

М. В. КИДРАЧУК¹, Д. О. ВОЛЬЧЕНКО², Є. Ю. АНДРЕЙЧКОВ²,
О. С. БУРАВА², А. В. ПРИСЯЖНИЙ², В. В. НИЩУК²

¹Національний авіаційний університет, м. Київ, Україна

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

УЗАГАЛЬНЕНИЙ МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ ПОВЕРХНЕВО-ОБ'ЄМНОЇ ТЕМПЕРАТУРИ ЕЛЕМЕНТІВ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ

Матеріали статті містять питання: теплофізичні параметри пар тертя гальмівних пристроїв; проєктний розрахунок та аналіз результатів; обговорення результатів. Запропоновано узагальнений метод визначення поверхнево-об'ємної температури пар тертя гальмівних пристроїв при заданих конструктивних параметрах та постійних величинах теплофізичних властивостей їх матеріалів за умови, що потужність тертя відповідає лінійному або параболічному законам зміни та відповідає законам генерування теплових потоків у спряженнях тертя, що дозволило встановити таке. Зв'язок між графічними залежностями для лінійного і параболічного законів тепловиділення проводився через безрозмірну величину K як функцію критерію Фур'є (F_0), а залежність виду $K=\mu(F_0)$ дала можливість оцінити інтенсивність охолодження металевого фрикційного елемента за допомогою критерію Біо (Bi), критерій F_0 змінювався від нуля до 1,2, а критерій Bi від нуля до 1,0. При визначенні поверхнево-об'ємної температури пари "метал-полімер" здійснювалося через коефіцієнт розподілу теплових потоків; при цьому останні діяли на всю товщину металу, а в полімерній накладці тільки на її поверхневий та підповерхневі шари. При підборі матеріалу для металевого фрикційного елемента застосовувався коефіцієнт теплового насичення, в який входять коефіцієнт теплопровідності, теплоємності і густина матеріалу, що має більшу величину. Узагальнений метод підтверджується стендовими даними по парах тертя стрічково-колодкового гальма та експлуатаційними випробуваннями пар тертя барабанно-колодкового гальма, в яких матеріалом були сталь 35ХНЛ-ретинакс ФК-16Л.

Ключові слова: гальмівний пристрій, пара тертя, фрикційні елементи, теплофізичні параметри, поверхнево-об'ємна температура, проєктний розрахунок.

Вступ. Поверхнево-об'ємна температура поверхневих і приповерхневих шарів пар тертя «метал-полімер» у гальмівних пристроях, що використовуються в машинобудуванні, є одним з основних чинників, що визначають знософрикційні властивості електротермомеханічного тертя, тому необхідна оцінка цієї температури на стадії проєктування фрикційного вузла. Узагальненість методу визначення поверхнево-об'ємної температури пар при електротермомеханічній фрикційній взаємодії у стрічково- та барабанно-колодкових гальмах полягає в тому, що закономірності зміни потужності тертя аналогічні лінійному та параболічному законам зміни теплових потоків при гальмуванні.

Аналіз літературних даних та стан проблеми. У роботі [1] визначали реальну максимальну температуру (ϑ_M) на дискретній поверхні тертя ϑ_P , використовуючи гіпотезу підсумовування температур на поверхні тертя.

$$\vartheta_M = \vartheta_{СП} + \vartheta_{п} + \vartheta_V, \quad (1)$$

де $\vartheta_{СП}$, $\vartheta_{п}$, ϑ_V – температури: спалаху, поверхнева, та об'ємна металевого фрикційного елемента.

Оскільки при нормальній роботі аналізованих вузлів тертя температура підтримується рівною заданим значенням, приймаємо, що температура номінальної поверхні дорівнюватиме об'ємній температурі. У цьому випадку сумарна температура дорівнюватиме [2]:

$$\vartheta_{\Sigma} = \vartheta_0 + \vartheta_V + \vartheta_{СП}, \quad (2)$$

де ϑ_0 – початкова температура пари тертя.

Більше того, необхідно розглядати поверхнево-об'ємну температуру поверхневого та підповерхневого шарів фрикційних елементів.

Перераховані температури у металевому фрикційному елементі проходять шлях: мікроступи-поверхня-товщина елемента завдяки великому глибинному температурному градієнту. У фрикційній накладці шлях набагато коротший і становить товщину її поверхневого та підповерхневого шарів через мізерний глибинний температурний градієнт.

