

УДК 629.083: 621-113

Д.М. Клец, О.І. Назаров, Є.М. Шпінда*Харківський національний автомобільно-дорожній університет***ПОТЕНЦІЙНА МОЖЛИВІСТЬ РЕАЛІЗАЦІЇ ПРИРОЩЕННЯ ВПОВІЛЬНЕННЯ ЛЕГКОВИМИ АВТОМОБІЛЯМИ ПІД ЧАС ЕКСТРЕНИХ ГАЛЬМУВАНЬ В РІЗНИХ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ УМОВАХ**

Розроблено методику реалізації відносно більшої величини уповільнення двовісних автомобілів під час екстрених гальмувань у різних експлуатаційних умовах, яка полягає в тому, що у початковий момент гальмування нормальні навантаження на колесах задньої осі, при фазі процесу гальмування з заблокованими колесами, мають більші прирощення, ніж у фазі з заблокованими колесами. Якщо у цей час реалізувати відповідні прирощення величин гальмівних сил, прикладених у п'ятні контакту задніх коліс із дорогою, то можна забезпечити більше уповільнення двовісного автомобіля за даних експлуатаційних умов.

Ключові слова: двовісний автомобіль, екстрене гальмування, експлуатаційні умови, уповільнення.

Д.М. Клец, А.И. Назаров, Е.М. Шпинда*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет***ПОТЕНЦИАЛЬНАЯ ВОЗМОЖНОСТЬ РЕАЛИЗАЦИИ ПРИРАЩЕНИЯ ЗАМЕДЛЕНИЯ ЛЕГКОВЫМИ АВТОМОБИЛЯМИ ПРИ ЭКСТРЕННЫХ ТОРМОЖЕНИЯХ В РАЗЛИЧНЫХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ УСЛОВИЯХ**

Разработана методика реализации относительно большей величины замедления двухосных автомобилей во время экстренных торможений в различных эксплуатационных условиях, которая заключается в том, что в начальный момент торможения нормальные нагрузки на колесах задней оси, при фазе процесса торможения с заблокируемыми колесами, имеют большее приращение, чем в фазе с заблокированными колесами. Если в это время реализовать соответствующие приращения величин тормозных сил, приложенных в пятне контакта задних колес с дорогой, то можно обеспечить большее замедление двухосного автомобиля при данных эксплуатационных условиях.

Ключевые слова: двухосный автомобиль, экстренное торможение, эксплуатационные условия, замедление.

D.M. Klets, A.I. Nazarov, E.M. Spinda**POTENTIAL POSSIBILITY FOR IMPLEMENTATION OF INFRINGEMENTS BY TWO TRANSPORT VEHICLES AFTER EXTREMELY STOPPING IN DIFFERENT OPERATING CONDITIONS**

A method has been developed for implementing a relatively large amount of deceleration of two-axle vehicles during emergency braking in various operating conditions, which is that at the initial moment of deceleration normal loads on the rear axle wheels, during the phase of the braking process with non-blocking wheels, have a greater increment than in the phase with locked wheels. If at this time to realize the corresponding increase in the values of the braking forces applied to the fifth contact of the rear wheels with the road, then it is possible to provide more deceleration of the two-axle vehicle under the given operational conditions. With the onset of the phase of the braking process with locked wheels, the growth of normal reactions on wheels and the corresponding increase in the values of the braking forces applied to the fifth contact of the rear wheels with the road fall.

Keywords: two-axle vehicle, emergency braking, operating conditions, deceleration

Постановка проблеми. Питанням дослідження підвищення ефективності гальмування в період експлуатації двовісних транспортних засобів присвячена значна кількість наукових робіт [1-3]. Особливо гостро стоїть проблема підвищення стабільності функціонування гальмівних систем експлуатованих транспортних засобів, не обладнаних електронними системами стеження за процесом гальмування, пов'язана зі зміною гальмівних моментів на колесах [4], що є наслідком нерівномірності розподілу нормальних реакцій [5, 6].

Класично [7, 8] приймається визначення ефективності гальмування транспортного засобу на межі блокування всіх коліс, тобто при заблокованих колесах. Нормативами [10, 11] при цьому встановлюється гранична величина мінімального уповільнення та гальмівного шляху.

