

– зменшується. Це пов'язано з тим, що поляризація полярних речовин, що входять до антифризу, складається з компонентів деформації та орієнтації [4].

Для експериментальних досліджень змін електропровідності охолоджувальної рідини були взяті вітчизняний Тосол А-40 компанії "ВАМП" та іноземний антифриз "G11" компанії "Shell". Їх досліджували в діапазоні температури зразка від 5 до 80 °С. У процесі експерименту зразки нагрівали та вимірювали електропровідність.

За результатами експерименту були побудовані графіки залежності зміни електропровідності антифризів від температури зразків, що чітко демонструють збільшення електропровідності в діапазоні температури від 5 до 80 °С.

Електропровідність від температури збільшується за параболічним законом. Розбіжність значень електропровідності антифризу Тосол А-40 відрізняються від значень антифризу G11 при температурі 5 °С до 25%, а при температурі 80°С до 30%. Тому вимірювання електропровідності антифризів необхідно проводити при фіксованій температурі.

### Література

1. Никольский Б.П. Справочник химика / Б.П. Никольский. - 2-е изд. доп. и пер. 3 том; М: Химия, 1964г. – 1010с.

2. Венцель Е.С. Улучшение качества и повышение сроков службы нефтяных масел / Е.С. Венцель, С.Г. Жалкин, Н.И. Данько. - Х: УкрГАЗТ, 2003.- 168с.

3. Богородицкий Н.П. Электротехнические материалы / Н.П. Богородицкий, В.В. Пасынков, Б.М. Тареев. – Л.: «Энергия», 1977. – 352 с.

4. Белоусов А.И. Измерение удельной объемной электропроводимости углеводородных жидкостей / А.И. Белоусов, И.В. Рожков, Е.М. Бушуева // Химия и технология топлив и масел - 1985.- № 3.- С.35.

Назаров Олександр Іванович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [hefer64@ukr.net](mailto:hefer64@ukr.net)

Суїті Яфід, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [Yafidsouiti@gmail.com](mailto:Yafidsouiti@gmail.com)

### **ЗАХОДИ ЩОДО ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ ДИСКОВИХ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ**

В процесі експлуатації легкових автомобілів під керуючим впливом гальмівного привода на фрикційних поверхнях гальм виникає сила тертя ковзання, яка створює момент тертя, що сповільнює обертання коліс, і рух автомобіля в цілому. У результаті тертя відбувається зношування фрикційних поверхонь гальмівних механізмів [1–6].

В даний час дискові гальма повсюдно використовуються на передніх і задніх колесах майже у всіх сучасних автомобілів. Для підвищення ресурсу

дискові гальма забезпечують диском, виготовленим з не металічного матеріалу (карбону), який має підвищену зносостійкість.

Отже, знос спряжених поверхонь тертя гальмівних механізмів та їх перегрівання в процесі експлуатації крім зниження ефективності під час виконання гальмувань призводить до скорочення строку служби.

Метою дослідження є підвищення ресурсу дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів.

Для досягнення поставленої мети застосовувались методи теорії зношування, математичного моделювання та теоретичного аналізу.

Аналіз співвідношення енергонавантаження передніх і задніх гальм при екстрених гальмуваннях показує, що коефіцієнт розподілу гальмівних сил може бути характеристикою зносу [1]

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

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

Загальна кінетична енергія, що поглинається гальмами легкового автомобіля впродовж одного екстреного гальмування без блокування коліс із врахуванням моментів інерції обертючих мас, може бути визначена [1]

$$W_{Т1} = \frac{G_a}{2g} \cdot g_a^2, \quad (2)$$

де  $g_a$  – початкова швидкість автомобіля;

$G_a$  – ваговий стан автомобіля.

Тоді робота тертя, яка здійснюється гальмами при послідовних гальмуваннях, визначається

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

де  $n$  – число гальмувань за період експлуатації.

Робота, що виконується передніми гальмами, може бути визначеною

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

де  $\beta$  – коефіцієнт розподілу гальмівних сил між осями автомобіля.

Оцінку зносу в передніх гальмівних механізмах будемо проводити при режимах циклічних екстрених гальмувань на рівній горизонтальній дорозі [7]

$$U_i = k_i \cdot \frac{Q \cdot \omega}{R - r} \cdot T_i, \quad (5)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість обертання диску;

$R, r$  – зовнішній і внутрішній діаметри гальмівного диску, які визначають ширину поверхні тертя;

$T_i$  – час тертя фрикційних поверхонь.