Дослідженню імпульсного та тривалого режимів гальмування пар тертя стрічково-колодкового гальма присвячена робота [3]. Однак в останній не було встановлено взаємозв'язок між експлуатаційними параметрами пар тертя гальма.

Схема реалізації методу теплової динаміки, моделювання тертя та зносу при розрахунку робочих характеристик гальма на стадії проєктування [1]: ϑ_{\max} – максимальна температура на поверхні тертя; P_a – номінальний тиск на поверхні тертя; зміна в часі гальмування швидкості ковзання (V_j); коефіцієнта тертя (f_j) та гальмівного моменту ($M_{Гj}$); повний час гальмування $t_{Г}$; шлях гальмування $L_{Г}$ та знос фрикційних елементів на одне гальмування Δh . Однак при цьому не було встановлено взаємозв'язок між перерахованими вище робочими характеристиками гальма.

Досвід застосування пар тертя барабанно-колодкових гальм транспортних засобів без урахування взаємозалежності енергетичних параметрів при їх експлуатації показав, що нерідкі такі пошкодження, як термічні тріщини накладки, термопружне короблення гальмівного диска, особливо в режимі тривалого пригальмування [4].

У роботах [5, 6] показано, що термопружна нестійкість викликана електротермомеханічним нагріванням та термічною деформацією поверхонь. Важливою теплофізичною властивістю гальмівного диска є коефіцієнти тепло- та температуропровідності його матеріалу, оскільки значна кількість теплової енергії накопичується на початковому етапі гальмування.

Характеристикою рівня теплової енергії є поверхнева температура, яка залежить від кількості підведеної до барабанного гальма механічної енергії, фізико-механічних та теплотехнічних властивостей матеріалів елементів тертя та ефективності дисипації енергії у навколишнє середовище [7, 8]. У зв'язку з цим динамічний коефіцієнт тертя барабанного гальма, який за визначенням враховує вплив температури, можна розглядати як характеристику кінетичних фрикційних властивостей дискового гальма, що визначають інтенсивність реалізації процесу гальмування [9, 10].

Однак у розглянутих роботах не було зазначено:

- у парі тертя «метал-полімер» при певних поверхнево-об'ємних температурах слід враховувати всю товщину металевого фрикційного елемента,

а в накладці тільки поверхневий і підповерхневий шари з урахуванням коефіцієнтів розподілу теплових потоків;

- не було встановлено зв'язку між лінійним та параболічним законами зміни потужності тертя у фрикційних вузлах гальм, а також з тепловими потоками в їх спряженнях.

Мета роботи – запропонувати узагальнений метод визначення поверхнево-об'ємної температури елементів фрикційних вузлів гальм.

Теплофізичні параметри пар тертя гальмівних пристроїв. Розглянемо варіант розрахунку максимального значення поверхнево-об'ємної температури, що досягається в процесі одиничного включення вузла тертя гальма, коли закон тепловиділення описується рівняннями, згідно з якими потужність тертя дорівнює

$$N_T = 2\bar{N} \cdot (1 - \tau) \quad (3) \quad \text{при} \quad N_T = 6\bar{N}_\tau \cdot (1 - \tau), \quad (4)$$

де $\bar{N} = A_{TP}/t$ – середнє значення потужності тертя за час гальмування (тут A_{TP} – робота тертя; t – час гальмування; $\tau = t/t_\tau$ – відносний час (тут t – поточний час).

Закопи тепловиділення, що описуються рівняннями (3) і (4), назвемо відповідно лінійним та параболічним.

Інтенсивність тепловиділення при гальмуванні робочих поверхонь фрикційного вузла змінна за часом процесу. Детальний розгляд закономірностей тепловиділення при терті у гальмах і муфтах наведено у роботі [1].

У процесі нагрівання тертям при розглянутих законах тепловиділення поверхнево-об'ємна температура θ_{CT} досягає максимального значення θ_{\max} за $0 < t < t_\tau$. Запропонована методика дозволяє визначити значення θ_{\max} без побудови кривої $\theta_n = f(\tau)$ і без попереднього розрахунку значення τ , яке відповідає максимуму $\theta_{\text{сп.о}}$.

На рис. 1 наведені графіки, які побудовані на підставі результатів розв'язання диференціального рівняння теплопровідності за припущення, що закон зміни потужності тертя аналогічний закону зміни теплового потоку, що генерується на поверхні тертя.

