

ВПЛИВ ЗМІНИ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ДИСКОВИХ ГАЛЬМ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ НА ШВИДКІСТЬ ЗНОШУВАННЯ ЇХ ФРИКЦІЙНИХ ПАР

Чемеріс Роман Русланович

Chemeris200022@gmail.com

Науковий консультант: Назаров О.І., доцент, к.т.н.

Анотація. В статті розглядаються питання, пов'язані з оцінкою швидкості зношування фрикційних пар дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів. Запропоновано методику визначення швидкості зношування фрикційного спряження та поверхонь тертя дискових гальм Daewoo Lanos у залежності від зміни їх конструктивних параметрів в процесі експлуатації.

Ключові слова: легковий автомобіль, дисковий гальмівний механізм, швидкість зношування.

Вступ. Дослідження [1, 2] показали, що у більшості випадків вихід з ладу гальмівних систем гібридних легкових автомобілів під час експлуатації виникає через знос в гальмівних механізмах дискового типу, котрі в силу своєї високої швидкодії поглинають більшу частину кінетичної енергії автомобіля.

Важливим для оцінки швидкості зношування фрикційних поверхонь гальмівних механізмів легкових автомобілів, що знаходяться в експлуатації, є не стільки встановлення допустимого зносу окремих спряжень гальмівних механізмів, скільки їхня інтенсивність зношування.

Оскільки найбільш відповідальна частина гальмівної системи автомобіля, якою є гальмівний механізм, працює в різних умовах зношування, то встановлення закономірності швидкості зношування спряжень від зміни їх геометричних параметрів під час експлуатації є актуальним.

Мета роботи і постановка задачі. Метою роботи є оцінка швидкості

зношування дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів за відносною інтенсивністю зношування.

Для реалізації останнього слід оцінити параметри, якими можна характеризувати інтенсивність зношування спряження.

Алгоритм вирішення задачі. Щоб визначити параметри, якими можна характеризувати інтенсивність зношування спряження, розглянемо випадки зміни взаємного положення фрикційних поверхонь спряження «диск-колодка».

Перший випадок характерний тим, що є в наявності елементи, які визначають напрям можливого зближення спряжених деталей. Тому в даному випадку знос спряження може характеризуватись величиною відносного зближення зношених деталей в напрямку осі обертання диску.

Для того, щоб знайти залежність між зносом спряження U_{1-2} та лінійним зносом кожної деталі (гальмівного диска U_1 і накладки гальмівної колодки U_2) в період експлуатації, розглянемо схему взаємного положення зношених деталей в період нормального зносу, коли має місце повне прилягання поверхонь, тобто

$$U_{1-2} = U_1 + U_2 = const . \quad (1)$$

Умова, яка характеризує важливу особливість протікання процесу зношування спряження під час експлуатації, – це те, що при будь-якій формі зношеної поверхні має місце повний контакт спряжених поверхонь.

Якщо уявити положення деталей після їх зношування, то знос кожної з деталей буде представлено формою, розташованою в «тілі» другої деталі. Отже, сумарна форма буде являти собою деяку область взаємного врізання, обмежена кривими, які визначають форму спряжених поверхонь, а її площа характеризуватиме кількість зношеного матеріалу [3].

Властивість фрикційної пари під час зношування характеризуються співвідношенням їх швидкостей зношування, значення якого залежить від закону зношування та є функцією швидкостей ковзання й контактної тиску на поверхнях тертя.

Закони інтенсивності зношування, знання яких необхідні для рішення

поставленої задачі, повинні за даних умов визначати співвідношення між швидкістю зношування кожної із спряжених деталей, контактним тиском на поверхні тертя та швидкістю відносного ковзання.

Отже, форма зношених поверхонь, яка визначається величинами зносів, що дорівнюють добутку швидкості та часу зношування кожної із спряжених деталей, в кожній точці поверхні тертя залежить від співвідношення їхніх зносів.

