

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

Боровик Данило Юрійович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 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]

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

де k_i – коефіцієнт, що характеризує зносостійкість матеріалів диска і фрикційної накладки;

l_k – ширина фрикційного контакту;

Q – приводна сила;

n – частота обертання гальмівного диска;

T_i – час зношування поверхні тертя.

Величина вповільнення зв'язана з часом гальмування залежністю

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

де g_a – початкова швидкість гальмування легкового автомобіля;

$[j]$ – граничне уповільнення автомобіля в певних умовах.

Гальмівний шлях автомобіля (без блокування коліс) будемо визначати [2]

$$s_T = \frac{g_a^2}{[j]}. \quad (3)$$

Для барабанних гальм (рис. 1) знос тіл фрикційного контакту визначається [3]

$$U_{i0} = \frac{4\pi \cdot Q \cdot k_i \cdot n}{l_k \cdot \left[0,5 \sin 2\alpha_0 + \alpha_0 - \frac{k_i \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_i + \alpha_0 \cdot k_i} \right]} \cdot \frac{k_i \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_i + \alpha_0 \cdot k_i} \cdot T_i, \quad (4)$$

де Q – приводна сила;

k_i – коефіцієнт, що характеризує швидкість зношування i -ої спряженої поверхні (барабана і накладки) відповідно;

α_0 – кут обхвату гальмівної колодки;

l_k – ширина фрикційного контакту;

n – число обертів барабана.

Аналіз залежностей (1) і (4) показує, що у чисельнику знаходиться час зношування, а в знаменнику – величина l_k , яка визначає ширину фрикційного контакту.

Оскільки граничне вповільнення автомобіля обернено пропорційне часу гальмування, то для зниження зносу, слід зменшувати тиск на поверхнях тертя спряжених деталей, збільшуючи ширину фрикційного контакту.

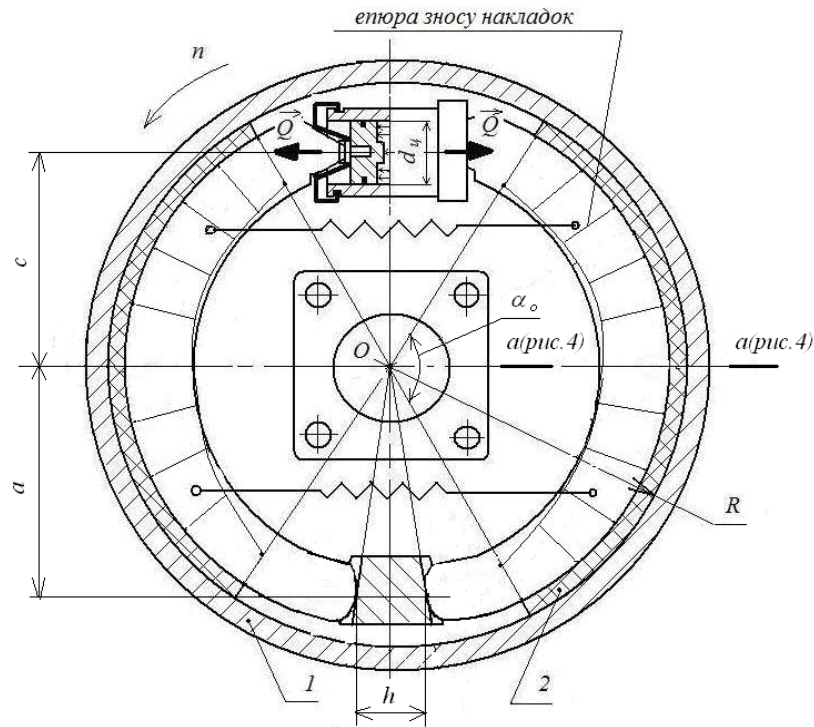


Рисунок 1 – Схема для визначення зносу барабанного гальма

При чому, кутова швидкість обертання гальмівного барабана на момент початку гальмування без блокування коліс може бути визначена, як

$$\omega = 2\pi \cdot n = \frac{g_a}{r_k}, \quad (5)$$

де r_k – кінематичний радіус колеса,

Крім того, співвідношення гальмівних сил передніх і задніх осей виражається коефіцієнтом розподілу гальмівних сил [2], що з урахуванням конструктивних коефіцієнтів гальм, дає

$$\beta = \frac{K_1 \cdot p_1}{K_1 \cdot p_1 + K_2 \cdot p_2}, \quad (6)$$

де K_1, K_2 – конструктивні коефіцієнти гальмівних механізмів, установлених на передній і задній осях відповідно;

p_1, p_2 – величина тиску в контурі передніх та задніх гальм.

Тоді величина зносу спряжених поверхонь дискового гальмівного механізму, встановленого на передній осі автомобіля, за умови абразивного зношування [4], як найбільш вірогідного за умов експлуатації, може бути представленою як

$$U_{\partial 1} = k_i \cdot \frac{g_a \cdot K_1 \cdot p_1}{2\pi \cdot l_k \cdot r_k \cdot \mu} \cdot \frac{r_{\partial}}{R_{cp}} \cdot T_i, \quad (7)$$

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

r_k – радіус кочення колеса;

r_{∂} – динамічний радіус колеса;

R_{cp} – середній радіус тертя фрикційної пари;

μ – коефіцієнт тертя ковзання фрикційної пари;

l_k – ширина поверхні тертя;

$K_1 = K_\delta$ – конструктивний коефіцієнт дискового гальма, мм² [1].

З урахуванням (3) знос фрикційної пари барабанних гальм, встановлених на задній осі, визначається, як

$$U_{\delta 2} = \frac{k_i \cdot K_2 \cdot p_2 \cdot r_\delta \cdot \vartheta_a}{2\mu \cdot R \cdot l_k \cdot r_k \cdot \left[0,5 \sin 2\alpha_0 + \alpha_0 - \frac{k_i \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_i + \alpha_0 \cdot k_{i1}} \right]} \cdot \frac{k_i \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_i + \alpha_0 \cdot k_i} \cdot T_i, \quad (9)$$

де R – внутрішній радіус барабана;

$K_2 = K_\delta$ – конструктивний коефіцієнт барабанного гальма, мм² [3].

Таким чином, із одержаних залежностей (7) і (8) слідує, що зі зростанням часу гальмування внаслідок зменшення вповільнення автомобіля, в період експлуатації зростає величина зносу фрикційних поверхонь, що в свою чергу веде до зростання гальмівного шляху, тобто погіршення гальмівних властивостей.

Список літератури

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

2. 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. Назаров О.І. Зниження швидкості зношування барабанних гальмівних механізмів, встановлених на передній осі двовісних автомобілів / Назаров О.І., Назаров В.І. // Вісник ХНАДУ. Вип. 75. –2016. – С.89-94.

4. 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

Кошелєв Микита Сергійович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Thomas7777odli@gmail.com

Бенаушку Амін, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, reyn4ik@gmail.com

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ КЕРОВАНОСТІ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ В ПЕРІОД ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Забезпечення керованості в період експлуатації транспортних засобів, зокрема, легкових автомобілів, обладнаних електронними системами стеження за процесом гальмування, може бути досягнуто за рахунок ряду заходів, в тому числі забезпечення необхідної відстані між транспортними засобами, що рухаються в єдиному потоці.

Розглянемо можливу схему руху легкового автомобіля під час