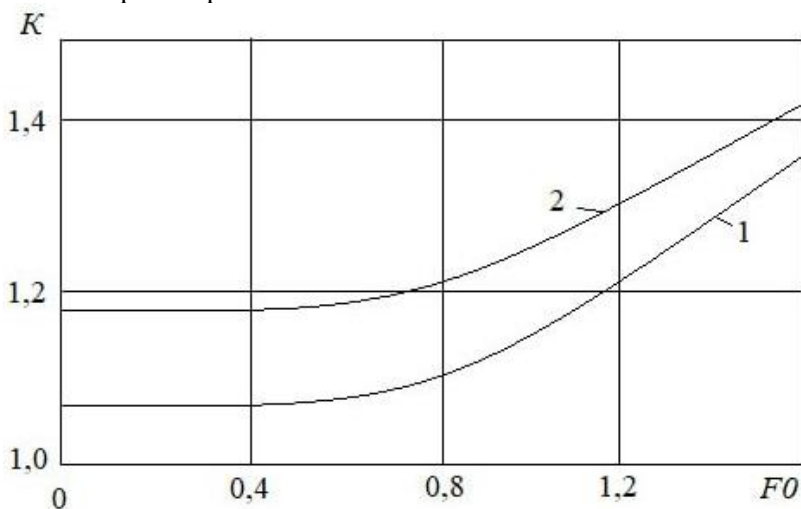


Рис.1 Графічна закономірність визначення величини K для тепловиділення: 1 - лінійного; 2 - параболічного

Користуючись кривою 1, можна визначити для лінійного, а кривою 2 - для параболічного законів тепловиділення безрозмірну величину K як функцію критерію Фур'є, що обчислюється за формулою:

$$F_0 = \frac{at_\sigma}{\delta^2},$$

де a - коефіцієнт температуропровідності матеріалу; δ - визначальний лінійний розмір (у нашому випадку товщина металевго елемента пари тертя при односторонньому нагріві або половина товщини при двосторонньому нагріві).

Знаючи величину K , знаходимо

$$\theta_{\text{по.мах}} = \frac{A'_{TP} K}{S_{TP} \sqrt{\lambda \cdot c \cdot \rho \cdot t_\sigma}},$$

де A'_{TP} - робота тертя, яка витрачається на нагрівання розглядуваного елемента пари тертя; S_{TP} - номінальна площа тертя (для фрикційного полімерного елемента - його номінальна площа, для металевго контртіла - площа доріжки тертя); λ , c і ρ - коефіцієнти: теплопровідності, теплоємності і густини матеріалів.

Для полімерного фрикційного елемента

$$A'_{TP} = a_{\text{т.п}} A_{TP}.$$

Для металевго фрикційного елемента

$$A'_{TP} = (1 - a_{\text{т.п}}) A_{TP}.$$

Тут $a_{\text{т.п}}$ - коефіцієнт розподілу теплоти між елементами пари тертя (частка теплоти, що сприймається поверхневим та підповерхневим шарами полімерної накладки), що визначається з умови рівності їх поверхневих температур.

За час тертя теплота встигає розповсюдитися на усю товщину металевго фрикційного елемента для визначення $a_{\text{т.п}}$ можна використати формулу Шаррона з поправкою, яка враховує величину динамічного коефіцієнта взаємного перекриття $k_{\text{вз}}$ [2], у вигляді

$$a_{\text{т.п}} = \frac{1}{1 + \frac{1}{k_{\text{вз}}} \sqrt{\frac{\lambda_{\text{м}} c_{\text{м}} \rho_{\text{м}}}{\lambda_{\text{ф}} c_{\text{ф}} \rho_{\text{ф}}}}}, \quad (5)$$

(тут і надалі індекси «м» и «ф» відносяться, відповідно до металу і фрикційному полімеру).

Формула (5) справедлива для умов, коли для обох елементів пари тертя $\tau F_0 \leq 0,45$. Оскільки $a_{\text{ф}} < a_{\text{м}}$, то використання формули (5) обмежується співвідношенням

$$\tau \frac{a_{\text{м}} t_\sigma}{\delta^2} \leq 0,45.$$

Як видно з формули (5), за малих значень критерію Фур'є для металевго фрикційного елемента ($F_{0\text{м}} \leq 0,45$) коефіцієнт $a_{\text{т.п}} = \text{const}$.

