

Клімов В.Ф., Магерамов Л.К.-А., Герасименко В.І., Кудреватих Д.М., Шипулін О.О.
СИСТЕМА ОХОЛОДЖЕННЯ – ОСНОВНИЙ ФАКТОР, ЯКИЙ ВИЗНАЧАЄ
РУХОМІСТЬ БРОНЬОВАНИХ ОБ'ЄКТІВ

У статті показано, що рухомість танків при температурі навколишнього повітря до 55⁰С визначає технічний рівень систем охолодження та їх здатність відводити підвищену кількість теплоти

Вибір теплообмінників і методи модернізації систем охолодження проводяться виходячи з умов збереження значень критеріїв Nu і Eu, характерних для базових моделей.

Klimov V.F., Mageramov L.K.-A., Gerasimenko V.I., Kudrevatyh D.N., Shipulin A.A.
COOLING SYSTEM IS THE MAIN FACTOR WHICH DETERMINES MOBILITY OF
ARMORED MACHINE

The article shows that mobility of tanks at ambient air temperature up to 55⁰C determines technical level of cooling systems and their capacity to take away larger quantity of heat.

Radiators and cooling systems upgrade methods are chosen depending on conditions on which values of Nu and Eu criterias are kept unchanged. Those criterias are typical for basic models.

УДК 629.083:621-113

Назаров В.І.

ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ БАРАБАННИХ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

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

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 результаті зносу спряжених деталей барабанних гальмівних механізмів 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

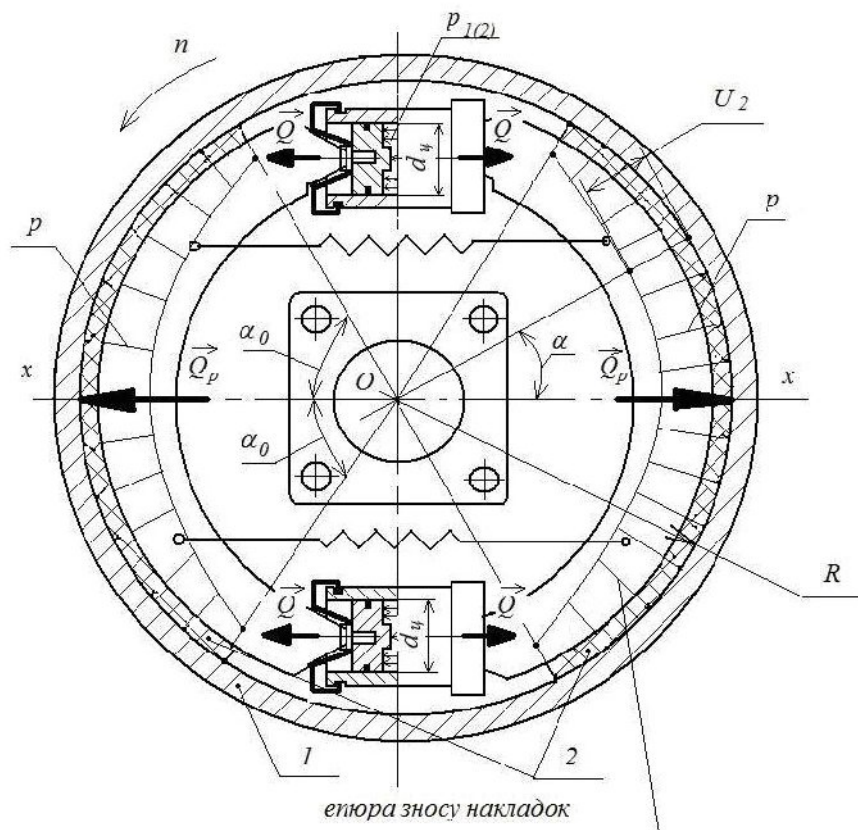
поверхонь. При цьому велике значення мають конструктивні та кінематичні особливості даної пари, так як вони визначають характер і напрям можливого переміщення (зближення) деталей при зносі.

Для визначення зносу спряження другої групи (накладка-барaban) для повної характеристики форми зношеної поверхні необхідно розглядати два взаємно перпендикулярних перетини. Специфіка розрахунку таких спряжень обумовлена тим, що лише в одного тіла створюються умови рівномірного зносу для точок, розташованих на загальній траєкторії відносного переміщення тіл.

