

УДК 521.597

DOI: 10.18372/0370-2197.4(109).20760

Д. О. ВОЛЬЧЕНКО<sup>1</sup>, Д. Ю. ЖУРАВЛЬОВ<sup>1</sup>, А. В. ВОЗНИЙ<sup>1,2</sup>,  
А. В. ПРИСЯЖНИЙ<sup>1</sup>, В. В. НІЩУК<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, <sup>1</sup>Івано-Франківськ, Україна

<sup>2</sup>Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, Україна

## ОЦІНКА ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНОСТІ ПАР ТЕРТЯ ДИСКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМОВИХ ПРИСТРОЇВ

У матеріалах статті виконані дослідження енергонавантаженості стосовно дискових гальм транспортних засобів, які дозволили встановити наступне: питомі втрати теплоти в поясі тертя диска змінюються в часі за законом простого гармонійного коливання з таким же періодом коливання як і період коливання температури навколишнього середовища, але зі зсувом по фазі; підтверджено розрахунковим шляхом, що тонкий поверхневий шар пояса тертя диска піддається циклічному тепловому навантаженню імпульсного та тривалого характеру на режимах гальмування транспортного засобу та після чого теплові хвилі проникають углиб товщини гальмового диска; основним параметром енергонавантаженості пар тертя є локальний температурний градієнт у зоні локальної фрикційної взаємодії їх плям контактів мікроставів, що суттєво впливає на експлуатаційні параметри гальма зі своїми флуктуаційними властивостями; локальний потенціал виступає як функція флуктуючої температури і температури пар тертя гальма, що встановилася.

**Ключові слова:** дисково-колодкове гальмо, пара тертя, фрикційна накладка, гальмовий диск, локальний потенціал.

**Вступ.** Ефективна, надійна та безпечна експлуатація підйомно-транспортного обладнання, зокрема дисково-колодкових гальм та їх конструкцій в інших технічних системах, значною мірою залежить від рівня динамічної та теплової навантаженості їх фрикційних матеріалів накладок. Відомо, що оцінку триботехнічних параметрів фрикційних вузлів гальмових пристроїв необхідно проводити з урахуванням динамічної та теплової навантаження їх пар тертя. Їхні значення залежать від стохастичної природи фізичних процесів, які протікають на поверхні тертя фрикційних вузлів, а також від великої кількості нестабільних, але взаємопов'язаних параметрів. Так, закономірності зміни імпульсних питомих навантажень визначають характер взаємодії пар тертя гальм, рівень деформації їх деталей, що породжують коливання; гальмовий момент, що виникає; реалізований постійний або змінний динамічний коефіцієнт тертя і, як наслідок, закономірності та інтенсивність зношування пар тертя.

**Аналіз літературних джерел та стан проблеми.** У роботах [1, 2, 3] вибір конструктивних параметрів фрикційних елементів (площі тертя, товщини) проводиться, виходячи з допустимої поверхнево-об'ємної температури нагрівання фрикційних матеріалів накладки. При цьому об'єм матеріалів елементів тертя повинен забезпечити поглинання теплоти, що виділилася при їх фрикційній взаємодії. В іншому випадку відбудеться деструкція сполучного компонента з робочої поверхні фрикційної накладки, що позначиться на ефективності гальмування.

Достатньо повно з урахуванням взаємозалежності процесів, що протікають під час тертя, розглянуті питання комплексної оцінки теплового режиму робіт дослідження фрикційних гальмових пристроїв у серії робіт дослідження фрикційних властивостей матеріалів ІМАШ [1, 4]. Слід зазначити, що оцінка температурних умов роботи фрикційних вузлів, зокрема, температури на контакті є дуже складною проблемою як з погляду процесів, що відбуваються на контакті, так і в методологічному аспекті.

У зв'язку з дискретністю мікроконтактування твердих тіл в даний час широкого поширення набули уявлення про підвищення температури на фрикційному контакті як двостадійний процес, що включає: а) загальний підйом температури, що впливає на поверхню тертя в цілому, який можна представити як деяку усереднену поверхневу (або приповерхневу) і температуру спалаху на фактичних плямах контакту  $t_{cn}$ , які накладаються на середню поверхневу температуру та в сумі дають максимальну (загальну) температуру поверхні  $t_{max}$  [4, 5].

Цікаві дослідження проведені у роботах [5-8], що стосуються термостабілізаційного стану металевого фрикційного елемента та деструкційного стану шарів фрикційних поверхневих та підповерхневих шарів накладок різних матеріалів. Два стани взаємопов'язані і впливають на процеси, які у них тривають.

