

Zbigniew Kamiński*

DOBÓR LINIOWO-ŁAMANEGO ROZDZIAŁU SIŁ HAMUJĄCYCH W SAMOCHODACH DOSTAWCZYCH

Streszczenie. W artykule opisano sposoby doboru liniowo-łamanego rozdziału sił hamujących w samochodach dostawczych według wymagań Regulaminu 13 ECE. Przedstawiono przykłady obliczania parametrów rozkładu sił hamowania dla pojazdów grupy M1 i N1 pomocne przy projektowaniu korektorów o charakterystyce łamanej.

Słowa kluczowe: hamowanie, rozdział sił hamujących, metody obliczeń

WSTĘP

W celu zwiększenia efektywności hamowania przy zachowaniu stateczności kierunkowej stosowane są w układach hamulcowych samochodów regulatory sił hamujących ze sprzężeniem zwrotnym (urządzenia ABS) i bez sprzężenia zwrotnego (korektory). Zapewniają one w różnych warunkach drogowych i przy różnym stopniu załadowania rozdział sił hamujących pomiędzy poszczególnymi osiami zbliżony do rozkładu idealnego, dla którego jednostkowe siły hamowania poszczególnych osi z_i , czyli stosunki sił hamowania T_i na kołach osi do pionowych reakcji podłoża R_i , są jednakowe i równe współczynnikowi γ wyhamowania pojazdu (intensywności hamowania):

$$\frac{T_i}{R_i} = z_i = \frac{\sum T_i}{\sum R_i} = \gamma = \frac{a}{g} \quad (1)$$

gdzie: a – opóźnienie hamowania pojazdu, g – przyspieszenie ziemskie.

W pracy opisano sposoby kształtowania charakterystyk liniowo-łamanego rozdziału sił hamujących w samochodach dostawczych kategorii M1 i N1, niezbędnych przy obliczaniu i doborze parametrów urządzeń korygujących hydraulicznych układów hamulcowych.

* Dr inż. Zbigniew Kamiński, Katedra Pojazdów Samochodowych, Politechnika Białostocka

WYZNACZANIE PODSTAWOWYCH PARAMETRÓW ROZDZIAŁU

Dla idealnego hamowania samochodu dwuosowego jednostkowe siły hamowania (współczynniki przyczepności) osi przedniej i tylnej są równe intensywności hamowania $z_1 = z_2 = \gamma$, a rozdział względnych (odniesionych do ciężaru G samochodu) sił hamowania osi przedniej γ_1 i tylnej γ_2 jest opisany równaniem parametrycznym:

$$\gamma_1 = \frac{T_1}{G} = \frac{R_1}{G} \gamma = \left(\frac{b}{L} + \frac{h}{L} \gamma \right) \gamma \quad \gamma_2 = \frac{T_2}{G} = \frac{R_2}{G} \gamma = \left(1 - \frac{b}{L} - \frac{h}{L} \gamma \right) \gamma \quad (2)$$

gdzie: T_1, T_2 – siły hamowania osi przedniej i tylnej, R_1, R_2 – reakcje pionowe nawierzchni na oś przednią i tylną pojazdu:

$$R_1 = \frac{G}{L} \left(b + h \frac{a}{g} \right) \quad R_2 = \frac{G}{L} \left(L - b - h \frac{a}{g} \right) \quad (3)$$

L – rozstaw osi samochodu, h – wysokość położenia środka ciężkości nad podłożem,

b – odległość środka ciężkości od płaszczyzny pionowej przechodzącej przez oś tylną.

Parametry rozdziału sił hamujących wyznacza się na podstawie równań dwóch linii tworzących łamaną na wykresie względnych sił hamujących $\gamma_2 = f(\gamma_1)$. Linia 0-A przechodzi przez początek układu współrzędnych i punkt A załamania charakterystyki o intensywności hamowania γ_A (rys. 1d). Druga prosta przechodzi przez punkt A i punkt B o intensywności γ_B . Jeżeli punkt A leży na krzywej idealnego rozdziału sił hamujących, to współczynnik kierunkowy prostej 0-A wynosi:

$$i_1 = \frac{\gamma_{2A}}{\gamma_{1A}} = \frac{1 - b/L - \gamma_A \cdot h/L}{b/L + \gamma_A \cdot h/L} \quad (4)$$

