es de unos 72 Km./h., el coeficiente de rozamiento  $f$  de la zapata se aproxima a 0,12, y a esta velocidad, el valor del coeficiente de adherencia  $\varphi$  (fig. 4.ª) es aproximado a 0,20. Si se compara el valor que a esta velocidad toma el esfuerzo de frenado  $Qf = 36000 \times 0,12 = 4320$  Kg., con el producto del peso del vehículo vacío por el coeficiente de adherencia  $P\varphi = 40000 \times 0,20 = 8000$  Kg., resulta éste 1,86 veces mayor que aquél. Con el coche cargado, aumentaría más esta proporción.

Ello indica que el esfuerzo de frenado, a la veloci-

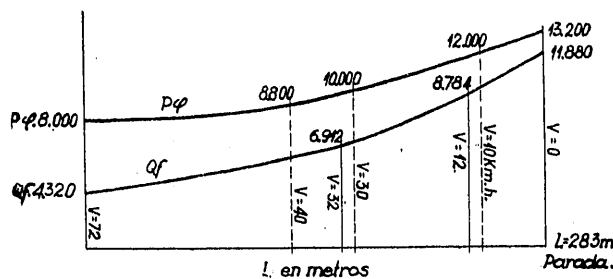


Fig. 9.ª — Curvas representativas de los esfuerzos de frenado (y de las deceleraciones) y del producto  $P\varphi$ , a diversas velocidades. Se supone un coeficiente de frenado de 80 % de tara.

dad antedicha, pudiera ser bastante superior (al menos, 1,86 veces mayor) que el que se aplica con el frenado normal, sin temor a que se produzca el patinado de la rueda.

A medida que desciende la velocidad de la rueda, aumenta el valor de  $f$  y también el de  $\varphi$ , según se deduce de las curvas de las figuras 3.<sup>a</sup> y 4.<sup>a</sup>, respectivamente.

Aplicando sus valores respectivos a las distintas velocidades del vehículo, se puede comprobar que, a una velocidad del orden de 30 Km./h., el producto de  $P\varphi$  es sólo 1,4 veces mayor que el esfuerzo del frenado. Esta proporción desciende a 1,3, aproximadamente, a 10 Km./h. Y cuando el vehículo está a punto de detenerse, ambos valores se aproximan bastante. En la figura 9.<sup>a</sup> se representan gráficamente los resultados que acaban de obtenerse. Como antes se indicó, la curva que representa los esfuerzos de frenado representa, asimismo, en otra escala, las deceleraciones correspondientes.

Con estos resultados se pueden corroborar varias interesantes consecuencias:

1.<sup>a</sup> Tomando como máximo valor para el esfuerzo normal del frenado  $Q$ , el 80 % del peso  $P$ , para coche vacío, no es de temer en ningún caso el patinado de las ruedas.

2.<sup>a</sup> El valor del esfuerzo de frenado normal que así se obtiene, es exiguo a partir de las velocidades del coche superiores a 20 ó 30 Km./h., y pudiera ser aumentado en tanta mayor proporción cuanto mayor sea la velocidad del vehículo, sin temor al patinado.

3.<sup>a</sup> En igual proporción en que se aumenta el esfuerzo de frenado, aumenta la deceleración del coche, como se indicó en el cap. VII y se expresó en la figura 8.<sup>a</sup>.

4.<sup>a</sup> Para aprovechar el máximo de efecto del frenado, hácese necesario que el esfuerzo del frenado, y por lo tanto la deceleración, sean los máximos que sea posible cuando la velocidad es elevada, y que se disminuyan este esfuerzo de frenado y deceleración a medida que la velocidad va atenuándose.

**Frenado decelerométrico.** — Para llevar a la práctica las antedichas reglas, se utiliza el frenado decelerométrico. Para lograr este frenado, se debe establecer *a priori* un aumento del esfuerzo de frenado  $Qf$  en la debida proporción (con respecto a un frenado normal), y para ello, partiendo del valor de 3,750 Kg. como presión en el cilindro y puesto que el valor de  $f$  no es posible variarlo, es necesario establecer un aumento en la multiplicación de la timonería, la cual se dispone, generalmente, con el valor de 14 (es decir, casi el doble de la multiplicación normal). Con esto se dobla el esfuerzo de frenado y se obtiene una deceleración también doble de la

que se obtendría aplicando al vehículo un frenado normal con multiplicación de timonería de 6 a 8.