**Енергонавантаженість дисково-колодкового гальма.** При фрикційній взаємодії пар тертя дисково-колодкового гальма генерування теплоти відбувається в результаті пружного деформування поверхневих та приповерхневих шарів диска та накладки, і при цьому відбувається між ними розрив адгезійних зв'язків. Інтенсивність тепловиділення на локальних плямах контакту мікроставів при фрикційній взаємодії пропорційна роботі тертя за час ( $t$ ):

$$q(t) = p(t)V(t)f(t), \quad (1)$$

де  $p(t)$  - імпульсні питомі навантаження;  $V(t)$  - швидкість ковзання;  $f(t)$  - динамічний коефіцієнт тертя;

Як відомо, перенесення теплоти від локальних плям контактів мікроставів пар тертя вглиб третьових елементів здійснюється пружними тепловими коливаннями мікрочастинок і тепловим рухом електронів провідності. У початковий час фрикційної взаємодії відбувається нагрівання поверхневих шарів і теплове поле прогріву поширюється вглиб елементів, що контактують, з деякою кінцевою швидкістю. Температурний режим кожного елемента залежить від густини теплового потоку, що входить до нього. Розподіл теплових потоків між фрикційними елементами становить

$$q(t) = q_1(t) + q_2(t) + q_3(t), \quad (2)$$

де  $q_1(t)$  - густина теплового потоку, спрямованого в металевий фрикційний елемент;  $q_2(t) = (1 - \alpha_M)$ ;  $\alpha_M$  - коефіцієнт розподілу теплового потоку в металевому елементі;  $q_3(t)$  - густина теплового потоку, що відводиться в навколишнє середовище.

Густина теплового потоку  $q_3$ , спрямованого в навколишнє середовище при конвективному теплообміні, визначається рівнянням Ньютона

$$q_3(t) = \alpha'(t)[t_n(0,t) - t_0] \quad (3)$$

Де  $\alpha'$  - коефіцієнт тепловіддачі;  $t_n(0,t)$  - температура тепловіддаючих поверхонь металевго фрикційного елемента;  $t_0$  - температура навколишнього середовища.

Коефіцієнт тепловіддачі є фіктивною величиною, яка важко визначається. Він залежить від швидкості обертання диска та інших часто випадкових умов (забрудненість фрикційних елементів, атмосферні умови та ін.)

Розглянемо теплові процеси, що протікають у навколишньому середовищі за час одного оберту диска:

$$t_{об} = \frac{2\pi}{\omega}, \quad (4)$$

де  $\omega$  - кутова швидкість обертання диска.

На протязі часу  $t_{об}$  диск отримує кількість теплоти

$$Q_1 = 2q_1(t)A_{a1} \cdot t_{об}. \quad (5)$$

За цей же проміжок часу диск втрачає з поясу тертя за рахунок конвективного теплообміну з навколишнім середовищем кількість теплоти

$$Q'_1 = \alpha'(t)[t_2(0,t) - t_c](A_{a2} - 2A_{a1}) \cdot t_{об}, \quad (6)$$

де  $A_{a2}$  - площа пояса тертя диска,  $A_{a2} = 2\pi(R_1 - R_2)b$ ;  $R_1$  - висота пояса тертя диска;  $b$  - ширина накладки.

Отже, результуюча кількість теплоти, що надходить у диск за час  $t_{об}$  виражається співвідношенням

$$Q_2 = \{2q_1(t)A_{a1} - \alpha'(t)[t_2(0,t) - t_c](A_{a2} - 2A_{a1})\} \frac{2\pi}{\omega}. \quad (7)$$

Поділивши ліву та праву частини рівняння (7) на  $2\pi A_{a2} / \omega$ , отримаємо середнє за один оберт диска значення густини теплового потоку, спрямованого в диск

$$q'_1(t) = q_1(t)K_{\epsilon_3} - \alpha'(t)[t_2(0,t) - t_c](1 - K_{\epsilon_3}), \quad (8)$$

де  $K_{\epsilon_3}$  - коефіцієнт взаємного перекриття,  $K_{\epsilon_3} = 2A_{a1} / A_{a2} = l / \pi R$ ;  $l$  - довжина накладки.

Тривалість дії теплового потоку при гальмуванні характеризується числом Фур'є

$$Fo = \frac{at\tau}{h^2}, \quad (9)$$

де  $a$  - коефіцієнт температуропровідності матеріалу диска;  $t\tau$  - час гальмування;  $h$  - товщина нагрівання пояса тертя диска.

У табл. 1 наведено параметр  $A$ , розрахований для фрикційних елементів різних матеріалів. Число Фур'є можна визначити за формулою  $Fo = 10^{-3}At$ , де  $t$  - час дії теплового потоку.

Розрахунки показують, що для реальних умов екстреного гальмування дисково-колодковими гальмами транспортних засобів значення числа Фур'є не перевищують  $Fo = 2$  для зношених чавунних дисків і значно менше для накладок з композиційних матеріалів. Це свідчить про те, що конвективна

тепловіддача з теплових поверхонь елементів фрикційного вузла при гальмуванні не істотно впливає на його температурний режим.

Таблиця 1

**Залежність параметра А від товщини диска, що нагрівається**

Матеріал тіла, що нагрівається	Параметр А при глибині нагрівання $h$ , мм						
	10	20	30	50	60	70	80
Сталь	114,00	28,50	12,667	4,560	3,167	2,327	1,781
Чавун	104,00	26,00	11,556	4,160	2,889	2,122	1,625
Композиція	4,00	1,00	0,444	0,160	0,111	0,0816	0,0625

Розв'язання задач про температурний режим пар тертя гальма зв'язане з необхідністю вибору розрахункових теплових схем, що враховують їх геометричну форму, початкові і граничні умови, а також вид керування теплопровідністю.

