

ПІДВИЩЕННЯ СТРОКУ СЛУЖБИ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ, УСТАНОВЛЮВАНИХ НА ПЕРЕДНІЙ ОСІ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ, ЩО ЕКСПЛУАТУЮТЬСЯ

Сініцин Андрій Олегович, ст. гр. А-62-18, магістр, Sinsandru@gmail.com
Зітманн Клаус, ст. гр. Аз-71-18, магістр Klaus_Zittmann@gmail.com

Вступ. Практика експлуатації легкових автомобілів, а також аналіз причин виходу із ладу різних механізмів і вузлів достатньо впевнено свідчить про те, що більша їх частина втрачає працездатність не внаслідок поломок, а через зношування робочих поверхонь окремих деталей і спряжень. Багаточисленні дослідження показали, що близько 70% виходу із ладу автомобілів під час експлуатації виникає через знос у вузлах тертя, особливо в гальмівних механізмах [1–3].

Аналіз останніх досягнень і публікацій.

В процесі гальмувань легкових автомобілів під керуючим впливом гальмівного привода поршень колісного гальмового механізму діє на гальмівні колодки, а ті, в свою чергу, притискаються до гальмівного барабану або гальмівного диску. Виникає сила тертя ковзання створює момент тертя, що сповільнює обертання коліс, і рух автомобіля. В результаті тертя відбувається зношування й нагрівання спряжених деталей (колодка-ротор) гальмівних механізмів [3–5].

Зношена гальмівна колодка створює менший момент тертя, ніж нова, і це знижує ефективність роботи гальм [3]. До того ж, у разі, якщо протягом досить тривалого часу ігнорувати даними попередженнями, то можна нанести серйозні пошкодження дискам, барабанам та іншим частинам гальм.

Поверхня барабанів і дисків стираються нерівномірно при нормальній експлуатації. Тому періодично потрібна їх повторна механічна обробка (проточка), щоб вони були функціонально придатні і довговічні.

Гальма барабанного типу функціонально не стабільні, так як при терті колодок по барабану утворюється тепло, якого достатньо, щоб знизити ефективність гальмування, особливо, якщо мають місце циклічні екстрені гальмування [3–5]. Отже, зниження ефективності гальмування відбувається тоді, коли є перегрівання гальм. При цьому потужність гальмування сильно падає, і гальмівні деталі і колодки можуть вийти з ладу.

Істотне поліпшення відбувається при використанні дискових гальм. В даний час вони повсюдно використовуються на передніх колесах майже у всіх автомобілів. Дискова гальмівна система забезпечена чавунним або сталевим диском або ж виготовленим з неметалічного матеріалу (карбону).

Отже, зношення спряжених поверхонь тертя гальмівних механізмів та їх перегрівання в процесі експлуатації призводить до зниження ефективності під час виконання гальмувань [6–8].

Існуючі способи і закони регулювання гальмівних сил між осями легкових автомобілів [9] припускають його зміну у відповідності до динамічного перерозподілу нормального навантаження між осями автомобіля [10–12].

Цей ефект досягається зміною темпу зростання максимального значення гальмівної сили на передніх або задніх колесах. Причому у всіх випадках регулювання повинно бути забезпечене випереджальне блокування передніх коліс автомобіля. У зв'язку з цим у реальних гальмівних системах легкових автомобілів коефіцієнт розподілу гальмівних сил вибирається в межах 0,6–0,75 [3].

Виходячи з вище викладеного, в роботах [13–15] рекомендується коефіцієнт розподілу гальмових сил вибирати так, щоб забезпечувалося однакове енергонавантаження передніх і задніх гальмівних механізмів.

На цей же факт звертається увага в роботі [16], в якій при розгляді впливу експлуатаційних факторів на гальмівну динаміку автомобіля, обладнаного регулятором гальмівних сил, вказується, що раціональність вибору коефіцієнта розподілу гальмівних сил слід оцінювати не тільки по ефективності при гальмуванні, але й по збереженню раціонального енергонавантаження гальмівних механізмів.

Необхідно відзначити, що процес розподілу гальмівних сил носить не постійний характер, та може істотно змінюватися в режимі, як службових, так і екстрених гальмувань [13–15].

В результаті аналізу літературних джерел встановлено, що:

- при підвищенні енергонавантаження характеристики дискових гальм більш стабільні, тоді, як у барабанних знижуються;

- енергонавантаження дискових гальм вище, зокрема, через те, що вони краще охолоджуються, внаслідок чого слід їх застосовувати на обох осях автомобіля;

- більш висока ефективність гальмування призводить до перевищення енергонавантаження гальм передньої осі, як наслідок, – до надмірного нагріву їх спряжених деталей гальм;

- перевищення енергонавантаження гальм викликає температурні деформації спряжених деталей, що різко впливає на якість прилягання фрикційних поверхонь спряжених деталей ротор–колодка.

