

УДК 629.083:621-113

Назаров В.І.

ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ДИСКОВИХ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Визначено закономірність зміни технічного стану дискових гальмівних механізмів легкового автомобіля під час експлуатації в залежності від зміни коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями, їх геометричних параметрів та режимів роботи.

Постановка проблеми.

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 [1] показали, що близько 70% виходу із ладу автомобілів під час експлуатації виникає через знос у вузлах тертя, особливо в гальмівних механізмах.

Безперервно зростаючі вимоги до якості ремонту автомобілів визначають необхідність підвищення їх довговічності.

Важливим для оцінки довговічності гальмівних систем легкових автомобілів, що знаходяться в експлуатації, являється встановлення допустимого зносу окремих деталей і спряжень гальмівних механізмів із врахуванням їх довговічності. Оскільки найбільш відповідальна частина гальмівної системи автомобіля, якою є гальмівний механізм, працює в різних умовах зношування, то встановлення закономірності зносу спряжених деталей в залежності від зміни коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями, його геометричних параметрів і режимів роботи під час експлуатації являється актуальним.

Аналіз останніх досягнень і публікацій.

В силу ряду причин (різні значення тисків та швидкостей відносного ковзання на поверхні тертя, неоднакове попадання абразиву під час експлуатації та ін.) знос деталей дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів може бути не рівномірним. Тому для повної характеристики величини зносу деталей необхідно знати його розподіл по поверхні тертя.

В результаті зносу спряження першої групи (накладка-диск) виникає зміна їх відносного положення, яку надалі будемо називати зносом спряження. Він є тією геометричною характеристикою, яка безпосередньо пов'язана із втратою автомобілем або його механізмом їх початкових службових властивостей.

Щоб визначити параметри, якими можна характеризувати знос спряження, розглянемо, до якої зміни взаємного положення може призвести зношування їх поверхонь. При цьому велике значення мають конструктивні та кінематичні особливості даної пари, так як вони визначають характер і напрям можливого переміщення (зближення) деталей при зносі.

На рис.1 показано схему для визначення зносу дискового гальмівного механізму, умовно розглядаючи знос спряжених деталей на одній поверхні тертя.

Перший випадок (спряження 1-ої групи, див. рис.1, а) характерний тим, що в деталей є направні (поршні), які визначають напрям $x-x$ можливого зближення спряжених деталей. Тому в даному випадку знос спряження може характеризуватись одним параметром U_{1-2} - величиною відносного зближення зношених деталей 1 і 2 в