Як показують дослідження [4, 5], в багатьох випадках можуть бути прийнятими степеневі закони зношування диска (індекс 1) та фрикційного матеріалу колодки (індекс 2) в загальному вигляді

$$\gamma_1 = k_1 \cdot p^{m_{p1}} \cdot g^{m_{v1}}; \quad (2)$$

$$\gamma_2 = k_2 \cdot p^{m_{p2}} \cdot g^{m_{v2}}; \quad (3)$$

де k_1, k_2 – коефіцієнти, що характеризують зносостійкість матеріалу;

m_{p1}, m_{v1} – показники степені, що швидкість зношування поверхонь тертя кожної з деталей.

У випадку абразивного зношування величина зносу пропорційна тиску і шляху тертя, а показники степенів дорівнюють одиниці [6].

Тоді властивості матеріалів пари тертя під час зношування можуть характеризуватись співвідношенням швидкостей зношування.

Якщо показники степенів рівні для обох матеріалів, але не дорівнюють одиниці, то в даному випадку співвідношення зносів матеріалів також зберігається постійним.

Проте, можливий випадок, коли лише два показники рівні між собою.

Якщо $m_{p1} = m_{p2} = m_p$, маємо

$$\gamma_1 = k_1 \cdot p^{m_p} \cdot g^{m_{v1}}; \quad (4)$$

$$\gamma_2 = k_2 \cdot p^{m_p} \cdot g^{m_{v2}}. \quad (5)$$

В такому разі співвідношення зносів матеріалів являється змінним та залежить від швидкості відносного ковзання.

Якщо $m_{v1} = m_{v2} = m_v$, то співвідношення зносів матеріалів також не є постійним та залежить від контактного тиску на поверхні тертя.

Для певної швидкості відносного переміщення спряжених деталей кожна точка на поверхні тертя має відповідну кругову швидкість ковзання, яка дорівнює добутку ω – кутової швидкості диска гальмівного відносно гальмівної колодки на момент початку гальмування автомобіля та ρ – радіуса обертання точки, яка розглядається.

Враховуючи вище сказане, одержимо закон зношування спряжених деталей у вигляді функціональної залежності $\gamma_i = f_i(\rho, p)$ та залежність швидкості зношування всього спряження $\gamma_{1-2} = F_1(p, \rho)$.

У разі абразивного зношування гальмівного механізму, враховуючи залежність швидкості ковзання від радіуса тертя та кутової швидкості, одержимо наступне

$$\gamma_1 = \omega \cdot \rho \cdot k_1 \cdot p; \quad (6)$$

$$\gamma_2 = \omega \cdot \rho \cdot k_2 \cdot p. \quad (7)$$

Або у разі дискового гальмівного механізму швидкість зношування спряження

$$\gamma_{1-2} = \omega \cdot \rho \cdot (k_1 + k_2) \cdot p. \quad (8)$$

Застосовуючи залежність між приводною силою Q та епюрним тиском p і тиском гальмівної рідини p_1 в колісному циліндрі діаметром d_u передніх коліс, знайдемо формулу

$$Q = \frac{\gamma_{1-2}}{\omega \cdot (k_1 + k_2)} \int_r^R \frac{\rho \cdot d\rho}{\rho} = \gamma_{1-2} \cdot \frac{R - r}{\omega \cdot (k_1 + k_2)}, \quad (9)$$

де R, r - зовнішній і внутрішній радіуси гальмівного диску.

Значення зносів спряжених деталей (1 – диск, 2 – колодка) в кожній точці поверхні тертя та форму кривої одержимо за умови $m_{pi} = m_{vi} = 1$, приймаючи до уваги, що величина зносу пропорційна швидкості зносу,

$$U_i = k_i \cdot \frac{Q \cdot \omega}{R - r} \cdot T_i, \quad (10)$$

де T_i – час зношування.

Кутова швидкість обертання гальмівного диска на момент гальмування без блокування коліс пов'язана зі швидкістю автомобіля відомою залежністю [7]

$$\omega = \frac{\vartheta_a}{r_k}, \quad (11)$$

де ϑ_a – початкова швидкість гальмування легкового автомобіля;

r_k – кінематичний радіус колеса.