Насправді, перед гальмуванням із заблокованими колесами обох осей, у початковий період гальмування транспортний засіб рухається з заблокованими колесами. Цей факт впливає не тільки на розподіл нормальних реакцій між осями, але й на їх величини.

Проблема розв'язувалась у відповідності до плану науково-дослідних робіт за напрямком «Дослідження ефективності функціонування гальмівних систем легкових автомобілів, що експлуатуються».

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В літературних джерелах [2, 3, 12-14] вказується, що експлуатаційні фактори, які викликають зміну гальмівних властивостей транспортних засобів, носять випадковий характер і визначаються їх конструктивними та експлуатаційними параметрами. Найбільш важливими з них є положення центру мас, коефіцієнт зчеплення між шиною та опорною поверхнею дороги, коефіцієнт розподілу гальмівних сил, використовуваний спосіб регулювання гальмівних сил, що пов'язано з розподілом нормальних реакцій між осями при гальмуванні, і особливостями конструкції елементів їх гальмівних систем.

Реалізація граничних за значенням гальмівних сил на колесах транспортного засобу, яка забезпечує одночасне доведення до межі блокування передніх і задніх коліс, можлива не тільки в разі прямолінійного руху по горизонтальній опорній поверхні дороги, але й по криволінійній поверхні з фіксованим радіусом повороту або поверхні дороги з ухилом. Ця задача стає більш актуальною з урахуванням аеродинамічної сили [15-17].

З аналізу наукових праць [15-17] відомий факт про те, що коефіцієнт динамічної зміни нормальних реакцій на задній осі транспортного засобу, який рухався по горизонтальній дорозі з найбільшим прискоренням, перед виконанням екстреного гальмування може коливатись у межах 1,15-1,28. Це значить, що величина нормального навантаження на колесах задньої осі в такому разі зростає на 15-28%. Тоді можливим є збільшення й величини гальмівної сили на задній осі. Якщо реалізувати її, то в даних умовах можна досягнути більшої величини уповільнення.

Для рішення такої задачі було розроблено [18, 19] динамічні регулятори гальмівних сил, вхідні сигнали які одержували від спеціальних гальмівних пристроїв, керованих зміною робочого ходу передньої підвіски.

Мета і постановка задачі. Метою роботи є встановлення залежності величини прирощення вповільнення двохосьовими транспортними засобами від експлуатаційних умов при виконанні екстрених гальмувань.

Математична модель і алгоритм рішення задачі. Для двохосьових транспортних засобів, гальмівні системи яких не обладнані АБС, при екстрених гальмуваннях в певних експлуатаційних умовах є можливість реалізації енергії гальмування через наявність запасу нормального навантаження на задніх колесах. У такому разі загальну схему екстреного гальмування зі збереженням курсової стійкості можна подати у вигляді рис. 1.

