

Назаров¹ О.І., Кривошапов¹ С.І., Сергієнко² М.Є.

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

²Харківський національний технічний університет «ХПІ»

ЗАЛЕЖНІСТЬ ЗНОСУ ДИСКОВИХ ГАЛЬМ ВІД ВЕЛИЧИНИ ГАЛЬМІВНОГО ШЛЯХУ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ

У статті розглядається процес зношування фрикційних поверхонь дискових гальм з урахуванням їх конструктивних параметрів, коефіцієнта зносостійкості матеріалів, початкової швидкості гальмування автомобіля, величини пробігу та його гальмівного шляху за цей період, за якими проводиться оцінка ресурсу гальмівних механізмів.

Для цього використано системний підхід, раціональне поєднання експериментальних досліджень та аналізу відомих теоретичних наукових результатів І.В. Крагельського з теорії тертя й зношування.

Відомо, що для оцінки ресурсу гальмівних механізмів автотранспорту важливо встановити величину допустимого зношування поверхонь тертя, що утворюють фрикційний контакт.

Встановлено закономірність зміни зносу поверхонь тертя дискових гальмівних механізмів від площі фрикційного контакту і площі перетину колісного циліндра, радіуса тертя й кінематичного радіуса кочення колеса, величини приводного тиску і гальмівного шляху автомобіля.

Надано рекомендації щодо збільшення ресурсу дискових гальмівних механізмів, для яких акцент зроблено на збільшенні величини площі фрикційного контакту «диск-накладка» за рахунок розширення поверхні тертя, обмеженої внутрішнім і зовнішнім радіусами диска та кутом охопту колодки.

Встановлено, що фрикційна накладка досліджуваних автомобілів має більш високий відносний знос, ніж поверхні гальмівного диска, за однакових пробігів.

На підставі одержаної залежності зношування фрикційних поверхонь та результатів вимірювання зносу вперше встановлено залежність для визначення коефіцієнтів зносостійкості матеріалу диска і накладки.

Результати роботи можуть бути використані для оцінки зносу та прогнозування ресурсу дискових гальм легкових автомобілів з урахуванням умов експлуатації автомобілів.

Ключові слова: легковий автомобіль, гальмування, дисковий гальмівний механізм, знос, пробіг.

ВСТУП

Поява гальмівних систем з використанням дискових гальм на передніх колесах і барабанних гальм на задніх колесах призвело до різкого збільшення навантажувальних характеристик передніх (дискових) гальм, які, маючи меншу масу, зношуються інтенсивніше, ніж барабанні, що призводить до підвищеного зносу накладок і гальмівного диска [1, 2].

Ця відмінність обумовлена не тільки характерними відомими і конструктивно заданими параметрами, але і функціональними особливостями різних типів гальмівних механізмів, об'єднаних в загальну гальмівну систему і керованих без урахування цих особливостей [3].

Широке розповсюдження гальмівних систем з дисковими передніми та барабанними задніми гальмівними механізмами, багатоваріантність схем відокремлення гальмівного приводу та способи її конструктивної реалізації висунули низку науково-технічних проблем, вирішення яких дозволить визначити можливі напрямки вдосконалення існуючих конструкцій, щоб збільшити ресурс.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Наприкінці шістдесятих років з'явилося важливе вдосконалення гальмівної системи автомобіля, антиблокувальна система гальм.

ABS робить практично неможливим блокування коліс за рахунок керованого електронним блоком зниження тиску у гальмівних контурах коліс, підданих у цей момент блокуванню. У такий спосіб підтримує їх «на грані» блокування. Гальмування в цей момент вважається найбільш ефективним [4-6].

У наш час відбувається безперервне подальше вдосконалювання гальмових систем автомобілів (можна назвати такі порівняно недавні нововведення, як ESP, TCS, EBD, і т. д.), результатом якого стає подальший ріст активної безпеки [4].

Важливим фактором забезпечення безпеки залишається дія водія.

Автоматизація систем допомагає водієві домогтися найбільш ефективного гальмування.

Bosch розробив нову систему прогнозування гальмівної системи, яка може підготувати гальмівну систему до екстреного гальмування. Вона працює в парі з адаптивним круїз-контролем, чий радар використовується для виявлення об'єктів перед автомобілем [6]. Система, визначивши

перешкоду попереду, починає злегка притискати гальмівні колодки до дисків. Таким чином, якщо водій натисне на педаль гальма, він відразу ж отримає найшвидшу відповідь від системи. Нова система ефективніша, ніж звичайний Brake Assist.

В майбутньому Bosch планує впровадити прогностичну систему безпеки, яка здатна сигналізувати про критичну ситуацію попереду за допомогою вібрації педалей гальма.

У зв'язку з тим, що останнім часом набирають популярність електромобілі та автомобілі з гібридними силовими установками, все частіше використовуються рекуперативне гальмування [7-9].

Наприклад, в Toyota Prius гальмівні колодки використовуються для утримання автомобіля на місці й для екстреного гальмування, а основну роль у гальмуванні грають мотор-генератори, тому гальмові колодки в гібридних автомобілів служать у кілька разів довше, ніж у звичайних.

У поєднанні з ABS, система EBD не дозволяє відправити автомобіль в занос, наприклад, при екстреному гальмуванні, зберігаючи при цьому контроль водія над рульовим керуванням, що підвищує не тільки стійкість, але і керованість [6].

Якщо колеса автомобіля знаходяться на різних поверхнях (наприклад, ліві колеса на сухій дорозі, а праві на снігу), то в даному випадку, щоб уникнути блокування коліс праворуч, на них буде подано менше гальмівного зусилля. Розподіляються гальмівні зусилля між лівими і правими колесами. За тією ж схемою відбувається гальмування в поворотах.