**Локальний термічний потенціал у суцільному диску гальма.** Спільна дія випромінювання, теплопровідності, вільної та вимушеної конвекції за допомогою неоднорідного середовища спрямована на зниження енергонавантаженості пар тертя дисково-колодкових гальм при їх фрикційній взаємодії в інтервалі часу між гальмуваннями при рухах транспортного засобу по полотну дороги. Теплота підводиться до полірованих (поясів тертя) і матових поверхонь гальмового диска та до його тіла за допомогою теплопровідності, а відводиться вона спільною дією вільної та вимушеної конвекції, а також випромінюванням від зазначених вище поверхонь. Природа перерахованих видів теплообмінних процесів різна, а отже, ефективність охолодження неоднакова.

На рис. 1 *а, б, в* проілюстрована імітаційна схема обертання колеса легкового (*а*) і вантажного (*б*) транспортного засобу при фрикційній взаємодії.

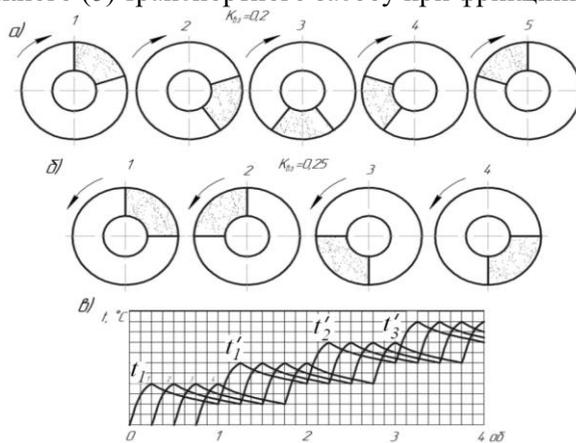


Рис. 1 *а, б, в* - Імітація обертання колеса при фрикційній взаємодії пар тертя дисково-колодочного гальма при різних коефіцієнтах взаємного перекриття  $K_{03}$  (*а, б*) та об'ємної температури (*в*) на: 1, 2, 3 і 4-му положенні накладки на поясі тертя диска

Як видно із рис. 1 *в*, рушійною силою був градієнт об'ємної температури, тобто її різниці:  $t_1' - t_1$ ;  $t_2' - t_1'$  і  $t_3' - t_2'$ .

На рис. 2 *а, б, в* показано температурне поле суцільного гальмового диска за граничних умов: *а* – несиметричних 3-го роду; *б* – різнорідних; *в* – ізольованого з одного боку шаром нанорідини;  $q$  – питомий тепловий потік;  $t_i$  – температури поверхонь диска;  $\alpha_i$  – коефіцієнт тепловіддачі;  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності;  $c$ ,  $\rho$  – теплоємність та густина матеріалу диска. Шар нанорідини на поверхні диска (рис. 2 *в*) екранує променевий теплообмін.

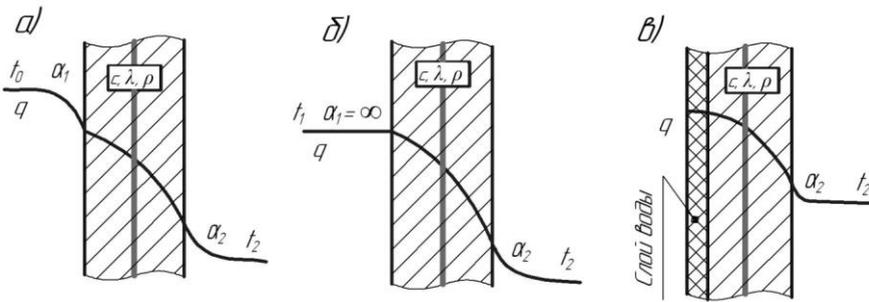


Рис. 2 *а, б, в* – Температурне поле гальмового диска за граничних умов: *а* – несиметричних 3-го роду; *б* – різнорідних; *в* – ізольованого з одного боку шаром води

З рис. 2 *а, б, в* слідує, що основну роль у доставці теплового потоку від однієї поверхні до іншої виконує теплопровідність (кондуктивний теплообмін).

Розглянемо рівняння балансу в шарі пояса тертя диска при його фрикційній взаємодії з робочою поверхнею полімерної накладки

$$\rho \partial_t e = -q_{i'j}, \tag{10}$$

де  $\rho$  – густина матеріалу;  $e$  – внутрішня енергія на одиницю маси матеріалу;  $q_{i'j}$  – тепловий потік, що генерується у шарі пояса тертя диска при першому оберті колеса транспортного засобу (рис. 2 *а*).

Помножимо обидві частини рівності (10) на  $\delta t^{-1}$  ( $\delta$  – символ варіювання об'ємною температурою  $t$ ) і проінтегруємо по всьому об'єму шару ( $V$ ) пояса тертя диска для фіксованих граничних умов отримуємо рівність

$$\int \rho \delta^{-1} \partial_t e \delta V = \int q_j \delta t_j^{-1} dV \tag{11}$$

або з урахуванням закону Фур'є ( $q = -\lambda \text{grad} t$ ) маємо

$$\int \rho \delta^{-1} \partial_t e \delta V = \frac{1}{2} \int \lambda t^2 \delta \left( t_j^{-1} \right)^2 dV, \tag{12}$$

де  $\lambda_T$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу.