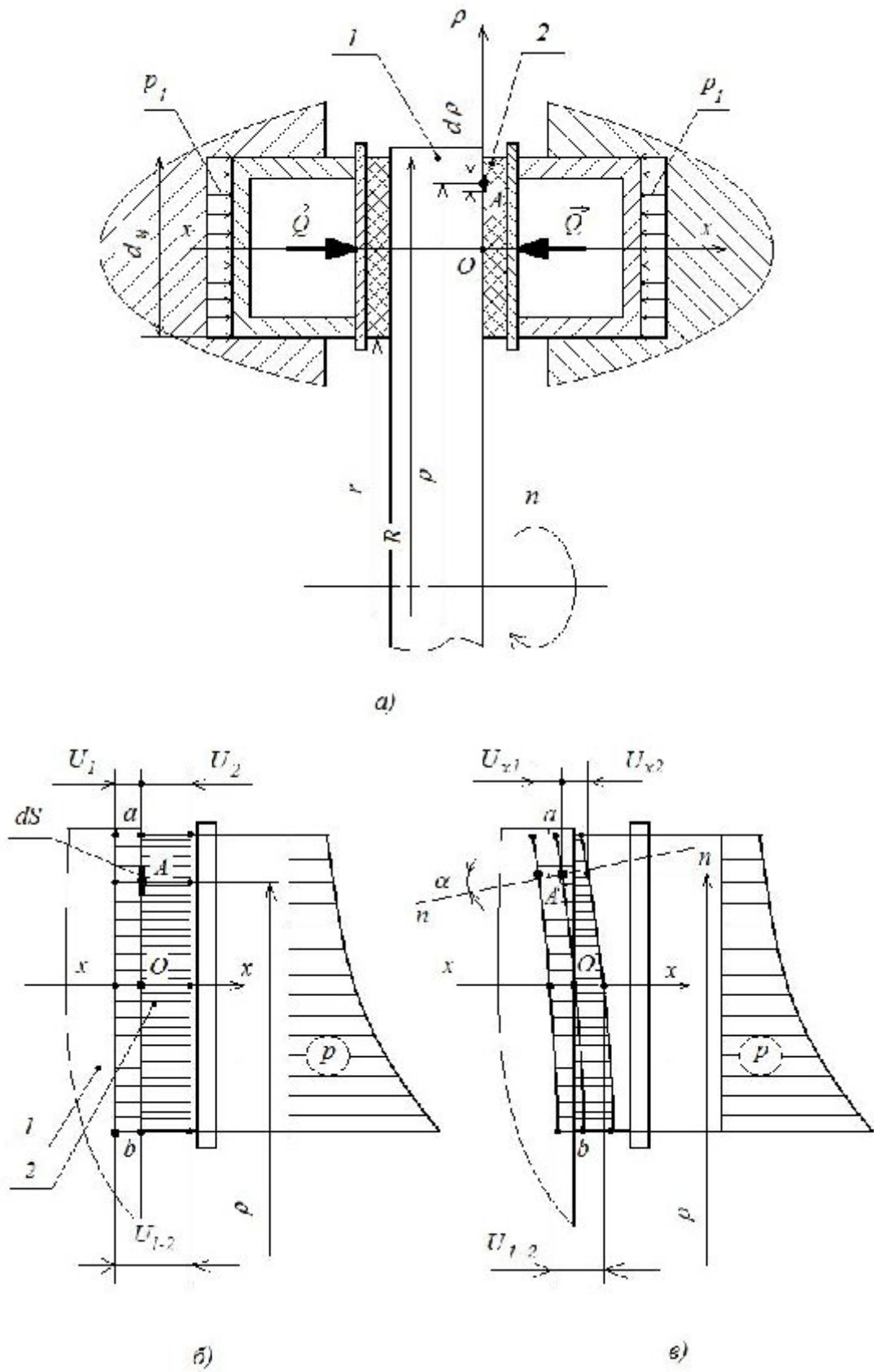


Рисунок 1 – Схема для визначення зносу дискового гальмівного механізму

напрямку $x-x$. Для того, щоб знайти залежність між зносом спряження U_{1-2} та лінійним зносом кожної деталі (гальмівного диска U_1 і гальмівної колодки U_2) в період експлуатації, розглянемо схему взаємного положення зношених деталей в період нормального зносу, коли має місце повне прилягання поверхонь (див. рис.1, б). Умовно зображено загальний випадок спряження поверхонь тертя після експлуатації з одного боку диску, що мають криволінійну твірну $a-b$ із встановленою нормаллю до неї в точці A (див. рис.1, в). 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

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

Цю залежність [2] будемо називати умовою торкання деталей, так як вона характеризує одну важливу особливість протікання процесу зношування спряження під час експлуатації: прилюбій формі зношеної поверхні деталей має місце повний контакт спряжених поверхонь. В силу цієї умови длялюбій точки поверхні повинно відповідати співвідношенню

$$U_{1-2} = \frac{U_1 + U_2}{\cos \alpha} , \quad (2)$$

де α - кут між нормаллю до поверхні тертя та напрямом можливого зближення деталей.

Якщо зобразити положення деталей після їх зношування, то графічно знос кожної з деталей буде представлено епюрою, розташованою в «тілі» другої деталі (див. рис.1, в). Така картина показує як би врізання однієї деталі в іншу під час зносу. Сумарна епюра буде являти собою деяку область взаємного врізання, обмежена кривими, які визначають форму спряжених поверхонь, а її площа характеризуватиме кількість зношеного матеріалу.

Область розділена на дві частини площиною, визначаючою форму поверхні тертя обох деталей до зношування, що дозволяє визначити величину зносу кожного тіла після експлуатації.