Тепловий потік на поверхні полімерного фрикційного елемента

$$q_{\text{ф}} = a_{\text{т.п}} \frac{N_T}{S_{\text{тп}}},$$

для металевго фрикційного елемента

$$q_{\text{ф}} = (1 - a_{\text{т.п}}) \frac{N_T}{S_{\text{тп}}}.$$

Звідси видно, що за $a_{т.п} = const$ закон зміни теплового потоку в часі аналогічний закону зміни потужності тертя.

Розглянемо можливості зниження поверхнево-об'ємної температури. Залежності, які наведені (див. рис. 1), показують, що при зменшенні величини критерію Фур'є до $F_0 \approx 0,45$ зменшується безрозмірна величина K і, відповідно, знижується $\theta_{сп.0}$. Зменшення критерію Фур'є може бути досягнуто, наприклад, збільшенням товщини металевго фрикційного елемента до $\delta \approx 1,5 \sqrt{a_m \cdot t_\sigma}$ (подальше збільшення δ марно, оскільки за малих значень F_0 величина $K = const$). З формули (3) видно, що температуру $\theta_{сп.0}$ можна знизити шляхом підбору матеріалу з високим значенням коефіцієнта теплового насичення $b = \sqrt{\lambda c \rho}$. Однак такі матеріали часто характеризуються незадовільними знософрикційними властивостями, у зв'язку з чим можуть використовуватися лише за наявності чавунного або сталюого покриттів. При цьому збільшується термічний опір і порушуються іонно-електронні поля в спряженнях.

Формула (4) показує також, що деяке зменшення $\theta_{сп.мак}$ може бути досягнуто за рахунок більш плавного гальмування, тобто за рахунок збільшення часу t_σ до значень, які близькі до максимально допустимих. При цьому у випадку необхідності можна компенсувати підвищення F_0 , яке відповідає збільшенням товщини δ_m металевго фрикційного елемента.

Примусове охолодження стисненим повітрям надає вирішальний вплив на поверхнево-об'ємну температуру спряження. На рис. 2 показані графіки величини для лінійного закону тепловиділення з урахуванням охолодження площини тертя. Інтенсивність охолодження характеризується критерієм Біо, значення якого визначається співвідношенням

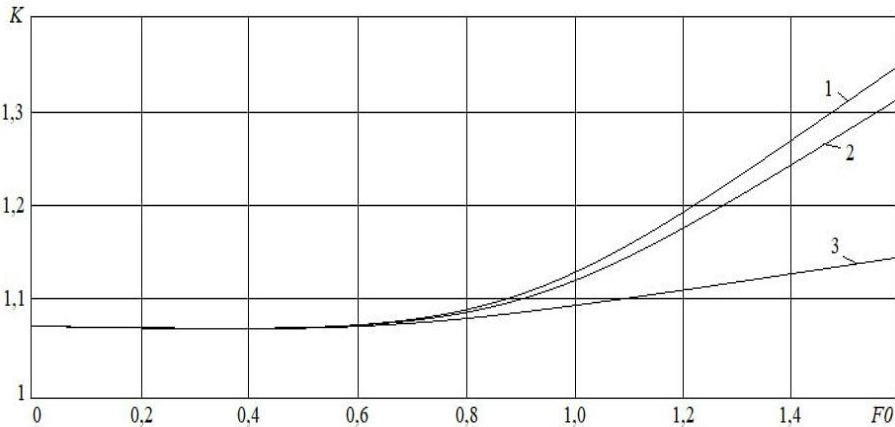


Рис. 2. Залежності величин K від критерію Фур'є F_0 за різних значень критерію Біо:

1) $B_i = 0$; 2) $B_i = 0,1$; 3) $B_i = 1,0$

$$B_i = \frac{a}{\lambda_m} \delta_m,$$

де a – коефіцієнт тепловіддачі.

Для реалізації випадку $B_i = 1,0$ необхідне значення $a = 1 \div 2 \text{ Вт} \cdot \text{см}^{-2} \cdot \text{°C}^{-1}$, що може бути досягнуто на поверхні, яка омивається стисненим повітрям. Щодо конструкцій охолоджуваних вузлів тертя навряд чи можливо отримати $B_i > 0,1$. Разом з тим навіть за $B_i = 1,0$ і $F_0 = 2,0$, що являє дуже важко

реалізований випадок, величина K зменшується не так значно (на 26%). За $B_i = 0,1$ і $F_o = 2,0$, що може рахуватися граничним випадком для реальних конструкцій, зменшення K складає всього 2,5% обох елементів пари тертя протягом всього процесу нагрівання.