Тоді, значення зносів спряжених деталей в кожній точці поверхні тертя дискового гальма визначатиметься за залежністю

$$U_i = k_i \cdot \frac{\pi d_{qi}^2 \cdot p_i \cdot \vartheta_a}{2(D_i - d_i) \cdot r_{ki}} \cdot T_i, \quad (12)$$

де D_i, d_i – зовнішній і внутрішній діаметри гальмівного диску.

Одержана закономірність (12) при визначенні граничного зносу i -го тіла тертя дискового механізму дозволяє оцінювати швидкість зношування за будь-який період експлуатації.

При застосуванні АБС в автомобілях на момент гальмування величина приводного тиску гальм визначається, як

$$p_1 = \frac{R_1 \cdot \varphi}{K_1 + K_2}, \quad (13)$$

$$p_2 = \frac{R_2 \cdot \varphi}{K_1 + K_2}, \quad (14)$$

де R_1, R_2 – нормальні реакції на осях автомобіля [5];

φ – коефіцієнт зчеплення коліс із опорною поверхнею дороги;

K_1, K_2 – конструктивні коефіцієнти гальмівних механізмів.

Враховуючи геометричні параметри дискових гальмівних механізмів, що застосовуються на передній осі, та параметри барабанних гальмівних механізмів, що застосовуються на задній осі досліджуваних легкових автомобілів Lanos Daewoo було встановлено конструктивні коефіцієнти гальмівних механізмів відповідно передньої та задньої осей: $K_1 = 8,47 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, $K_2 = 5,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ [7].

Після спрацювання регулятора тиск у контурах задніх коліс автомобіля змінюється за відомою залежністю [8]

$$p_2 = p_{10} + (p_1 - p_{10}) \cdot k_0, \quad (14)$$

p_{10} – тиск в точці спрацювання регулятора;

k_0 – коефіцієнт підсилення тиску.

Враховуючи гальмівний шлях легкового автомобіля, час гальмування визначається залежністю

$$T_i = \frac{g_a}{\varphi \cdot g} \cdot \left[1 + \sqrt{1 - \frac{2\varphi \cdot g \cdot s_T}{g_a^2}} \right], \quad (15)$$

де s_T – шлях гальмування легкового автомобіля.

Аналіз результатів теоретичних досліджень. Для порівнювання інтенсивності зношування спряжених поверхонь «диск-колодка» гальмівних механізмів відповідно передньої осі легкових автомобілів застосовуємо відношення диска U_{pi} до величини зносу фрикційної накладки колодки U_{ki} .

Відносний знос спряжених поверхонь тертя передніх гальм автомобілів будемо знаходити за формулою

$$\delta_{\text{л}} = \frac{U_{\text{л}}}{U_{\text{к}}} \cdot 100\% . \quad (16)$$

Методика проведення досліджень. Для моделювання інтенсивності зношування фрикційних поверхонь дискових гальм при теоретичних дослідженнях приймалися легкові автомобілі Daewoo Lanos, обладнані та не обладнані АБС, із передніми дисковими та задніми барабанними гальмівними механізмами, з шинами 185/70 R14, що здійснювали циклічні екстрені гальмування в безвітряну погоду на сухій горизонтальній асфальтобетонній дорозі.

Кожний цикл гальмувань містить 30 екстрених гальмувань, які виконувались при відповідній початковій швидкості гальмування автомобіля Daewoo Lanos в спорядженому стані.

Температурний режим поверхонь тертя для кожного циклу гальмування умовно вважався таким, що не призводить до значної зміни коефіцієнта тертя ковзання фрикційної пари, тобто конструктивних коефіцієнтів K_1, K_2 гальмівних механізмів.

За розрахунковими даними побудовано гістограми (рис. 1, рис. 2) розподілу швидкості зношування диска і фрикційних накладок дискових гальм у залежності від початкової швидкості гальмування, яка змінювалась в межах 10-55 м/с із шагом 5 м/с для кожного циклу гальмувань легкових автомобілів Daewoo Lanos.