Wykorzystując zależność $\gamma = \gamma_1 + \gamma_2$, można dla linii 0-A ($\gamma \leq \gamma_A$) opisać rozdział względnych sił hamujących poszczególnych osi za pomocą równania parametrycznego:

$$\gamma_1 = \gamma \frac{1}{1 + i_1} \quad \gamma_2 = \gamma \frac{i_1}{1 + i_1} \quad (5)$$

Jednostkowe siły hamowania poszczególnych osi dla tej prostej oblicza się ze wzoru:

$$z_1 = \frac{T_1}{R_1} = \frac{\gamma}{\left(\frac{b}{L} + \gamma \frac{h}{L} \right) (1 + i_1)} \quad z_2 = \frac{T_2}{R_2} = \frac{i_1 \cdot \gamma}{\left(1 - \frac{b}{L} - \gamma \frac{h}{L} \right) (1 + i_1)} \quad (6)$$

Współczynnik kierunkowy prostej A-B wylicza się na podstawie współrzędnych punktów A i B, leżących zazwyczaj na krzywej idealnej:

$$i_2 = \frac{\gamma_{2B} - \gamma_{2A}}{\gamma_{1B} - \gamma_{1A}} = \frac{1 - b/L - h/L(\gamma_B + \gamma_A)}{b/L + h/L(\gamma_B + \gamma_A)} \quad (7)$$

Wykorzystując poniższe zależności, z których pierwsza jest równaniem kierunkowym prostej A-B:

$$\gamma_2 - \gamma_{2A} = i_2(\gamma_1 - \gamma_{1A}) \quad \gamma = \gamma_1 + \gamma_2 \quad (8)$$

otrzymuje się równanie parametryczne tej prostej:

$$\gamma_1 = \frac{\gamma - \gamma_{2A} + \gamma_{1A} \cdot i_2}{i_2 + 1} \quad \gamma_2 = \frac{\gamma_{2A} + i_2(\gamma - \gamma_{1A})}{i_2 + 1} \quad (9)$$

gdzie: γ_{1A} , γ_{2A} – względne siły hamowania osi przedniej i tylnej w punkcie A o intensywności hamowania $\gamma = \gamma_A$.

Jednostkowe siły hamowania poszczególnych osi dla $\gamma > \gamma_A$ wynoszą:

$$z_1 = \frac{T_1}{R_1} = \frac{\gamma - \gamma_{2A} + \gamma_{1A} \cdot i_2}{(i_2 + 1)(b/L + \gamma \cdot h/L)} \quad z_2 = \frac{T_2}{R_2} = \frac{\gamma_{2A} + i_2(\gamma - \gamma_{1A})}{(i_2 + 1)(1 - b/L - \gamma \cdot h/L)} \quad (10)$$

W zależności od kategorii samochodu możliwe są do zastosowania różne sposoby doboru liniowo-łamanego rozdziału sił hamujących.

DOBÓR ROZDZIAŁU DLA SAMOCHODÓW KATEGORII M1

Według Regulaminu 13 ECE samochody dostawcze, dla których stosunek obciążenia osi tylnej w stanie załadowanym do obciążenia tej osi w stanie niezaladowanym nie przekracza 1,5 oraz samochody, których masa całkowita jest mniejsza niż 2000 kg podlegają takim samym wymaganiom jak samochody osobowe (grupa M1). Dla zapewnienia odpowiedniej skuteczności hamowania opóźnienie względne pojazdu γ powinno spełniać warunek:

$$\gamma \geq 0,85 \cdot z_{1,2} - 0,07 \quad \text{dla} \quad z_{1,2} = 0,2 \div 0,8 \quad (\gamma = 0,1 \div 0,61) \quad (11)$$

Warunek zachowania stateczności kierunkowej pojazdu podczas hamowania, czyli niedopuszczenie do zablokowania kół tylnych jest spełniony, jeżeli:

$$z_1 > z = \gamma > z_2 \quad \text{dla} \quad \gamma = 0,15 \div 0,8 \quad (12)$$

W przedziale intensywności hamowania $\gamma = 0,3 \div 0,45$ dopuszcza się odwrotne położenie współczynników przyczepności ($z_2 > z_1$), ale przy zachowaniu warunku:

$$z_{1,2} \geq \gamma - 0,05 \quad \text{dla} \quad \gamma = 0,3 \div 0,45 \quad (13)$$

Graficzną interpretację opisanych zaleceń pokazano na rys. 1a, c. Odpowiadające im ograniczenia sił hamujących w układzie współrzędnych γ_1 - 0 - γ_2 dla przykładowego pojazdu w stanie załadowanym i pustym przedstawiono na rys. 1b, d.