Формулювання мети та постановка задачі. Метою роботи являється підвищення довговічності барабаних гальмівних механізмів легкових автомобілів за рахунок вибору коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями, котрий би під час експлуатації забезпечував найменший рівень зносу спряжених деталей.

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

Основний матеріал дослідження. В якості типового випадку розглянемо визначення параметрів зношування під час експлуатації гальмівних механізмів барабанного типу «дуо-дуплекс» (рис.1) в разі абразивного зношування (для закону зношування $m_{pi} = m_{vi} = 1$ [2]). Тоді залежності для визначення швидкості зношування барабану (позначено індексом - 1) і фрикційної накладки (позначено індексом - 2) мають вигляд



а

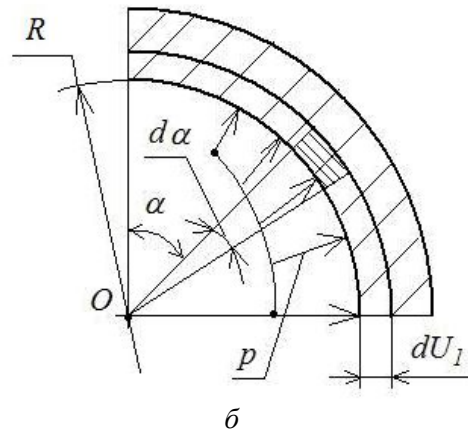


Рис. 1. Схема для визначення зносу контртіл барабанного гальмівного механізму типу «дуо-дуплекс»:
 а – схема барабанного гальмівного механізму типу «дуо-дуплекс»;
 б – епюра тиску на поверхні тертя барабану.

$$\gamma_1 = k_1 \cdot p \cdot \mathcal{G}, \quad (1)$$

$$\gamma_2 = k_2 \cdot p \cdot \mathcal{G}, \quad (2)$$

де k_1, k_2 - коефіцієнти, що характеризують швидкість зношування відповідно барабана і накладки гальмівної колодки; p - тиск на поверхні тертя; \mathcal{G} - швидкість відносного ковзання контртіл.

Колодка встановлюються верхньою та нижньою опорою в пази поршнів колісних циліндрів (див. рис.1, а), таким чином її поворот під дією сил тертя не можливий. Тому напрям можливого зближення $x-x$ деталей під час зношування задано.

Для розгляданого спряження будемо мати два постійних параметри, що характеризують знос: $\gamma_{1-2} = const$ - знос спряження; $\gamma_1 = const$ - знос барабана. Внутрішня циліндрична поверхня барабану буде мати рівномірний знос в силу умов зношування.

Кругова швидкість на поверхні тертя визначається та вважається постійною за даних умов зношування

$$\mathcal{G} = 2\pi \cdot R \cdot n, \quad (3)$$

де R - радіус поверхні тертя; n - число обертів барабану.

Для визначення характеру епюри тиску застосуємо формулу [3]

$$\gamma_{1-2} = \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{\cos \alpha}. \quad (4)$$

Звідки швидкість зношування фрикційної накладки гальмівної колодки

$$\gamma_2 = \gamma_{1-2} \cdot \cos \alpha - \gamma_1. \quad (5)$$

У відповідності до закону зношування (2), з урахуванням (5) і (3), одержимо залежність тиску у функції кута α у вигляді

$$p = \frac{\gamma_{1-2} \cdot \cos \alpha - \gamma_1}{2\pi \cdot n \cdot k_2}. \quad (6)$$

Кут α змінюється від $-\alpha_0$ до $+\alpha_0$, а величини $k_2, n, \gamma_{1-2}, \gamma_1$ постійні за даних умов зношування.

Числове значення тиску можна знайти, якщо будуть відомі числові значення γ_{1-2} і γ_1 . Для цього необхідно визначити залежність між результуючим зусиллям Q_p , що діє на колодку, і тиском p , враховуючи формулу

$$Q_p = 2Q = \int_S p \cdot dS, \quad (7)$$

де Q - приводна сила, створювана колісним циліндром; $dS = l_k \cdot R \cdot d\alpha$ - площа тертя елементарної ділянки колодки; l_k - ширина фрикційної накладки.