Уявимо, що поблизу стабільного стану елементарного об'єму ( $dV$ ) шару пояса тертя диска, що характеризується об'ємною температурою  $t_0(x_j)$ , маємо

$$\partial_t e = \partial_t \delta e \tag{13}$$

і якщо знехтувати членами вищого порядку, то отримуємо

$$\lambda t^2 = \lambda_0 t_0^2 + \delta \left( \lambda t^2 \right). \tag{14}$$

У свою чергу, рівність (11) записуємо у вигляді

$$\int \rho \bar{\alpha}^{-1} \partial_t e dV = \frac{1}{2} \int \lambda_0 t_0^2 \delta(t_j^{-1})^2 dV + \frac{1}{2} \int \delta(\lambda t^2) \delta(t_j^{-1})^2 dV + \frac{1}{2} \int \delta(\lambda t_j^{-1})^2 dV. \quad (15)$$

Ліва частина (10) дорівнює  $\frac{1}{2} \partial_t \delta^2 S$ . Отже, права частина відповідає отриманню надмірної ентропії ( $S$ ), оскільки пояс тертя диска пройшов шлях другого оберту колеса транспортного засобу (рис. 2 б). При цьому отримана надмірна ентропія позитивна, тому що має місце приріст теплової енергії у шарі пояса тертя диска, за рахунок збільшення роботи тертя та імпульсних питомих навантажень.

На околиці стабільного стану елементарного об'єму ( $dV$ ) шару пояса тертя диска обидві частини (10) – величини першого порядку. Таким чином, рівняння (15) встановлює взаємозв'язок між величинами другого порядку і тому другим членом у правій частині (15) не можна знехтувати порівняно з першим. З тієї ж причини знак першого члена не визначається умовою стійкості, оскільки темп нагрівання шару пояса тертя диска не дорівнює його темпу вимушеному повітряному охолодженню (див. рис. 3 а, б). Досліджуємо знак першого члена окремо. Для цього введемо таке позначення:

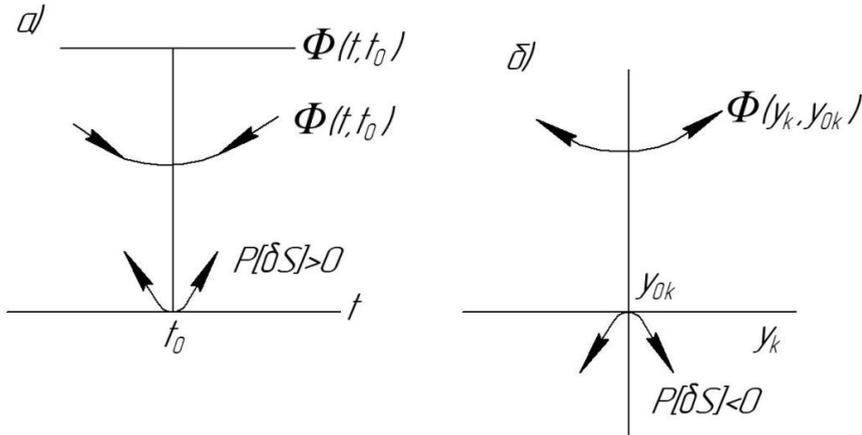


Рис. 3 а, б - Локальний потенціал  $\Phi(t, t_0)$  і, функціонал  $F(t, t_0)$  для стійкого (а) та локальний потенціал  $\Phi(y_k, y_{0k})$  для нестійкого (б) розв'язку задачі теплопровідності:  $P[S]$  - ентропія, що утворюється

$$\Phi(t, t_0) = \int L(t, t_0) dV, \quad (16)$$

де підінтегральний вираз - лагранжян ( $L$ )

$$\int \alpha(t, t_0) dV = \frac{1}{2} \lambda_0 t_0^2 (t_j^{-1})^2; \quad (17)$$

тоді перший член (15) дорівнює  $\delta\Phi$ . Величина  $\Phi$  є функціоналом двох змінних: змінної що не варіюється  $t_0$  - запропонованого рішення (воно ще буде визначено) - і змінної  $t$ , якої варіюється. Нижче буде показано, що  $t$  можна інтерпретувати як флуктуючий температурний розподіл, середнє від якого дорівнює  $t_0$ .

Досліджуємо тепер умову, за якої інтеграл  $\Phi$  стабільний (екстремальний) по відношенню до варіацій  $t$ . Це класичне завдання варіаційного обчислення. Умова стабільності описується рівністю Ейлера - Лагранжа:

$$\frac{\delta L}{\delta t^{-1}} = -\left(\lambda_0 t_0^2 t_j^{-1}\right)_j = 0. \tag{18}$$

При цьому вважаємо, що розв'язання  $t^+(x_j)$  того рівняння збігається із визначенням  $t_0$ . Цей наслідок призводить до додаткової умови:

$$t^+ = t_0 \tag{19}$$

підставляючи яке (13), отримуємо екстремаль

$$\left(\frac{\delta L}{\delta t^{-1}}\right)_{t_0} = \left(\lambda_0 t_0^2, j\right), j = 0, \tag{20}$$

тобто рівняння теплопровідності, що відповідає стабільному тепловому стану.