Залежність [2] між швидкостями зношування спряження γ_{1-2} та швидкостями зношування поверхонь тертя γ_1, γ_2 слідує із (1) і (2)

$$\gamma_{1-2} = \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{\cos \alpha} . \quad (3)$$

Властивість пари матеріалів під час зношування характеризуються співвідношенням їх швидкостей зношування $\psi = \frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{U_1}{U_2}$, значення якого залежить від закону зношування та являється функцією швидкостей ковзання і тиску на поверхнях тертя. Тоді наступні залежності, одержані з урахуванням (3), враховуючі спільну дію спряжених поверхонь тертя та законів зношування матеріалів пари, будуть являтися основними під час розрахунку спряжень на знос [2]

$$\gamma_1 = \gamma_{1-2} \cdot \cos \alpha \frac{\psi}{1 + \psi} , \quad (4)$$

$$\gamma_2 = \gamma_{1-2} \cdot \cos \alpha \frac{1}{1 + \psi} . \quad (5)$$

Закони зношування, знання яких необхідні для рішення поставленої задачі, повинні для даних умов визначати співвідношення між швидкістю зношування кожної із спряжених деталей γ_1, γ_2 , тиском на поверхні тертя p та швидкістю відносного ковзання \mathcal{G} . Із формул (4) і (5) видно, що форма зношених поверхонь спряжених деталей, яка визначається значеннями зносів $U_i = \gamma_i \cdot T$ в кожній точці поверхні тертя, залежить від кута α та співвідношення зносів ψ .

Формулювання мети та постановка задачі.

Метою роботи являється підвищення довговічності дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів, не обладнаних електронними системами керування процесом гальмування, за рахунок вибору коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями, котрий би під час експлуатації забезпечував такий рівень зносу спряжених деталей, щоб строк служби гальмівних механізмів був найбільший.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі: проаналізувати процес зношування дискових гальмівних механізмів під час експлуатації, встановити функціональну залежність між коефіцієнтом розподілу гальмівних сил між осями автомобіля й зносом спряжених поверхонь тертя деталей дискових гальмівних механізмів.

Основний матеріал дослідження.

Як показують дослідження [2], в багатьох випадках можуть бути прийнятими степеневі закони зношування в загальному вигляді

$$\gamma_1 = k_1 \cdot p^{m_{p1}} \cdot \mathcal{G}^{m_{v1}} , \quad (6)$$

$$\gamma_2 = k_2 \cdot p^{m_{p2}} \cdot \mathcal{G}^{m_{v2}} , \quad (7)$$

де k_1, k_2 - коефіцієнти, що характеризують швидкість зношування.

Для розгляданого випадку абразивного зношування величина зносу пропорційна тиску і шляху тертя, тобто $m_{pi} = m_{vi} = 1$ [3], тоді залежності (6) і (7) мають вигляд

$$\gamma_1 = k_1 \cdot p \cdot \mathcal{G} , \quad (8)$$

$$\gamma_2 = k_2 \cdot p \cdot \mathcal{G} , \quad (9)$$

В даному випадку властивості пари матеріалів під час зношування можуть характеризуватись співвідношенням швидкостей зношування

$$\psi = \frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{k_1}{k_2} = const . \quad (10)$$

Якщо показники степенів ($m_{pi} = m_{vi} \neq 1$) рівні для обох матеріалів, але не дорівнюють одиниці, то

$$\gamma_1 = k_1 \cdot p^{m_p} \cdot \mathcal{G}^{m_v} , \quad (11)$$

$$\gamma_2 = k_2 \cdot p^{m_p} \cdot \mathcal{G}^{m_v} . \quad (12)$$

В даному випадку співвідношення зносів матеріалів також зберігається постійним $\psi = const$.

Але можливий випадок, коли лише два показники рівні між собою, наприклад, $m_{p1} = m_{p2} = m_p$, тоді маємо

$$\gamma_1 = k_1 \cdot p^{m_p} \cdot \mathcal{G}^{m_{v1}} , \quad (13)$$

$$\gamma_2 = k_2 \cdot p^{m_p} \cdot \mathcal{G}^{m_{v2}} . \quad (14)$$

В такому разі співвідношення $\psi = var$ зносів матеріалів являється змінним та залежить від швидкості відносного ковзання \mathcal{G} .

Коли, наприклад, $m_{v1} = m_{v2} = m_v$, то співвідношення $\psi = var$ зносів матеріалів також не являється постійним та залежить від тиску p на поверхні тертя.

