

ЗАГАЛЬНИЙ ПІДХІД ДО ГАЛЬМУВАННЯ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

Коленко Нікіта, ст.. гр.. А-41-19.

Kolenkonikita 79@gmail.cjm

Науковий консультант Волков В.П., проф., д.т.н.

Вступ. Гальмові властивості транспортних засобів (ТЗ) є важливим фактором, що забезпечує безпеку дорожнього руху. Досвід експлуатації показує, що при проектуванні необхідно не тільки забезпечити відповідність показників ефективності гальмування і курсової стійкості ТЗ під час виробництва, а і створити умови для збереження цих показників на термін його всього життєвого циклу.

Стабільність гальмових властивостей на протязі всього періоду експлуатації забезпечує необхідний технічний рівень і конкурентоспроможність ТЗ. Відповідність цих властивостей нормативним вимогам, що пред'являються, можливо забезпечити при прогнозуванні на стадії проектування розвитку вимог до гальмових властивостей як нових ТЗ, так і ТЗ, що знаходяться в експлуатації.

Результати дослідження. Кінетична енергія ТЗ при гальмуванні витрачається на подолання: тертя в гальмових механізмах; опір повітря; опір коченню ТЗ; тертя в трансмісії ТЗ і тертя між шиною і дорогою. Енергетичний баланс ТЗ при коченні коліс без блокування дорівнює [1]:

$$\frac{\delta' + G \cdot V^2}{2g} = T_{cp} \cdot \frac{r_{mp}}{r_d} \cdot (1 - S) \cdot S_\tau + P_w \cdot S_\tau + G \cdot f \cdot (1 - S) \cdot S_\tau + \frac{M_r}{r_d} \cdot (1 - S) \cdot S_\tau + G \cdot \varphi_x \cdot S_\tau \quad (1)$$

де δ' - коефіцієнт обліку обертових мас (при відключеному двигуні);

T_{cp} - середнє значення результуючої сили тертя між барабаном (диском) і колодками;

r_{mp} - радіус тертя;

S - коефіцієнт ковзання загальмованого колеса;

S_τ - довжина гальмового шляху;

M_r - середній момент сил тертя трансмісії.

У випадку блокування всіх коліс перший, третій і четвертий члени правої частини рівності (1) звертаються в нуль. При цьому формула (1) прийме наступний вид

$$\frac{G \cdot V^2}{2g} = P_w + G \cdot \varphi_x \cdot S_\tau \quad (2)$$

Тому що P_w при швидкостях, що мають місце, руху невелике, вся практично вся кінетична енергія ТЗ, що загальмовується, сприймається

роботою тертя шин об дорогу, їх викликає і підвищений знос. Енергетичний баланс гальмування легкового ТЗ, що рухається з початковою швидкістю $V_n=50$ км/год при нормативному зусиллі, прикладеному до педалі гальма представлений у таблиці 1. Істотне поліпшення енергетичного балансу ТЗ при гальмуванні і зниженні роботи, що витрачається на тертя між шиною і дорогою може бути досягнуте при застосуванні регуляторів гальмових сил, антиблокувальних пристроїв і других оптимізуєуючих цей процес пристроїв [2].

Таблиця 1 - Енергетичний баланс гальмування ТЗ (витрати енергії позначено у %)

Витрата кінетичної енергії ТЗ при гальмуванні	Відсутність гальмування	Гальмування	
		Без блокування	Блокування коліс
Тертя в гальмових механізмах	0	86	0
Опір коченню, включаючи втрати	87	8	0
Опір повітря	13	2	2
Тертя між шиною і дорогою	0	4	98

Зовнішні сили, що діють на ТЗ, показано на рисунку 1. Основними силами, що забезпечують гальмування ТЗ, є сумарні дотичні реакції ΣR_{x21} і ΣR_{x22} діючі в площині контакту коліс з опорною поверхнею і спрямовані проти руху машини. Їхня величина може бути різною в різних випадках гальмування $\Sigma R_{x21} = \Sigma R_{z1} \cdot \varphi_{x1}$ і $\Sigma R_{x22} = \Sigma R_{z2} \cdot \varphi_{x2}$.