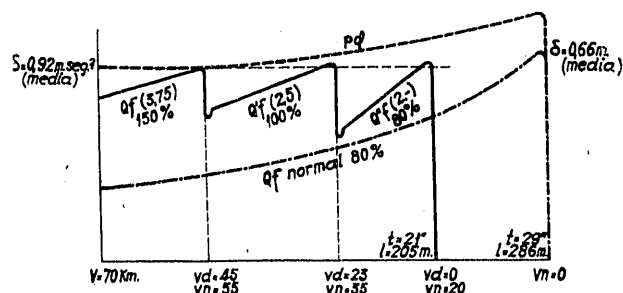


Fig. 10. — Frenado decelerométrico. Curvas de esfuerzos de frenado. Vehículo cargado. Multiplicación de timonería, 1,5.

Para que este esfuerzo de frenado y la deceleración que de él se deriva puedan acomodarse a la disminución de la velocidad del vehículo, se recurre a disminuir automáticamente la presión establecida en el cilindro de freno, de acuerdo con el valor que exige aquella acomodación.

En la práctica es usual partir del valor máximo admisible para la deceleración a velocidad elevada. Puede considerarse, por ejemplo, la deceleración de 0,92 m./seg.-seg. para un vehículo cargado con 65 toneladas de peso total a la velocidad de 70 Km./h.

A medida que decrece la velocidad del coche, si se conserva igual presión en el cilindro de freno, aumentan el esfuerzo de frenado y la deceleración, y al llegar al límite de 0,92 m./seg.<sup>2</sup> impuesto a esta última, el decelerómetro provoca la disminución de presión en el cilindro, de forma tal que reduce el esfuerzo de frenado y la deceleración en la proporción resultante. Esto se produce cada vez que la deceleración alcanza el límite impuesto y que se consideró como límite peligroso a los efectos del patinado.

En la figura 10 se pueden apreciar gráficamente estos resultados. Para simplificar la representación gráfica, se supone que el decelerómetro actúa haciendo disminuir la presión del cilindro por escalones de 3,750, 2,500 y 2,000 Kg. Se parte de la hipótesis de un vehículo cargado y con velocidad inicial de 70 kilómetros/hora.

En cada caso se obtienen valores de  $Q$  que se han expresado por  $Q(3,75)$ ,  $Q'(2,50)$  y  $Q''(2,00)$ .

La primera parte de la curva de frenado  $Qf$ , que corresponde a un coeficiente de frenado del 150 % de la tara, se eleva paulatinamente por efecto del aumento del coeficiente  $f$  hasta alcanzar el valor que corresponde a  $\delta = 0,92$  m./seg.-seg. El efecto del decelerómetro hace descender la presión del cilindro de freno a 2,500 Kg., a cuyo valor corresponde un coeficiente de frenado del 100 % de la tara. Cuando vuelve la deceleración a llegar a 0,92 m./seg.-seg., la

presión del cilindro por efecto del decelerómetro baja a 2,00 Kg. (coeficiente de frenado igual al 80 % de la tara) hasta la parada del vehículo. La parada se efectúa en un tiempo de 21 segundos a la distancia de 205 m. del punto de origen del frenado.

Si se compara la anterior curva de frenado con la de la figura 9.<sup>a</sup> (curva de frenado normal), reproducida de trazo y punto en la figura 10, se ve claramente la notable disminución de la distancia de parada y consiguiente economía de tiempo obtenidas con el empleo del decelerómetro. Es de observar que, racionalmente, han de ser equivalentes las áreas que encierran ambas curvas de frenado, pues una y otra representan gráficamente el trabajo absorbido por el frenado desde el comienzo del mismo hasta la parada del coche, partiendo de igual velocidad y de igual carga total. Obsérvese en la figura 10 que la curva del frenado decelerométrico queda siempre por debajo de la curva  $P\phi$  (peso por coeficiente de adherencia) para el frenado normal, que se representa de puntos en el mismo dibujo.