Для заданої швидкості відносного переміщення спряжених деталей кожна точка А на поверхні тертя з координатами (ρ, x) має свою кругову швидкість ковзання (див. рис.1, а)

$$\mathcal{G} = 2\pi \cdot \rho \cdot n , \quad (15)$$

де n - число обертів за одиницю часу, яке здійснює одна із спряжених деталей (диск гальмівний) відносно іншої деталі (гальмівна колодка).

Підставляючи (15) в (6) і (7), одержимо закон зношування спряжених деталей у вигляді функціональної залежності $\gamma_i = f_i(\rho, p)$, а використавши вираз (3), маємо залежність швидкості зношування спряження $\gamma_{1-2} = F_1(p, \rho)$.

Якщо закон зношування відповідає (8) і (9), то враховуючи залежність швидкості ковзання (15) від радіуса тертя та числа обертів, одержимо

$$\gamma_1 = 2\pi \cdot n \cdot \rho \cdot k_1 \cdot p , \quad (16)$$

$$\gamma_2 = 2\pi \cdot n \cdot \rho \cdot k_2 \cdot p . \quad (17)$$

Використовуючи формулу (3) та враховуючи, що для дискового гальмівного механізму $\alpha = 0$, одержимо

$$\gamma_{1-2} = 2\pi \cdot \rho \cdot n \cdot (k_1 + k_2) \cdot p . \quad (18)$$

Звідки вираз для епюри тиску

$$p = \frac{\gamma_{1-2}}{2\pi \cdot \rho \cdot n \cdot (k_1 + k_2)} . \quad (19)$$

Залежність між приводною силою Q та тиском p знайдемо, використовуючи формулу

$$Q = \int_s p \cdot dS . \quad (20)$$

Підставляючи значення p із (19) та замість $dS = 2\pi \cdot \rho \cdot d\rho$, маємо

$$Q = \frac{\gamma_{1-2}}{n \cdot (k_1 + k_2)} \int_r^R \frac{\rho \cdot d\rho}{\rho} = \gamma_{1-2} \cdot \frac{R - r}{n \cdot (k_1 + k_2)}. \quad (21)$$

Вирішуючи відносно γ_{1-2} , одержимо формулу для визначення швидкості зношування спряження в разі $m_{pi} = m_{vi} = 1$

$$\gamma_{1-2} = \frac{(k_1 + k_2) \cdot n}{R - r} \cdot Q. \quad (22)$$

Після підстановки (22) у (19) та перетворень одержимо залежність розподілу тиску на поверхні тертя в разі $m_{pi} = m_{vi} = 1$, що має вигляд гіперболи (див. рис.1, б)

$$p = \frac{Q}{2\pi \cdot (R - r)} \cdot \frac{1}{\rho}. \quad (23)$$

Значення зносів спряжених деталей в кожній точці поверхні тертя або форму кривої одержимо за умови $m_{pi} = m_{vi} = 1$, $\psi = k_1/k_2 = const$, $\alpha = 0$, приймаючи до уваги, що величина зносу пропорційна швидкості зносу,

$$U_i = k_i \cdot \frac{Q \cdot n}{R - r} \cdot T, \quad (24)$$

де T - час зношування, тобто час гальмування.

Із формули (24) слідує, що знос дисків і гальмівних колодок при заданому законі зношування ($m_p = m_v = 1$) буде рівномірним (див. рис.1, б), а величина їх зносу залежить від зносостійкості матеріалів k_1, k_2 ; режимів роботи спряження Q і n ; геометричних характеристик спряження R, r та часу його роботи T .

Таким чином, одержано формули для визначення основних параметрів під час зношування дискових гальмівних механізмів: $\gamma_{1-2}, p, U_1, U_2$ для закону зношування $m_p = m_v = 1$.

З урахуванням виразу (15) закони зношування (11) і (12) в разі $m_{pi} = m_{vi} \neq 1$ приймуть вигляд

$$\gamma_1 = k_1 \cdot p^{m_p} \cdot (2\pi \cdot \rho \cdot n)^{m_v}, \quad (25)$$

$$\gamma_2 = k_2 \cdot p^{m_p} \cdot (2\pi \cdot \rho \cdot n)^{m_v}. \quad (26)$$

Застосовуючи формулу (3), після перетворень одержимо формулу для визначення тиску на поверхні тертя

$$p = \sqrt[m_p]{\frac{\gamma_{1-2}}{(k_1 + k_2) \cdot (2\pi \cdot \rho \cdot n)^{m_v}}} = \frac{A}{\rho^{\frac{m_v}{m_p}}}, \quad (27)$$

де $A = m_p \sqrt{\frac{\gamma_{1-2}}{(k_1 + k_2) \cdot (2\pi n)^{m_v}}} = const$.