Тоді

$$Q = 0,5R \cdot l_k \int_{-\alpha_0}^{+\alpha_0} p \cdot d\alpha = 0,5R \cdot l_k \int_{-\alpha_0}^{+\alpha_0} \frac{\gamma_{1-2} \cdot \cos \alpha - \gamma_1}{2\pi \cdot n \cdot k_2} d\alpha, \quad (8)$$

Інтегруючи одержаний вираз, після математичних перетворень одержимо

$$Q = \frac{R \cdot l_k}{4\pi \cdot n \cdot k_2} \cdot [\gamma_{1-2} \cdot (0,5 \sin 2\alpha_0 + \alpha_0) - 2\gamma_1 \cdot \sin \alpha_0]. \quad (9)$$

Для знаходження залежності між γ_1 і γ_{1-2} розглянемо знос барабану 1, який буде мати місце при його повороті на елементарний кут $d\alpha$ (див. рис.1, б) згідно із (1)

$$dU_1 = k_1 \cdot p \cdot \vartheta \cdot dT. \quad (10)$$

Загальний час T зношування барабану більший за час зношування dT на ділянці $d\alpha$. Тому можна записати вираз

$$dT = T \cdot \frac{d\alpha}{2\pi}. \quad (11)$$

Тоді

$$dU_1 = k_1 p \cdot \vartheta \cdot T \cdot \frac{d\alpha}{2\pi}. \quad (12)$$

Враховуючи, що швидкість зношування барабану $d\gamma_1 = \frac{dU_1}{T}$, одержимо

$$d\gamma_1 = \frac{k_1 \cdot p \cdot \vartheta}{2\pi} d\alpha \quad (13)$$

або

$$\gamma_1 = \frac{k_1 \cdot \vartheta}{2\pi} \cdot \int_{-\alpha_0}^{+\alpha_0} p \cdot d\alpha. \quad (14)$$

Підставляючи значення p із (6) та інтегруючи одержаний вираз, знайдемо залежність

$$\gamma_1 = \gamma_{1-2} \cdot \frac{k_1 \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 \cdot k_1}. \quad (15)$$

Аналіз формули (15) показує, що швидкість зношування внутрішньої циліндричної поверхні барабану не залежить від кута α , тобто знос рівномірно розподіляється по поверхні тертя.

Підставляючи значення γ_1 із (15) у (9) та вирішуючи відносно γ_{1-2} одержимо залежність

$$\gamma_{1-2} = \frac{4\pi \cdot Q \cdot k_2 \cdot n}{l_k \cdot \left[0,5 \sin 2\alpha_0 + \alpha_0 - \frac{k_1 \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 \cdot k_1} \right]}. \quad (16)$$

Ця формула показує залежність зносу спряження від матеріалу спряжених деталей, розмірів поверхні тертя, режиму роботи. У відповідності до неї в разі абразивного зношування ($m_{pi} = m_{vi} = 1$) швидкість зношування спряження не залежить від радіуса R внутрішньої поверхні барабану. Це пояснюється тим, що зі збільшенням радіуса пропорційно зростає швидкість ковзання та зменшується середній тиск на поверхні тертя $p_{cp} = \frac{Q}{2\alpha_0 \cdot R \cdot l_k}$. Помноживши чисельник і знаменник виразу (16) на $2\alpha_0 \cdot R$ та використовуючи формулу (3), одержимо залежність

$$\gamma_{1-2} = \frac{4\alpha_0 \cdot k_2}{0,5 \sin 2\alpha_0 + \alpha_0 - \frac{k_1 \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 \cdot k_1}} \cdot p_{cp} \cdot \mathcal{G}. \quad (17)$$

Аналіз котрої говорить, що знос спряження в такому разі пов'язаний із характеристикою $p \cdot \mathcal{G}$.

При $p \cdot \mathcal{G} = const$ і не змінному коефіцієнті тертя буде мати місце однакове виділення теплоти під час роботи спряження. Формула (17) показує, що в разі абразивного зношування спряжених деталей барабанного гальмівного механізму розрахунок за характеристикою $p \cdot \mathcal{G}$ буде забезпечувати не тільки температурний режим, але й збереження швидкості зношування спряження на різних режимах роботи.