### Influencia de la carga.

a) *Carga total.* — Para exponer con mayor sencillez la influencia que tiene la mayor o menor carga del vehículo en el funcionamiento del decelerómetro, se presenta en la figura 11 un esquema semejante al de la figura 10, pero referido tan sólo a las presiones que se establecen en el cilindro de freno, o sea prescindiendo del resultado que esta presión origina en el esfuerzo del frenado sobre la llanta.

Los tres escalonés que presenta esta curva de la figura 11 corresponden a los tres representados en la figura 10, con la variación de que estos de la figura 11 se desarrollan horizontalmente por haberse supuesto que las presiones en el cilindro de freno variaban por saltos uniformes de 3,750, 2,50 y 2 Kg. En la práctica, estos escalones han de ser más nume-

rosos, según las disminuciones de presión que el decelerómetro provoque en el cilindro de freno.

La curva de trazo lleno corresponde a una carga total de 65 Tn. para el vehículo.

b) *Carga media.* — Si se supone que el vehículo se halla cargado a mitad de carga (peso total de 52,5 Tn.), es evidente que al aplicarse la presión máxima de 3,750 Kg. en el cilindro, a la velocidad de 70 Km./h., la deceleración que proporciona el esfuerzo de frenado máximo que le corresponde es mayor que en el caso del vehículo totalmente cargado, por ser menor la fuerza viva del vehículo. Por lo tanto, si se supone, en obsequio a la sencillez, que se obtiene igual deceleración con el coche cargado con 25 Tn. y presión de 3,750 Kg. en el cilindro, que con el coche a media carga y presión de 2,5 Kg. en el cilindro, la representación gráfica del frenado en este caso queda representada por la curva b) de la figura 11, en la que se ve que el decelerómetro no deja subir la presión en el cilindro de freno a más de 2,500 Kg., que corresponde a la obtención de la máxima deceleración admitida.

c) *Carga nula, o sea marcha a la tara.* — En este caso y por semejantes razones al caso anterior, se llega a la representación gráfica del caso, mediante la curva c) de la figura 11. Se mantiene la hipótesis de que se obtiene la misma deceleración máxima con 2 Kg. de presión y sobrecarga nula que aplicando 3,750 Kg. con la carga total.

Obsérvese que el frenar con 3,750 Kg. en el cilindro equivale a frenar con el 150 % de la tara. De igual modo, el frenado con presiones en el cilindro de 2,500 y 2 Kg., equivalen a frenar con el 100 y 80 % de la tara, respectivamente.

El frenado con el 80 % de la tara es el frenado normal del coche, o sea sin dispositivo decelerométrico.

*Caso en que pueda fallar el decelerómetro.* — Si la electroválvula del decelerómetro quedara excitada incidentalmente (es decir, provocando el vaciado del cilindro), la presión del frenado no puede descender por bajo de 2 Kg. (correspondiente a un frenado de 80 % de la tara), por impedirlo la válvula limitadora de que está dotado el sistema. Ello equivaldría, por consiguiente, a reproducir (desde el momento en que se produzca esta poco probable avería) las condiciones del frenado normal que se obtendría sin empleo del decelerómetro.

*Influencia de la velocidad.* — Por causa del menor valor que tienen el coeficiente de rozamiento de la zapata sobre la rueda cuando la velocidad aumenta, si se comienza el frenado a velocidad superior a los 70 Km./h. considerados, se comprende que,

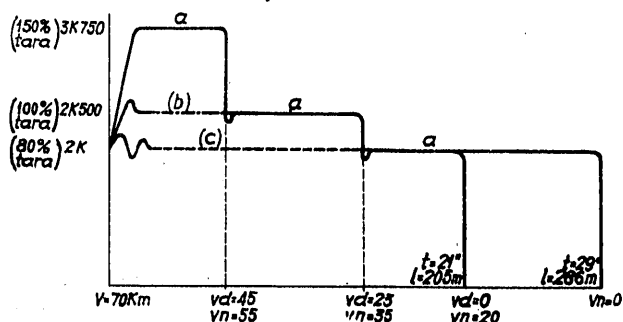


Fig. 11. — Frenado decelerométrico. Curvas de presiones en el cilindro de freno. Vehículo cargado, con 65 Tn.