За $\tau F_{om} > 0,45$ (як правило, $F_{om} < 2,0$) коефіцієнт $a_{т.п}$ стає змінним у часі процесу електротермомеханічного тертя. У такому випадку

$$a_{т.п} = \frac{1}{1 + \frac{1}{k_{вз}} \sqrt{\frac{\lambda_m c_m \rho_m}{\lambda_\phi c_\phi \rho_\phi}} \varphi(F_{om}, \tau)}. \quad (6)$$

При законах тепловиділення в спряженні пар тертя:
лінійному

$$\varphi(F_{om}, \tau) = \frac{\sqrt{\tau F_{om}}(1,1288 - 0,7520\tau)}{\frac{1}{3}(1-\tau) + \frac{1}{45F_{om}} + \tau F_{om}(1-0,5\tau)};$$

параболічному

$$\varphi(F_{om}, \tau) = \frac{4,512\sqrt{\tau F_{om}}\tau(1-0,8\tau)}{F_{om}\tau^2 - (3-2\tau) + 2\tau(1-\tau) - \frac{2(1-2\tau)}{15F_{om}} - \frac{8}{15 \cdot 21F_{om}^2}}.$$

На основі вишевикладеного, перейдемо до проєктного розрахунку теплофізичних параметрів пар тертя гальмівних пристроїв.

Проєктний розрахунок і аналіз результатів. Розрахунки для пари чавун ЧНМХ- ретинакс ФК-16 показують, що значення $a_{т.п}$, пораховані за формулами (6) і (5), мають більші розходження. Так, якщо за $\tau F_{om} \leq 0,45$ коефіцієнт $a_{т.п} = 0,067$, то при $\tau F_{om} > 0,45$ значення $a_{т.п}$ зростає зі збільшенням τ . Внаслідок цього закон зміни теплового потоку на поверхнях тертя відрізняється від закону зміни потужності тертя. Найбільше розходження має місце за $\tau = 0,8 \div 0,9$; так, за $F_{om} = 1,0$ значення $a_{т.п}$, розраховане за формулою (6), складає 0,086 для лінійного і 0,0765 для параболічного законів тепловиділення, тобто на 27,0 і 14% більше, ніж за $\tau F_{om} \leq 0,45$, а за $F_{om} = 2,0$ досягає 0,103 для лінійного і 0,093 для параболічного законів тепловиділення, перевищуючи, таким чином, значення $a_{т.п}$, розраховані за формулою (5), на 53,0 і 39%. Разом з тим значення різниці $1 - a_{т.п}$ підраховані з використанням формул (6) і (5), різняться несуттєво: за $F_{om} = 1,0$ найбільше розходження складає 2,0% для лінійного і 1,0% для параболічного законів тепловиділення, а за $F_{om} = 2,0$ відповідно, 4,6% і 2,8%. Подібні цифри характерні і для інших пар «метал-полімерна накладка». Це дозволяє стверджувати, що тепловий потік, який сприймається металевим фрикційним елементом і потужність тертя суттєво відрізняються через невеликі величини теплофізичних параметрів матеріалу елемента. Звідси випливає, що значення поверхнево-об'ємної температури необхідно визначати за параметрами металевого фрикційного елемента, причому різниця $1 - a_{т.п}$ за $F_{om} \leq 2,0$ з достатньою точністю можна сприймати сталою, знаходячи $a_{т.п}$ за формулою (5). Наведемо приклади визначення поверхнево-об'ємної температури пар тертя гальм.

Приклад 1. На стенді, який імітує стрічково-колодкове гальмо, були проведені випробування фрикційної пари сталь 35ХНЛ-ретинакс ФК-16Л. При цьому $k_{вз} = 0,5$; $\delta_m = 1,5$ см; $\delta_\phi = 0,6$ см; $t_\sigma = 2$ с. Параметри досліджуваних матеріалів: $a_m = 0,125$ см² · с⁻¹; $\rho_m = 0,00785$ кг · см⁻³; $c_m = 590$ Дж · кг⁻¹ · °С⁻¹;

$\lambda_m = 0,582 \text{ Дж}\cdot\text{см}^{-1}\cdot\text{°C}^{-1}$; $\rho_f = 0,00182 \text{ кг}\cdot\text{см}^{-3}$; $C_f = 970 \text{ Дж}\cdot\text{кг}^{-1}\cdot\text{°C}^{-1}$; $\lambda_f = 0,0067 \text{ Дж}\cdot\text{см}^{-1}\cdot\text{°C}^{-1}$.