Аналіз одержаних гістограм показує, що за рівних умов експлуатації легкових автомобілів Daewoo Lanos, гальмівні системи яких не обладнані АБС (див. рис. 1), швидкість зношування спряжених поверхонь тертя дискових гальмівних механізмів, встановлених на передній осі, є меншою, ніж для поверхонь тертя дискових гальмівних механізмів таких же автомобілів, обладнаних АБС (див. рис. 2).

Максимальні значення відносної інтенсивності зношувань поверхонь тертя для автомобілів Daewoo Lanos, гальмівні системи яких не обладнані АБС, при цьому досягають значення 22,5%, а для таких же автомобілів, обладнаних АБС, – 26,1%.

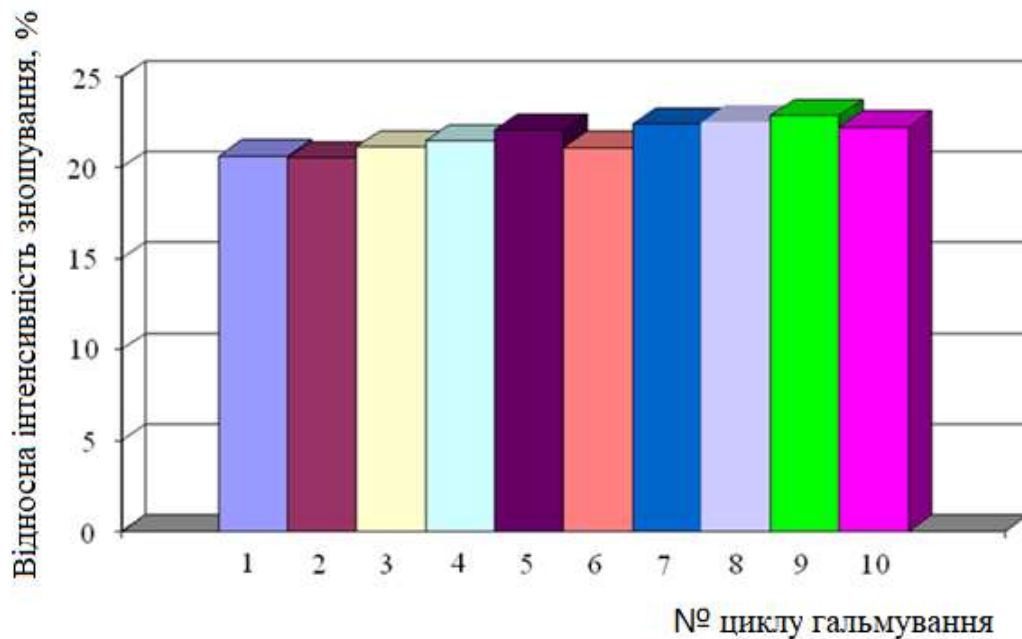


Рис. 1. Діаграма відносної інтенсивності зношування спряжених поверхонь тертя гальмівних механізмів Daewoo Lanos, не обладнаних АБС