Таким чином, величина зносу спряжених деталей: для гальмівного барабану у відповідності до формули (15) та для фрикційної накладки - (5), визначається як

$$U_1 = \gamma_{1-2} \cdot \frac{k_1 \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 \cdot k_1} \cdot T. \quad (18)$$

$$U_2 = \gamma_{1-2} \cdot \left(\cos \alpha - \frac{k_1 \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 \cdot k_1} \right) \cdot T. \quad (19)$$

Звідки слідує, що знос U_1 внутрішньої поверхні барабану рівномірно розподілений по поверхні тертя, а знос U_2 фрикційної накладки буде симетричним відносно осі $x-x$ (див. епюру рис. 1, а) та залежить від кута α . При $\alpha = 0$ він досягає найбільшого значення.

Обґрунтування одержаних наукових результатів. В разі застосування барабанних гальмівних механізми типу «симплекс» (рис. 2) знос фрикційної накладки колодки не рівномірний та залежить від кута α , а знос накладки активної (лівої) колодки більший за знос пасивної (правої). Для обох колодок знос має більше значення в місці прикладення приводної сили і зменшується з наближенням до опори, причому у випадку шарнірного кріплення колодок (див. рис. 2, б) він досягає найменшого значення.

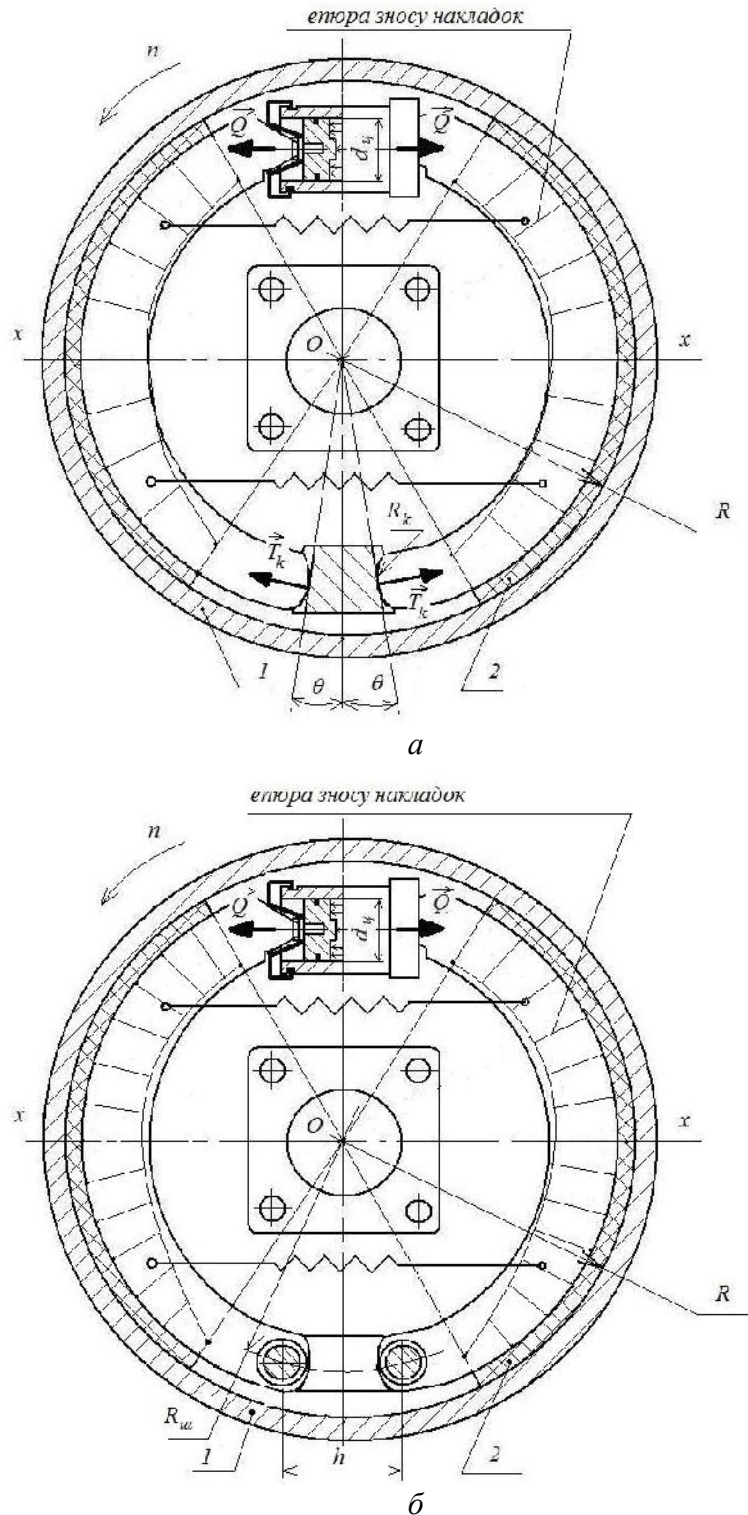


Рис. 2. Схема для визначення зносу барабанних гальмівних механізмів типу «симплекс»: а – із самоустановкою колодок; б – із шарнірним кріпленням колодок.

Аналогічна картина має місце й для барабанних гальмівних механізмів типу «дуплекс» (рис. 3) з тією різницею, що в даному випадку обидві колодки активні та мають однаковий знос накладок.