aun con el coche cargado a media carga, puede, en los primeros momentos del frenado, el decelerómetro conservar la presión máxima en el cilindro, por ser ello compatible con la deceleración obtenida, que no igualará a la máxima admitida; cuando la velocidad disminuye y aumenta el esfuerzo de frenado (por aumento del coeficiente de rozamiento de la zapata), se reproducirá el caso considerado antes y el decelerómetro actuará haciendo bajar la presión en el cilindro.

Recíprocamente, si el frenado comienza a velocidad inferior a 70 Km./h., aun con el coche cargado a su máximo, el decelerómetro actuará desde los primeros momentos del frenado, no dejando que la presión máxima de 3,750 Kg. se establezca en el cilindro, pues ello acarrearía la obtención de una deceleración superior a la admitida. La presión en el cilindro sería, por lo tanto, la necesaria para reducir la deceleración a su valor impuesto. A poca velocidad y aun con el tren con la sobrecarga máxima, puede ocurrir que la presión del frenado se reduzca desde el principio a la mínima de 2 Kg., la misma que con el tren a mayor velocidad y sin sobrecarga.

*Resumen general.* — El decelerómetro permite la máxima deceleración impuesta, manteniendo el esfuerzo del frenado en la proximidad del límite del deslizamiento de las ruedas sin llegar a alcanzarlo. Durante el tiempo del frenado corrige automáticamente todas las causas que limitan el esfuerzo máximo de frenado, a saber:

a) La variación del coeficiente de rozamiento de las zapatas por causa de la cuantía de presión por unidad de superficie y por causa de la temperatura, del tiempo de aplicación de la zapata, del estado de las superficies de la zapata y de la rueda, etc.

b) La variación de la carga del vehículo.

c) La variación del rendimiento de la timonería.

Para obtener este resultado, la timonería debe disponerse con una multiplicación que proporcione un frenado del orden del 160 por 100 de la tara. El decelerómetro deberá graduarse de modo que, con la máxima carga del vehículo y aplicando al cilindro de freno la presión de 3,750 Kg., no llegue a producirse el deslizamiento de las ruedas a la velocidad máxima a que suele marchar el vehículo. Con ello se fija materialmente la máxima deceleración que es admisible con la condición expresada.

## IX. Aplicación práctica del frenado decelerométrico.

Se reseñan a continuación algunos datos tomados del servicio del material móvil de la Empresa "Régimen autónomo de los Transportes de París".

## CARACTERÍSTICAS ESENCIALES DE LA LÍNEA DE SCEAUX.

a) *Explotación.* — La R.A.T.P. explota, bajo el nombre de "línea de Sceaux", las líneas de *Paris a Massy-Palaiseau*, con prolongación a Saint Remy, y de *Bourg-la-Reine a Sceaux*, en las cuales la longitud total es de 43 Km. de vía doble, y la distancia media entre estaciones es de 1 100 m.

El intervalo mínimo entre dos trenes es de cinco minutos y la velocidad máxima autorizada en la línea es de 70 Km./h.

b) *Material móvil.* — Los trenes en servicio están formados por una o dos unidades con dos automotores.

La R.A.T.P. dispone, para asegurar su formación, de un parque de 102 automotores de un tipo único, cuyas características principales son las siguientes:

Largo, 20,700 m.

Capacidad, 211 viajeros.

Peso en vacío, 45 Tn.

Carga máxima prevista con viajeros, 20 Tn.

Peso cargado, 65 Tn.

Tracción: dos motores de 250 CV., montados sobre el carro delantero que es el único motor. El carro trasero es sólo portador.

Alimentación: corriente continua a 1 500 V., por catenaria y pantógrafo.