EBD створює умови для руху автомобіля більш передбачуваним і керованим при гальмуванні, а значить – безпечним.

Система EBD здатна розподіляти необхідне гальмівне зусилля для кожного колеса автомобіля. Вона може контролювати швидкість, розгін, уповільнення кожного колеса, щоб точно визначити за швидкістю обертання підшипника, яке необхідно гальмівне зусилля для сталого та стабільного гальмування [6].

Деякі системи електронного розподілу гальмівних зусиль можуть контролювати кут повороту рульового колеса і швидкість проходження повороту, на той випадок, щоб в разі гальмування в цих умовах правильно розподілити гальмівне зусилля для безпечної зупинки. Також після виходу автомобіля з повороту система, враховуючи зміщення центру ваги автомобіля, оптимально розподіляє гальмівні зусилля по відповідним колесам, створюючи в гідравлічній гальмівній системі певну величину приводного тиску [6].

Таким чином, найбільш важливим фактором забезпечення безпеки залишається ефективність гальмування.

Як відомо, ефективність гальмування автомобіля, пов'язана, як з його конструктивно-ваговими параметрами, конструкцією і типом застосовуваних гальмівних механізмів, видом гальмівного привода, так і коефіцієнтом зчеплення коліс, які контактують з опорною поверхнею в змінних експлуатаційних умовах [10, 11].

Таким чином, зміна осьових гальмівних моментів та наявність нерівномірності їх розподілу по колесах передньої і задньої осей призводять до нерівномірного зношування фрикційних пар, що і створює умови для зниження ефективності гальмування та збільшення гальмівного шляху легкового автомобіля під час певного пробігу. А це в свою чергу, веде до більшого стирання фрикційних поверхонь гальм, що різко знижує їх ресурс.

Отже, дослідження зміни зносу гальмівних механізмів від гальмівного шляху легкового автомобіля, за якого відбувається цей знос під час експлуатації, є актуальною задачею.

ЦІЛЬ І ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою роботи є встановлення залежності зносу фрикційних поверхонь дискових гальм легкових автомобілів від зміни гальмівного шляху в процесі експлуатації.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- дослідити та обґрунтувати закономірність зношування поверхонь тертя дискових гальмівних механізмів;
- оцінити відносну величину зносу спряжених поверхонь тертя на прикладі легкових автомобілів FORZA;
- визначити коефіцієнти зносостійкості накладок і диска при пробігах 10000 км і 26000 км автомобілів FORZA за результатами експериментальних досліджень.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Розглянемо схему можливого руху легкового автомобіля під час гальмування без блокування коліс з вимкненою трансмісією (рис. 1) та визначимо величину гальмівного шляху.

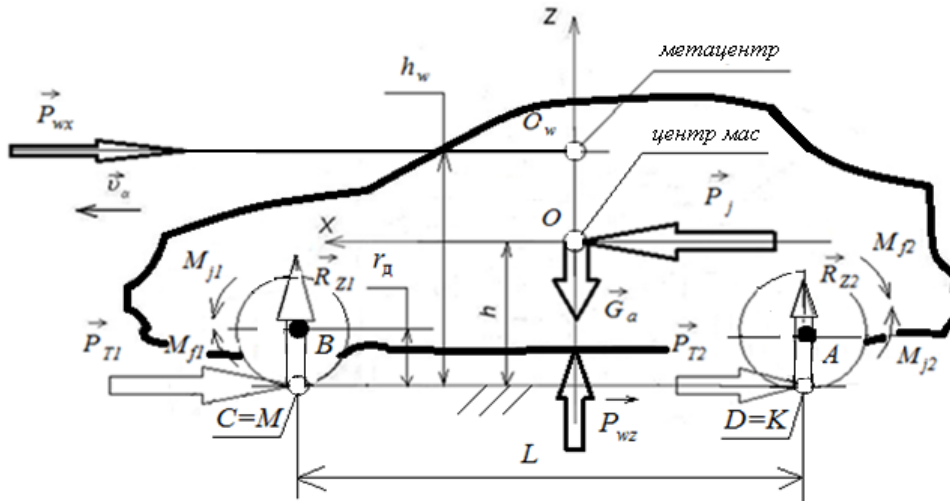


Рисунок 1 – Схема дії сил і моментів на автомобіль під час гальмування

Розглянемо роботу сумарної гальмівної сили автомобіля $P_{\Sigma T}$ на нескінченно малому гальмівному шляху ds_T без блокування коліс [1]

$$P_{\Sigma T} \cdot ds_T = d \left(\frac{m_a \cdot \vartheta^2}{2} + \sum \frac{J_i \cdot \vartheta^2}{2r_k^2} \right), \quad (1)$$

де ϑ – швидкість руху автомобіля на момент гальмування;
 m_a – маса автомобіля;
 r_k – кінематичний радіус колеса;
 J_k – сумарний момент інерції обертювих мас гальмівного механізму.

Інакше

$$P_{\Sigma T} \cdot ds_T = m_a \cdot \vartheta \cdot d\vartheta + \sum \frac{J_i}{r_k^2} \cdot \vartheta \cdot d\vartheta. \quad (2)$$

Враховуючи залежність для загальної гальмівної сили, що діє на автомобіль [1], одержимо

$$ds_T = \frac{\left(m_a + \sum \frac{J_i}{r_k^2} \right) \cdot \vartheta \cdot d\vartheta}{P_{T1} + P_{T2} + G_i + P_w}, \quad (3)$$

де P_{T1} – гальмівна сила на передній осі автомобіля;
 P_{T2} – гальмівна сила на задній осі автомобіля;
 P_w – сила аеродинамічного опору;
 G_i – горизонтальна складова сили ваги.