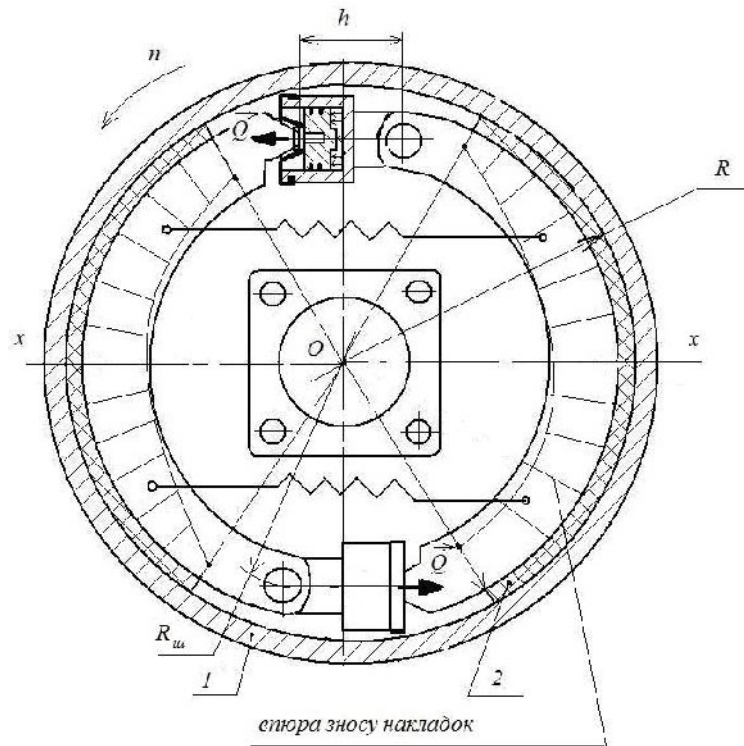


Рис. 3. Схема для визначення зносу барабанного гальмівного механізму типу «дуплекс»

Формули (18) і (19) одержані при розгляданні зносу спряження в діаметральному перетині для барабанних гальмівних механізмів типу «дуо-дуплекс». Вони можуть бути застосовані для визначення зносу поверхонь тертя й інших типів барабанних гальмівних механізмів при $\alpha \neq 0$, якщо сила Q прикладена симетрично по ширині колодки l_k або коли в осьовому перетині є додаткові напрямні, що не допускають повороту колодки. Тоді знос в осьовому перетині буде рівномірним і визначається, як слідує із залежності (16), інтенсивністю навантаження $\frac{Q}{l_k}$ на одиницю ширини колодки.

Практично нерівномірний знос по ширині колодки може виникнути в разі центрального прикладення сили, якщо умови зношування біля країв накладки і в середині різні. Наприклад, менша вірогідність попадання абразиву на середину фракційної накладки, ніж на її краї, або нерівномірне відведення тепла з поверхні тертя можуть змінити співвідношення зносів пари тертя. Це означає, що змінились закони зношування, та якщо конструктивними чи експлуатаційними заходами важко добитися однакових умов зношування по всій поверхні тертя, то аналітичне визначення параметрів спряження буде аналогічним вище поданому. В такому разі окремі ділянки спряження будуть мати свої закони зношування.