Звідки слідує, що епюра тиску і в даному випадку ($m_{pi} = m_{vi} \neq 1$) залежить від законів зношування та має вид степеневі гіперболи.

Залежність між силою та тиском на поверхнях тертя в разі $m_{pi} = m_{vi} \neq 1$ одержимо, застосовуючи формулу (20)

$$Q = 2\pi \cdot A \cdot \int_r^R \rho^{1-\frac{m_v}{m_p}} \cdot d\rho =$$

$$= \frac{2\pi}{2 - \frac{m_v}{m_p}} \cdot m_p \sqrt{\frac{\gamma_{1-2}}{(k_1 + k_2) \cdot (2\pi \cdot n)^{m_v}}} \cdot \left(R^{2-\frac{m_v}{m_p}} - r^{2-\frac{m_v}{m_p}} \right). \quad (28)$$

Звідки швидкість зношування спряження в разі $m_{pi} = m_{vi} \neq 1$ визначається як

$$\gamma_{1-2} = \frac{(2\pi)^{m_v - m_p} \cdot (k_1 + k_2) \cdot \left(2 - \frac{m_v}{m_p}\right)^{m_p} \cdot n^{m_v}}{\left(R^{2-\frac{m_v}{m_p}} - r^{2-\frac{m_v}{m_p}}\right)^{m_p}} \cdot Q^{m_p}. \quad (29)$$

Слід зазначити, що при $m_p = m_v = 1$ одержимо залежність (22).

Визначивши γ_{1-2} із (29) та підставивши у (27), одержимо значення тиску на поверхні тертя в разі $m_{pi} = m_{vi} \neq 1$.

Знос поверхонь тертя (гальмівного диску і колодок) можна визначити із використанням формули (3), враховуючи, що в даному випадку $\alpha = 0$ та $\psi = k_1/k_2 = \gamma_1/\gamma_2 = U_1/U_2$. Звідки

$$U_1 = \gamma_{1-2} \cdot \frac{k_1}{k_1 + k_2} \cdot T, \quad (30)$$

$$U_2 = \gamma_{1-2} \cdot \frac{k_2}{k_1 + k_2} \cdot T. \quad (31)$$

Аналіз одержаних формул (30) і (31) показує, що і в даному випадку для розгляданого закону зношування при $m_{pi} = m_{vi} \neq 1$, знос деталей дискових гальмівних механізмів рівномірно розподілений по поверхні тертя (див. рис.1, б) і залежить від матеріалу деталей та часу гальмування.

Очевидно, що інший характер зносу буде мати місце при тих законах зношування, коли $\psi \neq const$. Використовуючи формули (3) і (15), аналогічно вище поданій методиці, в разі $m_{p1} = m_{p2} = m_p$, після тотожних перетворень одержимо залежність тиску від радіуса ρ тертя

$$\rho = \sqrt[m_p]{\frac{\gamma_{1-2}}{k_1 \cdot (2\pi \cdot n \cdot \rho)^{m_{v1}} + k_2 \cdot (2\pi \cdot n \cdot \rho)^{m_{v2}}}} \quad (32)$$

Для знаходження зносу спряження γ_{1-2} підставимо (32) у формулу (20) та одержимо

$$Q = 2\pi \sqrt[m_p]{\gamma_{1-2}} \int_r^R \frac{\rho \cdot d\rho}{\sqrt[m_p]{k_1 \cdot (2\pi \cdot n \cdot \rho)^{m_{v1}} + k_2 \cdot (2\pi \cdot n \cdot \rho)^{m_{v2}}}} \quad (33)$$

Із цієї залежності можна визначити значення швидкості зносу спряження в разі $m_{p1} = m_{p2} = m_p$

$$\gamma_{1-2} = \frac{Q^{m_p}}{\left(2\pi \int_r^R \frac{\rho \cdot d\rho}{(2\pi \cdot n \cdot \rho)^{\frac{m_{v1}}{m_p}} \cdot [k_1 + k_2 \cdot (2\pi \cdot n \cdot \rho)^{m_{v2} - m_{v1}}]^{\frac{1}{m_p}}} \right)^{m_p}} \quad (34)$$

Слід відмітити, що при $m_{v1} = m_{v2} = m_v$ після інтегрування одержимо залежність (29).