Позначивши як $A = P_{T1} + P_{T2} + G_i$, та інтегруючи вираз з межами інтегрування від ϑ_0 до ϑ_a , одержимо наступну залежність

$$s_T = \left(m_a + \sum \frac{J_i}{r_k^2} \right) \cdot \int_{\vartheta_0}^{\vartheta_a} \frac{\vartheta \cdot d\vartheta}{A + P_w}. \quad (4)$$

та вирішуючи відносно гальмівного шляху, одержимо

$$s_T = \frac{m_a + \sum \frac{J_i}{r_k^2}}{2K_0 \cdot F_w} \cdot \ln \frac{A + K_0 \cdot F_w \cdot \vartheta_a^2}{A + K_0 \cdot F_w \cdot \vartheta_0^2}. \quad (5)$$

де K_0 - коефіцієнт обтічності кузова автомобіля [1];
 F_w – площа лобового опору кузова автомобіля [1].

Підставляючи відомі вирази для осьових гальмівних сил і сили аеродинамічного опору [10], гальмівний шлях автомобіля в разі службового гальмування визначається як

$$s_T = \frac{m_a + \sum \frac{J_i}{r_k^2}}{2K_0 \cdot F_w} \cdot \ln \left(\frac{K_1 \cdot p_1 + K_2 \cdot p_2 + m_a \cdot g \cdot \sin \gamma + K_0 \cdot F_w \cdot \vartheta_a^2}{K_1 \cdot p_1 + K_2 \cdot p_2 + m_a \cdot g \cdot \sin \gamma + K_0 \cdot F_w \cdot \vartheta_0^2} \right), \quad (6)$$

та у разі екстреного гальмування

$$s_T = \frac{m_a + \sum \frac{J_i}{r_k^2}}{2K_0 \cdot F_W} \cdot \ln \left(\frac{K_1 \cdot p_1 + K_2 \cdot p_2 + m_a \cdot g \cdot \sin \gamma}{K_1 \cdot p_1 + K_2 \cdot p_2 + m_a \cdot g \cdot \sin \gamma + K_0 \cdot F_W \cdot v_0^2} \right), \quad (7)$$

де K_1 і K_2 – конструктивні коефіцієнти гальмівних механізмів, застосовуваних на передній та задній осях;

γ – кут спуску (підйому), на горизонтальній ділянці дороги $\gamma = 0$.

Або після математичного перетворення (6)

$$s_T = \frac{m_a + \sum \frac{J_i}{r_k^2}}{2K_0 \cdot F_W} \cdot \ln \left(\frac{A + K_0 \cdot F_W \cdot v_0^2}{A + K_0 \cdot F_W \cdot v_0^2} \right) \leq [s_T], \quad (8)$$

та виразу (7)

$$s_T = \frac{m_a + \sum \frac{J_i}{r_k^2}}{2K_0 \cdot F_W} \cdot \ln \left(\frac{A}{A + K_0 \cdot F_W \cdot v_0^2} \right) \leq [s_T], \quad (9)$$

де $[s_T]$ – граничне значення гальмівного шляху легкового автомобіля, регламентоване нормативними документами [5] при певній початковій швидкості гальмування.

При високих навантаженнях гальмівні диски можуть нагріватися до дуже високих температур, і якщо це тепло передається диску, дуже ймовірна швидка втрата гальмування.

Виробники гальмівних систем шукають різноманітні технічні новинки. Наприклад, багато компаній пропонують розбірні гальмівні диски. Вони являють собою безпосередньо робочі диски у вигляді бугеля, прикручені до середньої частини, яка кріпиться до маточини. Також досить поширені гальмівні диски з перфорацією і канавками (шліцями) [12].

Наскрізні отвори, зроблені по всій робочій поверхні диска, зменшують вагу диска та сприяють більш ефективному зниженню робочої температури за рахунок розсіювання теплової енергії, що утворюється від тертя накладок об диск. Крім того, робочі гази, що утворюються в точці тертя, можуть створювати своєрідну повітряну подушку і знижувати ефективність гальмування.

Перфорація запобігає коробленню гальмівного диска. Канавки та отвори допомагають видалити воду, бруд, пил тощо, що знижує ризик подряпин на поверхні тертя гальмівного диска. Крім того, канавки та перфорація збільшують додаткову силу гальмування та зменшують знос.

При роботі під великим навантаженням гальмівні накладки швидко покриваються тонким шаром згорілого і відпрацьованого фрикційного матеріалу. Якщо її не зняти примусово, накладка перетворюється на слизьку поверхню, і виникає явище, коли ефективність гальмування різко знижується. Канавки практично розрізають цей використаний шар, оновлюючи блок, що дозволяє підтримувати коефіцієнт тертя ковзання в заданих межах протягом всієї операції.

Враховуючи все вищесказане, можна вважати, що для легкових автомобілів гальмівні диски зі шліцями, безумовно, є предметом підвищення стабільності їх роботи, але водночас і причиною їх скорочення ресурсу. Однак ця проблема вирішується використанням спрямованих і ненаправлених шліців.

Якщо повернутися до відомого варіанту, то варто згадати розробку австралійських інженерів. Компанія DBA має запатентовано передову технологію системи вентиляції гальмівних дисків (диски Kangaroo Paw) [12].

Більш досконале рішення запропонувала американська компанія Delphi [12]. Її інженери запропонували оригінальну ідею дводискового гальма для передніх коліс автомобіля під назвою Twin Disk, де для гальмування використовуються три, а не дві гальмівні накладки. Завдяки такому розташуванню гідравлічний поршень передає свою потужність не на дві площини гальмівних дисків, як зазвичай, а відразу на чотири.