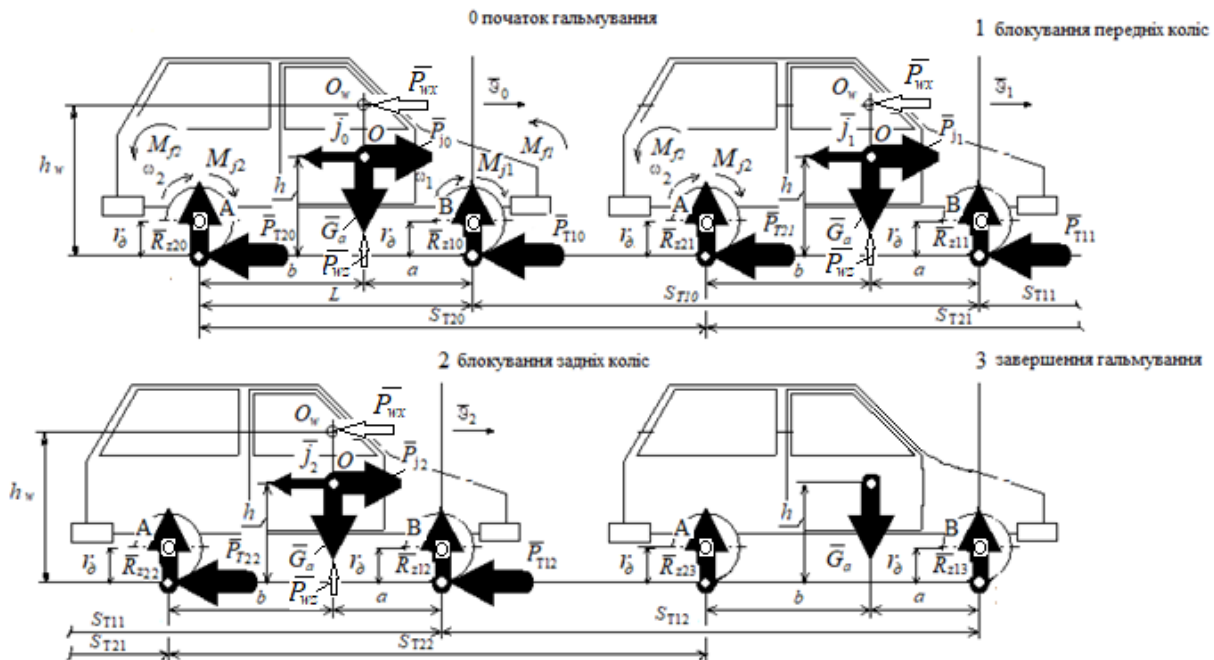


Рис. 1. Схема дії сил при екстреному гальмуванні двовісного транспортного засобу

Розглядаючи рівність моментів відносно точок А і В (див. рис. 1) для випадку гальмування транспортного засобу без блокування коліс обох осей (період 0-1), одержимо

$$P_{T1} \cdot r_d + P_{T2} \cdot r_d + P_j \cdot (h - r_d) + G_a \cdot b - P_{wz} \cdot b - P_{wx} \cdot (h_w - r_d) - R_{z1} \cdot L + \sum M_j - \sum M_f = 0; \quad (1)$$

$$P_{T1} \cdot r_D + P_{T2} \cdot r_D + P_j \cdot (h - r_D) + G_a \cdot a - P_{wz} \cdot a - P_{wx} \cdot (h_w - r_D) - R_{z2} \cdot L + \sum M_j - \sum M_f = 0; \quad (2)$$

де r_D – динамічний радіус коліс передньої та задньої осей;

b, h – координати центру мас транспортного засобу;

h_w – висотна координата метацентру транспортного засобу;

L – подовжня база транспортного засобу;

P_{wx} – сила лобового опору транспортного засобу;

P_{wz} – піднімальна аеродинамічна сила транспортного засобу;

R_{z1} – вертикальна реакція на колесах передньої осі транспортного засобу;

$\sum M_j$ – сумарний момент інерції обертальних мас на передньої та задньої осей;

$\sum M_f$ – сумарний момент опору коченню коліс передньої та задньої осей;

P_j – сила інерції, яка діє на транспортний засіб під час гальмування;

G_a – вага транспортного засобу.

У разі блокованих коліс (періоди 1-2 та 2-3, див. рис. 1) відповідні гальмівні сили перетворюються на сили тертя ковзання.

$$\text{З урахуванням того, що } \sum M_j = \sum I_i \cdot \frac{d\omega_i}{dt};$$

$$\sum M_f = M_{f1} + M_{f2} = R_{z1} \cdot f_a \cdot r_{cm} + R_{z2} \cdot f_a \cdot r_{cm} = f_a \cdot r_{cm} (m_a \cdot g - P_{wz});$$

$$P_{wz} = \lambda_z \cdot P_{wx},$$

одержані залежності (1) і (2) приймуть вигляд відповідно

$$\begin{aligned} P_{z1} \cdot L = m_a \cdot g \cdot b + r_D \cdot \varphi \cdot (m_a \cdot g - \lambda_z \cdot P_{wx}) + m_a \cdot j \cdot (h - r_D) - \\ - \lambda_z \cdot P_{wx} \cdot b - \lambda_z \cdot P_{wx} \cdot (h_w - r_D) + \\ + \sum I_i \cdot \frac{d\omega}{dt} - f_a \cdot r_{ct} \cdot (m_a \cdot g - \lambda_z \cdot P_{wx}) \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} R_{z2} \cdot L = m_a \cdot g \cdot a - r_D \cdot \varphi \cdot (m_a \cdot g - \lambda_z \cdot P_{wx}) - m_a \cdot j \cdot (h - r_D) - \\ - \lambda_z \cdot P_{wx} \cdot a + \lambda_z \cdot P_{wx} \cdot (h_w - r_D) - \\ - \sum I_i \cdot \frac{d\omega}{dt} - f_a \cdot r_{ct} \cdot (m_a \cdot g - \lambda_z \cdot P_{wx}) \end{aligned} \quad (4)$$