Pierwszy ze sposobów kształtowania charakterystyki rozdziału sił hamujących wynika bezpośrednio z możliwości przekroczenia charakterystyki idealnej na wycinku E-F (rys. 1b) przy zachowaniu warunku (13). Dla pojazdu pustego współrzędne punktu E(γ_{1E} , γ_{2E}) i punktu F(γ_{1F} , γ_{2F}) wyznacza się z zależności (2) dla $\gamma_E = 0,3$ i $\gamma_F = 0,45$, gdyż oba punkty leżą na krzywej idealnej. Tak samo wyznacza się współrzędne punktu B_p(γ_{1Bp} , γ_{2Bp}), dla którego przyjęto arbitralnie intensywność hamowania $\gamma_{Bp} = 0,9$.

Współczynnik kierunkowy prostej 0-E-A_p oblicza się na podstawie współrzędnych punktu E: $i_1 = \gamma_{2E}/\gamma_{1E}$, a współczynnik kierunkowy drugiej prostej na podstawie punktów F i B_p jej przecięcia z charakterystyką idealną dla pojazdu pustego, podobnie jak w zależności (7):

$$i_2 = \frac{\gamma_{2Bp} - \gamma_{2F}}{\gamma_{1Bp} - \gamma_{1F}} = \frac{1 - b/L - h/L(\gamma_{Bp} + \gamma_F)}{b/L + h/L(\gamma_{Bp} + \gamma_F)} \quad (14)$$

Rozwiązując układ równań kierunkowych dla obu prostych wyznacza się współrzędne punktu A_p(γ_{1Ap} , γ_{2Ap}) załamania charakterystyki, a następnie z zależności (5) określa się intensywność hamowania γ_{Ap} :

$$\gamma_{1Ap} = (\gamma_{2F} - i_2 \cdot \gamma_{1F}) / (i_1 - i_2) \quad \gamma_{2Ap} = i_1 \cdot \gamma_{1Ap} \quad \gamma_{Ap} = \gamma_{1Ap} (1 + i_1) \quad (15)$$

Przyjmując określoną wartość intensywności hamowania pojazdu załadowanego (np. $\gamma_{Az} = 0,6$) wyznacza się z zależności (5) współrzędne punktu A_z oraz równanie prostej równoległej do prostej A_p-B_p i przechodzącej przez ten punkt:

$$\gamma_2 = i_2(\gamma_1 - \gamma_{1Az}) + \gamma_{2Az} \quad (16)$$

Obliczone według zależności (6) i (10) przebiegi jednostkowych sił hamowania z_1 i z_2 dla przykładowego pojazdu naniesiono na wykres $\gamma = f(z_{1,2})$ – rys. 1a.

Drugi możliwy sposób rozdziału sił hamujących wynika z założenia, że punkt A_p załamania charakterystyki dla pojazdu pustego leży na krzywej idealnej, opisaną równaniem (2). Podstawowym problemem jest wybór kryterium wyznaczania optymalnej wartości intensywności hamowania γ_{Ap} w punkcie A_p.