## Frenado de origen en los automotores de la línea de Sceaux.

a) *Sistema de frenado.* — Los automotores estaban equipados al principio con un sistema de freno por aire comprimido de acción rápida, con triple válvula LUR Westinghouse y cilindro de freno de 355 milímetros (14"). La timonería da una multiplicación próxima a 10, y como la presión normalmente utilizada en el cilindro de freno se considera de 3,750 kilogramos, el esfuerzo total de aplicación de las zapatas resulta de 37 Tn.

b) *Tanto por ciento del frenado.* — La relación del esfuerzo total de frenado con el peso en vacío del coche, sin tener en cuenta el rendimiento de las timonerías, es de 82 %. Con este tanto por ciento de frenado, el freno de origen en las mejores condiciones de parada de urgencia permitía detener un automotor cargado (65 Tn.) lanzado a 70 Km./h., a una distancia de 283 m., correspondiéndole una deceleración media de 0,66 m./seg.<sup>2</sup> (referida a la distancia de parada).

c) *Distancia de parada impuesta.* — Las instrucciones generales de explotación de la línea de Sceaux

imponen que la parada de un automotor cargado con un peso total máximo (65 Tn.) lanzado a 70 Km./h. se efectúe a una distancia de 262 m. A esto corresponde una deceleración media de 0,72 m./seg.<sup>2</sup>.

Por lo tanto, la distancia de parada y deceleración obtenidas con el freno de origen no eran satisfactorias y, en su consecuencia, fué necesario buscar una solución que mejorara el frenado del tren.

### Medios ensayados para aumentar la deceleración.

Con objeto de obtener un aumento en la deceleración del tren, fueron ensayados diversos procedimientos:

a) Fueron ensayadas zapatas de freno de composiciones especiales, tales como ferodo y otros productos, pero fueron abandonadas por el anormal desgaste que ocasionaban en las llantas.

b) Se equiparon los carros con dobles zapatas, con objeto de incrementar el esfuerzo de frenado por causa del aumento del coeficiente de rozamiento al reducir la presión por unidad de superficie. Con ello se obtuvo una pequeña mejora en la deceleración media.

c) Aumentar la multiplicación de timonería hasta el 107 % de la tara. Esta fué la máxima multiplicación que pudo aplicarse sin provocar el patinado de las ruedas. Con ello se obtenía bastante aproximadamente la distancia de parada y de deceleración impuestas, pero ello se conseguía de una manera precaria y sin garantías.

d) Se aplicó al sistema de freno el dispositivo decelerométrico Westinghouse. Con esta disposición, el porcentaje de frenado pudo elevarse hasta el 220 por 100 de la tara, sin temor ninguno de ocasionar el patinado de las ruedas.

Con un peso total máximo de 65 Tn. y a 70 kilómetros/h., se obtuvo una distancia de parada de 102 metros, a la que correspondía una deceleración media de 0,98 m./seg.<sup>2</sup>.

### Condiciones prácticas del óptimo frenado decelerométrico.

Aun cuando en los ensayos efectuados pudo llegarse hasta un aumento del coeficiente de frenado de 220 %, con una multiplicación de timonería de 19,8, ello exigía el empleo de una timonería muy pesada y onerosa. En la figura 12 se exponen gráficamente estos resultados. En su consecuencia, se llegó a adoptar una multiplicación de 14,3, con un coeficiente de frenado de 160 %.

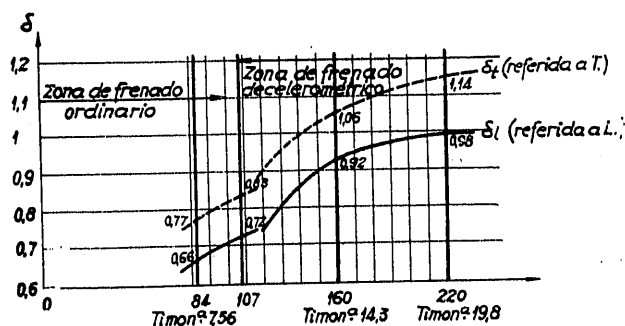


Fig. 12. — Línea de Sceaux. Deceleraciones medias en función del porcentaje de frenado.