Величина зносу спряжених деталей (диск–колодка) гальмівного механізму за умови абразивного зносу [8, 9], як найбільш вірогідного за умов експлуатації, може бути визначеною з врахуванням (5)

$$U_i = k_i \cdot \frac{g_a \cdot K_1 \cdot p_1}{2\pi \cdot l_k \cdot r_k \cdot \mu} \cdot \frac{r_d}{R_{cp}} \cdot T_i, \quad (6)$$

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

$r_k$  – радіус кочення колеса;

$r_\partial$  – динамічний радіус колеса;

$R_{cp}$  – середній радіус тертя;

$\mu$  – коефіцієнт тертя ковзання фрикційних пар;

$l_k$  – ширина поверхні тертя.

Отже, величина зносу спряжених деталей (диск–колодка) гальмівного механізму обернено пропорційна ширині фрикційного контакту, тобто площі тертя. Зі збільшенням площі тертя знос знижується.

Тоді з врахуванням формули (1) із (6) після перетворень одержимо

$$U_i = k_i \cdot \frac{g_a \cdot \beta \cdot (K_1 \cdot p_1 + K_2 \cdot p_2)}{2\pi \cdot l_k \cdot r_k \cdot \mu} \cdot \frac{r_\partial}{R_{cp}} \cdot T_i \leq [U_i], \quad (7)$$

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

Звідки для визначення часу  $T_i$  тертя фрикційної поверхні (строку служби  $i$ -ої спряженої поверхні) необхідно знати допустиму величину її зносу, триботехнічні характеристики та параметри гальмівного механізму, у тому числі ширину (площу) поверхні тертя

$$T_i = [U_i] \cdot \frac{2\pi \cdot l_k \cdot r_k \cdot \mu \cdot R_\partial}{k_i \cdot g_a \cdot K_1 \cdot p_1 \cdot r_\partial}. \quad (8)$$

Ця формула для визначення строку служби може бути застосована для тих деталей, зноси яких досягли граничного значення. Такими деталями є гальмівні колодки і диск, які замінюють на нові під час технічного обслуговування автомобілів у разі необхідності.

## Висновки

1. На основі теорії тертя та зношування І.В. Крагельського одержано закономірність зношення поверхонь тертя дискових гальм, що враховує допустиму величину зносу і триботехнічні характеристики тіл тертя та параметри дискового гальмівного механізму.

2. Для підвищення строку служби дискових гальм запропоновано збільшити площу фрикційного контакту спряжених поверхонь тертя.

## Література

1. 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>.

2. 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.

3. Нагиев А.В. Исследование влияния нагрева тормозных накладок на тормозную динамичность автомобиля в эксплуатационных условиях: дис. ...

канд. техн. наук: спец. 05.05.03 / Нагиев Анатолий Владимирович. – Харьков, 1982. – 124 с.

4. Кушов В.Я. Исследование теплового баланса дискового тормоза: дис... канд. техн. наук: 05.05.03/ Кушов Василий Ярославович. Харьков, 1980. – 103с.

5. Гудз Г.С. Сравнительный анализ теплонагруженности дисковых тормозных механизмов автобусов при различных типах испытаний / Г.С. Гудз, Я.П. Яворский // Автомобильный транспорт. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 2001. – №7. – С. 50-52.

6. Решетников Е.Б. Влияние параметров торможения на стабильность дискового тормоза / Решетников Е.Б. // Автомобильный транспорт. – К.: Техника, 1975. – Вып.12. – С. 160-162.

7. Назаров О.І. Математична модель зношування дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів в умовах експлуатації / Назаров О.І., Клец Д.М., Назаров І.О. // Вісник НТУ «ХП». Серія: «Математичне моделювання в техніці та технологіях». – №6(1115). – 2015. – С.91-101.

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

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

Назаров Олександр Іванович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [hefer64@ukr.net](mailto:hefer64@ukr.net)

Боровик Данило Юрійович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [borovik2006@ukr.net](mailto:borovik2006@ukr.net)

## ЗМІНА ГАЛЬМІВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ В ПЕРІОД ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Метою дослідження є оцінка впливу зносу фрикційних спряжень гальмівних механізмів на зміну гальмівних властивостей легкових автомобілів.

В основу поставлене завдання визначення рівня зниження вповільнення автомобіля від величини зносу фрикційних пар гальмівних механізмів у процесі експлуатації.

У залежності від точки прикладення сили, яка притискає фрикційні накладки колодок до диска, на плоских поверхнях тертя виникає нерівномірний тиск, що, діє перпендикулярно площині тертя.

Внаслідок чого диск, обертаючись з певною частотою, на радіусі тертя спряжених поверхонь створює нерівномірну силу тертя, яка й викликає не рівномірне спрацьовування тертьових поверхонь.

Значення зносу спряжених деталей гальма, встановленого на і-осі автомобіля, визначається за умови, що величина зносу пропорційна швидкості зносу [1]

$$U_{id} = k_i \cdot \frac{2\pi \cdot n \cdot Q}{l_k} \cdot T_i, \quad (1)$$