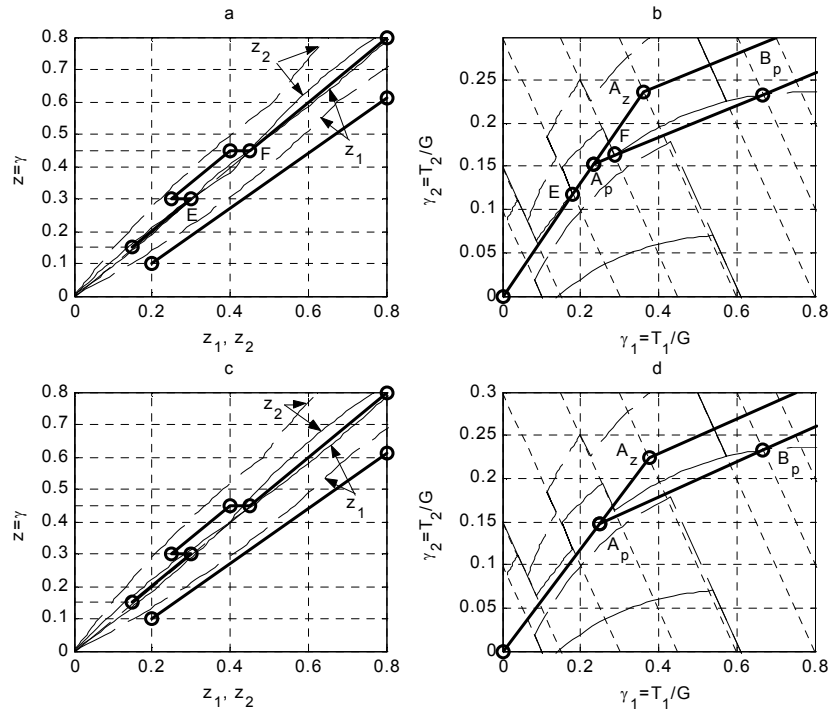
Dla kryterium maksymalizacji średniej wartości współczynnika wykorzystania przyczepności $\zeta(\mu) = (T_1 + T_2) / (\mu \cdot G)$ w zadanym przedziale (μ_1, μ_2)

$$\zeta_{sr} = \frac{1}{\mu_2 - \mu_1} \int_{\mu_1}^{\mu_2} \zeta(\mu) d\mu \quad (17)$$

autorzy pracy [1], po przeprowadzeniu eksperymentów numerycznych otrzymali równanie regresji na optymalną wartość współczynnika przyczepności, przy którym powinno nastąpić załamanie charakterystyki korektora:

$$\mu_{op} = -0,00562 - 0,02125h/b + 0,36125\mu_2 + 0,6225\mu_1 - 0,2125\mu_1\mu_2 \quad (18)$$

Powyższa zależność dla $h/b = 0,3 \div 0,7$; $\mu_1 = 0,1 \div 0,3$; $\mu_2 = 0,6 \div 1,0$ jest obciążona błędem nieprzekraczającym 0,003 w stosunku do rozwiązania otrzymanego bezpośrednio z maksymalizacji wyrażenia (17).



Rys. 1. Przykład liniowo-łamanego rozdziału sił hamujących dla samochodu grupy M1: a, c – przebieg jednostkowych sił hamowania z_1, z_2 ; c, d – rozdział sił hamujących; dane pojazdu [3] załadowanego: masa $m = 1720$ kg, $L = 2,713$ m, $b = 1,049$ m, $h = 0,68$ m; pustego: $m = 1180$ kg, $L = 2,706$ m, $b = 1,452$ m, $h = 0,615$ m

Fig. 1. Example of linear-broken distribution of braking forces for a M1 group car: a, c – course of unitary braking forces z_1, z_2 ; c, d – distribution of braking forces; characteristics of a loaded vehicle [3]: mass $m = 1720$ kg, $L = 2,713$ m, $b = 1,049$ m, $h = 0,68$ m; of an empty one $m = 1180$ kg, $L = 2,706$ m, $b = 1,452$ m, $h = 0,615$ m

Położenie punktu A załamania charakterystyki można również określić minimalizując pole powierzchni pomiędzy krzywą rozdziału idealnego a linią łamaną 0-A-B. Wychodząc z tego kryterium, otrzymuje się intensywność hamowania w punkcie A równą połowie intensywności hamowania w punkcie B przecięcia prostej A-B z krzywą idealnego rozkładu sił hamujących [2], tj.:

$$\mu_{op} = \gamma_A = \gamma_B / 2 = \mu_2 / 2 \quad (19)$$

Dla tego rozwiązania styczna do krzywej idealnej w punkcie A jest równoległa do prostej przechodzącej przez punkty 0 i B.