Для знаходження величини зносу дисків і гальмівних накладок у випадку $m_{p1} = m_{p2} = m_p$ за законами (13) і (14) визначимо $\psi = \frac{k_1}{k_2} \cdot \mathcal{G}^{m_{v1} - m_{v2}}$, поділивши (13) на (14) з урахуванням (15), та використовуючи (4) і (5) після перетворень одержимо

$$U_1 = \gamma_{1-2} \cdot \frac{k_1 \cdot (2\pi \cdot \rho \cdot n)^{m_{v1} - m_{v2}}}{k_1 \cdot (2\pi \cdot \rho \cdot n)^{m_{v1} - m_{v2}} + k_2} \cdot T, \quad (35)$$

$$U_2 = \gamma_{1-2} \cdot \frac{k_2}{k_1 \cdot (2\pi \cdot \rho \cdot n)^{m_{v1} - m_{v2}} + k_2} \cdot T. \quad (36)$$

Одержані залежності зносу спряжених деталей свідчать про те, що в даному випадку ($m_{p1} = m_{p2} = m_p$) знос деталей дискових гальмівних механізмів не рівномірний (див. рис.1, в) та залежить від матеріалу і радіуса диска ρ , а також його числа обертів n та часу гальмування.

Якщо форма спряження така, що $\alpha \neq 0$ (нерівномірно зношена поверхня тертя), а закони зношування забезпечують $\psi = const$, то знос надалі буде рівномірним по всій поверхні тертя.

Обґрунтування одержаних наукових результатів.

Знання форми зношеної поверхні гальмівного диску та колодки дозволяє вирішувати ряд задач під час експлуатації легкових автомобілів, пов'язаних із технічним обслуговуванням їх гальмівної системи. В разі необхідності заміни одного із дисків гальмівних механізмів нормальне прилягання поверхонь тертя буде забезпечено тільки в тому разі, коли має місце рівномірний знос. Тому у випадках зношування

гальм за законами (8) і (9); (11) і (12) допустимою є заміна однієї з спряжених деталей (гальмівної колодки), а для закону зношування (13) і (14) необхідно міняти всю зношену спряжену пару.

Приймаючи, що дискові гальмівні механізми встановлено на передній осі легкового автомобіля (див. рис. 1, а), визначимо приводну силу Q через приводний тиск p_1 в колісному циліндрі

$$Q = \frac{\pi \cdot d_u^2}{4} \cdot p_1, \quad (37)$$

де d_u - внутрішній діаметр гальмівного циліндра.

Тоді величина зносу спряжених деталей (диска і колодок) переднього дискового гальмівного механізму за умови абразивного зносу ($m_p = m_v = 1$), як найбільш вірогідного за умов експлуатації, у відповідності до (24) визначається як

$$U_1 = k_1 \cdot \frac{\pi \cdot d_u^2 \cdot n \cdot p_1}{4(R-r)} \cdot i_{f1} \cdot T, \quad (38)$$

$$U_2 = k_2 \cdot \frac{\pi \cdot d_u^2 \cdot n \cdot p_1}{4(R-r)} \cdot i_{f2} \cdot T, \quad (39)$$

де R, r - зовнішній та внутрішній діаметри тертя (див. рис.1, а);

$i_{f1} = 2$ - кількість поверхонь тертя диску;

$i_{f2} = 1$ - кількість поверхонь тертя гальмівної колодки.

Коефіцієнт β розподілу гальмівних сил між осями автомобіля залежить від співвідношення приводних тисків в передніх та задніх гальмівних механізмах, а також їх конструктивних параметрів [4]

$$\frac{1}{\beta} = 1 + \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{K_{T2}}{K_{T1}}, \quad (40)$$

де p_1, p_2 - приводний тиск відповідно в циліндрах передніх і задніх гальмівних механізмів;

K_{T1}, K_{T2} - конструктивні коефіцієнти відповідно передніх і задніх гальмівних механізмів.