Приймаючи до уваги те, що барабанні гальмівні механізми типу «симплекс» (див. рис. 2) одержали найбільше застосування на задній осі легкового автомобіля, визначимо приводну силу Q через приводний тиск p_2 в колісному циліндрі

$$Q = \frac{\pi \cdot d_u^2}{4} \cdot p_2, \quad (20)$$

де d_u - внутрішній діаметр гальмівного циліндра.

У відповідності до залежності (16) із урахуванням (20) одержимо

$$\gamma_{1-2} = \frac{\pi^2 \cdot d_u^2 \cdot k_2 \cdot n \cdot p_2}{l_k \left[0,5 \sin 2\alpha_0 + \alpha_0 - \frac{k_1 \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 \cdot k_1} \right]}. \quad (21)$$

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]

$$\frac{1}{\beta} = 1 + \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{K_{T2}}{K_{T1}}, \quad (22)$$

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.

Визначаючи p_2 із (22) та підставивши у (21) одержимо

$$\gamma_{1-2} = \frac{\pi^2 \cdot d_u^2 \cdot k_2 \cdot n \cdot p_1 \cdot K_{T1} \cdot \left(\frac{1}{\beta} - 1 \right)}{K_{T2} \cdot l_k \left[0,5 \sin 2\alpha_0 + \alpha_0 - \frac{k_1 \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 \cdot k_1} \right]}. \quad (23)$$

Враховуючи, що в разі регульованого розподілу гальмівних сил між осями автомобіля приводний тиск у контурі передніх гальмівних механізмів змінюється за законом, наприклад,

$$p_1 = \frac{p_2 - p_{20}}{K_0} + p_{10}, \quad (24)$$

де K_0 - коефіцієнт передачі регулятора; p_{10}, p_{20} - координати точки включення регулятора, то величина зносу спряжених деталей (барабану і накладок колодок) задніх гальмівних механізмів за умови абразивного зносу ($m_p = m_v = 1$), як найбільш вірогідного за умов експлуатації, у відповідності до (18) і (19) визначається як

$$U_1 = \frac{\pi^2 \cdot d_u^2 \cdot k_2 \cdot n \cdot \left(\frac{p_2 - p_{20}}{K_0} + p_{10} \right) \cdot K_{T1} \cdot \left(\frac{1}{\beta} - 1 \right)}{K_{T2} \cdot l_k \left[0,5 \sin 2\alpha_0 + \alpha_0 - \frac{k_1 \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 \cdot k_1} \right]} \cdot \frac{k_1 \cdot \sin 2\alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 \cdot k_1} \cdot T, \quad (25)$$

$$U_2 = \frac{\pi^2 \cdot d_u^2 \cdot k_2 \cdot n \cdot \left(\frac{p_2 - p_{20}}{K_0} + p_{10} \right) \cdot K_{T1} \cdot \left(\frac{1}{\beta} - 1 \right)}{K_{T2} \cdot l_k \left[0,5 \sin 2\alpha_0 + \alpha_0 - \frac{k_1 \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 \cdot k_1} \right]} \cdot \left(\cos \alpha - \frac{k_1 \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 \cdot k_1} \right) \cdot T. \quad (26)$$

Висновки. Вперше одержано основні закономірності (25) і (26) для визначення граничної величини зносу спряжених деталей барабанних гальмівних механізмів в процесі експлуатації. Вона надає можливість вирішувати задачі з підвищення довговічності барабана і накладок гальмівних колодок 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 барабанних гальмівних механізмів під час експлуатації легкових автомобілів.

У відповідності до одержаних закономірностей (25) і (26) можна стверджувати, що за рівних умов експлуатації легкових автомобілів знос спряжених деталей барабанних гальмівних механізмів, встановлених на задній осі, за певний строк служби буде меншим, якщо:

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

Література: 1. Лудченко О.А. Технічне обслуговування та ремонт автомобілів: Підручник.- К.: Знання-Прес, 2003.- 511 с. 2. Хрущов М.М. Новые методы определения износа деталей машин / М.М. Хрущов // Повышение износостойкости и срока службы машин.- М.: Mashgiz, 1953.- с. 22-26. 3. Расчетные методы оценки трения и износа: сб. научн. трудов / [ред. Крагельский И.В. и др.] .- Брянск: Приокское книжное изд-во, 1975.- 234 с. 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.