W rozwiązaniu przedstawionym na rys. 1d intensywność hamowania w punkcie A_p załamania charakterystyki $\gamma_{Ap} = \mu_{op}$ obliczono z zależności (18) dla $\mu_1 = 0,2$ i $\mu_2 = 0,9$ ($\gamma_{Bp} = 0,9$). Współczynniki kierunkowe prostych 0- A_p i A_p -B_p wyznacza się na podstawie współrzędnych odpowiednich punktów, wykorzystując zależności (4) i (7):

$$i_1 = \frac{\gamma_{2Ap}}{\gamma_{1Ap}} \quad i_2 = \frac{\gamma_{2Bp} - \gamma_{2Ap}}{\gamma_{1Bp} - \gamma_{1Ap}} = \frac{1 - b/L - h/L(\gamma_{Bp} + \gamma_{Ap})}{b/L + h/L(\gamma_{Bp} + \gamma_{Ap})} \quad (20)$$

Współrzędne punktu A_z wyznacza się tak samo jak w pierwszym rozwiązaniu. Przebiegi jednostkowych sił hamowania z_1 i z_2 dla pojazdu pustego i załadowanego przedstawiono na rys. 1c.

DOBÓR ROZDZIAŁU DLA SAMOCHODÓW KATEGORII N1

Według Regulaminu 13 ECE dopuszcza się dla samochodów o masie całkowitej mniejszej niż 3,5 t (grupa N1) dwa warianty wymagań. Pierwszy wynika z warunku wcześniejszego blokowania kół osi przedniej:

$$z_1 > z = \gamma > z_2 \quad \text{dla} \quad \gamma = 0,15 \div 0,50 \quad (21)$$

oraz warunku (11) minimalnej dopuszczalnej intensywności hamowania. W tym przypadku sposób doboru parametrów rozdziału sił hamujących jest identyczny z drugim sposobem dla pojazdów grupy M1.

Według drugiego wariantu wymagań jednostkowe siły hamowania obu osi w przedziale $\gamma = 0,15-0,5$ powinny mieścić się w określonym paśmie:

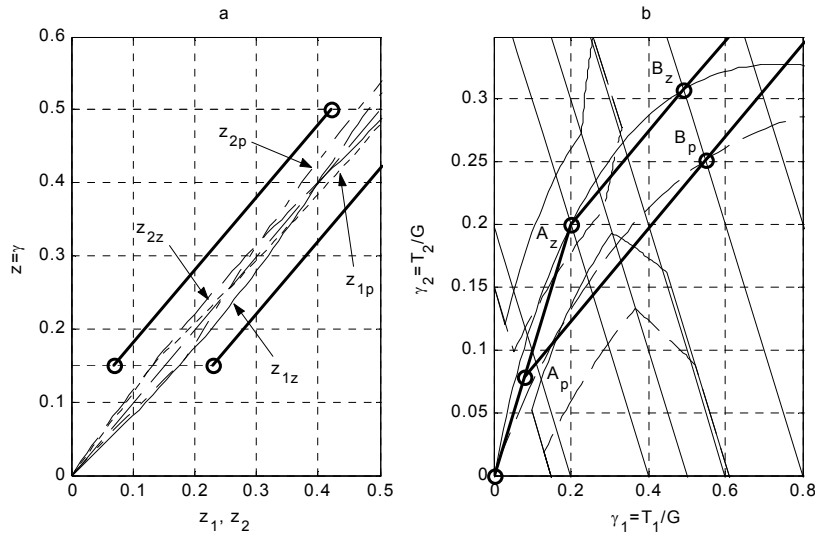
$$\begin{aligned} z_{1,2} &\geq \gamma - 0,08 \\ z_{1,2} &\leq \gamma + 0,08 \end{aligned} \quad \text{dla} \quad \gamma = 0,15 \div 0,50 \quad (22)$$

a ponadto powinien być spełniony warunek:

$$\gamma \geq 0,5 \cdot z_{1,2} + 0,21 \quad \text{dla} \quad \gamma = 0,5 \div 0,61 \quad (23)$$

Dopuszczalny współczynników przyczepności i odpowiadający mu obszar względnych sił hamowania dla rozwiązania drugiego pokazano na rys. 2a, b.