Підвищення швидкостей і, як наслідок, підвищені вимоги до гальм призводять до появи нових матеріалів для виготовлення гальмівних дисків. Наприклад, у світі автоспорту використовуються композитні диски з вуглецевого волокна. Такі гальма набагато легше своїх чавунних побратимів і працюють ефективніше.

Найсучасніші на даний момент фрикційні матеріали створені на основі органічних волокон [12]. Такі накладки мають найкращі гальмівні властивості. Тому їх встановлюють на сучасні суперкари, де навантаження на гальма (за мірками автомобілів) просто непомірна.

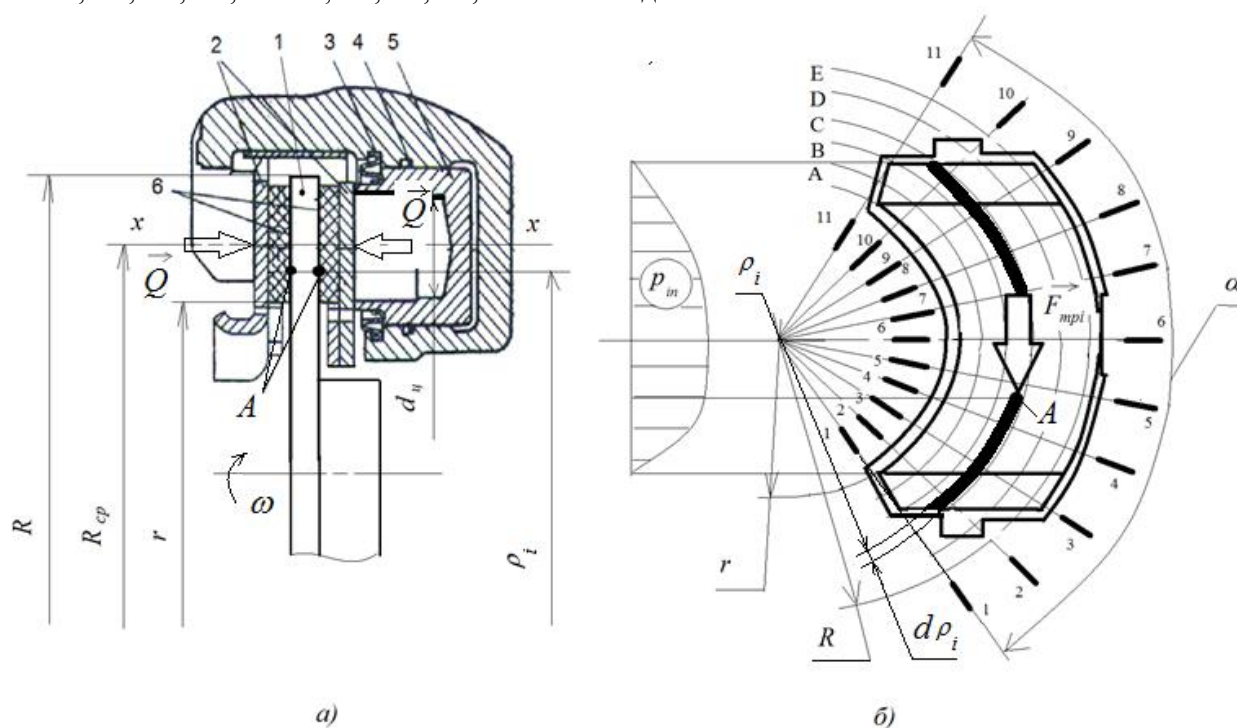
Відомо, що гальмівний механізм з кількома саморегульованими накладками має більш високий

і стабільний коефіцієнт тертя, ніж такий же механізм з однією накладкою еквівалентної площі. Кількісний облік цього ефекту в реальному гальмівному механізмі складний, хоча якісно пояснюється більшою величиною контурного поверхневого тертя [13, 14].

Дискретність контакту поверхонь тертя доведена багатьма дослідниками [12-14].

Як свідчать контурні плями фрикційного контакту, під дією моменту тертя права частина накладки 2 (вид на циліндр) притискається до диска 1 з більшою силою, ніж ліва, тому еюра нормального тиску p з боку диска 1 на накладку 2 є кривою зі зміщеним центром тиску (рис. 2, а).

У процесі експлуатації гальма мають фрикційні поверхні, всередині яких розташовані контурні поверхні тертя (А, В, С, D, Е), що розміщуються по номінальній поверхні гальмівної накладки, обмеженої радіусами r і R диска та кутами перетинів 1–1; 2-2...11-11 межах α (рис. 2, б), утворюючи плями: А2, А3, А4, А5, ...А10; В2, В3, В4, В5...В10 і т.д.



а) схема конструкції дискового гальма; б) схема виникнення зносу

Рисунок 2 - Схематичне розташування фрикційних контактних поверхонь накладки

Підвищення стійкості гальмівного механізму може бути зумовлено стохастичним характером процесу тертя. У цьому випадку можна встановити кількісні співвідношення.

Процес тертя залежить від великої кількості факторів, обумовлених низкою різних фізичних процесів, які ще не можуть бути повністю враховані в реальному гальмівному механізмі.

Процес зміщення контурних плям і зміну коефіцієнта тертя можна вважати випадковими [13].

Значення моменту, що розвивається гальмівним механізмом, у цьому випадку слід розглядати як випадкову величину, обумовлену в кожен момент часу величиною, кількістю і розташуванням контурних плям на полі накладки та зміною коефіцієнта тертя.