де m_a – маса легкового автомобіля;

f_a – коефіцієнт опору коченню коліс передньої та задньої осей;

r_{cm} – статичний радіус колеса;

$\sum I_i$ – сумарні моменти інерції обертальних мас і-ої осі автомобіля;

ω – кутова швидкість обертання коліс і-ої осі легкового автомобіля;

λ_z – частка вертикальної складової в аеродинамічній силі лобового опору;

$P_{wx} = K_0 \cdot H_a \cdot B_a \cdot \dot{v}_0^2$ – подовжня складова аеродинамічної сили;

\dot{v}_0 – результативна швидкість;

K_0 – коефіцієнт обтічності кузова автомобіля;

H_a і B_a – висота і ширина легкового автомобіля (площі Міделя).

Оскільки кутове уповільнення заблокованого колеса при гальмуванні може бути визначено,

як $\frac{d\omega}{dt} = \frac{j}{r_k}$, то приймаючи за результативну швидкість, – швидкість транспортного засобу на

початок гальмування, тобто $\mathcal{G}_a = \mathcal{G}_0$ і $r_D = r_k$, в результаті отримуємо із формул (3) і (4) залежності для практичної оцінки нормальних реакцій на передній і задній осях автомобіля, котрі враховують експлуатаційні умови, у яких здійснюється гальмування

$$R_{z1} = \frac{1}{L} \left[\begin{aligned} & m_a \cdot g \cdot (b + x \cdot n) - m_a \cdot g \cdot [f_a \cdot r_{ct} + r_k \cdot (z - \varphi)] + \frac{j}{r_k} \cdot \sum I_i - \\ & - K_0 \cdot H_a \cdot B_a \cdot \mathcal{G}_0^2 \cdot [h_w - r_k \cdot (1 - \lambda_z \cdot \varphi) + \lambda_z \cdot (b - f_a \cdot r_{ct})] \end{aligned} \right] \quad (5)$$

$$R_{z2} = \frac{1}{L} \left[m_a \cdot g \cdot (a - z \cdot h) + m_a \cdot g \cdot [f_a \cdot r_{ct} + r_k \cdot (z - \varphi)] + \frac{j}{r_k} \cdot \sum I_i + \right. \\ \left. + K_0 \cdot H_a \cdot B_a \cdot \mathcal{G}_0^2 \cdot [h_w - r_k \cdot (1 - \lambda_z \cdot \varphi) + \lambda_z \cdot (a - f_a \cdot r_{ct})] \right] \quad (6)$$

Нехтуючи дією експлуатаційних факторів (повітряний потік, моменти опору коченню коліс та інерції обертових мас та ін.), отримаємо систему рівнянь [7, 8] для граничного класичного випадку ($z = \varphi$)

$$R_{z1}^0 = m_a \cdot g \cdot \left(\frac{b}{L} + \varphi \cdot \frac{h}{L} \right), \quad (7)$$

$$R_{z2}^0 = m_a \cdot g \cdot \left(\frac{a}{L} - \varphi \cdot \frac{h}{L} \right). \quad (8)$$

З огляду на складові сили опору повітря, що діє на автомобіль при гальмуванні (див. рис.1), можна записати вираз

$$m_a \cdot j - P_{wx} = (m_a \cdot g - P_{wx}) \cdot \varphi \quad (9)$$

Звідки після перетворень величина граничного уповільнення при неблокованих колесах всіх осей (період 0-1)

$$j = \frac{(m_a \cdot g - P_{wx}) \cdot \varphi + P_{wx}}{m_a} = \varphi \cdot g + \frac{K_0 \cdot H_a \cdot B_a \cdot v_0^2}{m_a} \cdot (1 - \lambda \cdot \varphi) \quad (10)$$