Таким чином, підінтегральний вираз (12) функціоналу ( $\Phi$ ) (11) можна інтерпретувати як узагальнений лагранжіан. Досліджуємо природу цього екстремуму. Для цього обчислюємо  $\Phi(t, t_0)$  поблизу стабільного стану елементарного об'єму ( $dV$ ) шару пояса тертя диска

$$\Delta\Phi = \Phi(t, t_0) - \Phi(t_0) = \frac{1}{2} \int \lambda_0 t_0^2 \left\{ \left[ t_0^{-1} + \theta, j \right]^2 - \left[ t_0^{-1}, j \right]^2 \right\} dV \left( \theta = t^{-1} - t_0^{-1} \right). \tag{21}$$

Розкриваючи дужки у правій частині (21) і інтегруючи частинами лінійний член по  $\theta$  (температурне збурення викликане переміщенням пояса тертя диска за третій оберт колеса транспортного засобу) (рис. 3 в), побачимо, що цей член дорівнює нулю завдяки (20). Отже поблизу стабільного стану

$$\Delta\Phi = \frac{1}{2} \int \lambda_0 t_0^2 (\theta, j)^2 dV > 0. \tag{22}$$

Тому екстремум  $\Phi$  відповідає абсолютному мінімуму. Функціонали, що мають властивості (19) і (22) називаються локальними потенціалами (локальними по відношенню до функції  $t_0$ ). З іншого боку, із (22) випливає, що перший член у правій частині (20) позитивний.

Взагалі функціонал типу  $\Phi(y_k, y_{k_0})$  від кількох функцій  $y_k$  ( $k = 1, 2, \dots$ ) називають локальним потенціалом, якщо виконуються такі умови:

- першого порядку для мінімуму  $\Phi$  по відношенню до

$$y_k \delta\Phi = 0; \tag{23}$$

спільно з додатковими

$$y_k^+ = y_{0k}, \tag{24}$$

що не суперечать законам збереження для  $y_k$ ;

- вищого порядку

$$\Delta\Phi > 0 \tag{25}$$

для абсолютного мінімуму завжди виконувано.

Значимо, що умова високого порядку, менш жорстка, ніж умова (25)

$$\Delta\Phi = \frac{1}{2}\delta^2\Phi > 0 \quad (26)$$

не підходить оскільки користуватися локальним потенціалом стосовно варіаційного обчислення означає користуватися пробними функціями, відповідними довільним відхиленням невідомого вирішення. Наприклад, за визначенням функціонал

$$F(t, t_0) = \int q_0 j t_j^{-1} dV = \int \lambda_0 t_0^2 t_{0,j}^{-1} t_j^{-1} dV \quad (27)$$

задовольняє першу, але не задовольняє другу умову і тому її не можна розглядати як локальний потенціал

Справді, інтегрування частинами дозволяє отримати  $\Delta F=0$  поблизу стабільного стану, а не умову мінімуму (рис. 3 а).

Крім того, в задачі теплопровідності знак  $\Delta\Phi$  (22) збігається зі знаком (7), так як умова стійкості тут виконана. Але цього вже не буде у завданнях, що допускають нестійке вирішення. Така ситуація представлена на рис. 3 б де функціонали зображені як звичайні функції термічного процесу. У стійкому стані локальний потенціал завжди має мінімальне значення у разі повного прогріву або термостабілізаційного стану пояса тертя диска, і тому будь-яка його зміна призводить до позитивної величини надмірної ентропії.

У даному завданні локальний потенціал далеко не єдиний, і тим же способом, використовуючи раніше розглянуті множники, можна побудувати кілька лагранжіанів. Наприклад, у задачі теплопровідності, крім лагранжіана (7), можна розглянути такі вирази:

$$\frac{1}{2}\lambda_0 t_0 [(\ln t), j]^2 \text{ або } \frac{1}{2}\lambda_0 t_j^2 \quad (29)$$

Для цього (7) треба помножити на  $t\delta t^1$  або  $\delta t$ . Як правило, найбільш підходящий для практичних цілей локальний потенціал пов'язаний з характером термічного закону. Наприклад, у даному випадку лагранжіан (22) зручніший, якщо  $\lambda_0 t_0^2$  майже не змінюється, тоді як другий лагранжіан (20) підходить для випадку  $\theta = \text{const}$ .

Проаналізуємо варіаційні рівняння (26) і (27). Як зазначалося характерною особливістю локального потенціалу  $\Phi(t, t_0)$  (7) є те, що він залежить від двох функцій  $t$  та  $t_0$ . Разом з тим з виразу (27) випливає, що

$$2\Phi(t, t_0) = P(t), \quad (28)$$

де права частина означає отримання ентропії  $P$  [S]. У окремих випадках, коли

$\lambda \sim t^{-2}$  або коли  $\lambda$  і  $t$  можна вважати константами (як у разі стабільних станів),  $\Phi$  не залежить від  $t_0$ , а залежить тільки від  $t$  і тоді збігається з отриманою ентропією  $P$  [S].