На рис. 3 показані криві зміни моменту тертя M_T і відносної кутової швидкості $\omega_{отн}$ поверхонь тертя, які побудовані після розшифрування осцилограми процесу, а на рис. 3 – закономірності зміни потужності тертя N_T , які побудовані з використанням дослідних даних і формули $N_T = 0,098 M_T \omega_{отн}$ (крива 1) і за формулою (1) для лінійного закону тепловиділення (крива 2); в обох випадках середня потужність тертя $\bar{N} = 4920 \text{ Вт}$. На рис. 4 показана також експериментальна крива $\theta_{по}$, яка побудована за осцилограмою термо-ЕРС штучної термопари; як видно $\theta_{по} = 144^\circ\text{C}$ за $F_{ом} = 0,111$, $a_{т.п} = 0,032$, $K = 1,063$ (див. рис. 1, крива 1 за $F_0 < 0,45$) розрахункове значення $\theta_{сп} = 155^\circ\text{C}$.

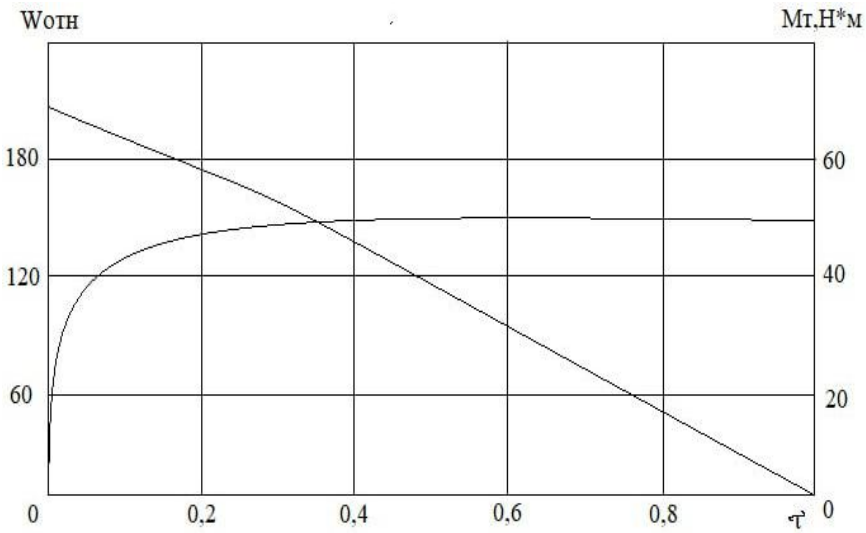


Рис.3. Залежності моменту тертя M_T і відносної кутової швидкості $\omega_{отн}$ поверхонь тертя від відносного часу τ гальмування

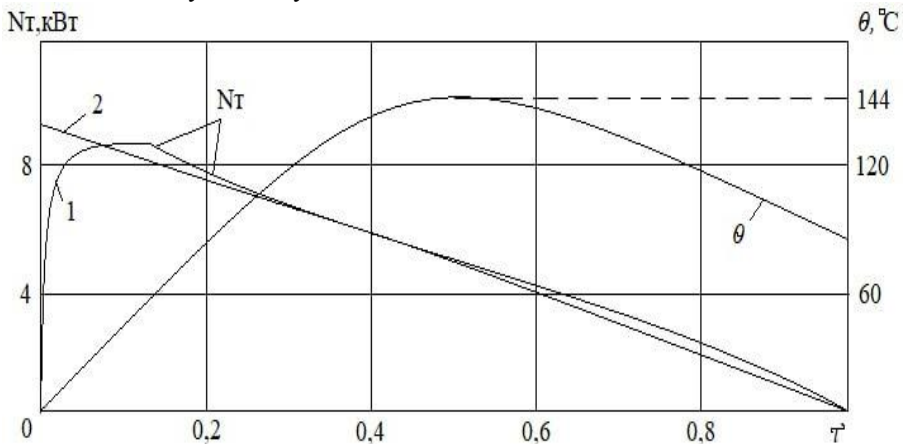


Рис.4. Закономірності зміни потужності тертя N_T і поверхнево-об'ємної температури θ у процесі гальмування: 1 і 2 – експериментальні і розрахункові криві