Позначивши аеродинамічний фактор, як

$$\Phi_e = \frac{P_{wx}}{G_a} = \frac{K_0 \cdot H_a \cdot B_a \cdot v_0^2}{m_a \cdot g} = \frac{\rho_B \cdot c_x \cdot H_a \cdot B_a \cdot v_0^2}{2m_a \cdot g} \quad (11)$$

де ρ_B – густина повітря;

c_x – коефіцієнт лобового опору автомобіля,

отримаємо залежність, що зв'язує реалізоване уповільнення транспортного засобу з його ваговими, геометричними, аеродинамічними і зчипними властивостями

$$j = g \cdot (z + \Phi_e \cdot (1 - \lambda_z \cdot \varphi)), \quad (12)$$

де $z = \frac{j}{g}$ – коефіцієнт гальмування [7, 8], який може досягати, а в деяких випадках, і

перевищувати коефіцієнт зчеплення φ .

Отже, в випадку без блокування коліс (період 1-2) можлива реалізація вповільнення може бути збільшена на величину

$$\Delta_j = \frac{\rho_B \cdot c_x \cdot H_a \cdot B_a \cdot v_0^2}{2m_a} \cdot (1 - \lambda_z \cdot \varphi). \quad (13)$$

Якщо у рівнянні (5) ввести наступне позначення

$$\Delta_{R1} = \frac{1}{L} \cdot \left(m_a \cdot g \cdot [f_a \cdot r_{ct} + r_k \cdot (z - \varphi)] - \frac{j}{r_k} \cdot \sum I_i + \right. \\ \left. + K_0 \cdot H_a \cdot B_a \cdot v_0^2 \cdot [h_w - r_k \cdot (1 - \lambda_z \cdot \varphi) + \lambda_z \cdot (b - f_a \cdot r_{ct})] \right), \quad (14)$$

а у рівнянні (6)

$$\Delta_{R2} = \frac{1}{L} \cdot \left(m_a \cdot g \cdot (f_a \cdot r_{ct} + r_k \cdot (z - \varphi)) - \frac{j}{r_k} \cdot \sum I_i + \right. \\ \left. + K_0 \cdot H_a \cdot B_a \cdot v_0^2 \cdot [h_w - r_k \cdot (1 - \lambda_z \cdot \varphi) - \lambda_z \cdot (b + f_a \cdot r_{ct})] \right), \quad (15)$$

то з урахуванням класичних залежностей (7) і (8) отримаємо спрощені вирази для нормальних реакцій на передній і задній осі транспортного засобу у вигляді

$$R_{z1} = R_{z1}^0 - \Delta_{R1}, \quad (16)$$

$$R_{z2} = R_{z2}^0 - \Delta_{R2}. \quad (17)$$

Очевидно, що в такому випадку буде виконуватись умова $\Delta_{R1} = \Delta_{R2} \geq 0$.

Це можливо, якщо виконуються нерівності

$$f_a \cdot r_{ct} + r_k \cdot (z - \varphi) \geq 0, \quad (18)$$

$$h_w - r_k \cdot (1 - \lambda_z \cdot \varphi) - \lambda_z \cdot (a + f_a \cdot r_{ct}) \geq 0. \quad (19)$$

Після рішення нерівності (18) отримаємо

$$z \geq \varphi - f_a \cdot \frac{r_{ct}}{r_k}. \quad (20)$$

Для побудови графічної залежності $z = f(\varphi)$ (рис. 2) отримаємо характерні точки: при $z = 0, \varphi = f_a \cdot \frac{r_{ct}}{r_k}$ при $\varphi = 0, z = -f_a \cdot \frac{r_{ct}}{r_k}$

Як показує аналіз графічної залежності (див. рис. 2), поточному значенню φ_1 відповідає таке значення z_1 , що нерівності (20) в такому випадку задовольняють значення від z_1 до z_{max} , тобто має місце приріст уповільнення автомобіля за певних експлуатаційних умов.