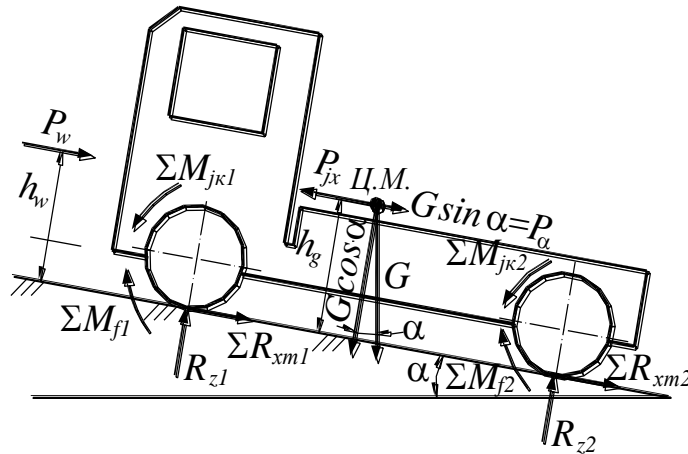


Рис. 1 - Схема сил і моментів, що діють на ТЗ при гальмуванні

При екстремому гальмуванні вони можуть досягати максимальних значень $\Sigma R_{x21 \max} = \Sigma R_{z1} \cdot \varphi_{x \max 1}$ і $\Sigma R_{x22 \max} = \Sigma R_{z2} \cdot \varphi_{x \max 2}$, а при одночасному досягненні ними своїх максимальних значень на всіх колесах і $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_{\max}$ їх можна представити як

$$\Sigma R_{xm1 \max} + \Sigma R_{xm2 \max} = \varphi_{x \max} \cdot (\Sigma R_{z1} + \Sigma R_{z2}) = G \cdot \cos \alpha \cdot \varphi_{x \max} = \Sigma R_{xm \max} \quad (3)$$

де $\Sigma R_{x2 \max}$ - максимальне значення сумарної дотичної реакції (гальмової сили), що діє на всі колеса ТЗ при гальмуванні з повним використанням сил зчеплення.

Розглянемо процес гальмування ТЗ з виключеним зчепленням. У процесі гальмування на ТЗ, крім гальмової сили діють і подовжні сили, динамічна рівновага яких можна виразити рівнянням

$$\Sigma R_{xm1} + \Sigma R_{xm2} + P_w + P_\alpha = P_{jx} \quad (4)$$

У (4) замість ΣR_{xm1} і ΣR_{xm2} підставимо їхні значення

$$\frac{M_{m1}}{r_{\partial 1}} + \Sigma P_{f1} - \frac{\Sigma J_{\kappa 1}}{r_{\partial 1}} \cdot \frac{d\omega_{\kappa 1}}{dt} + \frac{M_{m2}}{r_{\partial 2}} + \Sigma P_{f2} - \frac{\Sigma J_{\kappa 2}}{r_{\partial 2}} \cdot \frac{d\omega_{\kappa 2}}{dt} + P_w + P_\alpha = P_{jx} \quad (5)$$

де $\Sigma P_{f1} + \Sigma P_{f2} = P_f$ - сила опору коченню коліс ТЗ;

$\Sigma J_{\kappa 1}$ і $\Sigma J_{\kappa 2}$ - сумарні моменти інерції відомих і ведучих коліс ТЗ.

Використовуючи допущення (4), поєднуємо

$$\frac{\Sigma J_{\kappa 1}}{r_{\partial 1}} \cdot \frac{d\omega_{\kappa 1}}{dt} + \frac{\Sigma J_{\kappa 2}}{r_{\partial 2}} \cdot \frac{d\omega_{\kappa 2}}{dt} = \frac{\Sigma J_{\kappa}}{r_{\partial}} \cdot \frac{d\omega_{\kappa}}{dt} = \frac{\Sigma J_{\kappa}}{r_{\partial}^2} \cdot \frac{dV}{dt} \quad (6)$$

і

$$\frac{M_{m1}}{r_{\partial 1}} + \frac{M_{m2}}{r_{\partial 2}} = \frac{M_m}{r_{\partial}} = P_m \quad (7)$$

де M_2 і P_2 - сумарні гальмовий момент і гальмова сила на колесах ТЗ.