Щоб наочно уявити властивості функціоналу  $\Phi$  по відношенню до функцій  $t$  та  $t_0$ , розглянемо поведінку однієї функції  $\Phi$  двох змінних  $t$  та  $t_0$  (рис. 4). Перетин АВС поверхні  $\Phi$  площиною  $t = t_0$  є графіком функції  $\Phi(t, t_0)$ , яка, відповідно до залежності (28), дорівнює половині одержуваної ентропії. Якщо дотримано теорему про мінімум отриманої ентропії, то точка В на кривій АВС відповідає стабільному стану системи. Але відомо по теоремі  $\Phi(t, t_0)$ , що функція  $t$  завжди має мінімум при незмінному значенні  $t_0$  в стабільному стані

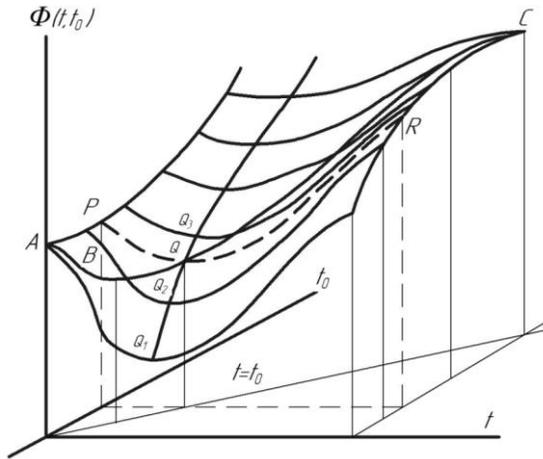


Рис. 4 - Локальний потенціал  $\Phi(t, t_0)$  як функція флуктуючої температури  $t$  і температури стабільного стану  $t_0$

(див. криву  $PQR$ ). Іншими словами, цей мінімум відноситься до класу функцій, які можна розглядати як обурення даного стабільного стану (наприклад, при імпульсному підведенні теплового потоку до шару пояса тертя диска за четвертий оберт колеса транспортного засобу (рис. 2)). Саме тому необхідний функціонал від двох температурних розподілів  $t$  та  $t_0$ . Рівняння (20) не можна інтерпретувати як вираз варіаційного принципу у звичному значенні, оскільки  $t_0$  в лагранжіані є лише параметром. Набагато доцільніше розглядати рівняння (19) і (20) як таку собі варіаційну властивість, якій має задовольняти будь-який стабільний розподіл  $t_0(x_j)$ . Це означає, що якщо  $\Phi(t, t_0)$  замінити  $t_0$  деяким іншим стабільним розподілом, вирішення рівняння (19), що реалізує мінімум  $\Phi$ , дасть значення  $t^+$  величини  $t$ , відмінне від  $t_0$ . Це відбувається, наприклад, у точках  $Q_1, Q_2$  і  $Q_3$  на рис. 4 які не лежать у січній площині  $t = t_0$ . Навпаки, мінімум, відповідний точці  $Q$  лежить у площині  $t = t_0$  і визначає істинно стабільний стан. Однак цю точку не слід плутати з точкою  $B$  - мінімум утворення ентропії, так як  $t^+$  - функціонал заданого стабільного розподілу, додаткову умову (21) записуємо у вигляді

$$t^+(\{t_0\}) = t_0, \tag{29}$$

що дозволяє дати фізичну інтерпретацію методу локального потенціалу. Так  $t^+$ , будучи розв'язком варіаційної задачі, відповідає нульовому значенню варіації  $\delta t$  і, отже, нульовому значенню позитивно визначеної форми  $-\delta^2 S$ . Згідно з формулою Ейнштейна існує просте співвідношення між ймовірністю флуктуації  $i^2 S$ . Найбільш ймовірний стан відповідає  $\delta^2 S = 0$ . Тому вирішення  $t^+$  відповідає найбільш ймовірному розподілу об'ємних температур (по відношенню з іншими розподілами, допустимими при малих флуктуаціях). З іншого боку,  $t_0(x_j)$  - макроскопічне рішення, тобто середній температурний розподіл, який означає що  $t_0$  враховує вплив флуктуації довільної величини. Тому фізичний зміст додаткової умови (29) полягає в тому, що найбільш ймовірний розподіл об'ємних температур (стосовно малих флуктуацій) повинен збігатися з середнім розподілом (стосовно всіх флуктуацій взагалі).

Внутрішніми параметрами матеріалів вузлів тертя є: модуль пружності, твердість, густина, опір усунення мікроставушів, коефіцієнти: лінійного

розширення, усадки та теплопровідності, робота виходу електронів та іонів по Фермі.

Якщо говорити про поверхню металу та полімеру в спряженні при електротермомеханічному терті, то, в першу чергу, є три найважливіші характеристики: робота виходу електронів та іонів  $W$ , питома поверхнева енергія  $\sigma$  та поверхневі напруження (або поверхневий натяг).

**Обговорення результатів.** Дослідження, виконані стосовно дискових гальм транспортних засобів, дозволили встановити:

- питомі втрати теплоти в поясі тертя диска змінюються у часі за законом простого гармонійного коливання з таким самим періодом коливання, як і період коливання температури навколишнього середовища, але зі зміщенням по фазі;

- підтверджено розрахунковим шляхом, що тонкий поверхневий шар пояса тертя диска піддається циклічному тепловому навантаженню імпульсного та тривалого характеру на режимах гальмування транспортного засобу та після чого теплові хвилі проникають углиб товщини гальмового диска;

- основним параметром енергонавантаженості пар тертя є локальний температурний градієнт у зоні локальної фрикційної взаємодії їх плям контактів мікровиступів, що впливає суттєво на експлуатаційні параметри гальма зі своїми флуктуаційними властивостями;

- локальний потенціал постає як функція флуктуючої температури і температури пар тертя гальма, що встановилася.

**Висновок.** Таким чином, проведено оцінку енергонавантаженості пар тертя дисково-колодкових гальмових пристроїв з урахуванням локального термічного потенціалу в його суцільному диску.