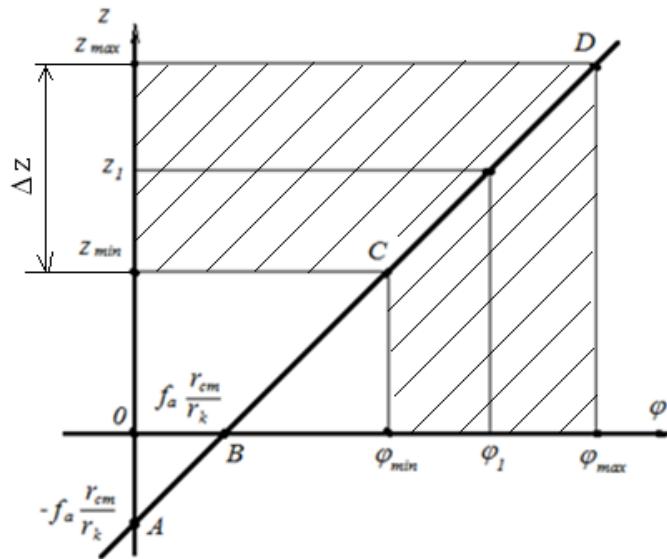


Рис.2. Можливе прирощення уповільнення $z = f(\varphi)$

При вирішенні нерівності (19) після перетворень отримаємо

$$\frac{h_w}{r_k} + \lambda_z \cdot \left(\varphi - f_a \cdot \frac{r_{ct}}{r_k} - \frac{a}{r_k} \right) \geq 1. \quad (21)$$

Оскільки, практично для всіх легкових автомобілів $\frac{h_w}{r_k} > 1, \frac{b}{r_k} > 1, \frac{a}{r_k} > 1, \frac{r_{ct}}{r_k} < 1, \lambda_z < 1$, то нерівність (21) має єдине рішення при

$$\frac{h_w}{r_k} \geq 1 - \lambda_z \cdot \left(\varphi - f_a \cdot \frac{r_{ct}}{r_k} - \frac{a}{r_k} \right). \quad (22)$$

Це означає, що величина Δ_{R2} у виразі (15) завжди буде додатною.

Звідки випливає, що нормальні реакції на задній осі загальмовуваного транспортного засобу, які визначаються з урахуванням експлуатаційних умов, в порівнянні з нормальними реакціями, визначеними за класичною теорією, мають більшу величину. Отже, у такому разі гальмівні моменти на колесах задньої осі автомобіля також бути можуть збільшені, що в результаті може привести до збільшення реалізованого ним уповільнення. Але для цього необхідні спеціальні гальмівні пристрої, які б відслідковували зміну нормальних навантажень на колесах.

Висновки. Одержано залежність (13), яка підтверджує потенційну можливість для реалізації якомога більшої величини уповільнення при виконанні екстрених гальмувань двовісними транспортними засобами у різних експлуатаційних умовах. Це можливо, якщо реалізувати більший гальмівний момент за рахунок збільшення нормальних реакцій на колесах задньої осі на початку гальмування без блокування коліс, що має місце, коли автомобіль рухався з прискоренням, особливо, з урахуванням аеродинамічного фактора.

Для підвищення ефективності функціонування гальмівних систем двохосових

транспортних засобів, у тому числі й обладнаних АБС, слід використовувати розроблені гальмівні пристрої [18], здатні відстежити приріст нормальних реакцій на колесах задньої осі та забезпечити відповідний керуючий вплив гальмівного привода для реалізації найбільшого уповільнення в даних експлуатаційних умовах.

Список використаних джерел:

