

УДК 621.113

DOI: 10.18372/0370-2197.4(93).16257

Д. О. ВОЛЬЧЕНКО¹, М. В. КИДРАЧУК², В. С. СКРИПНИК¹,
Д. Ю. ЖУРАВЛЬОВ¹, А. В. ПРИСЯЖНИЙ¹, В. Т. БОЛОННИЙ³

¹Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Україна

²Національний авіаційний університет, м. Київ, Україна

³Дрогобицький фаховий коледж нафти і газу, Україна

СУЧАСНІ МЕТОДИ ОЦІНКИ ІНТЕНСИВНОСТІ ЗНОСУ ФРИКЦІЙНИХ НАКЛАДОК ГАЛЬМ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Основними факторами, які визначають ефективність і довговічність пари тертя барабанно- і дисково-колодкових гальм транспортних засобів є сила тертя, виникаюча між диском (барабаном) і фрикційними накладками колодок. Інтенсивний фрикційний розігрів призводить до зниження властивостей міцності поверхневих шарів металевих фрикційних елементів і полімерних накладок, змінює динамічний коефіцієнт тертя, інтенсифікує процес зношування контактуючих елементів. У той самий час інтенсивність зношування пар тертя гальм значною мірою залежить від питомих навантажень і поверхнево-об'ємних температур у зоні контакту, швидкості ковзання, конструктивних параметрів вузла тертя. Для встановлення закономірностей розподілу густини ймовірностей експлуатаційних параметрів гальм спочатку розглянуто приблизний склад фрикційних матеріалів, що використовуються для виготовлення накладок. На підставі розрахунково-експериментальних даних побудовано гістограми середніх величин: динамічного коефіцієнта тертя f_v в залежності від питомих навантажень p і швидкості ковзання V для пар тертя: «керамоматричні композити – металокераміка»; «сірий чавун – металокераміка». Зроблено оцінку ресурсу фрикційних накладок пар тертя удосконалених дисково-колодкових гальм транспортних засобів. При цьому використана потужність тертя фрикційного вузла гальма та її складові: механічна, електрична, теплова та хімічна. Виходячи з енергетики балансу фрикційного вузла гальма визначено об'ємну інтенсивність зношування робочої поверхні фрикційної накладки.

Ключові слова: гальмівний: диск, барабан, інтенсивність зношування, робота тертя, фрикційна накладка, потужність тертя.

Вступ. Удосконалення конструкції транспортного засобу та його швидкісних характеристик висуває дедалі складніші завдання щодо забезпечення експлуатаційної безпеки, яка багато в чому залежить від надійності та ефективності пар тертя гальм. Вирішення цих завдань неможливе без сучасних методів розрахунку вузлів тертя, серед яких особливий інтерес через його важливість та складність, представляє функціональний розрахунок фрикційної пари «гальмівний диск (барабан) – фрикційні накладки колодок». Останні через особливо важкі умови експлуатації (великих питомих навантажень, високих швидкостей ковзання) є одні із найбільш обмеженні за ресурсом пар тертя, що викликано інтенсивним зношуванням робочих поверхонь фрикційних накладок.

Стан проблеми. Фактори, які впливають на інтенсивність зношування робочих поверхонь пар тертя гальм транспортних засобів представляються так [1]:

$$I = \int_0^{\tau} f(p, V, t, K) d\tau, \quad (1)$$

де p – питома навантаження; V – швидкість ковзання; t – поверхнево-об'ємна температура в зоні контакту; K – конструктивні параметри фрикційного вузла.

Однак у наведеній залежності відсутні характеристики матеріалів пар тертя гальма.

І. В. Крагельський розподіл зношування на поверхнях вузлів тертя різних видів навів у вигляді схеми груп [2]. До першої групи увійшли дискові та дисково-колодкові гальма, а до другої – барабанно-колодкові та колодкові гальма. Групи фіксувалися залежно від закономірностей навантаження, що діє, на пари тертя. Однак, ні для жодної з групи не були наведені узагальнені закономірності зміни експлуатаційних параметрів для різних видів пар тертя.

Розглянемо результати досліджень [3, 4, 5], наведені у табл. 1.

Таблиця 1

Залежності для визначення інтенсивності зношування робочих поверхонь пар тертя вантажного транспортного засобу

Барабанно-колодкове гальмо та умови експлуатації	Залежності визначення зношування робочих поверхонь накладки барабана
Рівнинні	$I_H = k_1 \cdot p^{0,8} \cdot V = 0,57 \cdot p^{0,8} \cdot V.$ (1)
	$I_B = k_2 \cdot p^{0,8} \cdot V = 0,62 \cdot p^{0,8} \cdot V.$ (2)
Гірські	$I_H = k_1^* \cdot p^{0,8} \cdot V = 0,75 \cdot p^{0,8} \cdot V.$ (3)
	$I_B = k_2^* \cdot p^{0,8} \cdot V = 0,089 \cdot p^{0,8} \cdot V.$ (4)
Осі транспортного засобу:	
передня	$L_0 = \int_0^t M_{\Gamma 1} \cdot \omega_{\delta 1} dt, (5) \quad L_{0\rho} = \sum_{\rho=1}^n L_{0\rho}; (6)$
задня	$L_0 = \int_0^t M_{\Gamma 2} \cdot \omega_{\delta 2} dt, (7) \quad L_{0k} = \sum_{\rho=1}^n L_{k\rho}; (8)$

Умовні позначення: k_1, k_2 і k_1^*, k_2^* - коефіцієнти коректування інтенсивності зношування фрикційних накладок для рівнинних і гірських умов експлуатації; p – питомі навантаження; V – швидкість ковзання пар тертя; $M_{\Gamma 1}, M_{\Gamma 2}$ – значення гальмівних моментів відповідних осей транспортного засобу; L_0, L_k – поточні значення роботи тертя і відповідні гранично допустимому зношуванню фрикційних накладок гальм передньої і задньої осей; $\omega_{\delta 1}, \omega_{\delta 2}$ – кутові швидкості коліс передньої і задньої осей; $\rho = 1, 2 \dots n$; n, t – кількість і час гальмувань.

У роботі [1] було складено рівняння енергетичного балансу процесу тертя гальмівного пристрою за одиницю часу при циклічному навантаженні з урахуванням енергетичної та теплової складової сили тертя:

$$W = f_{mp} \cdot N \cdot V = W_{mex} + W_{mепл} \quad (9)$$

де W – особлива потужність тертя, Дж/с, W_{mex} та $W_{mепл}$ – механічна та тепла складова; f_{mp} – динамічний коефіцієнт тертя, N – нормальне зусилля у контакті.

В роботах [3, 4, 5] не була врахована потужність тертя, а в [1] розглянуті тільки дві її складові.

Постановка завдань дослідження. До матеріалів статті увійшли такі питання: розподіл густин ймовірностей експлуатаційних параметрів гальмівних пристроїв; оцінка ресурсу фрикційних накладок пар тертя удосконалених дисково-колодкових гальм транспортних засобів.

Мета роботи – прогнозування інтенсивності зношування робочих поверхонь фрикційних накладок пар тертя гальм транспортного засобу, виходячи з їхньої потужності тертя.

Розподіл густин ймовірностей експлуатаційних параметрів гальмівних пристроїв. Розглянемо зразковий склад матеріалів, які використовуються для виготовлення фрикційних накладок (див. рис. 1).

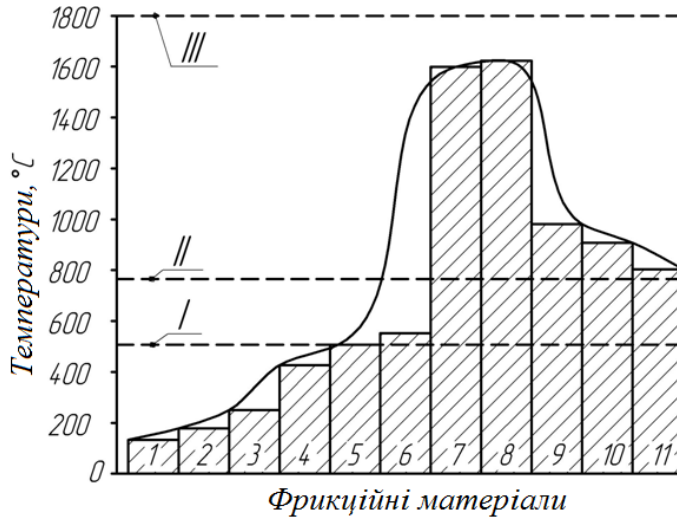


Рис. 1 Основні типи фрикційних матеріалів, які застосовуються у парах тертя транспортних засобів та їх експлуатаційні діапазони температур: об'ємної (I), поверхневої (II) та спалаху (III): 1 – шкіра, капрон, пробка; 2 – деревина; 3, 5, 6 та 11 – полімерні на основі каучуків, спечені порошкові матеріали на основі алюмінію; комбінованим зв'язуючим; смоляним зв'язуючим та смоляним зв'язуючим після термообробки; 4, 9 – спечені порошкові на основі: міді, заліза; 7, 8 – композиційні з матрицею: вуглецевої, керамічної; 10 – чавун

В якості полімерних зв'язуючих матеріалів, як правило, використовують каучуки (до 200°C) та фенольні смоли або їх модифікації [6, 7], які витримують температуру на поверхні тертя до 400 – 450 °C. Невеликого підвищення температури експлуатації можна досягти за рахунок застосування поліамідних смол типу АПІ-2, але вони набагато менш технологічні [8].

До основних типів абразивних добавок відносяться порошки наступних матеріалів: SiO_2 , Al_2O_3 , SiC , B_4C , TiC , WC , Fe_2O_3 , Fe_3O_4 , Cr_2O_3 , MgO , ZnSiO_4 та ін [7, 8, 9]. Як правило, використовуються абразивні матеріали твердістю Моосу від 7 до 9.

Введення модифікованих добавок спрямоване на вирішення широкого кола завдань – утворення плівки тертя та стабілізацію самого процесу тертя (лібриканти), зниження зносу, підвищення динамічного коефіцієнта тертя, теплостійкості та теплопровідності. Серед найбільш використовуваних добавок, що модифікують, можна виділити CaSiO_3 , Ca(OH)_2 , CaCO_3 , BaSO_4 , MoO_3 і лібриканти – MoS_2 , графіт, кокс, Sb_2S_3 , PbS , Cu_2S [7, 8, 10]. В якості модифікуючих добавок можна використовувати також металеві порошки – Fe, Cu, Al, Sb та ін., які, крім підвищення теплопровідності, створення окисно-відновних плівок, зниження зносу, можуть виконувати роль абразивних добавок.

В якості матеріали використовують металеві (наприклад, Fe, Cu, сталь) і органічні (арамідні та вуглецеві) волокна, керамічні волокнисті матеріали (мікрофібра з K_2TiO_3 , $Mg_4Si_6O_{15}(OH)_2 \cdot 6H_2O$ (сепіоліт), Al_2O_3 , скляні та базальтові волокна [7, 8, 10]. Волокнисті наповнювачі, крім підвищення міцності та жорсткості матеріалу накладки, як і металеві порошки, покращують триботехнічні та трибофізичні характеристики фрикційних матеріалів.

З рис. 2 випливає, що об'ємну температуру 500 °С можуть витримати матеріали під номерами 5 – 11, а поверхневу температуру, яка перевищує допустиму для багатьох фрикційних матеріалів, тільки під номерами 7...11.

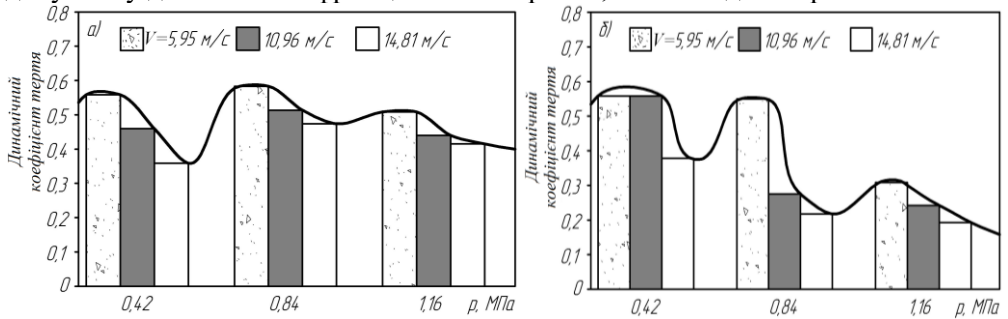


Рис. 2. Середні величини динамічного коефіцієнта тертя f залежно від питомих навантажень p і швидкості ковзання V для пар тертя: *a* – «керамоматричні композити – металокераміка»; *б* – «сірий чавун – металокераміка» – перша пара третя працювала в діапазоні зміни f від 0,58 до 0,35, а друга – от 0,58 до 0,15;

Проведемо порівняння типових складів композицій матеріалів фрикційних накладок, згідно з патентом US 6080230 (*I*-ий) та фірми Феродо (*II*-ий) на основі полімерної матриці (табл. 2). Відповідно до табл. 2 маємо наступне:

- по першому компоненту - другий матеріал є м'якше, ніж перший;
- по другому компоненту - перший матеріал буде зношуватися швидше, ніж другий;
- по третьому компоненту – у першого матеріалу зносо-фрикційні характеристики будуть нижче, ніж у другого;
- по четвертому компоненту – перший матеріал є міцніше, ніж другий;
- по п'ятому компоненту – перший матеріал має кращі експлуатаційні матеріали, ніж другий.

Таблиця 2

Типові склади композицій матеріалів фрикційних накладок на основі полімерної матриці

Матеріали фрикційних накладок			Згідно патента US 6080230	
			Фірми «Ferodo»	
I	II	III	IV	V
Зв'язуючі матеріали, % 20/40=0,5	Абразивні матеріали, % 9/6 = 1,5	Лібриканти, % 10/29 = 0,345	Армуючі волокна, % 27/10 = 2,7	Модефікуючі добавки, % 31/15 = 2,26

Таким чином, перший матеріал може бути використаний в гальмах вантажних автомобілів середньої вантажопідйомності, а другий - в легкових автомобілях.

Перейдемо до аналізу закономірностей зміни середніх величин динамічних коефіцієнтів тертя f залежно від питомих навантажень p і швидкості ковзання V для пар тертя (рис. 2): a – «керамоматричні композити – металокераміка» (I); b – «сірий чавун – металокераміка» (II). Аналіз показав наступне:

– у першій парі тертя максимальний стрибок f від 0,55 до 0,35 відбувався при питомому навантаженні 0,55 МПа, а в другій – від 0,55 до 0,2 при питомому навантаженні 1,0 МПа; при цьому швидкості ковзання були однаковими та становили 14,81 м/с.

Таким чином, перша пара тертя є жорсткою і має високу допустиму температуру для матеріалів, а друга пара тертя – м'яка з низькою допустимою температурою для матеріалів.

Оцінка ресурсу фрикційних накладок пар тертя удосконалених дисково-колодкових гальм транспортних засобів. Інтенсивність зношування фрикційних накладок пар тертя удосконалених гальм оцінюємо виходячи з концепції витрати потужності електротермомеханічного тертя [10].

До сумарної складової потужності тертя фрикційного вузла гальма входять механічна, електрична та теплова компоненти. На підставі розрахунково-експериментальних даних визначають механічну складову потужності вузла тертя при заданих експлуатаційних параметрах фрикційної накладки за наступною залежністю

$$W_{\text{мех}} = 2,63 \frac{r_{\text{max}} V_{\text{ковз}} N}{L_{\text{н}}}, \text{ Дж/с.} \quad (10)$$

де r_{max} – максимальний радіус мікроставу на поясі тертя диска, м; $V_{\text{ковз}}$ – швидкість ковзання, м/с; N – нормальне зусилля, Н; $L_{\text{н}}$ – довжина фрикційної накладки, м.

Розрахунок механічних складових зносу мікроставів пояса тертя самовентильованого диска з шипами гальма наведено у роботі [11].

Електрична складова потужності тертя фрикційного вузла тертя гальма дорівнює

$$W_{\text{ел}} = K_{\text{с}} \cdot I \cdot u, \text{ Дж/с} \quad (11)$$

де $K_{\text{с}}$ – коефіцієнт нерівномірності генерування струму; u – напруження, В.

Сила струму I визначається за залежністю вигляду:

$$I = \sqrt{\frac{t_{\text{п}} \cdot \alpha_{\text{T}} \cdot (dt/dl) \cdot V_{\text{мв}} \cdot \tau}{R_{\text{к}} \cdot \rho \cdot N}}, \quad (12)$$

де $t_{\text{п}}$ – поверхнева температура, °С; α_{T} – коефіцієнт тепловіддачі, Дж/(с·м²·°С); dt/dl – поверхневий температурний градієнт, °С/мм; τ – час гальмування, с; $R_{\text{к}}$ – термічний опір контакту, °С/Вт; ρ – питомий електричний опір, (Ом·мм²)/м.

Теплова складова потужності тертя фрикційного вузла тертя гальма дорівнює

$$W_{\text{тепл}} = 10^{-3} \omega \cdot M_{\text{T}} \cdot \zeta_i = 10^{-3} \frac{V_{\text{ск}} \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi} \cdot \zeta, \text{ Дж/с,} \quad (13)$$

де ω – кутова швидкість обертання диска, с⁻¹; M_{T} – гальмівний момент, який розвивається парою тертя гальма, Н·м; f – динамічний коефіцієнт тертя; ζ_i – коефіцієнт, який враховує вплив примусового повітряного, рідинного та парорідинного охолодження гальмівного диска на теплову складову потужності

тертя. Останній виводився експериментально-розрахунковим шляхом за залежністю вигляду:

$$\zeta_i = \frac{K_i}{\ln(t_o - t_e)}, \quad (14)$$

де t_o , t_e – температура повітря, відповідно, на вході та виході із системи вентиляційних каналів дисково-колодкового гальма; K_i – коефіцієнти для видів теплоносіїв: повітря – $K_1 = 0,8 - 1,2$; рідини – $K_2 = 1,8 - 2,2$; парорідинної суміші – $K_3 = 2,8 - 3,2$; t_p , $t_{пр}$ – температура рідини і парорідини системи охолодження гальма.

Потужність хімічних перетворень, що відбуваються в поверхневих шарах вузла тертя гальма, дорівнює

$$W_{хим} = \frac{(Q_2 - Q_1) V_{кобз}}{l_T} \cdot f, \text{ Дж/с} \quad (15)$$

де Q_2 , Q_1 – кількість теплоти, яка акумулюється в поверхневих шарах трибоспряження в кінці та на початку гальмування, Дж; l_T – шлях пройдений мікроставунами в процесі гальмування, м.

Таким чином, сумарна складова потужності тертя фрикційного вузла гальма дорівнює

$$\sum W = W_{мех} + W_{менл} + W_{ел} + W_{хим}. \quad (16)$$

За знайденою величиною енергетичного балансу фрикційного вузла гальма визначають об'ємну інтенсивність зношування робочої поверхні накладки за формулою

$$u_v = I_w^{-1} \cdot \sum W = i_h \cdot \frac{\sum W}{f \cdot HB}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (17)$$

де I_w – енергетична інтенсивність зношування, Дж/м³; $\sum W$ – сумарна складова енергетичного балансу, Дж/с; i_h – питома лінійна інтенсивність зношування, м/м; HB – твердість матеріалу диска, МПа.

Потім за величиною об'ємної інтенсивності зношування робочої поверхні накладки визначають її фактичний ресурс за наступною формулою

$$t_r = \frac{L_n \cdot H_n \cdot 2/3\delta_n}{u_v}, \text{ с} \quad (18)$$

де H_n і $2/3\delta_n$ – ширина і допустима товщина зношування накладки, м.

Потім залежно від прогнозованої довговічності фрикційної накладки пари тертя гальмівного пристрою задають величину необхідного збільшення її ресурсу $n(t_r)$.

Визначення раціональних значень площі, довжини фрикційної накладки та наведеного радіусу мікроставу підсвідомо здійснюють за емпіричними формулами, отриманими під час експериментальних досліджень дискових гальмівних пристроїв.

Робочу площу накладки, яка забезпечує прогнозований ресурс, знаходимо за формулою

$$S_n = \frac{n(t_r) \cdot t_r \cdot I_w^{-1} \cdot \left(10^{-3} \frac{V_{кобз}}{2 \cdot \pi} \cdot f \cdot N \cdot \zeta_i + K_e \cdot I \cdot U + 0,6 \cdot \frac{r_m \cdot V_{кобз}}{L_n} \cdot N \right)}{2/3 \cdot \delta_n}. \quad (19)$$

Зведений радіус мікроступів поверхонь гальмівного диска, що забезпечують прогнозований ресурс накладки, визначаємо за залежністю вигляду

$$r_m = \frac{\left(\frac{2/3 \cdot \delta_n \cdot S_n}{n(t_r) \cdot t_r \cdot I_W^{-1}} - 10^{-3} \frac{V_{\text{ковз}} \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi} \cdot \zeta - k_g \cdot I \cdot U \right) \cdot L_n}{0,6 \cdot V_{\text{ковз}} \cdot N} \quad (20)$$

Довжину накладки, що забезпечує її прогнозований ресурс, визначаємо за залежністю вигляду

$$L_n = \frac{0,6 \cdot r_m \cdot V_{\text{ковз}} \cdot N}{\left(\frac{2/3 \cdot \delta_n \cdot S_n}{n(t_r) \cdot t_r \cdot I_W^{-1}} - 10^{-3} \frac{V_{\text{ковз}} \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi} \cdot \zeta - k_g \cdot I \cdot U \right)}, \quad (21)$$

де t_r – фактичний ресурс накладки при її зношуванні до допустимої товщини, с.

На рис. 3 показано залежність фактичного ресурсу фрикційної накладки (t_r) дисково-колодкового гальма з модернізованим самовентильованим гальмівним диском від динамічного коефіцієнта тертя (f) і притискного нормального зусилля (N) при різних швидкостях ковзання: а – $V_{\text{ковз}} = 14,0$ м/с; б – $V_{\text{ковз}} = 16,0$ м/с; в – $V_{\text{ковз}} = 18,0$ м/с.

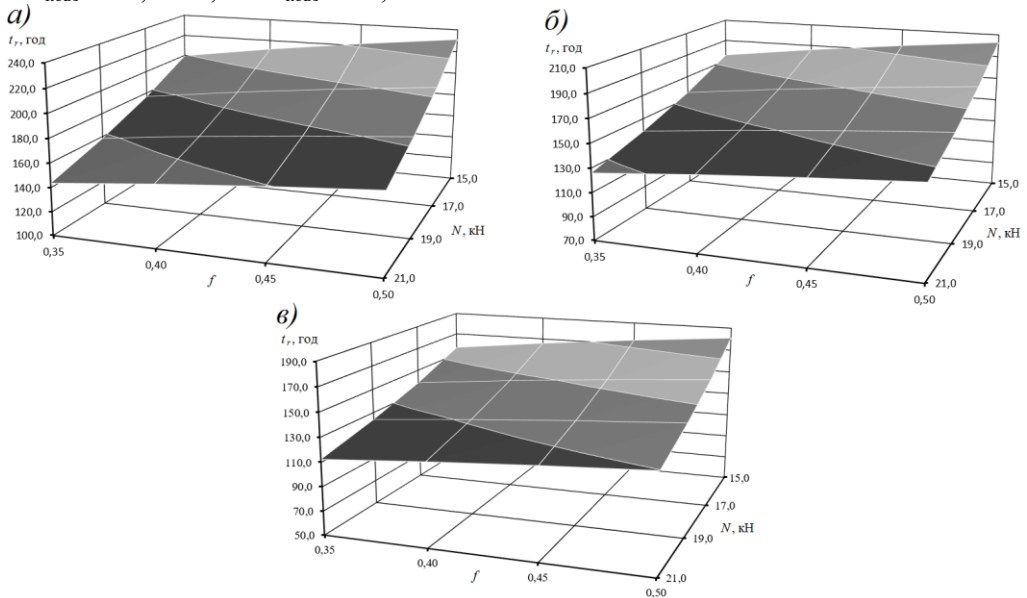


Рис. 3. Залежність фактичного ресурсу фрикційної накладки (t_r) дисково-колодкового гальма з модернізованим самовентильованим гальмівним диском від динамічного коефіцієнта тертя (f) і притискного нормального зусилля (N) при різних швидкостях ковзання: а – $V_{\text{ковз}} = 14,0$ м/с; б – $V_{\text{ковз}} = 16,0$ м/с; в – $V_{\text{ковз}} = 18,0$ м/с

Наведемо приклад для фрикційного вузла дисково-колодкового гальма за наступних вихідних даних:

- зведений радіус мікроступів поверхні гальмівного диска – 1,0 мкм;
- швидкість ковзання – 16,0 м/с;
- нормально напрямлене притискне навантаження – 15,0 кН;
- динамічний коефіцієнт тертя – 0,40;
- площа фрикційної накладки – 0,005м²;

- геометричні параметри фрикційної накладки: довжина – 0,1 м; ширина – 0,05 м; товщина – 0,02 м;
- питома лінійна інтенсивність зношування – 10^{-9} ;
- жорсткість матеріалу диска – 400,0 МПа.

За заданими значеннями було визначено такі фактичні характеристики фрикційного вузла гальма:

- складові потужності тертя: механічна – 6,31 Дж/с; електрична – 0,45 Дж/с; теплова – 9 Дж/с; хімічна – 3,8 Дж/с;
- об'ємна інтенсивність зношування фрикційної накладки – $9,969 \cdot 10^{-11} \text{ м}^3/\text{с}$;
- фактичний ресурс – 185,8 год;

Для збільшення в 1,25 рази ресурсу фрикційної накладки необхідно дотримуватися регламентованих величин коефіцієнтів взаємного перекриття пар тертя, але при цьому є можливим

- у 1,25 рази збільшити площу фрикційної накладки за збереження незмінним відношення її довжини до ширини. При цьому вона становитиме $0,00625 \text{ м}^2$;
- у 2,02 рази збільшити довжину фрикційної накладки за рахунок зменшення її ширини при збереженні площі на колишньому рівні. Нові геометричні параметри становитимуть: довжина 0,202 м, ширина 0,025 м;
- у 0,495 рази зменшити наведений радіус мікрорівня поверхонь гальмівного диска за рахунок підвищення чистоти обробки бічних поверхонь.

Висновки. Таким чином, запропонований метод визначення параметрів фрикційного вузла гальма дозволяє розраховувати за його сумарною (механічною, тепловою, електричною та хімічною) потужністю тертя та об'ємною інтенсивністю зношування робочої поверхні накладки та регламентований її ресурс, а потім шляхом зміни конструктивних параметрів пари тертя (зведеного радіусу мікрорівня пояса тертя диска, довжини і площі накладки) досягати збільшення ресурсу накладки з урахуванням впливу елементів охолодження самовентильованого диска на його енергостан.

Список литературы

1. Томский К. О. Повышение эффективности работы и износостойкости тормозных устройств путем применения биметаллических материалов: Автореф. дис. ... кандидата техн. наук / К. О. Томский. - М.: ФГБОУ ВПО «Российский государственный университет нефти и газа имени И.М. Губкина», 2013. - 24 с.
2. Крагельский И. В. Трение и износ / И. В. Крагельский. - М.: Машиностроение, 1986. - 430 с.
3. Намазов Б.Ф. Разработка метода расчета барабанных колодочных тормозов автомобилей: Авторефер. дис. ... канд. техн. наук / Б. Ф. Намазов. - Баку: Азербайджанский технический университет, 1998. - 18 с.
4. Износ машин и оборудования / Машины и оборудование [Электронный ресурс] – Режим доступа: URL: <http://www.mgm-machines.ru/metody-opredeleniya-iznosa.html>. – Заглавие с экрана.
5. Деревянко В.А. Тормозные системы легкового автомобиля / Пер. с польского В. Мицкевич. - М.: Петит, 2001. - 248 с.
6. Balu, P. J. Compositions, functions and testing of friction brake materials and their additives / P. J. Balu. - Reports ORNL/TM - 2001/64, 2001/ - 38 p.
7. Balu, P. J. Research on non-traditional materials for friction surfaces in "heavy vehicle disc brakes. / P. J. Balu. - Reports ORNL/TM - 2004/65, 2004/ - 42 p.

8. Jang G. H. Tribological properties of C/C - SiC composites for brake discs / G. H. Jang, K. H. Cho, S. B. c Park [et al.] // Metals and materials international. – Vol. 16, №1. – P. 61–66.
9. Kerme, M. Development and use of an apparatus for tribological evaluation of ceramic-based brake materials / M. Kerme, M. Kalin, J. Vizintin // Wear. – 2005. Vol.259. – P. 1079 – 1087.
10. Krenkel, W. C / C - SiC composites for hot structures and advanced friction system / W. Krenkel // Ceramic engineering and science proceeding/ - 2003/ -24 (4)-P. 583-592.
11. Дискowe и дискowo-колodочные тормоза в машиностроении / А. Х. Джанахмедов, Д. А. Вольченко, Д. Ю. Журавлев [и др.] / Том 2. Баку: Апострофф-А, 2021. – 392 с.

Стаття надійшла до редакції 6.12.2021.

Вольченко Дмитро Олександрович – докт. техн. наук, професор кафедри видобування нафти і газу Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76019, тел.: +38 0342 72 71 41, моб. 050-373-82-42, E-mail: divo99@ukr.net.

Кіндрачук Мирослав Васильович – докт. техн. наук, професор, професор кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів, Національний авіаційний університет, пр. Любомира Гузара, 1, м. Київ, Україна, 03058, E-mail: nau12@ukr.net.

Скрипник Василь Степанович – докт. техн. наук, доцент, кафедри автомобільного транспорту Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019, Україна, тел.: +38 067 369 66 50, E-mail: skripnik-vs07@ukr.net.

Журавльов Дмитро Юрійович – канд. техн. наук, доцент кафедри технічної механіки, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76019, тел.: +38 0342 72 71 47, E-mail: dmytro.2103@ukr.net.

Присяжний Андрій Володимирович – майор, викладач кафедри військової підготовки Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76019, E-mail: pav041284@ukr.net.

Болонний Василь Тарасович - канд. техн. наук, доцент, заступник директора з навчальної роботи Дрогобицького фахового нафтового і газового коледжу, вул. Грушевського, 57, м. Дрогобич, Львівська обл., 82100, Україна, +38 0324438969, E-mail: vtb281972@ukr.net.

*D. O. VOLCHENKO, M. V. KINDRACHUK, V. S. SKRYPNYKI, D. Yu. ZHURAVLEV,
A. V. PRYSYAZHNY, V. T. BOLONNY*

MODERN METHODS OF EVALUATION OF WARNING INTENSITY OF FRICTION BRAKE PADS OF VEHICLES

The main factors that determine the efficiency and durability of the friction pair of drum and disc brake pads of vehicles are the friction force arising between the disc (drum) and the friction pads of the pads. Intense frictional heating reduces the strength properties of the surface layers of metal friction elements and polymer linings, changes the dynamic coefficient of friction, intensifies the wear process of the contacting elements. At the same time, the intensity of wear of brake friction pairs largely depends on the specific loads and surface-volume temperatures in the contact zone, the sliding speed, the design parameters of the friction unit. To establish the regularities of the distribution of the probability density of the operating parameters of the brakes, we first considered the approximate composition of the friction materials used for the manufacture of pads. On the basis of calculation and experimental data, histograms of average values were constructed: dynamic friction coefficient f depending on specific loads p and sliding speed V for friction pairs: "ceramic matrix composites - metal ceramics"; "Gray cast iron - cermets". The resource of friction linings of friction pairs of improved disc-pad brakes of vehicles is estimated. The friction power of the brake friction unit and its components are used: mechanical, electrical, thermal and chemical. Based on the energy of the balance of the friction unit of the brake, the volumetric intensity of wear of the working surface of the friction lining is determined. With such a rank of proposition, the method of determining the parameters of the frictional institution of galma allows for the development of the energy (mechanical, thermal, electrical and chemical) effort of rubbing and the amount of intensiveness of the process of regulating the surface of the work micro-belts of the disc rubbing, adjusting and lining area) to increase the resource of the lining by pouring the cooling elements of the self-ventilated disc onto the power supply unit.

Key words: brake: disk, drum, wear intensity, friction work, friction lining, friction power.

References

1. Tomskiy K. O. Povysheniye effektivnosti raboty i iznosostoykosti tormoznykh ustroystv putem primeneniya bimetallicheskiykh materialov: Avtoref. dis. ... kandidata tekhn. nauk / K. O. Tomskiy. - M.: FGBOU VPO «Rossiyskiy gosudarstvennyy universitet nefti i gaza imeni I.M. Gubkina», 2013. - 24 s.
2. Kragel'skiy I. V. Treniye i iznos / I. V. Kragel'skiy. - M.: Mashinostroyeniye, 1986. - 430 s.
3. Namazov B. F. Razrabotka metoda rascheta barabannykh kolodochnykh tormozov avtomobiley: Avtorefer. dis. ... kand. tekhn. nauk / B. F. Namazov. - Baku: Azerbaydzhanskiy tekhnicheskii universitet, 1998. - 18 s.
4. Iznos mashin i oborudovaniya / Mashiny i oborudovaniye [Elektronnyy resurs] - Rezhim dostupa: URL: <http://www.mgm-machines.ru/metody-opredeIeniya-iznosa.html>. - Zaglaviye s ekrana.
5. Derevyanko V. A. Tormoznyye sistemy legkovogo avtomobilya / Per. s pol'skogo V. Mitskevich. - M.: Petit, 2001. - 248 s.
6. Balu, P. J. Compositions, functions and testing of friction brake materials and their additives / P. J. Balu. - Reports ORNL/TM - 2001/64, 2001/ - 38 p.
7. Balu, P. J. Research on non-traditional materials for friction surfaces in "heavy vehicle disc brakes. / P. J. Balu. - Reports ORNL/TM - 2004/65, 2004/ - 42 p.
8. Jang G. H. Tribological properties of C/C - SiC composites for brake discs / G. H. Jang, K. H. Cho, S. V. s Park [et al.] // Metals and materials international. -Vol. 16, №1.-P.61-66.
9. Kerme, M. Development and use of an apparatus for tribological evaluation of ceramic-based brake materials / M. Kerme, M. Kalin, J. Vizintin // Wear. - 2005. Vol.259. - P. 1079 - 1087.
10. Krenkel, W. S./ S - SiC composites for hot structures and advanced friction system / W. Krenkel // Ceramic engineering and science proceeding/ - 2003/ -24 (4)-P. 583-592.
11. Diskovyye i diskovo-kolodochnyye tormoza v mashinostroyenii / A. Kh. Dzhanakmedov, D. A. Vol'chenko, D. Yu. Zhuravlev [i dr.] / Tom 2. Baku: Appostroff-A, 2021. -392 s.