Якщо вважати, що коефіцієнт тертя під час роботи гальма не змінюється, то навіть через зміну координат точки прикладання всіх елементарних сил тертя, внаслідок переміщення контурних плям, значення гальмівного моменту може коливатися в значних межах [13].

Під час експлуатації на нормальну роботу дискових гальм впливають численні фактори, що призводить до локального викрашування поверхонь тертя [12-14].

В останньому випадку абразивні частинки впроваджуються в матеріал накладки і диска, утворюючи численні широкі і глибокі подряпини, що виключає частину зони контакту тертя «диск-накладка» і збільшує швидкість її зношування.

Отже, там, де тиск вищий, будуть діяти більші сили тертя, і тому накладка зношується швидше.

Чим вище швидкість обертання диска, тим більша кінетична енергія підводиться до відповідної зони контакту, тим сильніший нагрів у цій зоні і, в кінцевому підсумку, тим швидше відбувається відрив частинок матеріалу в поверхневому шарі та утворення оболонок, наприклад, із зони А6 в зону

Еб або із зони Еб в зону Е7) (див. рис. 2, б).

Якщо зближення деталей можливе лише в напрямі x - x , то сума зносів деталей, виміряна в напрямку можливого зближення, повинна бути постійною та дорівнювати зносу всього спряження (див. рис. 2, а)

$$U_{1-2} = U_{x1} + U_{x2} = \text{const.} \quad (10)$$

Цю залежність будемо називати умовою контакту деталей, так як вона характеризує одну важливу особливість протікання процесу зношування спряження під час експлуатації.

Якщо зобразити положення деталей після їх зношування, то графічно знос кожної з деталей буде представлено епюром, розташованим в «тілі» другої деталі. Сумарний епюр буде являти собою деяку область взаємного врізання, обмежену кривими, які визначають форму спряжених поверхонь, а її площа характеризуватиме кількість зношеного матеріалу [14].

Закони 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 p_i та швидкістю відносного ковзання ϑ_i .

З теорією Крагельського [15] форма зношених поверхонь спряжених деталей визначається величинами зносів, які дорівнюють добутку коефіцієнті зносостійкості поверхонь тертя, контактного тиску та швидкості зношування кожної із спряжених деталей в кожній точці поверхні тертя.

Як показують дослідження [15], в багатьох випадках можуть бути прийнятими степеневі закони зношування, а коли показники степені $m_{pi} = m_{vi} = 1$, то залежності приймають вигляд

$$\gamma_{1i} = k_1 \cdot p_i \cdot \vartheta_i \quad (11)$$

$$\gamma_{2i} = k_2 \cdot p_i \cdot \vartheta_i \quad (12)$$

де k_1, k_2 – коефіцієнти зносостійкості, що характеризують інтенсивність зношування поверхонь тертя кожної з деталей;

p_i – тиск на фрикційній поверхні;

ϑ_i – кругова швидкість обертання однієї з поверхонь тертя.

На даний момент часу значення коефіцієнтів зносостійкості для фрикційних поверхонь гальм не відоме.

Для заданої швидкості відносного переміщення спряжених деталей кожна точка A на поверхні тертя має свою кругову швидкість ковзання (див. рис. 2), в якій приложена сила тертя

$$\vartheta_i = \omega_i \cdot \rho_i \quad (13)$$

де ω_i – кутова швидкість однієї з спряжених деталей (диск гальмівний) відносно іншої деталі (гальмівна колодка);

ρ_i – радіус обертання i -ої точки.

Якщо закон зношування відповідає абразивному зношуванню, то враховуючи залежність швидкості ковзання від радіуса тертя та кутової швидкості обертання, одержимо в загальному вигляді

$$\gamma_i = k_i \cdot p_i \cdot \omega_i \cdot \rho_i \quad (14)$$

Тоді величина зносу фрикційного спряження дискового гальмівного механізму за час гальмування

$$U_i = (k_1 + k_2) \cdot p_i \cdot \omega_i \cdot \rho_i \cdot T_i \quad (15)$$

де T_i – час зношування i -ої фрикційної поверхні (час гальмування до моменту блокування коліс автомобіля).

Залежність між притисковою силою Q колодок до диска та епюрним тиском p_i і тиском гальмівної рідини $p_{ци}$ в колісному циліндрі діаметром $d_{ц}$ передніх коліс знайдемо, використовуючи формулу

$$\int_{\rho_{\min}}^{\rho_{\max}} \alpha \cdot \rho_i \cdot \rho_i \cdot d\rho_i = \frac{\pi d_{\text{ш}}^2 \cdot p_{\text{ци}}}{4} \quad (16)$$

де α – кут обмеження фрикційної накладки (див. рис. 2).

Вирішуючи ліву частину залежності (16), маємо

$$\alpha \cdot \rho_i \cdot \int_r^R \rho_i \cdot d\rho_i = \alpha \cdot \rho_i \cdot \frac{R^2 - r^2}{2} \quad (17)$$

де R, r – зовнішній і внутрішній радіуси гальмівного диска (гальмівної колодки, див. рис. 2).