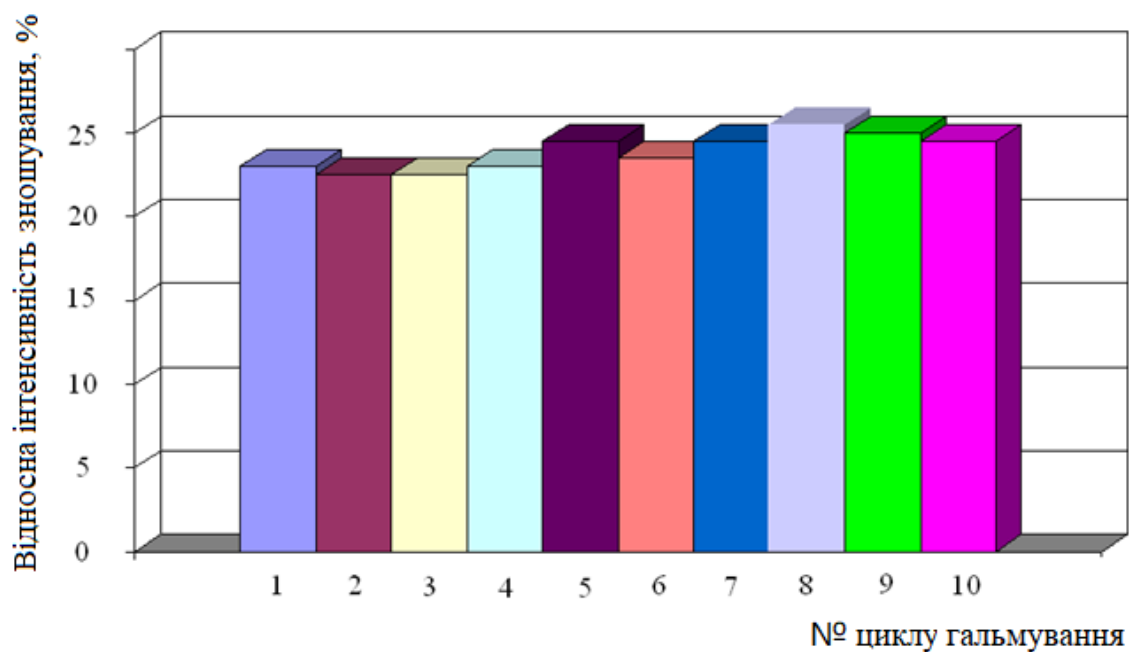


Рис. 2. Діаграма відносної інтенсивності зношування спряжених поверхонь тертя гальмівних механізмів Daewoo Lanos, обладнаного АБС

На підставі цього можна зробити висновок про те, що відносна інтенсивність зношування фрикційних пар гальмівних механізмів, встановлених на передній осі

автомобіля Daewoo Lanos із АБС, більша на 3,6%.

Отже, зміна геометричних параметрів поверхонь тертя дискових гальм, встановлених на передній осі автомобіля Daewoo Lanos, обладнаних АБС, буде більшою щонайменше у 1,16 рази.

Висновки. Зміну геометричних параметрів фрикційних поверхонь дискових гальм легкових автомобілів можна оцінювати за відносною інтенсивністю зношування їх фрикційних пар, які утворюють фрикційний контакт.

Список літератури

1. L. Chu Integrative control strategy of regenerative and hydraulic braking for hybrid electric car: in Proceedings of the 5th IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC '09, Dearborn, Mich, USA, September 2009) / L. Chu, W. Sun, L. Yao et al. - pp. 1091–1098.

2. J. Guo Regenerative braking strategy for electric vehicles: in Proceedings of the IEEE Intelligent Vehicles Symposium (Xi'an, China, June 2009) / J. Guo, J. Wang, B. Cao. - pp. 864–868.

3. Расчетные методы оценки трения и износа: сб. научн. трудов; под. ред. И.В. Крагельского]. – Брянск: Приокское книжное изд-во, 1975. – 234 с.

4. Хрущов М.М. Повышение износостойкости и срока службы машин. Новые методы определения износа деталей машин / Хрущов М.М. – М.: Машгиз, 1953. – с. 22-26.

5. Агейкин Я.С. Теория автомобиля [Электронный ресурс]: учеб. пособ. / Я.С. Агейкин, Н.С. Вольская. – М.: МГИУ, 2008. – 318 с.

6. Заболотный Р.В. К определению времени и пути трения тормозных механизмов и шин автомобилей с АБС / Заболотный Р.В. // Известия ВОЛГГТУ, Вып.2.- т.8. - 2007. – с. 121-122.

7. Назаров О.І. Потенційна можливість реалізації прирощення вповільнення легковими автомобілями під час екстреного гальмування в різних експлуатаційних умовах / Назаров О.І., Клец Д.М., Шпінда Є.М. // Наукові нотатки: [міжвуз. зб. наук. праць]. – Луцьк, 2019. – №64. – С.81-86.