Bibliography (transliterated): 1. Ludchenko O.A. Tehnichne obslugovuvannja ta remont avtomobiliv: Pidruchnik.- K.: Znannja-Pres, 2003.- 511 s. 2. Hruwov M.M. Novye metody opredelenija iznosa detalej mashin / M.M. Hruwov // Povyshenie iznosostojkosti i stroka sluzhby mashin.- M.: Mashgiz, 1953.- s. 22-26. 3. Raschetnye metody ocenki trenija i iznosa: sb. nauchn. trudov / [red. Kragel'skij I.V. i dr.] .- Brjansk: Priokskoe knizhnoe izd-vo, 1975.- 234 s. 4. Podrigalo M.A. Sovershenstvovanie sposobov regulirovanija tormoznyh sil dvuhosnyh avtomobilej i traktorov: avtoref. dis. na soiskanie stepeni kand. tehn. nauk: spec. 05.05.03 «Avtomobili i traktory» / M.A. Podrigalo. — Har'kov, 1981. — 18 s.

В. Назаров

ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ БАРАБАННЫХ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Определена закономерность изменения технического состояния барабанных 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 DRUM-TYPE BRAKE MECHANISMS OF
MOTOR CARS UNDER OPERATION CONDITIONS

The regularity of technical condition change of drum-type brake mechanisms of the motor car during operation depending on the change of brake forces distribution between the axes, their geometrical parameters and the operating modes are determined.

УДК 629.33:574:004.8

*Никонов О.Я., д-р техн. наук; Подоляка О.А., канд. техн. наук;
Середина А.И.*

БИОНИКА АВТОМОБИЛЯ НА ОСНОВЕ ГИБРИДНЫХ НЕЙРОФАЗЗИ СЕТЕЙ

Постановка проблемы. Главное отличие современных инженерных конструкций от тех, что создала природа, состоит в энергоэффективности. Совершенствуясь и эволюционируя в течение миллионов лет, живые организмы научились жить, передвигаться и размножаться с использованием минимального количества энергии. Этот феномен основан на уникальном метаболизме животных и на эффективном обмене энергией между разными формами жизни. Природные материалы относительно недороги и распространены в достаточном количестве, а их «качество» значительно лучше произведенных человеком. Таким образом, заимствуя у природы инженерные решения, можно существенно повысить энергоэффективность современных технологий. В автомобилестроении уже используются такие решения, как парковочный радар, системы управления конструкцией отдельных узлов и т.д. Перспективные биоинтеллектуальные системы автомобиля смогут самостоятельно совершенствовать собственный дизайн и менять свою форму самыми разнообразными способами, например, добавляя недостающий материал в определенные части конструкции, изменяя химический состав отдельных узлов и т.д.

В последнее время разработано достаточно большое количество методов, позволяющих синтезировать высококачественные системы управления динамическими объектами с неизвестными или переменными параметрами. Однако, эти системы, как правило, сложны и в них требуется измерять или идентифицировать все изменяющиеся параметры.

Анализ последних исследований и публикаций. В последнее десятилетие бионика получила значительный импульс к новому развитию. Это связано с тем, что современные технологии переходят на гига- и наноразмер и позволяют копировать миниатюрные природные конструкции с повышенной точностью. Современная бионика в основном связана с разработкой новых материалов, копирующих природные аналоги, робототехникой и искусственными органами. Повышенный интерес к бионике и у автомобилестроителей [1-6]. Например, компания DaimlerChrysler в 2005 г. продемонстрировала концепт-кар, раскрывающий возможности применения бионики в автомобильной промышленности – Mercedes-Benz Bionic почти идеален с точки зрения аэродинамики и очень экономичен. Инженерам удалось найти почти идеальный эквивалент аэродинамического, безопасного, комфортабельного и экономичного автомобиля, способный выступить прообразом такого автомобиля не только в деталях,