Одержимо залежність розподілу контактної тиску на поверхні тертя в разі $m_{pi} = m_{vi} = 1$, що має вигляд (див. рис. 2)

$$p_i = \frac{2Q}{\alpha \cdot (R^2 - r^2)} \quad (18)$$

Підставивши значення тиску на поверхні тертя у (15), одержимо

$$U_i = \frac{2Q}{\alpha \cdot (R^2 - r^2)} \cdot (k_1 + k_2) \cdot \omega_i \cdot \rho_i \cdot T_i, \quad (19)$$

Отже, значення зносів кожної із фрикційних поверхонь (1 – диск, 2 – колодка, див. рис. 2) в i -ій точці поверхні тертя за умови $m_{pi} = m_{vi} = 1$, приймаючи до уваги, що величина зносу пропорційна швидкості зносу, остаточно визначається як

$$U_i = k_i \cdot \frac{2Q}{\alpha \cdot (R^2 - r^2)} \cdot \omega_i \cdot \rho_i \cdot T_i, \quad (20)$$

Враховуючи, що кутова швидкість обертання гальмівного диска на момент гальмування без блокування коліс може бути визначена, як

$$\omega_i = \frac{\vartheta_0}{r_k}, \quad (21)$$

де ϑ_0 – початкова швидкість гальмування легкового автомобіля;

r_k – кінематичний радіус колеса,

то з урахуванням правої частини виразу (16) значення зносів в кожній точці поверхні тертя визначимо за залежністю

$$U_i = k_i \cdot \frac{\pi d_{\text{ш}}^2 \cdot p_{\text{ци}} \cdot \rho_i \cdot \vartheta_0^2}{2\alpha \cdot (R^2 - r^2) \cdot r_k} \cdot T_i, \quad (22)$$

Одержана закономірність (22) для визначення зносу i -ої поверхні тертя дискового механізму дозволяє оцінювати його за будь-який період експлуатації при екстрених гальмуваннях.

Враховуючи, що час гальмування пов'язаний і з уповільненням автомобіля, після математичних перетворень одержимо залежність величини зносу i -ої фрикційної поверхні дискового гальмівного механізму від гальмівного шляху автомобіля під час екстреного гальмування,

$$U_i = k_i \cdot \frac{\pi d_{\text{ш}}^2 \cdot p_{\text{ци}} \cdot \rho_i}{2\alpha \cdot (R^2 - r^2) \cdot r_k} \cdot \frac{\vartheta_0^2}{j} = k_i \cdot \frac{\pi d_{\text{ш}}^2 \cdot \rho_i}{\alpha \cdot (R^2 - r^2) \cdot r_k} \cdot p_{\text{ци}} \cdot S_{T_i} \quad (23)$$

Для середніх точок тертя, розмішених в зоні С (див. рис. 2), середній радіус тертя може бути визначеним як півсума внутрішнього і зовнішнього радіусів, і тоді залежність (23) перетвориться в

$$U_i = k_i \cdot \frac{\pi d_{\text{ш}}^2 \cdot p_{\text{ци}}}{\alpha \cdot (R - r) \cdot r_k} \cdot S_{T_i} = k_i \cdot \frac{\pi d_{\text{ш}}^2}{\alpha \cdot l_k \cdot r_k} \cdot p_{\text{ци}} \cdot S_{T_i} \quad (24)$$

де l_k – ширина фрикційного контакту.

Отже, для випадку абразивного зношування величина зносу фрикційних поверхонь дискових гальм пропорційна добутку контактної тиску на поверхні тертя та гальмівному шляху тертя, за який відбувся знос.

За встановленим значенням $[S_T]$ сумарного гальмівного шляху легкового автомобіля, складові якого реєструються під час дослідження, максимальних величин $p_{\text{ци} \max}$ приводних тисків у контурах

гальмівної системи під час гальмування та вимірних величин U_{imax} зносів фрикційних поверхонь дискових гальмівних механізмів, які відбулися за цей період часу, можна визначити коефіцієнти зносостійкості матеріалів тертя із залежності

$$k_i = U_{imax} \cdot \frac{\alpha \cdot k_r \cdot k_c}{\pi d_{\text{ш}}^2} \cdot \frac{1}{\rho_{\text{шimax}} \cdot [sT]} \quad (25)$$

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Аналіз одержаної залежності (23) показує, що величина зносу на i -ому радіусі поверхні тертя дискового гальмівного механізму прямо пропорційна площі поперечного перетину циліндра, приводному тиску і величині гальмівного шляху автомобіля та обернено пропорційна площі тертя фрикційної накладки і кінематичному радіусу колеса.

Крім того, якщо вважати, що співвідношення площі поперечного перетину циліндра і площі фрикційного контакту, віднесеного до кінематичного радіуса колеса, незмінне, то добуток величини приводного тиску і гальмівного шляху є величиною постійною. Тобто, коефіцієнт зносостійкості матеріалів фрикційних тіл є коефіцієнтом пропорційності між величиною зносу і добутком вказаного співвідношення площ, помноженого на величину приводного тиску і гальмівного шляху.

У такому разі є можливим визначення коефіцієнтів зносостійкості матеріалів тіл тертя диска і фрикційної накладки за відомими значеннями величин зносів, максимального приводного тиску і гальмівного шляху, за якого відбувся цей знос.

У відповідності до (25) коефіцієнт зносостійкості має розмірність $\left[\frac{\text{мм}}{\text{кг} \cdot \text{с}^{-2}} \right]$.

З фізичної точки зору – це товщина стертого з фрикційної поверхні шару матеріалу масою 1 кг при обертанні з кутовим прискоренням (вповільненням) 1 с^{-2} .

Автори вважають перспективним напрямком з дослідження коефіцієнтів зносостійкості матеріалів тіл тертя для прогнозування ресурсу дискових гальм, для чого необхідно провести серію експериментальних досліджень легкових автомобілів, під час яких слід реструктурувати гальмівний шлях після кожного екстреного гальмування, величину максимального приводного тиску у відповідному контурі та величину максимального зносу їх фрикційних поверхонь.