### Список літератури

1. Джанахмедов А.Х. Фізико-стохастичне моделювання/А.Х. Джанахмедов. – Баку, 1988. – 152 с.
2. Дискові та дисково-колодкові гальма в машинобудуванні / А. Х. Джанахмедов, Д. А. Вольченко, Н.А. Вольченко, В.С. Скрипник [та ін] // Баку: «Apostrof-A». У 3-х томах. Том 1, 2020. – 376с.
3. Дискові та дисково-колодкові гальма в машинобудуванні / А. Х. Джанахмедов, Д. А. Вольченко, Н. А. Вольченко [та ін.] Том 2. Баку: "APOSTROF-A", 2021. - 392 с.
4. Закономірності зміни характеристик процесів, явищ та ефектів у робочих шарах металополімерних пар при електротермомеханічному терті / А. М. Пашаєв, А. Х. Джанахмедов, Д. А. Вольченко [та ін.] // Вісник Азербайджанської інженерної академії. – Баку. – 2014. – №6 (1). – С. 7 – 24.
5. Kindrachuk, M.V., Vol'chenko, A.I., Vol'chenko, D.A. et al. Energy Levels of Different Types of Contacts of Microirregularities of Friction Couples. *Mater Sci* 54, 843–854 (2019).
6. N. A. Volchenko, P. S. Krasin, D. A. Volchenko, A. V. Voznyi. Electrochemistry with double electrical layers in frictional interaction metal-polymer tribolink. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 327, Issue 3.
7. Kindrachuk, M.V., Vol'chenko, D.A., Vol'chenko, N.A. et al. Influence of Hydrogen on the Wear Resistance of Materials in the Friction Couples of Braking Units. *Mater Sci* 53, 282–288 (2017).

8. Volchenko, N., Volchenko, A., Volchenko, D., Poliakov, P., Malyk, V., Zhuravliov, D. et al. (2019). Features of the estimation of the intensity of heat exchange in self-ventilated disk-shoe brakes of vehicles. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 1 (5 (97)), 47–53.

9. Kernyskyu, I., Volchenko, A., Szlachetka, O., Horbay, O., Skrypnyk, V., Zhuravlev, D. et al. (2022). Complex Heat Exchange in Friction Steam of Brakes. *Energies*, 15 (19), 7412.

10. Janahmadov, A. K.; Volchenko, D. A.; Volchenko, N.A. Design and Verification Calculation of Frictional Units of Tape-Shoe Brakes of Drawworks; Azərbaycan Mühəndislik Akademiyası: Baku, Azerbaijan, 2016. (In Russian)

11. Skripnik, V., Vudvud, O., Zhuravlev, D., Nikipchuk, S., Danulyak, T. (2023). The Efficiency of Convective Heat Exchange at the Airflow of Metal Friction Elements of Brakes. In: Tonkonogyi, V., Ivanov, V., Trojanowska, J., Oborskyi, G., Pavlenko, I. (eds) *Advanced Manufacturing Processes IV. InterPartner 2022. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham.

12. Kim, Y-G., et al. "Measurement of the disc-pad friction coefficient for mechanical brakes using direct and indirect methods." *International journal of automotive technology* 12.1 (2011): 51-58.

13. Qi, Hong Sheng, and Andrew J. Day. "Investigation of disc/pad interface temperatures in friction braking." *Wear* 262.5-6 (2007): 505-513.

14. Demir, A., R. Samur, and I. Kilicaslan. "Investigation of the coatings applied onto brake discs on disc-brake pad pair." *Metalurgija* 48.3 (2009): 161-166.

Стаття надійшла до редакції 20.11.2025.

**Вольченко Дмитро Олександрович** – докт. техн. наук, професор кафедри видобування нафти і газу Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, 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** – докт. техн. наук, професор кафедри технічної механіки, інженерної та комп'ютерної графіки 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>.

**Возний Андрій Володимирович** – канд. техн. наук, доцент кафедри інформаційно-телекомунікаційних технологій та систем, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019; докторант кафедри будівельних і дорожніх машин, Харківський національний автомобільнодорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002, E-mail: andrii.voznyi@gmail.com., <https://orcid.org/0009-0004-4938-1294>.

**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: rav041284@ukr.net <https://orcid.org/0000-0002-6894-496X>.

**Ніщук Віктор Вікторович** – майор, викладач кафедри військової підготовки, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76019, тел.: +38 0342 50 25 06, E-mail: nviktorv@ukr.net <https://orcid.org/0000-0001-9142-4738>.

D. VOLCHENKO, D. ZHURAVLOV, A. VOZNYI, A. PRYSYAZXHYI, V. NISHUK

### ASSESSMENT OF THE ENERGY CONSUMPTION OF FRICTION COUPLES OF DISC-PAD BRAKE DEVICES

The materials of the article have conducted studies of energy loading in relation to vehicle disc brakes, which allowed us to establish the following: specific heat losses in the disc friction zone change in time according to the law of simple harmonic oscillation with the same oscillation period as the ambient temperature oscillation period, but with a phase shift; it has been confirmed by calculation that the thin surface layer of the disc friction zone is subjected to cyclic thermal loading of an impulse and long-term nature during vehicle braking modes, after which thermal waves penetrate deep into the thickness of the brake disc; the main parameter of the energy loading of friction pairs is the local temperature gradient in the zone of local frictional interaction of their microprotrusion contact spots, which significantly affects the operational parameters of the brake with its fluctuation properties; the local potential acts as a function of the fluctuating temperature and the established temperature of the brake friction pairs.