Формулювання мети та постановка задачі. Метою дослідження є підвищення ресурсу гальмівних механізмів, установлюваних на передній осі легкових автомобілів.

Математична модель та алгоритм рішення задачі.

Співвідношення енергонавантаження передніх і задніх гальм при екстрених гальмуваннях, а отже, стабільність їх характеристик, а так само, керованість автомобіля, визначається коефіцієнтом розподілу гальмівних сил [16]

$$\beta = \frac{K_1 \cdot p_1}{K_1 \cdot p_1 + K_2 \cdot p_2}, \quad (1)$$

де K_1, K_2 – конструкційний коефіцієнт гальм передньої та задньої осей;
 p_1, p_2 – тиск у контурах передніх та задніх гальм.

Здійснимо оцінку енергонавантаження передніх гальм легкового автомобіля при зменшенні коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями.

Оцінку будемо проводити при режимах циклічних екстрених гальмувань на рівній горизонтальній дорозі.

Кінетична енергія, що поглинається гальмами легкового автомобіля впродовж одного екстреного гальмування (без блокування коліс),

$$W_{Т1} = 2,4 \cdot 10^{-5} \cdot \mathcal{G}_a^2 \cdot G, \quad (2)$$

де \mathcal{G}_a – початкова швидкість автомобіля;

G – вага автомобіля.

Робота тертя, яка здійснюється гальмами при послідовних гальмуваннях, визначається

$$A_{ТР} = W_{Т1} \cdot n, \quad (3)$$

де n – число гальмувань.

L – шлях, на якому відбувається тертя в гальмівних механізмах.

Робота, що виконується передніми гальмами, визначається

$$A_{Т1} = \beta \cdot A_{ТР}, \quad (4)$$

де β – коефіцієнт розподілу гальмівних сил між осями автомобіля.

Інтенсивність зношування поверхонь тертя в передніх гальмівних механізмах при цьому [1, 2]

$$I_{Т1} = \frac{A_{Т1}}{L}, \quad (5)$$

Величина зносу спряжених деталей (диска і колодок) переднього дискового гальмівного механізму за умови абразивного зносу, як найбільш вірогідного за умов експлуатації [8],

$$U_i = k_i \cdot \frac{\mathcal{G}_a \cdot K_1 \cdot p_1}{2\pi \cdot l_k \cdot r_k \cdot \mu} \cdot \frac{r_\delta}{R_{cp}} \cdot T_i, \quad (6)$$

де k_i – коефіцієнт, який характеризує зносостійкість матеріалу і-ої деталі;

r_k – радіус кочення колеса;

r_δ – динамічний радіус колеса;

R_{cp} – середній радіус тертя;

μ – коефіцієнт тертя ковзання фрикційних пар;

T_i – час тертя фрикційних поверхонь;

l_k – ширина поверхні тертя.

З врахуванням формули (1) із (6) після перетворень одержимо

$$U_i = k_i \cdot \frac{\mathcal{G}_a \cdot \beta \cdot (K_1 \cdot p_1 + K_2 \cdot p_2)}{2\pi \cdot l_k \cdot r_k \cdot \mu} \cdot \frac{r_\delta}{R_{cp}} \cdot T_i \leq [U_i], \quad (6)$$

де $[U_i]$ – гранично допустима величина зносу i -ої деталі.

Для визначення максимального часу T_i тертя фрикційних пар (строку служби i -ої спряженої поверхні) необхідно знати характер протікання зносу цієї деталі в часі та гранично допустиму величину її зносу

$$T_i = [U_i] \cdot \frac{2\pi \cdot l_k \cdot r_k \cdot \mu \cdot R_d}{k_i \cdot g_a \cdot \beta \cdot (K_1 \cdot p_1 + K_2 \cdot p_2) \cdot r_d} \quad (7)$$

Ця формула для визначення строку служби може бути застосована для тих деталей, котрі ремонтуються або замінюються на нові по мірі їх виходу із ладу, тобто коли зноси досягли граничного значення. Такими деталями є швидкозмінні деталі (гальмівні колодки), які міняються під час технічного обслуговування автомобілів.

У відповідності до одержаної закономірності (7) можна стверджувати, що, за рівних інших умов експлуатації легкових автомобілів, строк експлуатації фрикційного спряження дискових гальмівних механізмів, встановлених на передній осі, буде меншим, якщо приймати менше значення коефіцієнта постійного розподілу гальмівних сил між осями (практичне значення має рівний розподіл гальмівних сил або близький до нього), менші значення конструктивних коефіцієнтів передніх і задніх гальмівних механізмів; збільшувати середній радіус тертя гальмівного диску і ширину фрикційного контакту, та зменшувати коефіцієнти, що характеризують швидкість зношення матеріалів диску і накладок (підвищити зносостійкість їх матеріалів).