ВИСНОВКИ

Авторами одержано залежність, яка дозволяє визначити величину зносу фрикційних поверхонь дискових гальмівних механізмів під час екстрених гальмувань легкових автомобілів, що враховує одночасно початкову швидкість руху автомобіля, його конструктивно-вагові характеристики, геометричні характеристики гальмівних механізмів і використовуваних шин на колесах та коефіцієнти зносостійкості матеріалів пар тертя. За відомим значенням сумарного гальмівного шляху легкового автомобіля можна вирішити зворотну задачу – визначити коефіцієнти зносостійкості матеріалів пар тертя.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Агейкин Я.С. *Теория автомобиля* [Электронный ресурс]: учеб. пособ. / Я.С. Агейкин, Н.С. Вольская. – М.: МГИУ, 2008. – С. 220-318. – Режим доступа: <http://www.books.google.com.ua/books>.
2. Ходес И.В. *Влияние координаты центра массы на эффективность тормозной динамики двухосного автомобиля* / Ходес И.В., Никитин А.С. // Известия ВОЛГГТУ, вып. 5. - т.2. -2012. – С. 41-44
3. Вербицкий В.Г. *Автомобили. Устойчивость*: монография / Вербицкий В.Г., Сахно В.П., Кравченко А.П. и др. – Донецк-Киев-Луганск: Изд-во «Ноулидж», 2013. – С. 125-176
4. Михалева Л.В. *Результаты определения минимально безопасного расстояния между легковыми автомобилями, движущимися в попутном направлении* / Михалева Л.В., Алексеева О.В., Гасилова О.С., Сидоров Б.А. // Извещения ТУЛГУ. – Технические науки. – Вып.4. – 2011. С. 214-219.
5. *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).
6. *Система распределения тормозных усилий*. Режим доступу <https://www.dolavto.ru/info/articles/sistema-raspredeleniya-tormoznykh-usilii>.
7. J. Zhang *The research of regenerative braking control strategy for advanced braking force distribution* / J. Zhang, D. Ren, B. Song, G. Sun, G. Sun // in Proceedings of the 5th International Conference on Natural Computation (ICNC 2009), vol. 6, pp. 458–462, Tianjin, China.

8. J. Zhang *Optimization of control strategy for regenerative braking of an electrified bus equipped with an anti-lock braking system* / J. Zhang, D. Kong, L. Chen, X. Chen // *Journal of Automobile Engineering*, 2012. – vol. 226. – no. 4. – pp. 494–506.

9. C. Jo *Cooperative regenerative braking control algorithm for an automatic-transmission-based hybrid electric vehicle during a downshift* / C. Jo, J. Ko, H. Yeo, T. Yeo, S. Hwang, H. Kim // *Journal of Automobile Engineering*, 2012. – vol. 226. – no. 4. – pp. 457–467.

10. Назаров І.О. *Вплив експлуатаційних умов на ефективність гальмування легкових автомобілів: Міжвузівський збірник* / Назаров І.О., Назаров В.І. // Наукові нотатки (за галузями знань «Технічні науки»). Луцьк: ЛНТУ, 2014. – Вып. 56. С. 119-127

11. Назаров О.І. *Підвищення ефективності гальмування легкових автомобілів, обладнаних комбінованими системами стеження за процесом гальмування: [збірник наукових праць «Вісник машинобудування та транспорту»]* / О.І. Назаров, І.О. Назаров, Є.М. Шпінда. – Вінниця: ВНТУ, 2019. – Вып. 2(10). – С. 54-63

12. ESP-Feature – Система сухого торможения. Назва з екрану. – Режим доступу: <http://avtomaxx.ru/esp-feature-sistema-suhogo-tormozheniya.html>

13. Войтов В.А. *Принципы конструктивной стойкости узлов трения гидромашин против срабатывания: Монография* / Войтов В.А., Яхно О.М., Аби Сааб Ф.Х. – К.: 1999. – С. 132-192

14. Конструктивна зносостійкість вузлів тертя гідромашин. – Ч. 2. – *Методологія моделювання межового змашування в гідромашинах: Монографія* / В.А. Войтов. – Харків: Центр Леся Курбаса, 1997. – С. 100-152

15. Расчетные методы оценки трения и износа: сб. научн. трудов; под. ред. И.В. Крагельского. – Брянск: Приокское книжное изд-во, 1975. – С. 200-234

16. Назаров В.І. *Перераспределение вертикальных нагрузок при экстренном торможении легкового автомобиля, движущегося в воздушном потоке на горизонтальном участке дороги* / Назаров В.І. // *Вісник НТУ «ХПІ»: Серія «Механіка та машинобудування»*. – Харків, 2015. - №1. – С. 102-110.

REFERENCES

1. Aheikyn Ya.S. (2008) *Teoriya avtomobylya*. 220-318. – Rezhym dostupa: <http://www.books.google.com.ua/books>.

2. Khodes Y.V., Nykytyn A.S. (2012) *Vlyaniye koordynaty tsentra massy na efektyvnost tormoznoi dynamyky dvukhosnogo avtomobylya*. t.2, 41-44

3. Verbytskyi V.H., Sakhno V.P., Kravchenko A.P. (2013) *Avtomobyly*. 125-176

4. Mykhaleva L.V., Alekseeva O.V., Hasylova O.S., Sydorov B.A. (2011) *Rezultaty opredeleniya mynymalno bezopasnogo rasstoianiya mezhdru lehkovymy avtomobyliamy, dvyzhushchymysia v poputnom napravlenyyu*. *Tekhnicheskyye nauky*. 4, 214-219

5. *Kolisni transportni zasoby* (2011). *Vymohy shchodo bezpechnosti tekhnichnoho stanu ta metody kontroliuvannia*. DSTU 3649: 2010. 26 (Natsionalnyi standart Ukrainy).