Dla tego wariantu parametry wyjściowe doboru rozdziału sił hamujących ustala się dla pojazdu w stanie załadowanym. Współrzędne punktu A_z załamania charakterystyki i punktu B_z na wykresie $\gamma_2 = f(\gamma_1)$ oblicza się z zależności (2). W danym przypadku przyjęto $\gamma_B = 0,8$ oraz $\gamma_{Az} = \gamma_{Bz}/2$ z kryterium (19). Współrzędne punktu A_z można również wyznaczyć z kryterium (17). Współczynniki kierunkowe i_1, i_2 prostych $0-A_z$ i A_z-B_z oblicza się z zależności (4) i (7).



Rys. 2. Przykład doboru liniowo-łamanego rozdziału sił hamujących dla samochodu grupy N1: a – przebieg jednostkowych sił hamowania z_1, z_2 ; b – rozdział sił hamujących; dane pojazdu [2] załadowanego: $m = 2200$ kg, $b = 1.2$ m, $h = 0.9$ m; pustego: $m = 1200$ kg, $L = 3.12$ m, $b = 1.7$ m, $h = 0.55$ m

Fig. 1. Example of linear-broken distribution of braking forces for a N1 group car: a, c – course of unitary braking forces z_1, z_2 ; c, d – distribution of braking forces; characteristics of a loaded vehicle [3]: mass $m = 1720$ kg, $L = 2.713$ m, $b = 1.049$ m, $h = 0.68$ m; of an empty one $m = 1180$ kg, $L = 2.706$ m, $b = 1.452$ m, $h = 0.615$ m

Przyjmując dla pojazdu pustego w punkcie B_p taką samą intensywność hamowania jak dla pojazdu załadowanego $\gamma_{Bp} = \gamma_{Bz} = 0,8$, można określić z zależności (2) współrzędne punktu B_p , leżącego na prostej A_p-B_p

$$\gamma_2 = i_2(\gamma_1 - \gamma_{1Bp}) + \gamma_{2Bp} \quad (24)$$

Rozwiązując układ równań kierunkowych dla prostej $0-A_z$ i prostej (24) wyznacza się współrzędne punktu $A_p(\gamma_{1Ap}, \gamma_{2Ap})$ załamania charakterystyki dla pojazdu pustego.

Naniesione na wykres $\gamma = f(z_{1,2})$ przebiegi współczynników z_1 i z_2 oblicza się z zależności (6) i (10). Wielkości z indeksami p odnoszą się do pojazdu pustego, z - załadowanego (rys. 2a).

PODSUMOWANIE

Dla samochodów dostawczych kategorii M1 oba przedstawione sposoby dają podobne parametry rozdziału sił hamujących, w obu istnieje też możliwość zwiększenia względnej intensywności hamowania w punkcie A_z załamania charakterystyki dla pojazdu załadowanego. Niemniej dla pojazdu załadowanego uzyskuje się gorsze dopasowanie do charakterystyki idealnej (mniejszy współczynnik wykorzystania przyczepności) niż dla pojazdu pustego, którego parametry decydują o nachyleniu prostej $0-A_p-A_z$. Stąd też w praktyce wydaje się celowy wybór rozwiązania zapewniającego większą wartość współczynnika kierunkowego i_l prostej $0-A_p$.

W samochodach dostawczych kategorii N1 większe wartości współczynnika wykorzystania przyczepności w różnych stanach załadowania uzyskuje się dobierając rozdział sił hamujących na podstawie drugiego wariantu zaleceń Regulaminu 13 ECE.

PIŚMIENNICTWO

1. **Gredeskul A.B., Fedosov V.M., Skutnev V.M.**, 1975: Opredelenie parametrov tormoznoj sistemy s regulatorom tormoznyh sil. Avtomobilnaja promyšlennost', 6, s.24-26.
2. **Miatluk M., Kamiński Z., Czaban J.**, 2004: A method of selection of braking forces distribution in a one unit vehicle. Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture, Vol.4, s.119-126.
3. **Reński A.**, 1997: Budowa samochodów. Układy hamulcowe i kierownicze oraz zawieszenia. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa.

A SELECTION OF LINEAR-BROKEN DISTRIBUTION OF BRAKING FORCES IN PICK-UPS

Summary. Some ways of selection of linear-broken distribution of braking forces in pick-ups according to rules of ECE Regulation No. 13 are described in the article. The examples of calculations of parameters of braking forces distribution for vehicles of categories M1 and N1, useful for the design of load sensing brake appropriating valve are presented.

Keywords: braking forces, selection, pick-ups