**Key words:** disc-pad brake, friction pair, friction lining, brake disc, local potential.

#### References

1. Dzhanakhmedov A.Kh. Physico-stochastic modeling /A.Kh. Dzhanakhmedov. – Baku, 1988. – 152 p.
2. Disc and disc-pad lining in machine-made equipment / A. Kh. Dzhanakhmedov, D. A. Volchenko, N. A. Volchenko, V.S. Violinist [ta in] // Baku: “Apostrof-A”. In 3 volumes. Volume 1, 2020. – 376 p.
3. Disc and disc-pad lining in machine-made equipment / A. Kh. Dzhanakhmedov, D. A. Volchenko, N. A. Volchenko [ta in.] Volume 2. Baku: "APOSTROF-A", 2021. - 392 p.
4. Patterns of changes in process characteristics, manifesting effects in working balls of metal-polymer pairs during electrothermo-mechanical rubbing / A. M. Pashaev, A. Kh. Dzhanakhmedov, D. A. Volchenko [etc.] // Bulletin Azerbaijani engineering academies. - Baku. – 2014. – No. 6 (1). – P. 7 – 24.
5. Kindrachuk, M.V., Vol'chenko, A.I., Vol'chenko, D.A. *et al.* Energy Levels of Different Types of Contacts of Microirregularities of Friction Couples. *Mater Sci* 54, 843–854 (2019).
6. N. A. Volchenko, P. S. Krasin, D. A. Volchenko, A. V. Voznyi. Electrochemistry with double electrical layers in frictional interaction metal-polymer tribolink. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 327, Issue 3.
7. Kindrachuk, M.V., Vol'chenko, D.A., Vol'chenko, N.A. *et al.* Influence of Hydrogen on the Wear Resistance of Materials in the Friction Couples of Braking Units. *Mater Sci* 53, 282–288 (2017).
8. Volchenko, N., Volchenko, A., Volchenko, D., Poliakov, P., Malyk, V., Zhuravliov, D. *et al.* (2019). Features of the estimation of the intensity of heat exchange in self-ventilated disk-shoe brakes of vehicles. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 1 (5 (97)), 47–53.
9. Kernytsky, I., Volchenko, A., Szlachetka, O., Horbay, O., Skrypyk, V., Zhuravlev, D. *et al.* (2022). Complex Heat Exchange in Friction Steam of Brakes. *Energies*, 15 (19), 7412.
10. Janahmadov, A. K.; Volchenko, D. A.; Volchenko, N.A. Design and Verification Calculation of Frictional Units of Tape-Shoe Brakes of Drawworks; Azərbaycan Mühəndislik Akademiyası: Baku, Azerbaijan, 2016. (In Russian).
11. Skripnik, V., Vudvud, O., Zhuravlev, D., Nikipchuk, S., Danulyak, T. (2023). The Efficiency of Convective Heat Exchange at the Airflow of Metal Friction Elements of Brakes.

In: Tonkonogyi, V., Ivanov, V., Trojanowska, J., Oborskyi, G., Pavlenko, I. (eds) Advanced Manufacturing Processes IV. InterPartner 2022. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham.

12. Kim, Y-G., et al. "Measurement of the disc-pad friction coefficient for mechanical brakes using direct and indirect methods." *International journal of automotive technology* 12.1 (2011): 51-58.

13. Qi, Hong Sheng, and Andrew J. Day. "Investigation of disc/pad interface temperatures in friction braking." *Wear* 262.5-6 (2007): 505-513.

14. Demir, A., R. Samur, and I. Kilicaslan. "Investigation of the coatings applied onto brake discs on disc-brake pad pair." *Metalurgija* 48.3 (2009): 161-166.

**Dmytro Volchenko** - Dr. technical Sciences, professor of the Department of Oil and Gas Extraction, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, 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>

**Dmytro Zhuravlov** – Doctor of Technical Sciences, professor of the Department of Technical Mechanics, Engineering and Computer Graphics Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, 15 Karpatska St., Ivano-Frankivsk, Ukraine, 76000, tel.: +38 0342 72 71 41, mob. 050-950-04-18, E-mail: dmytro.2103@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-2045-9631>.

**Andrii Voznyi** – candidate of technical sciences, associate professor of the department of information and telecommunication technology and systems, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Karpatska str. 15, Ivano-Frankivsk, 76019; doctoral student of the department of construction and road machinery, Kharkiv National Automobile and Road University, Yaroslav Mudryi str., 25, Kharkiv, 61002, E-mail: andrii.voznyi@gmail.com., <https://orcid.org/0009-0004-4938-1294>.

**Andriy Prisyazhny** – Major, Lecturer, Department of Military Training, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, 15 Karpatska St., Ivano-Frankivsk, Ukraine, 76019, E-mail: pav041284@ukr.net <https://orcid.org/0000-0002-6894-496X>.

**Viktor Nishchuk** – Major, Lecturer, Department of Military Training, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, 15 Karpatska St., Ivano-Frankivsk, Ukraine, 76019, tel.: +38 0342 50 25 06, E-mail: nviktorv@ukr.net <https://orcid.org/0000-0001-9142-4738>.