6. *Systema raspredeleniya tormoznykh usylii*. Rezhym dostupu <https://www.dolavto.ru/info/articles/sistema-raspredeleniya-tormoznykh-usilyi>.

7. J. Zhang, D. Ren, B. Song, G. Sun, G. Sun (2009) *The research of regenerative braking control strategy for advanced braking force distribution*. *Proceedings of the 5th International Conference on Natural Computation*. vol. 6, 458–462, Tianjin, China.

8. J. Zhang, D. Kong, L. Chen, X. (2012) *Chen Optimization of control strategy for regenerative braking of an electrified bus equipped with an anti-lock braking system*. *Journal of Automobile Engineering*. vol. 226, 4, 494–506.

9. C. Jo, J. Ko, H. Yeo, T. Yeo, S. Hwang, H. Kim (2012) *Cooperative regenerative braking control algorithm for an automatic-transmission-based hybrid electric vehicle during a downshift*. *Journal of Automobile Engineering*. vol. 226, no. 4, 457–467.

10. Nazarov I.O., Nazarov V.I. (2014) *Vplyv ekspluatatsiinykh umov na efektyvnist halmuvannia lehkovykh avtomobiliv: Mizhvuzivskyi zbirnyk*. *Naukovi notatky (za haluziamy znan «Tekhnichni nauky»)*. 56, 119-127

11. O.I. Nazarov, I.O. Nazarov, Ye.M. Shpinda (2019) *Pidvyshchennia efektyvnosti halmuvannia lehkovykh avtomobiliv, obladnanykh kombinovanyu systemamy stezhennia za protsesom halmuvannia*. «*Visnyk mashynobuduvannia ta transportu*». Vyp. 2(10), 54-63

12. ESP-Feature – Systema sukhoho tormozheniya. Nazva z ekranu. – Rezhym dostupu: <http://avtomaxx.ru/esp-feature-sistema-suhogo-tormozheniya.html>

13. Voitov V.A., Yakhno O.M., Aby Saab F.Kh. (1999) *Pryntsypy konstruktyvnoi stoikosty uzlov treniya hydromashyn protyv srabatyvaniya*. 132-192

14. V.A. Voitov (1997) Konstruktyvna znosostiikist vuzliv tertia hidromashyn. Metodolohiia modeliuvannia mezhovoho zماشchuvannia v hidromashynakh: Monohrafiia. 100-152
15. Y.V. Krahelskyi (1975) Raschetnye metody otsenky treniya y uznosa. sb. nauchn. trudov. 200-234.
16. Nazarov V.Y. (2015) Pereraspredelenye vertykalnykh nahruzok pry ekstremnom tormozheny lehkovoho avtomobyliia, dvyzhushchehosia v vozdushnom potoke na horyzontalnom uchastke dorohy. №1, 102-110.

O. Nazarov, S. Kryvoshepov, Sergienko M. Disc brake wear dependence on braking distance cars.

The article considers the process of wear of the friction surfaces of disc brakes, taking into account their design parameters, the coefficient of wear resistance of materials, the initial braking speed of the car, the amount of mileage and its braking distance during this period, which are used to estimate the resource of braking mechanisms.

For this, a systematic approach was used, a rational combination of experimental research and analysis of known theoretical scientific results of I.V. Kragelskyi on the theory of friction and wear.

It is known that in order to estimate the resource of braking mechanisms of motor vehicles, it is important to establish the amount of permissible wear of friction surfaces that form frictional contact.

The regularity of changes in the wear of the friction surfaces of disc brake mechanisms based on the area of frictional contact and the cross-sectional area of the wheel cylinder, the radius of friction and the kinematic rolling radius of the wheel, the amount of drive pressure and the braking distance of the car has been established.

Recommendations are given to increase the resource of disc brake mechanisms, for which the emphasis is placed on increasing the size of the "disc-pad" frictional contact area due to the expansion of the friction surface, limited by the inner and outer radii of the disc and the angle of coverage of the pad.

It was found that the friction lining of the cars under study has a higher relative wear than the brake disc surfaces for the same mileage.

On the basis of the obtained dependence of the wear of friction surfaces and the results of wear measurement, a dependence was established for the first time to determine the coefficients of wear resistance of the material of the disk and lining.

The results of the work can be used to assess the wear and predict the resource of the disc brakes of passenger cars, taking into account the operating conditions of the cars.

Keywords: passenger car, braking, disc brake mechanism, wear, mileage.

НАЗАРОВ Олександр Іванович, кандидат технічних наук, доцент кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: hefer64@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-9214-7506>

КРИВОШАПОВ Сергій Іванович, кандидат технічних наук, доцент кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: tesa@khadi.kharkov.ua <https://orcid.org/0000-0003-4605-6790>

СЕРГІЄНКО Микола Єгорович, кандидат технічних наук, доцент кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, Харківський національний університет «Харківський політехнічний інститут», e-mail: nesergienko@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-5168-1924>

Oleksandr NAZAROV, PhD in Engineering, associate professor of the department of technical operation and service of cars, Kharkiv National Automobile and Road University, e-mail: hefer64@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-9214-7506>

Sergey KRYVOSHAPOV, PhD in Engineering, associate professor of the department of technical operation and service of cars, Kharkiv National Automobile and Road University, e-mail: tesa@khadi.kharkov.ua <https://orcid.org/0000-0003-4605-6790>

Mykola SERHIENKO, PhD in Engineering, associate professor of the department of technical operation and service of cars, Kharkiv National University "Kharkiv Polytechnic Institute", e-mail: nesergienko@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-5168-1924>

DOI 10.36910/automash.v2i19.911