Diversos ensayos practicados permitieron determinar la regulación óptima que había de darse al decelerómetro, la cual fué fijada en la máxima de 1,40 m./seg.<sup>2</sup>, con la cual se obtenían una distancia de parada de 205 m. y una deceleración media de 0,92 m./seg.<sup>2</sup>. En el cuadro adjunto (fig. 13), se exponen gráficamente los resultados de los ensayos efectuados con el coche vacío y cargado.

| Velocidad inicial = 70 Km.h.           | Coche vacío 45 Tm.                 |                                   |                                                          |                                                       | Con carga máxima 65 Tm. |       |                |                |
|----------------------------------------|------------------------------------|-----------------------------------|----------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------|-------------------------|-------|----------------|----------------|
|                                        | L<br>Distancia de parada en metros | T<br>Tiempo de parada en segundos | Deceleración media                                       |                                                       | L                       | T     | δ <sub>l</sub> | δ <sub>t</sub> |
|                                        |                                    |                                   | δ <sub>l</sub> = $\frac{v^2}{2L}$<br>m/seg. <sup>2</sup> | δ <sub>t</sub> = $\frac{v}{T}$<br>m/seg. <sup>2</sup> |                         |       |                |                |
| Freno de origen 78,4 %                 | 205 m                              | 18" 4                             | 0,92                                                     | 1,04                                                  | 286 m                   | 25" 5 | 0,66           | 0,77           |
| Freno Westinghouse mejorado 107 %      | 176 m                              | 16" 5                             | 1,07                                                     | 1,17                                                  | 262 m                   | 23" 3 | 0,72           | 0,83           |
| Freno decelerométrico 220 %            | 150 m                              | 13" 8                             | 1,25                                                     | 1,40                                                  | 192 m                   | 17"   | 0,98           | 1,14           |
| Freno decelerométrico definitivo 160 % | 163 m                              | 14" 8                             | 1,15                                                     | 1,29                                                  | 205 m                   | 18" 2 | 0,92           | 1,06           |

Fig. 13. — Línea de Sceaux. Distancias y tiempos de parada y deceleraciones obtenidas en los ensayos.

### **Economía de tiempo obtenida.**

La economía de tiempo obtenida en los trenes indicados en el recorrido París-Massy-Palaiseau, era de 1 minuto 30 segundos en cada uno de los recorridos del tren, por causa de que, pudiendo empezar el frenado más tarde en cada parada, se conseguía una velocidad media más elevada en el recorrido total.

Esta ganancia de tiempo permitía realizar la economía de un tren de cuatro coches cada día, sin perjudicarse el tráfico de viajeros.

La economía que ello representaba, estimando el coste de un coche en dos millones de pesetas, es, por lo tanto, de ocho millones de pesetas en el gasto de primer establecimiento.

### **Economía de energía.**

En la hipótesis de que se renunciara a mejorar la velocidad comercial, o sea ganar el tiempo expresado anteriormente en cada frenado, la energía economizada en la explotación por causa del aumento de deceleración proporcionaría una economía de energía de cerca de 10 %.

Partiendo de un consumo anual en la explotación de 25 millones de Kw./h. y de un coste total del Kw./h. de 0,16 pesetas, resulta una economía anual de 400.000 pesetas.

Al establecer un presupuesto en el que se tuviese en cuenta, por un lado, esta economía de consumo, y por otro, la conseguida en los gastos de primera instalación y el ahorro suplementario obtenido por la supresión de un desgaste indebido de zapatas, llantas, etc., se pudiera obtener una economía en la explotación bastante apreciable.

El frenado de los coches de 40 Tn. de tara y 65 de carga total máxima, queda organizado de la siguiente manera:

Freno de aire comprimido, con cilindro de 14" (355 mm.).

Timonería con zapatas dobles en todos los ejes (32 zapatas) y multiplicación de 14,3. Coeficiente de frenado, 160 %.

Triple válvula LUK-B Westinghouse, con caja de aflojamiento rápido.

Decelerómetro de mercurio regulado normalmente a la máxima deceleración de 1,40 m./seg.<sup>2</sup>. y obteniéndose con su empleo una deceleración media de 0,92 m./seg.-seg.