Розподіл гальмівних сил між осями автомобіля при включенні регулятора гальмівних сил із прогресивною характеристикою показано на рис.2. Причому зміна тиску в задніх гальмівних механізмах підкоряється залежності [5]

$$p_{2i} = p_{20i} + K_0 \cdot (p_1 - p_{10i}), \quad (41)$$

де K_0 - коефіцієнт передачі регулятора;

p_{10i}, p_{20i} - координати точки включення регулятора для i -ої маси автомобіля (точка А відповідає спорядженій масі автомобіля, точка Б – повній масі),

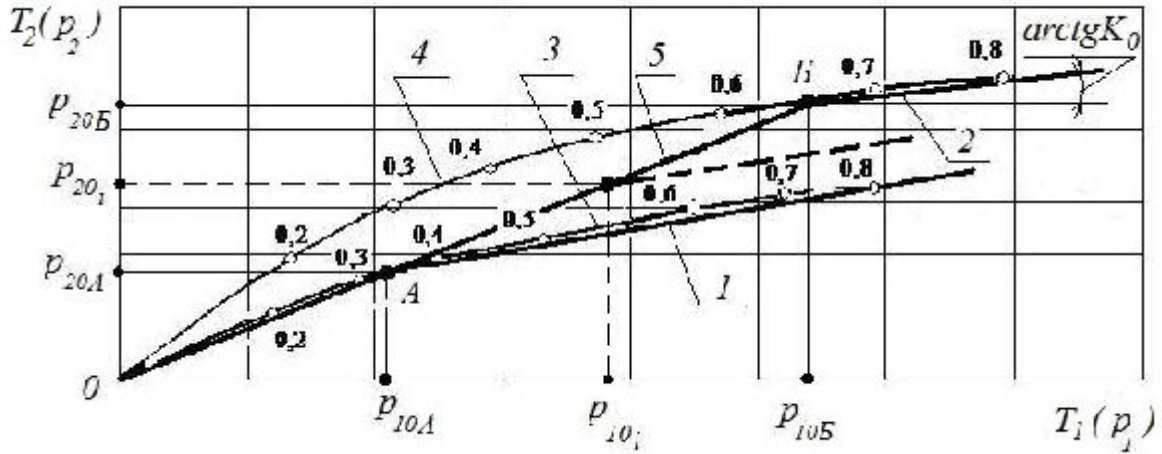


Рисунок 2 – Схема розподілу приводного тиску:

- 1, 2 – регульовальні прямі регулятора гальмівних сил відповідно для спорядженої та повної маси автомобіля; 3, 4 – криві ідеального розподілу приводного тиску відповідно для спорядженої та повної маси автомобіля; 5 – пряма існуючого постійного розподілу гальмівних сил

Визначивши приводний тиск p_1 із залежностей (38) і (39) і p_2 із (41), підставивши в (40), та вирішуючи систему відносно U_1 і U_2 одержимо основну закономірність зміни технічного стану дискових гальмівних механізмів, встановлених на передній осі легкового автомобіля, під час експлуатації у вигляді

$$U_{1(2)} = \frac{\pi d_y^2 \cdot n \cdot k_{1(2)}}{4(R-r) \cdot \left(\frac{1}{\beta} - 1\right)} \cdot \frac{K_{T2}}{K_{T1}} \cdot i_{f1(2)} \cdot (p_{20} + K_0 \cdot (p_1 - p_{10})) \cdot T. \quad (42)$$

У відповідності до одержаної закономірності (42) можна стверджувати, що за рівних інших умов експлуатації легкових автомобілів знос спряжених деталей дискових гальмівних механізмів, встановлених на передній осі, за певний строк служби буде меншим, якщо:

- знижувати коефіцієнт постійного розподілу гальмівних сил між осями (практичне значення має рівний розподіл гальмівних сил або близький до нього);
- збільшувати конструктивний коефіцієнт передніх гальмівних механізмів, а задніх – зменшувати;
- збільшувати зовнішній діаметр тертя гальмівного диску та зменшувати його внутрішній діаметр (збільшити ширину колодки);
- зменшувати коефіцієнти, що характеризують швидкість зношення матеріалів диску і накладок (підвищити зносостійкість їх матеріалів);
- абсцису точки включення регулятора гальмівних сил збільшити, а ординату зменшити;
- зменшити коефіцієнт передачі регулятора гальмівних сил (кут нахилу регуляторної вітки робити якомога меншим).