1. Исследование потенциальных возможностей автомобиля при действии боковой силы в процессе торможения / А.С. Федосов, М.А. Подригало // Автомобильный транспорт. – Киев: Техника, 1980. – Вып.17. – С. 73-78.
2. Русановский А.Е. Влияние эксплуатационных факторов на тормозную динамику автомобиля, оборудованного регуляторами тормозных сил [Текст]: автореф. дис. на соискание наук, степени канд. техн. наук: спец. 05.22.20 «Эксплуатация и ремонт средств транспорта»/ А.Е. Русановский. – Волгоград, 1982. – 18 с.
3. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / [Подригало М.А., Волков В.П., Карпенко В.А. и др.]; под ред. М.А. Подригало. – Харьков: ХНАДУ, 2003. – 614с.
4. Подригало М.А. Анализ неравномерности вертикальных реакций на колесах и ее влияние на эксплуатационные свойства автомобиля [Текст] / Подригало М.А. // Автомобильный транспорт: проблемы и перспективы: IV-ая междунаро. научно-техн. конф., 11-15 апр. 2000 г. – Севастополь: СевГТУ, 2000. – С. 76-79.
5. Карпенко В.А. Влияние межколесного дифференциала на динамические характеристики автомобиля при неравномерном распределении вертикальной нагрузки между колесами / В.А. Карпенко // Механіка та машинобудування. – 2000. – №1. – С. 67-71.
6. Влияние тяговых моментов на динамическое распределение вертикальных реакций между колесами автомобиля / [Подригало М.А., Клец Д.М., Назарко О.А., Потапов Н.Н.] // Вестник НТУ «ХПИ». – 2010. – Вып.39. – С. 64-74.
7. Булгаков Н.А. Исследование динамики торможения автомобиля. Научное сообщение №18/ Булгаков Н.А., Гредескул А.Б., Ломака С.И. – Харьков: Изд-во госуниверситета им. А.М. Горького, 1962. – 36 с.
8. Расчет конструкций, испытания и эксплуатация автобусов и троллейбусов, их агрегатов и узлов / Труды ВКЭИ автобустрома. – Львов: Высшая школа, 1975. – С. 95-110.
9. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання (БЗ №11-12-2010/436): ДСТУ 3649: 2010. – Офіц. вид. – [Чинний від 28.11.2010]. – К.: Держспоживстандарт України, 2011. – 26 с. – (Національний стандарт України).
10. Автотранспортні засоби. Гальмівні властивості. Терміни та визначення: ДСТУ 2886-94. – Офіц. вид. – [Чинний від 1996-01-01]. – К.: Держстандарт України, 1995. – 24 с. – (Державний стандарт України).
11. Говорущенко Н.Я. Основы теории эксплуатации автомобилей / Говорущенко Н.Я. – К.: Выща школа, 1971. – 232с.
12. Скутнев В.М. Исследование регулирования тормозных сил легковых автомобилей [Текст]: дис. ...канд.техн.наук: 05.05.03 / Скутнев Василий Михайлович. – Харьков, 1975. – 160 с.
13. Волков В.П. Оценка стабильности распределения тормозных сил между осями колесной машины / Волков В.П. // Автомобильный транспорт. – Харьков: РИО ХНАДУ, 2001. – №7. – С. 72–74.
14. Papashev, O.Kh. Regulators of brake force of passenger automobiles / Papashev, O.Kh., Filipenko, S.V., Podrigalo, M.A., Volkov, V.P., Nazarov, A.I. // Avtomobilnaya Promyshlennost, - Moskau, 2004. - №12. – pp. 17-19
15. Назаров В.И. Перераспределение вертикальных нагрузок при экстренном торможении легкового автомобиля, движущегося в воздушном потоке на горизонтальном участке дороги / Назаров В.И. // Вісник НТУ «ХПІ»: Серія «Механіка та машинобудування». – Харків, 2014. – №1. – С. 102-110.
16. Назаров В.І. Математичне моделювання перерозподілу реакцій на осях під час екстреного гальмування на дорозі з нахилом / Назаров В.І., Назаров О.І., Назаров І.О. // Вісник НТУ «ХПІ»: Серія «Математичне моделювання в техніці та технологіях». – Харків, 2014. - №39(1082). – С. 134-140.
17. Назаров А.И. Перераспределение вертикальных реакций на колесах легкового автомобиля, движущегося в воздушном потоке по горизонтальной дороге с фиксированным радиусом кривизны / Назаров А.И., Назаров И.А., Назаров В.И. // Вісник НТУ «ХПІ»: Серія «Автомобіле- і тракторобудування». – Харків, 2015. – №8(1117). – С. 57-65.
18. Пат. №1173243 Україна, МПК 2006.01, В60Т 8/1766, В60Т 8/30. Гідравлічний гальмівний привід легкових автомобілів / [Назаров О.І., Назаров І.О., Назаров В.І., Ємельянов В.Л.]; заявник і патентотримач Харків, національний автомобільно-дорожній університет №u201613490; заявл. 28.12.2016; опубл. 26.06.2017, Бюл. №12.

Рецензенти:

Волков В.П., докт. техн. наук, професор, ХНАДУ

Бондаренко А.І., докт. техн. наук, доцент, НТУ «ХПІ»

Стаття надійшла до редакції 25.10.2018