З урахуванням зроблених перетворень об'єднаємо члени рівності: (6), зв'язані з інерцією поступального руху й інерцією оберткових частин:

$$\frac{\Sigma J_{\kappa}}{r_{\partial}^2} \cdot \frac{dV}{dt} + P_{jx} = \frac{\Sigma J_{\kappa}}{r_{\partial}^2} \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{G}{g} \cdot \frac{dV}{dt} = \frac{G}{g} \cdot \frac{dV}{dt} \left(1 + \frac{\Sigma J_{\kappa}}{r_{\partial}^2} \cdot \frac{g}{G} \right) \quad (8)$$

Частина вираження (8), укладена в дужки, являє собою коефіцієнт δ' , що враховує вплив інерції оберткових частин ТЗ при гальмуванні

$$\delta' = 1 + \frac{\Sigma J_{\kappa}}{r_{\partial}^2} \cdot \frac{g}{G} \quad (9)$$

Тоді силу інерції поступально рухаються й обертаються частин можна виразити

$$P_j = P_{jx} \cdot \delta' = \frac{G}{g} \cdot \delta' \cdot \frac{dV}{dt} \quad (10)$$

З урахуванням зроблених перетворень одержимо рівняння руху ТЗ при гальмуванні

$$\frac{M_m}{r_0} + P_f + P_w + P_\alpha = P_j \quad (11)$$

чи

$$P_m + P_f + P_w + P_\alpha = P_j \quad (12)$$

Процес гальмування може бути представлений не тільки рівнянням (11) чи (12), а і графіком процесу гальмування, що представляє собою залежність $j=f(t)$ (рис. 2). На графіку для кращої наочності показана залежність $V=f(t)$.

Нехай у момент часу відповідний початку координат на шляху руху ТЗ з'явилася перешкода. Час t_1 від моменту появи перешкоди до моменту впливу ноги водія на педаль гальма називають часом реакції водія. Час t_1 залежить від індивідуальних якостей, кваліфікації водія, ступеня його втоми, дорожньої обстановки і змінюється в межах 0,2 - 1,5 с [3].

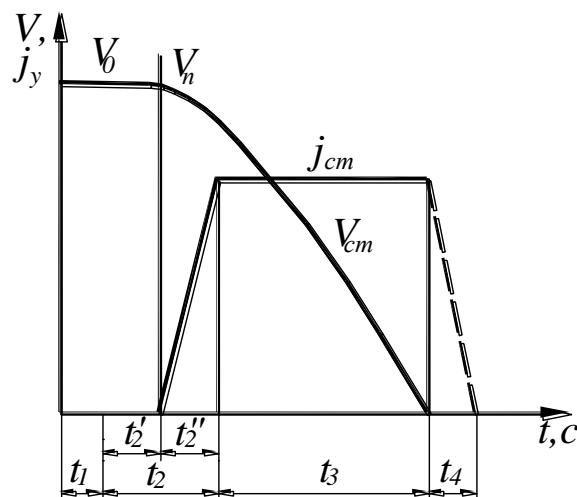


Рис. 2 - Графік процесу гальмування ТЗ

При розрахунках приймають середнє значення $t_1=0,8$ с. Час t_2' з моменту впливу ноги водія ТЗ, називають часом запізнювання спрацювання гальмової системи. На його величину впливає тип гальмового привода і гальмових механізмів, а також технічний стан гальмової системи.

У гальмових системах сучасних ТЗ час t_3 зменшують введенням пристрою допомоги при екстремому гальмуванні, що автоматично створює максимальний тиск у гальмовому приводі, якщо темп впливу на педаль гальма зростає швидше звичайного. Це дозволяє зменшити гальмовий шлях ТЗ на 1 - 2 м.

Сталому уповільненню j_{cm} називають середню величину уповільнення ТЗ за час сталої фази гальмування. Визначимо величину j_{cm} при екстремому гальмуванні з повним використанням сил зчеплення. За

умови, що V невелика і $P_w=0$, а $\delta' \approx 1,0$ (у випадку блокування коліс) одержимо:

$$\Sigma R_{xm \max} + P_\alpha = P_{jx} \text{ чи } \varphi \cdot G \cdot \cos \alpha + G \cdot i = \frac{G}{g} \cdot j_{ycm} \quad (12)$$

відкіля

$$j_{cm} = (\varphi \cdot \cos \alpha + i) \cdot g \quad (13)$$

а на горизонтальній дорозі

$$j_{cm} = \varphi \cdot g \quad (14)$$

З (14) видно, що величина уповільнення j_{cm} не залежить від повної ваги ТЗ G . Впливає однак пам'ятати, що це можливо лише в тому випадку, коли величини сумарних дотичних реакцій на відомих ΣR_{x21} і ведучих ΣR_{x22} колесах одночасно досягають значень сил зчеплення.

Далі, визначаємо j_{cm} при службовому гальмуванні ТЗ з урахуванням впливу на нього всіх сил

$$j_{cm} = \frac{(P_m + P_f + P_\alpha + P_w)}{G \cdot \delta'} \cdot g \quad (15)$$

Дорівнявши кінетичну енергію ТЗ на початку гальмування, максимальної за умовою зчеплення коліс з дорогою, гальмовій силі, визначимо гальмовий шлях $S_{2.9}$ за час t_3 (рис.2) при екстремому гальмуванні на горизонтальній дорозі припустивши, що $P_w=0$

$$\frac{G \cdot V_n^2 \cdot \delta'}{3,6^2 \cdot 2 \cdot g} = \varphi_{x \max} \cdot G \cdot S_{2.9} \quad (16)$$

відкіля

$$S_{2.9} = \frac{V_n^2 \cdot \delta'}{254 \cdot \varphi_{x \max}} \quad (17)$$

При раніше розглянутому випадку (рис.2) і прийнятих допущеннях гальмовий шлях при екстремому гальмуванні на ухилі буде дорівнює

$$S_{2.9} = \frac{G \cdot \delta'}{254 \cdot (\varphi_{x \max} + i)} \quad (18)$$

Якщо ТЗ здійснює службове гальмування, то формула (16) прийме вигляд:

$$S_{2.9} = \frac{G \cdot V_n^2 \cdot \delta'}{254 \cdot P_m}$$

де S_z – гальмовий шлях ТЗ при службовому гальмуванні

а з обліком усіх діючих на ТЗ сил

$$S_{m.c.} = \frac{G \cdot V_n^2 \cdot \delta'}{254 \cdot (P_m + P_f + P_\alpha + P_w)} \quad (19)$$

Формули (17) і (18) показують, що основний вплив на S_z робить швидкість V_n , з яким починається гальмування і коефіцієнт зчеплення φ_x , причому величина швидкості впливає на довжину S_z . Щоб наблизити результати розрахунків до реальних умов, в [1] запропонував ввести в розрахункові формули коефіцієнт ефективності гальмування K_g . Тоді, наприклад формули (17) прийме вигляд

$$S_{z.g} = \frac{K_g \cdot V_n^2 \cdot \delta'}{254 \cdot \varphi_{x \max}} \quad (20)$$

Зупинний гальмовий шлях приблизно можна розрахувати по формулі [3]

$$S_{z.ост} = \frac{V_n}{3,6} \cdot \left(t_1 + t_2' + \frac{t_2''}{2} \right) + \frac{K_g \cdot V_n^2 \cdot \delta'}{254 \cdot \varphi_{x \max}} \quad (21)$$

Висновки. В основі формули лежить залежність $S=V \cdot t$ для сталого руху. У перебігу часу t_1+t_2' шлях пройдений ТЗ $S_{t_1+t_2'} = V_n / 3,6 \cdot (t_1 + t_2')$. У цей період ТЗ рухається з постійною швидкістю без затримки. За час t_2'' відбувається деяке зниження швидкості в результаті появи уповільнення, і шлях $S_{t_2} \approx \frac{V_n}{3,6} \cdot \frac{t_2''}{2}$.

Література

1. Єдинообразні приписи, що торкаються офіційного затвердження транспортних засобів в відношенні гальмування. Правила ЄЕК ООН №13: Вид-во ООН, 1973. – 41с.
2. Волков В.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навч. посібник. – Харків: ХНАДУ, 2003. – 292 с.
3. Питання динаміки гальмування і теорії робочих процесів гальмових систем автомобілів / Генбом Б.Б., Гудз Г.С., Демьянюк В.А., Кизман А.М., Кобылянский В.Н. – Львів: Вища школа, 1974. – 234 с.