Для визначення строку T_i служби i -ої деталі необхідно знати характер протікання зносу цієї деталі в часі та гранично допустиму величину зносу U_{\max}

$$T_i = \frac{U_{\max}}{\gamma_i}, \quad (43)$$

де γ_i - швидкість зношування i -ої деталі.

Ця формула для визначення строків служби може бути застосована для тих деталей, котрі ремонтуються по мірі їх виходу із ладу, тобто коли зноси досягли значення U_{\max} . Такими деталями є швидкозмінні деталі (гальмівні колодки), які міняються під час міжремонтного обслуговування автомобілів.

Висновки.

1. Властивість пари матеріалів дискових гальмівних механізмів під час зношування характеризуються співвідношенням їх швидкостей зношування, значення якого залежить від закону зношування та являється функцією швидкостей ковзання і тиску на поверхнях тертя. Закони зношування, знання яких необхідні для вирішення поставленої задачі, повинні за даних умов визначати співвідношення між швидкістю зношування кожної із спряжених деталей γ_1, γ_2 , тиском на поверхні тертя p та швидкістю відносного ковзання \mathcal{Q} .

2. Знос контртіл дискових гальмівних механізмів в разі абразивного зношування ($m_p = m_v = 1$) буде рівномірним, а величина зносу прямопропорційна зносостійкості матеріалів k_1, k_2 ; режиму роботи спряження Q, n, T та обернено пропорційна ширині спряження ($R - r$).

3. Для закону зношування ($m_p = m_v \neq 1$) знос контртіл дискових гальмівних механізмів рівномірно розподілений по поверхні тертя та залежить від співвідношення коефіцієнтів зносостійкостей їх матеріалів.

4. У випадку зношування, коли $m_{p1} = m_{p2} = m_p$ знос контртіл дискових гальмівних механізмів не рівномірний і обернено пропорційний радіусу тертя диска ρ .

5. Вперше одержано основну закономірність (42) зносу контртіл дискових гальмівних механізмів для визначення граничної величини зносу спряжених деталей в процесі експлуатації. Вона надає можливість вирішувати задачі з підвищення довговічності спряжених деталей дискових гальм в процесі експлуатації за рахунок впровадження певного закону регулювання гальмівних сил, а також таких конструктивних параметрів і режимів роботи їх роботи, щоб за весь період експлуатації знос був відносно меншим. Крім того, ця залежність дозволяє зробити рекомендації щодо введення закону рівного розподілу гальмівних сил між осями автомобіля та термінів заміни зношених деталей дискових гальмівних механізмів під час експлуатації легкових автомобілів.

Література: 1. Лудченко О.А. Технічне обслуговування та ремонт автомобілів: Підручник.- К.: Знання-Прес, 2003.- 511 с. 2. Расчетные методы оценки трения и износа: сб. научн. трудов / [ред. Крагельский И.В. и др.] - Брянск: Приокское книжное изд-во, 1975.- 234 с. 3. Хрущов М.М. Новые методы определения износа деталей машин / М.М. Хрущов // Повышение износостойкости и срока службы машин.- М.: Машгиз, 1953.- с. 22-26. 4. Подригало М.А. Совершенствование способов регулирования тормозных сил двухосных автомобилей и тракторов: автореф. дис. на соискание степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 «Автомобили и тракторы» / М.А. Подригало. – Харьков, 1981. – 18 с. 5. Демьянюк В.А. Регулирование тормозных сил автомобилей. – Львов: Высшая школа, 1978. — 79с.

В. Назаров

ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДИСКОВЫХ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ
ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Определена закономерность изменения технического состояния дисковых тормозных механизмов легкового автомобиля при эксплуатации в зависимости от изменения коэффициента распределения тормозных сил между осями, их геометрических параметров и режимов работы.

V. Nazarov

WORKING LIFE INCREASE OF DISK BRAKE GEAR OF MOTOR CARS
UNDER OPERATION CONDITIONS

The regularity of technical condition change of disk brake gear of the motor car during operation depending on the change of distribution coefficient of braking forces between the axes, their geometrical parameters and the operating modes are determined.