Література

1. Тормозные устройства: Справочник / М.П. Александров, А.Г. Лысяков, В.Н. Федосеев, М.В. Новожилов; Под. общ. ред. М.П. Александрова. — М.: Машиностроение, 1985. — 312с., ил. С. 67-107; 157-167; 294-295 Тормозные устройства: Справочник / М.П. Александров, А.Г. Лысяков, В.Н. Федосеев, М.В. Новожилов; Под. общ. ред. М.П. Александрова. — М.: Машиностроение, 1985. — 312с., ил. 2. Hans-Peter Klug. Nutz fahrzeug-Bremsanlagen: Aufbau und Funtion; Pruf- und Wartungsarbeiten / Hans-Peter Klug. — 3. — uberarb. und erw. Aufl. — Wurzburg: Vogel, 1993. — 570 s. (Die Deutsche Bibliothek-CIP-Einheitsaufnahme). 3. *Агейкин Я.С.* Теория автомобиля [Электронный ресурс]: учеб.пособ. / *Я.С. Агейкин, Н.С. Вольская.* — М.: МГИУ, 2008. — 318 с. — Режим доступа: <http://www.books.google.com.ua/books>. 3. *Волков В.П.* Режимы работы тормозов легковых автомобилей и совершенствование способов их моделирования при ресурсных лабораторных испытаниях: Дис... канд. техн. наук: 05.05.03. — Харьков, 1982. — 169с. 4. *Нагиев А.В.* Исследование влияния нагрева тормозных накладок на тормозную динамичность автомобиля в эксплуатационных условиях [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.05.03 / Нагиев Анатолий Владимирович. — Харьков, 1982. — 124 с. 5. *Кушов В.Я.* Исследование теплового баланса

дискового тормоза. Дис... канд. техн. наук: 05.05.03. — Харьков, 1980. — 103с. 6. *Хрущов М.М.* Повышение износостойкости и срока службы машин. Новые методы определения износа деталей машин / *Хрущов М.М.* — М.: Машгиз, 1953. — с. 22-26. 7. Расчетные методы оценки трения и износа: сб. научн. трудов; под. ред. *И.В. Крагельского*. — Брянск: Приокское книжное изд-во, 1975. — 234 с. 8. *Назаров О.І.* Математична модель зношування дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів в умовах експлуатації / *Назаров О.І., Клець Д.М., Назаров І.О.* // Вісник НТУ «ХП». Серія: «Математичне моделювання в техніці та технологіях». - №6(1115). - 2015. - С.91-101. 9. *Papashev, O.Kh.* Regulators of brake forces 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. 10. *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 «ХП»: Серія «Математичне моделювання в техніці та технологіях». — Харків, 2014. - №39(1082). — С. 134-140. 11. Покращення гальмівних властивостей легкових автомобілів із врахуванням експлуатаційних умов: матеріали наук.-практ. конференції [«Новітні технології розвитку автомобільного автотранспорту»], (ХНАДУ, 16-19 жовт. 2018 р.) / [*Клець Д.М., Назаров О.І., Шпінда Є.М., Лях М.С., Нижник М.О.*]. — Харків: ХНАДУ, 2018. - С. 119-121. 12. *Назаров І.О.* Підвищення безпеки використання легкових автомобілів у експлуатаційних умовах: [міжвузівський збірник наукових праць «Наукові нотатки»] / [*Назаров І.О., Назаров О.І., Клець Д.М., Цибульський В.А.*]. — Луцьк: ЛНТУ, 2018. —Вип. 61. — С. 162-168. 13. *Подригало М.А.* Устойчивость колесных машин при торможении / *Подригало М.А., Волков В.П., Курчатый В.И.* — Харьков: Издательство ХГАДТУ. — 1999. — 93 с. 14. *Булавкин А.С.* Особенности совместного использования дисковых и барабанных тормозных механизмов на легковых автомобилях: Дис... канд. техн. наук: 05.05.03. — Харьков, 1984. — 214с. 15. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [*Подригало М.А., Волков В.П., Курчатый В.И., Бобошко А.А.*]; под ред. М.А. Подригало. — Харьков: ХНАДУ, 2003. — 403 с. 16. *Назаров А.И.* Улучшение тормозных свойств легковых автомобилей совершенствованием способов регулирования тормозных сил [Текст]: дис.... канд. техн. наук: 05.22.02 / Назаров Александр Иванович. — Харьков, 1998. — 266 с.

Науковий консультант: Назаров О.І., доцент кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів