

УДК 629.3 – 082(075.35)

DOI: 10.18372/0370-2197.4(101).18067

М. В. КИНДРАЧУК¹, Д. О. ВОЛЬЧЕНКО², В. С. СКРИПНИК³,
Д. Ю. ЖУРАВЛЬОВ², І. А. ГУМЕНЮК¹, В. М. ЛУНІН⁴, В. В. ХАРЧЕНКО¹

¹Національний авіаційний університет, м. Київ, Україна

²Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Україна

³Надвірнянський фаховий коледж Національного транспортного університету, Україна

⁴Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна

ОЦІНКА РЕСУРСУ ПАР ТЕРТЯ ДИСКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Теоретичні та експериментальні дослідження енергонавантаженості дисково-колодкового гальма транспортного засобу дозволило запропонувати метод визначення складових генерованих електричних струмів у металополімерних парах тертя, що базується на експериментально-розрахункових даних, який реалізується в п'ять етапів, на кожному з яких визначали сумарні електричні струми: термічний; струм, який виникає за рахунок тертя ковзання та контактної взаємодіючих макроділянок поверхонь; струм, що виникає за рахунок тертя ковзання, утвореного рухом заряджених частинок масопереносу; струм, обумовлений сорбційно-десорбційними процесами в приповерхневих шарах накладки, які знаходяться при температурі вище за допустиму для її матеріалів, а також їх напрямом. Визначити загальне зношування за цикл гальмування бігової доріжки тертя диска як суму втрат через її окислення (корозію) із залученням механічного зношування. Визначено за допомогою отриманих залежностей складові (механічна, електрична, тепла) потужності тертя та їх розрахункові величини. За знайденою величиною енергетичного балансу фрикційного вузла гальма визначали об'ємну інтенсивність зношування робочої поверхні накладки за отриманої залежності з переходом на залежність фактичного ресурсу з урахуванням ширини і допустимої товщини зносу накладки. Прогнозований ресурс накладки досягнуто за рахунок її робочої площі та довжини, а також наведеного радіусу мікроступнів бігової доріжки тертя диска. Даний метод дозволив збільшити ресурс фрикційної накладки в 1,25 рази за різних експлуатаційних параметрів дисково-колодкового гальма транспортного засобу.

Ключові слова: дисково-колодке гальмо, пара тертя, знос і зношування, складові потужності тертя.

Вступ. Енергонавантаженість пар тертя гальмівних пристроїв при їх фрикційній взаємодії значною мірою впливають на процеси, явища та ефекти, які мають місце при термоелектричному контакті. Отже, теплові стани поверхонь пар тертя істотно впливають на механіку їх контактної взаємодії. Це виражається у вигляді термопружних переміщень точок поверхонь контактуючих елементів, що призводить до зміни областей взаємодії та перерозподілу імпульсних питомих контактних навантажень та поверхонь тертя тощо. Вид та інтенсивність зношування елементів тертя значною мірою визначаються складовими (механічної, електричної, теплової, хімічної та корозійної) потужності тертя. Враховуючи вищевикладене, слід вважати дослідження, спрямовані на подальше поліпшення знософрикційних характеристик пар тертя дисково-колодкових гальм.

Аналіз літературних джерел. Стан проблеми. У роботі [1] щодо динамічного коефіцієнта пар тертя гальма не розглядався принцип суперпозиції по відношенню до процесів, явищ і ефектів у приконтатній зоні фрикційної взаємодії.

Аналіз відсоткового співвідношення запиленості транспортного потоку та його складова частина від фрикційних накладок відображено в роботах [2, 3]. Дослідження показали, що об'єм та інтенсивність утворення частинок зносу фрикційних накладок залежить від складу, конструкції пар тертя та режимів руху транспортних засобів. За даними досліджень [4], зношування фрикційних накладок є причиною приблизно 20% викидів речовин, що забруднюють атмосферу в дорожньому трафіку, але дослідження впливу різних факторів на зношування не проводилися.

В умовах підвищення швидкостей руху та імпульсних питомих навантажень барабанні гальма вичерпують свої можливості внаслідок недостатньої енергоємності. Також на зменшення ефективності роботи гальмівних пристроїв впливає схильність до втрати ефективності при нагріванні і нестабільності гальмівного моменту внаслідок збільшення потужності тертя [5, 6]. При цьому докладнішого дослідження не проводилося.

У роботі [7] для стабілізації термомеханічних властивостей накладок дискового гальма з матеріалів ТІР-202 та ТІР-240 їхня робоча поверхня була піддана короткочасній високотемпературній обробці. Дана технологічна операція дозволяє стабілізувати показник гальмівної ефективності без попереднього опрацювання накладок, а також призводить до додаткової термостабілізації матеріалу при роботі в зоні високих температур. Крім того, цей метод дозволяє знизити хімічну дію переважаючих компонентів над іншими поверхневими шарами полімерних накладок [8, 9].

Численний склад фрикційних матеріалів призначений для забезпечення жорстких та суперечливих вимог безпеки та ефективності пар тертя гальм. Пріоритетним повинен стати той склад матеріалів для пари тертя, який дозволить знизити об'єм продуктів зносу шляхом суворого дотримання співвідношення максимального мінімального зносу різних шифрів матеріалів в інтервалі поверхнево-об'ємних температур 100-450°C [10].

Проведений аналіз джерел показав, що при визначенні зносо-фрикційних властивостей пар тертя дисково-колодкових гальм з урахуванням сумарних електричних струмів і складових (механічних, електричних, теплових, хімічних і корозійних) потужності тертя.

Мета роботи - оцінити знос пар тертя з урахуванням складових потужності тертя в дисково-колодковому гальмі транспортного засобу.

Електродинаміка контактної взаємодії у трибоспряженні. Першопричиною корозії фрикційного металевого елемента є термодинамічна нестійкість металів у різних середовищах за зовнішніх умов. Термодинаміка дає вичерпні відомості про можливість або неможливість мимовільного перебігу корозійного процесу за певних умов.

У роботі [7] запропоновано метод визначення складових генерованих електричних струмів у металополімерних парах тертя який базується на експериментально-розрахункових даних, що реалізується в п'ять етапів на кожному з яких визначали:

- сумарний термічний струм (I_T);

- сумарний струм, який виникає за рахунок тертя ковзання та контакту взаємодіючих макроділянок поверхонь ($I_{\text{КОВЗ}}$);
- складову сумарного струму, що виникає за рахунок тертя ковзання ($I_{\text{ТК}}$);
- складову сумарного струму, утвореного рухом заряджених частинок масопереносу ($I_{\text{М}}$);
- сумарний струм, зумовлений сорбційно-десорбційними процесами в приповерхневих шарах накладки, які знаходяться при температурі вище допустимої для її матеріалів ($I_{\text{Д}}$).

Складові перерахованих вище струмів в залежності від напрямку обертання металевго фрикційного елемента представлені у вигляді векторної діаграми на рис. 1а.

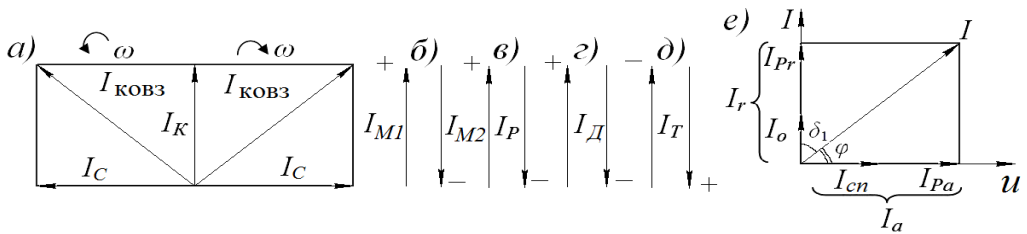


Рис. 1 а, б, в, г, д, е - Векторна діаграма електричних струмів (а) та їх напрямків (б, в, г, д) та результуючих струмів (е)

Метод визначення напрямів складових електричних струмів, що генеруються, в парах тертя "полімер-метал", що спирається на залежності виходу електронів та іонів, відповідно, з металевго і полімерного фрикційного елемента полягає в наступному. У кінцевому підсумку, експериментально реєстрований сумарний струм ($I_{\text{С}}$) електризації з урахуванням напрямків складових струмів має вигляд при

$$W_{\text{М}} > W_{\text{П}} - I_{\text{С}} = I_{\text{КОВЗ}} + I_{\text{М}} + I_{\text{Р}} - I_{\text{Т}}; \quad W_{\text{П}} > W_{\text{М}} - I_{\text{С}} = I_{\text{КОВЗ}} - I_{\text{М}} - I_{\text{Р}} + I_{\text{Т}}. \quad (1)$$

Розглянемо тепер акт взаємодії пари тертя «метал-полімер» у присутності електропровідної рідини, що утворилася у зв'язку з вигоранням сполучних компонентів поверхневих шарів полімерної накладки. Участь електролізу як щільного капілярного прошарку призводить до утворення стрибків потенціалу на границях «метал – розчин» (рис. 2). Як правило, величини $\varphi_{\text{Ш}}$ та $\varphi_{\text{П}}$ такі, що їх алгебраїчна сума не дорівнює протилежній контактній різниці потенціалів $\varphi_{\text{П}}$. Інакше кажучи, маємо короткозамкнутий гальванічний мікроелемент, що створює потенційну можливість для протікання на його електродах окислювально-відновних реакцій. Електрорушійна сила елемента

$$\xi_{\text{г}} = \varphi_{\text{Ш}} - \varphi_{\text{П}} - \varphi_{\text{П}}. \quad (2)$$

При відносному ковзанні металевої поверхні поряд з гальваноЕРС буде діяти і термоелектрорушійна сила (рис. 2), що, мабуть, впливає на швидкість електродних реакцій, міжфазовий (поверхневий) натяг та ін.

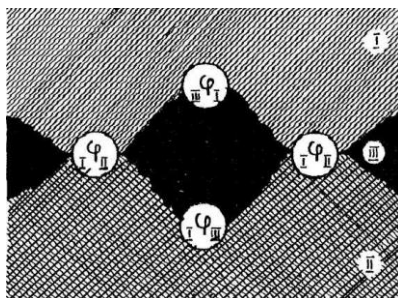


Рис. 2 - Електроліт як щільний капілярний прошарок на границі «метал - полімер»

С. Н. Постніков свого часу підкреслював, що у схемі на рис. 3 не показані електричні ємності, які мають поверхні розділу між плямами контактів трибоспряження та розчином електроліту (електричні подвійні шари), їх опору витоку, ємність між двома електродами. Усе це було враховано І.М. Мельниченко при розробці уточненої еквівалентної схеми фрикційного контакту стосовно випадку тертя в умовах вибіркового зносу та масопереносу.

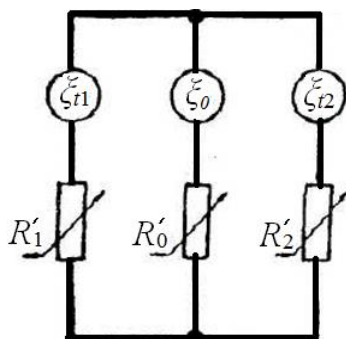


Рис. 3 - Електричні подвійні шари у трибоспряженні з електролітом

При однаковій електрохімічній поведінці металу по всій поверхні та наявності контактуючих острівців ЕРС гальваноеlementу

$$\xi_g = \xi^0 + \frac{RT}{F} \ln \frac{a_2^{1/n_2}}{a_1^{1/n_1}}. \quad (3)$$

де R – один із опорів ланцюга; T – поверхнево-об'ємна температура; F – стала Фарадея; a_1, a_2 – експериментальні коефіцієнти; n_1, n_2 - показники степені.

Усереднена величина ξ_g визначається як різниця електродних потенціалів з урахуванням неоднорідності їх процесів на суміжних ділянках поверхонь. Про значення цієї величини можна судити з довідкової літератури.

На формування електричних схем трибосистем істотно впливають матеріали фрикційної пари, а саме: хімічні елементи, що входять до складу матеріалів, їх валентність, переважаючий тип власної провідності (табл. 1), а також знак заряду електрики елементів пари тертя, який визначає закономірності трибоелектрики елементів пари тертя.

У разі одночасної дії гальваноЕРС ξ_g і термоЕРС ξ , коли поява термоелемента означає перехід гальваноеlementу в режим короткого замикання відповідає еквівалентна схема трифазної трибосистеми у вигляді рис. 4.

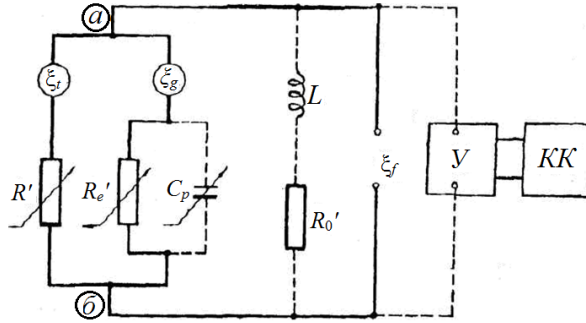


Рис. 4 - Трифазна трибосистема для дослідження стану тонких плівок на контактних ділянках мікровиступів

Таблиця 1

Характеристики сплавів

Хімічні елементи, що містяться в металі	Валентність	Переважаючий тип власної провідності
C	2, 4	діелектрик
Al	3	<i>n</i>
St	4	напівпровідник
		<i>n</i>
Ti	2, 3, 4	<i>n</i>
V	5	<i>p</i>
Cr	3, 6	<i>n</i>
Mn	2, 3, 4, 6, 7	<i>n</i>
Fe	2, 3	<i>n</i>
Nt	2	<i>n</i>
Cu	1, 2	<i>p</i>
Mo	6	<i>p</i>
W	6	<i>p</i>

Ємність C_p відображає здатність плям контактів мікровиступів у зв'язку із збільшенням їх площ поверхонь для накопичення електричних зарядів, коли в порожнині фрикційного конденсатора є третя фаза. Електрорушійна сила ξ_f (різниця потенціалів $\varphi_a - \varphi_b$ при $R_0' \rightarrow \infty$) є своєрідним інтегральним параметром, що характеризує ті умови, в яких протікає процес електротермомеханічного тертя. Її реєстрація за допомогою безінерційної апаратури (U – підсилювач, KK – комп'ютерний комплекс) дозволяє, зокрема, отримати інформацію про стан тонких плівок на контактних ділянках мікровиступів.

Таблиця 2

Деякі закономірності трибоеклектрики

Фрикційна пара	Знак заряду	
	+	-
Два хімічно однакові тіла	густина тіла:	
	більша	менша

Діелектрик - дрібні частинки (пил) з цього ж діелектрика	діелектрик	дрібні частинки
Діелектрик-діелектрик	Діелектрик з діелектричною проникністю:	
	більшою	меншою
	Діелектрик із твердістю:	
	більшою	меншою
Метал-метал	метал із твердістю:	
	меншою	більшою
Метал-діелектрик	діелектрик	метал

Крім згаданих джерел ЕРС, особлива роль при терті належить своєрідному уніполярному генератору (контур індуктивності L з опором R_0), який перетворюється на трибоспряження, якщо один з її елементів опиниться в намагніченому стані (металевий фрикційний елемент). Причиною природного намагнічування тіл можуть бути: магнітні поля навколишніх феромагнетиків, що з'явилися через насиченість деталей та вузлів електрообладнанням; поля, пов'язані із замкнутими термоелектричними контурами; пружномагнітний ефект, гіромагнітний ефект (при дуже швидкому обертанні); магнітне поле Землі тощо.

Відмітною ознакою ЕРС електромагнітної індукції ζ_f , в даному випадку порівняно з ζ_r , ζ_a і ζ_g є, по-перше, те, що сам факт її існування не залежить від наявності безпосереднього контакту тіл або присутності рідкої фази, і, по-друге, то, що наводиться вона в масі одного з третьових тіл, що рухається по відношенню до намагніченого контртіла - джерела неоднорідного поля. Тому у схемі на рис. 5 джерело ζ_f не можна підключати паралельно джерелам ζ_i і ζ_g , тоді як із джерелом ζ_a , наприклад, так чинити можна.

Якщо в узагальненій принциповій електричній схемі трифазної трибосистеми $R_e'=0$ и $R_0'=0$ вона буде однофазною, що відповідає роботі полімерної нак-ладки в діапазоні поверхневих температур нижче допустимої для її фрикційних матеріалів.

Весь матеріальний ефект електрохімічної корозії металевого фрикційного елемента є результатом катодного процесу, інтенсивність якого визначається величиною, яка протікає між анодними і катодними ділянками корозії металу корозійного струму I , тобто

$$\Delta m = kI, \quad (4)$$

де Δm - втрата маси металу; $k = \frac{A\tau}{nF}$ - коефіцієнт пропорційності; A – атомна маса металу; τ – час корозії; n - валентність металу в даному корозійному процесі; F – стала Фарадея.

Швидкість електрохімічної корозії металів можна виразити через густину корозійного струму або струмовий показник швидкості корозії:

$$i = \frac{I}{S_a}, \quad (5)$$

де S_a - поверхня металу, що корродує (поверхня анодних ділянок).

При рівномірній корозії $S_a = S_{Me}$, де S_{Me} – загальна поверхня металу, що корродує.

У залежності (4) та (5) не увійшов час (τ) корозійного процесу, тому необхідно оперувати ще його темпом

$$T_M = \frac{\Delta m}{\tau}. \quad (6)$$

Отже, розрахунок швидкості електрохімічної корозії металів зводиться до розрахунку корозійного струму I .

Оцінка ресурсу пар тертя удосконалених дисково-колодкових гальм транспортних засобів. Інтенсивність зносу 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, теплова та хімічна компоненти. На підставі розрахунково-експериментальних даних визначають механічну складову потужності вузла тертя при заданих експлуатаційних параметрах фрикційної накладки:

$$W_{\text{мех}} = 2,63 \frac{r_{\text{max}} V_{\text{ковз}} N}{L_n}, \text{ Дж/с}. \quad (7)$$

де r_{max} - максимальний радіус мікровиступу на поясі тертя диска, м; $V_{\text{ковз}}$ - швидкість ковзання, м/с; N - нормальне зусилля, Н; L_n - довжина фрикційної накладки, мм.

Загальний знос або втрата металу за цикл гальмування являє собою суму втрат через окислення (корозію) та механічне зношування:

$$I_{\text{заг}} = I_{\text{корр}} + I_{\text{мех}} = I_{\text{корр}} + k_2 l N, \quad (8)$$

де k_2 - константа; l - довжина шляху бігової доріжки диска.

Для визначення втрат маси в результаті фреттинг-корозії Г. Г. Уліг запропонував такий вираз:

$$I_{\text{заг}} = (k_0 N^{1/2} - k_1 N) \frac{n}{f_1} + k_2 l_1 n N, \quad (9)$$

де n - число циклів тертя, f_1 , l_1 - частоти коливань мікровиступів та його зміщення; k_0 , k_1 , k_2 - константи.

Перші два члени правої частини рівняння (12) представляють хімічну складову фреттинг-корозії. Ця величина зменшується з підвищенням частоти f_1 , тому що при цьому скорочується час протікання хімічної реакції (або адсорбції) за один цикл. Останній член рівняння представляє механічний фактор, який не залежить від частоти, але пропорційний зміщенню та навантаженню.

Слід зазначити, що розрахункові залежності визначення зносу за умов фреттинг-корозії мають дуже наближений, оціночний характер.

Електрична складову потужності тертя фрикційного вузла тертя гальма дорівнює

$$W_{\text{ел}} = K_e \cdot I \cdot U, \text{ Дж/с}. \quad (10)$$

де K_e - коефіцієнт нерівномірності генерування струму; U - напруга, В.

Сила струму I визначається залежністю вигляду

$$I = \sqrt{\frac{t_n \cdot \alpha_T \cdot (dt/dl) \cdot V_{мб} \cdot \tau}{R_k \cdot \rho \cdot N}} \quad (11)$$

де t_n – поверхнева температура, °C; α_T – коефіцієнт тепловіддачі, Дж/(с·м²·°C); dt/dl – поверхневий температурний градієнт, °C/мм; τ – час гальмування, с; R_k – термічний опір контакту, °C/Вт; ρ – питомий електричний опір (Ом·мм²)/м.

Теплова складова потужності тертя фрикційного вузла гальма дорівнює

$$W_{менл} = 0,68 \cdot 10^{-3} \omega \cdot M_{Г} \cdot \zeta_i = 10^{-3} \frac{V_{ковз} \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi} \cdot \zeta_i, \text{ Дж/с.} \quad (12)$$

де ω – кутова швидкість обертання диска, с⁻¹; $M_{Г}$ – гальмівний момент, що розвивається парою тертя гальма, Н·м; f – динамічний коефіцієнт тертя; ζ_i – коефіцієнт, що враховує вплив примусового повітряного, рідинного та парорідинного охолодження гальмівного диска на теплову складову потужності тертя. Останній виводився експериментально-розрахунковим шляхом за залежністю вигляду:

$$\zeta_i = \frac{K_i}{\ln(t_o - t_e)}, \quad (13)$$

де t_o , t_e – температура, 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 та парорідини системи охолодження гальма.

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

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

$$W_{xim} = \frac{(Q_2 - Q_1) V_{ковз}}{l_{Г}} \cdot f, \text{ Дж/с} \quad (14)$$

де Q_2 , Q_1 – кількість теплоти, що акумулюється в поверхневих шарах трибоспряження в кінці та на початку гальмування; $l_{Г}$ – шлях пройдений мікроступами у процесі гальмування.

Таким чином, сумарна складова потужність тертя фрикційного вузла гальма дорівнює

$$\sum W = W_{мех} + W_{менл} + W_{ел} + W_{xim}, \text{ Дж/с,} \quad (15)$$

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

$$u_v = I_w^{-1} \cdot \sum W = i_h \cdot \frac{\sum W}{f \cdot HB}, \text{ м}^3/\text{с.} \quad (16)$$

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

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

$$t_r = \frac{L_n \cdot H_n \cdot 2/3\delta_n}{u_v}, \text{ с.} \quad (17)$$

де H_n і $2/3\delta_n$ – ширина та допустима товщина зносу накладки, мм.

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

Визначення раціональних значень площі, довжини фрикційної накладки і зведеного радіусу мікроставів металевих фрикційних елементів здійснюють за емпіричними формулами, отриманими в ході експериментальних досліджень гальмівних пристроїв.

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

$$S_H = \frac{n(t_r) \cdot t_r \cdot I_W^{-1} \cdot \left(10^{-3} \frac{V_{ковз} \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi} \cdot \zeta_1 + K_g \cdot I \cdot U + 0,6 \cdot \frac{r_m \cdot V_{ковз} \cdot N}{L_n} \right)}{2/3 \cdot \delta_n}. \quad (18)$$

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

$$r_m = \frac{\left(\frac{2/3 \cdot \delta_n \cdot S_H}{n(t_r) \cdot t_r \cdot I_W^{-1}} - 10^{-3} \frac{V_{ковз} \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi} \cdot \zeta - k_g \cdot I \cdot U \right) \cdot L_n}{0,6 \cdot V_{ковз} \cdot N}. \quad (19)$$

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

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

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

На підставі наведеної вище методики в табл. 3 і 4 наведено значення поліпшених конструктивних параметрів і значення величин, що вказують, у скільки разів збільшуються і зменшуються конструктивні параметри пари тертя дисково-колодкового гальма з удосконаленим гальмівним самовентильованим диском для збільшення ресурсу фрикційної накладки в 1,25 рази при різних експлуатаційних параметрах.

Таблиця 3

Значення поліпшених конструктивних параметрів пари тертя дисково-колодкового гальма з удосконаленим самовентильованим гальмівним диском, для збільшення ресурсу фрикційної накладки в 1,25 рази при різних експлуатаційних параметрах

f	N , кН	$V_{ковз} = 14,0$ м/с			$V_{ковз} = 16,0$ м/с			$V_{ковз} = 18,0$ м/с		
		S_H , м ²	r , мкм	L_n , м	S_H , м ²	r , мкм	L_n , м	S_H , м ²	r , мкм	L_n , м
0,35	15,0	0,00625	0,529	0,189	0,00625	0,531	0,188	0,00625	0,533	0,188
	17,0		0,493	0,203		0,495	0,202		0,534	0,187
	19,0		0,456	0,219		0,458	0,218		0,535	0,187

	21,0		0,419	0,238		0,421	0,237		0,536	0,187
0,40	15,0		0,531	0,188		0,533	0,188		0,496	0,202
	17,0		0,494	0,202		0,496	0,202		0,497	0,201
	19,0		0,458	0,219		0,459	0,218		0,498	0,201
	21,0		0,421	0,238		0,423	0,236		0,499	0,200
0,45	15,0		0,532	0,188		0,533	0,187		0,459	0,218
	17,0		0,495	0,202		0,497	0,201		0,461	0,217
	19,0		0,459	0,218		0,460	0,217		0,462	0,217
	21,0		0,422	0,237		0,424	0,236		0,463	0,216
0,50	15,0		0,533	0,188		0,534	0,187		0,422	0,237
	17,0		0,496	0,202		0,498	0,201		0,424	0,236
	19,0		0,460	0,218		0,461	0,217		0,425	0,235
	21,0		0,423	0,236		0,425	0,235		0,426	0,235

На рис. 5 показана залежність фактичного ресурсу фрикційної накладки (t_r) дисково-колодкового гальма з удосконаленим самовентильованим гальмівним диском від динамічного коефіцієнта тертя (f) і притискового нормального зусилля (N) при різних швидкостях ковзання: $a - V_{\text{ковз}} = 14,0$ м/с; $b - V_{\text{ковз}} = 16,0$ м / с; $c - V_{\text{ковз}} = 18,0$ м / с.

Таблиця 4

Значення величин, що вказують у скільки разів збільшуються (S_H, L_H) і зменшуються (r) конструктивні параметри пари дисково-колодкового гальма з удосконаленим самовентильованим диском, для збільшення ресурсу фрикційної накладки в 1,25 рази при різних експлуатаційних параметрах

f	$N, \text{кН}$	$V_{\text{СК}} = 14,0 \text{ м/с}$			$V_{\text{СК}} = 16,0 \text{ м/с}$			$V_{\text{СК}} = 18,0 \text{ м/с}$		
		$S_H, \text{м}^2$	$r, \text{МКМ}$	$L_H, \text{М}$	$S_H, \text{м}^2$	$r, \text{МКМ}$	$L_H, \text{М}$	$S_H, \text{м}^2$	$r, \text{МКМ}$	$L_H, \text{М}$
0,35	15,0	1,25	0,529	1,890	1,25	0,531	1,883	1,25	0,533	1,877
	17,0		0,493	2,030		0,495	2,022		0,496	2,015
	19,0		0,456	2,193		0,458	2,183		0,460	2,176
	21,0		0,419	2,384		0,421	2,373		0,423	2,364
0,40	15,0		0,531	1,884		0,533	1,878		0,534	1,873
	17,0		0,494	2,024		0,496	2,016		0,497	2,010
	19,0		0,458	2,185		0,459	2,177		0,461	2,170
	21,0		0,421	2,375		0,423	2,365		0,424	2,356
0,45	15,0		0,532	1,880		0,533	1,875		0,535	1,870
	17,0		0,495	2,019		0,497	2,012		0,498	2,007
	19,0		0,459	2,180		0,460	2,172		0,462	2,166
	21,0		0,422	2,369		0,424	2,359		0,425	2,351
0,50	15,0	0,533	1,877	0,534	1,872	0,535	1,867			
	17,0	0,496	2,015	0,498	2,009	0,499	2,004			
	19,0	0,460	2,176	0,461	2,168	0,462	2,162			
	21,0	0,423	2,363	0,425	2,354	0,426	2,347			

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

- наведений радіус мікроступів поверхні гальмівного диска – 1,0 мкм;
- швидкість ковзання – 16 м/с;
- нормально спрямоване притискне навантаження – 15,0 кН;
- динамічний коефіцієнт тертя – 0,40;
- площа фрикційної накладки – 0,005 м²;
- 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; тепла – 9 Дж/с; хімічна – 3,8 Дж/с;
- об'ємна інтенсивність зношування фрикційної накладки – $9,969 \cdot 10^{-11}$ м³/с;

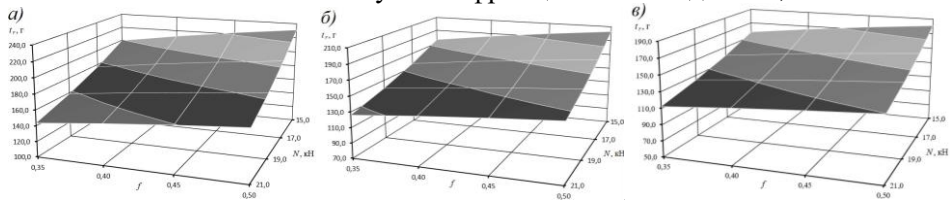


Рис. 5 – Залежність фактичного ресурсу фрикційної накладки (t_r) дисково-колодкового гальма з удосконаленим самовентильованим гальмівним диском від динамічного коефіцієнта тертя f і притискного нормального зусилля (N) при різних швидкостях ковзання: а – $V_{\text{ковз}} = 14,0$ м/с; б - $V_{\text{ковз}} = 16,0$ м / с; в - $V_{\text{ковз}} = 18,0$ м / с

- 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 при збереженні незмінним відношення її довжини до ширини. При цьому вона становитиме 0,09625 м²;

- 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 зведений радіус мікроступів поверхонь гальмівного диска за рахунок підвищення чистоти обробки бічних поверхонь.

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 регламентований її ресурс, а потім шляхом зміни конструктивних параметрів пари тертя (зведеного радіусу мікроступів пояса тертя диска, довжини та площі накладки) досягати збільшення ресурсу накладки з урахуванням впливу елементів охолодження самовентильованого диска, на його енергетичний стан.

Обговорення результатів дослідження пар тертя дисково-колодкового гальма. Теоретичні та експериментальні дослідження енергонавантаженої дисково-колодкового гальма транспортного засобу дозволило наступне:

- продовжити метод визначення складових генерованих електричних струмів у металополімерних парах тертя, що базується на експериментально-розрахункових даних, який реалізується в п'ять етапів на кожному з яких визначали:

- сумарний термічний струм (I_T);
- сумарний струм, який виникає через мережу тертя ковзання та контакту взаємодіючих макроділянок поверхонь ($I_{КОВЗ}$);
- складову сумарного струму, що виникає за рахунок тертя ковзання (I_{TK});
- складову сумарного струму, утвореного рухом заряджених частинок масопереносу (I_M);
- сумарний струм, обумовлений сорбційно-десорбційними процесами в приповерхневих шарах накладки, які знаходяться при температурі вище за допустиму для її матеріалів (I_D), а також їх напрямом;
- визначити загальний знос за цикл гальмування бігової доріжки тертя диска як суму втрат через її окислення (корозії) із залученням механічного зносу;
- визначені за допомогою отриманих залежностей складові (механічна, електрична, теплова, хімічна) потужності тертя та їх розрахункові величини;
- за знайденою величиною енергетичного балансу фрикційного вузла гальма визначено об'ємну інтенсивність зношування робочої поверхні накладки за отриманою залежністю з переходом на залежність фактичного ресурсу з урахуванням ширини та допустимої товщини зносу накладки;
- прогнозований ресурс накладки досягнуто за рахунок її робочої площі та довжини, а також наведеного радіусу мікровиступів бігової доріжки тертя диска;
- даний метод дозволив збільшити ресурс фрикційної накладки в 1,25 рази за різних експлуатаційних параметрів дисково-колодкового гальма транспортного засобу.

Висновки. Таким чином запропоновані методи визначення електричних струмів генерованих парами тертя та їх зносу в дисково-колодкових гальмах транспортних засобів.

Список літератури

1. Nosko, A., Tarasiuk, W., Sharifullin, I., Safronov, E.: Tribotechnical and ecological evaluation of friction pairs of brake devices in lifting and transport machines. *Friction Wear* 41, 347–353 (2020). <https://doi.org/10.3103/S106836662004008X>
2. Cravero, C.; Marsano, D. Flow and Thermal Analysis of a Racing Car Braking System. *Energies* 2022, 15, 2934. [CrossRef]
3. Volchenko, D.; Skripnik, V.; Zhuravlev, D.; Yaroslav, S.; Savchyn, M. Non-Uniform Nanocapillary Fluid Cooling of the Drawworks' Band-Shoe Brake Friction Couples. In *Advanced Manufacturing Processes IV. InterPartner 2022. Lecture Notes in Mechanical Engineering*; Onkonogyi, V., Ivanov, V., Trojanowska, J., Oborskyi, G., Pavlenko, I., Eds.; Springer: Cham, Switzerland, 2023; pp. 584–593.
4. Ahmadijokani, F.; Shojaei, A.; Arjmand, M.; Alaei, Y.; Yan, N. Effect of Short Carbon Fiber on Thermal, Mechanical and Tribological Behavior of Phenolic-Based Brake Friction Materials. *Compos. Part B Eng.* 2019, 168, 98–105. [CrossRef]
5. Afzal, A.; Abdul Mujeebu, M. Thermo-Mechanical and Structural Performances of Automobile Disc Brakes: A Review of Numerical and Experimental Studies. *Arch. Comput. Methods Eng.* 2019, 26, 1489–1513. [CrossRef]
6. Zhang, S., et al.: Simulation study on friction and wear law of brake pad in high-power disc brake. *Math. Probl. Eng.* 2019, 1–15 (2019). <https://doi.org/10.1155/2019/6250694>

7. Kernytskyi, I.; Volchenko, A.; Szlachetka, O.; Horbay O.; Skrypnyk, V.; Zhuravlev, D.; Bolonnyi, V.; Yankiv, V.; Humenuyk, R.; Polyansky, P.; Le'sniewska, A.; Walasek, D.; Koda, E. Complex Heat Exchange in Friction Steam of Brakes. *Energies* 2022, 15, 7412, 1 – 11. <https://doi.org/10.3390/en15197412>
8. Volchenko, N.; Volchenko, A.; Volchenko, D.; Polyakov, P.; Malyk, V.; Zhuravlev, D.; Vytvytskyi, V.; Krasin., P. Features of the Estimation of the Intensity of Heat Exchange in Self-Ventilated Disk-Shoe Brakes of Vehicles. *East. Eur. J. Enterp. Technol.* 2019, 1, 47–53.
9. Jiregna, I.T.; Lemu, H.G. Thermal Stress Analysis of Disc Brake Using Analytical and Numerical Methods. *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.* 2021, 1201, 012033. [CrossRef]
10. Myroslav Kindrachuk, Dmytro Volchenko, Nataliia Fidrovska, Oleksandr Dukhota, Dmytro Zhuravlev, Mykola Ostashuk, Yurii Porokhovskiy, Volodymyr Kharchenko. Wear-friction properties of friction pairs in disc-pad brakes / *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies* ISSN 1729-3774/12 (124) 2023, P. 56 – 61. DOI: [10.15587/1729-4061.2023.285699](https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.285699)

Стаття надійшла до редакції 27.11.2023.

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, <https://orcid.org/0000-0002-0529-2466>.

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, <https://orcid.org/0000-0002-1565-749X>

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, 76000, тел.: +38 0342 72 71 41, моб. 050-950-04-18, E-mail: dmytro.2103@ukr.net <https://orcid.org/0000-0002-2045-9631>.

Скрипник Василь Степанович – докт. техн. наук, професор, заступник директора з навчальної роботи Надвірнянського фахового коледжу національного транспортного університету., вулиця Соборна, 177, Надвірна, Івано-Франківська область, 78400 Україна, тел.: +38 067 369 66 50, E-mail: skripnik-vs07@ukr.net <https://orcid.org/0000-0001-9023-6524>.

Гуменюк Ігор Анатолійович – докторант, Національний авіаційний університет, <https://orcid.org/0000-0002-4352-7035>.

Лунін Василь Миколайович - ад'юнкт докторантури та ад'юнктури Національної академії Національної гвардії України майдан Захисників України 3 м. Харків Україна, 61001, тел.: [+38 057 732 37 56](tel:+380577323756), моб. [097-078-45-30](tel:+380970784530), e-mail: Luninvasyl87@gmail.com <https://orcid.org/0009-0009-4658-4420>

Харченко Володимир Володимирович – завідувач лабораторії кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів Національного авіаційного університету, проспект Любомира Гузара, 1, м. Київ, Україна, 03058, +38(044)4067773, E-mail: nau12@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0001-6383-5337>.

M. V. KINDRACHUK, D. O. VOLCHENKO, V. S. SKRYPNYK, D. Yu. ZHURAVLEV,
I. A. HUMENYUK, V. M. LUNIN, V. V. KHARCHENKO

EVALUATION OF THE FRICTION PAIR RESOURCE OF DISC-PAD BRAKES OF VEHICLES

Theoretical and experimental studies of the energy load of a disc-pad brake of a vehicle made it possible to propose a method for determining the components of generated electric currents in metal-polymer friction pairs, based on experimental and calculated data, which is implemented in five stages, at each of which the total electric currents: thermal; the current that arises due to the friction of sliding and contact-interacting macro sections of the surfaces; current arising due to sliding friction, formed by the movement of charged mass transfer particles; the current caused by sorption-desorption processes in the near-surface layers of the lining, which are at a temperature higher than the permissible for its materials, as well as their direction. Determine the total wear during the braking cycle of the friction disc treadmill as the sum of losses due to its oxidation (corrosion) with the involvement of mechanical wear. The components (mechanical, electrical, thermal) of the friction power and their calculated values were determined with the help of the obtained dependencies. Based on the found value of the energy balance of the brake friction unit, the volume intensity of wear of the working surface of the lining was determined based on the obtained dependence with the transition to the dependence of the actual resource, taking into account the width and permissible thickness of the wear of the lining. The projected service life of the pad is achieved due to its working area and length, as well as the specified radius of the microp protrusions of the friction track of the disc. This method made it possible to increase the resource of the friction pad by 1.25 times under different operational parameters of the disc-pad brake of the vehicle.

Key words: disc-pad brake, friction pair, wear and tear, components of friction power.

Reference

1. Nosko, A., Tarasiuk, W., Sharifullin, I., Safronov, E.: Tribotechnical and ecological evaluation of friction pairs of brake devices in lifting and transport machines. *Friction Wear* 41, 347–353 (2020). <https://doi.org/10.3103/S106836662004008X>
2. Cravero, C.; Marsano, D. Flow and Thermal Analysis of a Racing Car Braking System. *Energies* 2022, 15, 2934. [CrossRef]
3. Volchenko, D.; Skripnik, V.; Zhuravlev, D.; Yaroslav, S.; Savchyn, M. Non-Uniform Nanocapillary Fluid Cooling of the Drawworks' Band-Shoe Brake Friction Couples. In *Advanced Manufacturing Processes IV. InterPartner 2022. Lecture Notes in Mechanical Engineering*; Onkonogyi, V., Ivanov, V., Trojanowska, J., Oborskyi, G., Pavlenko, I., Eds.; Springer: Cham, Switzerland, 2023; pp. 584–593.
4. Ahmadijokani, F.; Shojaei, A.; Arjmand, M.; Alaei, Y.; Yan, N. Effect of Short Carbon Fiber on Thermal, Mechanical and Tribological Behavior of Phenolic-Based Brake Friction Materials. *Compos. Part B Eng.* 2019, 168, 98–105. [CrossRef]
5. Afzal, A.; Abdul Mujeebu, M. Thermo-Mechanical and Structural Performances of Automobile Disc Brakes: A Review of Numerical and Experimental Studies. *Arch. Comput. Methods Eng.* 2019, 26, 1489–1513. [CrossRef]
6. Zhang, S., et al.: Simulation study on friction and wear law of brake pad in high-power disc brake. *Math. Probl. Eng.* 2019, 1–15 (2019). <https://doi.org/10.1155/2019/6250694>
7. Kernyskyi, I.; Volchenko, A.; Szlachetka, O.; Horbay O.; Skrypnik, V.; Zhuravlev, D.; Bolonnyi, V.; Yankiv, V.; Humenyuk, R.; Polyansky, P.; Le'sniewska, A.; Walasek, D.; Koda, E. Complex Heat Exchange in Friction Steam of Brakes. *Energies* 2022, 15, 7412, 1–11. <https://doi.org/10.3390/en15197412>
8. Volchenko, N.; Volchenko, A.; Volchenko, D.; Polyakov, P.; Malyk, V.; Zhuravlev, D.; Vytvytskyi, V.; Krasin., P. Features of the Estimation of the Intensity of Heat Exchange in Self-Ventilated Disk-Shoe Brakes of Vehicles. *East. Eur. J. Enterp. Technol.* 2019, 1, 47–53.

9. Jiregna, I.T.; Lemu, H.G. Thermal Stress Analysis of Disc Brake Using Analytical and Numerical Methods. IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng. 2021, 1201, 012033. [CrossRef]

10. Myroslav Kindrachuk, Dmytro Volchenko, Nataliia Fidrovska, Oleksandr Dukhota, Dmytro Zhuravlev, Mykola Ostashuk, Yurii Porokhovskiy, Volodymyr Kharchenko . Wear-friction properties of friction pairs in disc-pad brakes / Eastern-European Journal of Enterprise Technologies ISSN 1729-3774/12 (124) 2023, P. 56 – 61. DOI: [10.15587/1729-4061.2023.285699](https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.285699)

Myroslav Kindrachuk – - Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Department of Applied Mechanics and Materials Engineering, National Aviation University, 1 Lubomyra Huzar Ave., Kyiv, Ukraine, 03058, E-mail: nau12@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-0529-2466>.

Dmytro Volchenko - doctor technical sciences, professor of the Department of Oil and Gas Extraction, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, str. Karpatska, 15, Ivano-Frankivsk, Ukraine, 76019, phone: +38 0342 72 71 41, mob. 050-373-82-42, E-mail: divo99@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-1565-749X>

Zhuravlev Dmytro Yuriyovych - candidate technical of sciences, associate professor of the Department of Technical Mechanics, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, str. Karpatska, 15, Ivano-Frankivsk, Ukraine, 76000, phone: +38 0342 72 71 41, mob. 050-950-04-18, E-mail: dmytro.2103@ukr.net <https://orcid.org/0000-0002-2045-9631>.

Skrypnyk Vasyl Stepanovych - dr. technical Sciences, professor, deputy director of educational work of the Nadvirna Professional College of the National Transport University, 177 Soborna Street, Nadvirna, Ivano-Frankivsk Region, 78400 Ukraine, phone: +38 067 369 66 50, E-mail: skripnik-vs07 @ukr.net <https://orcid.org/0000-0001-9023-6524>.

Ihor Anatoliyovych Humenyuk - PhD student, National Aviation University, <https://orcid.org/0000-0002-4352-7035>.

Vasyl Mykolayovych Lunin - adjunct of doctoral studies and adjuncts of the National Academy of the National Guard of Ukraine, Defenders of Ukraine Square, 3, Kharkiv, Ukraine, 61001, phone: +38 057 732 37 56, mob. 097-078-45-30, e-mail: Luninvasyl87@gmail.com <https://orcid.org/0009-0009-4658-4420>

Kharchenko Volodymyr - head of the laboratory of the Department of Applied Mechanics and Materials Engineering of the National Aviation University, 1 Lubomyr Huzar Avenue, Kyiv, Ukraine, 03058, +38(044)4067773, E-mail: nau12@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0001-6383-5337>