Приклад 2. На задньому гальмі вантажного транспортного засобу ЗІЛ-130 в експлуатаційних умовах були проведені випробування фрикційної пари сталь 35ХНЛ-ретинакс ФК-16Л. При цьому $k_{вз}=0,5$; $\delta_m=20,0$ мм; $\delta_\phi=0,6$ мм; $t_\tau=6,0$ с, швидкість ковзання $V_{ск}=26,1$ м/с, динамічний коефіцієнт тертя $f=0,42$, імпульсне питоме навантаження $p=0,5$ МПа, гальмівний момент (M_T), який розвивається барабанно-колодковим гальмом (рис. 5) визначався за залежністю вигляду $M_T = fpFR$.

Параметри досліджуваних матеріалів такі самі як і у першому прикладі, а конструктивні параметри були такими: $R_g=0,210$ м; $B_\delta=0,14$ м; $F_m=0,185$ м²; $F_\phi=0,108$ м²; $K_m=0,94$; $K_\phi=0,06$. Результати досліджень: $q_M=74,6$ Вт/м²; $v_{еф}=1,52$ мм; $M_T=367,5$ мм; $\theta_{п.о}=331,0$ °С (нижче допустимої температури для матеріалу накладки).

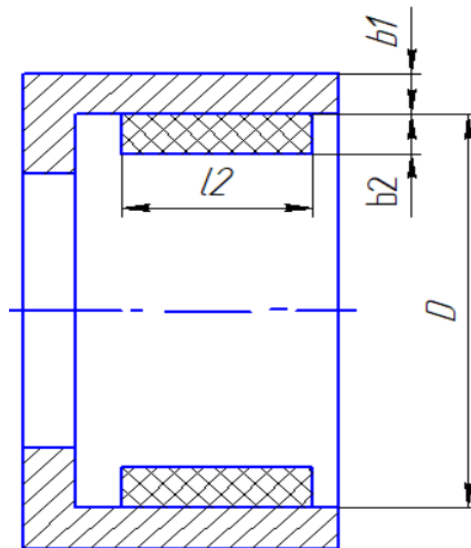


Рис. 5. Схема барабанно-колодкового гальма

Обговорення результатів. Запропонований узагальнений метод визначення поверхнево-об'ємної температури пар тертя гальмівних пристроїв за заданих конструктивних параметрах і сталих величинах теплофізичних властивостей їх матеріалів за умови, що потужність тертя відповідає лінійному або параболічному законам зміни і відповідає законам генерування теплових потоків у спряженнях тертя, що дозволило встановити таке:

- зв'язок між графічними залежностями за лінійного і параболічного законів тепловиділення проводилося через безрозмірну величину K як функцію критерію Фур'є (F_0), а залежність вигляду $K = \mu(F_0)$ дала можливість оцінити інтенсивність охолодження металевго фрикційного елемента за допомогою критерію Біо (B_i) – при цьому критерій F_0 змінювався від нуля до 1,2, а критерій B_i від нуля до 1,0;

- визначення поверхнево-об'ємної температури пари «метал-полімер» здійснювалося через коефіцієнт розподілу теплових потоків; при цьому останні діяли на усю товщину метала, а у полімерній накладці тільки на її поверхневий і підповерхневий шари;

- при підборі матеріалу для металевого фрикційного елемента використовувався коефіцієнт теплового насичення, в який входять: коефіцієнт теплопровідності, теплоємність і густина матеріалу, який має більшу величину;

- узагальнений метод підтверджується стендовими даними по парах тертя стрічково-колодкового гальма і експлуатаційними випробуваннями пар тертя барабанно-колодкового гальма, в яких матеріалом були сталь 35ХНЛ-ретинакс ФК-16Л.

Висновки. Для проектного розрахунку поверхнево-об'ємної температури фрикційного вузла отримано спрощені аналітичні та графічні залежності. Зниження цієї температури може бути досягнуто збільшенням товщини контртіла, підбором матеріалу з можливим великим значенням коефіцієнта теплового насичення, а також збільшенням часу гальмування, якщо це не допустимо за умов експлуатації транспортного засобу.

Охолодження контртіла в процесі тертя практично не суттєво впливає на величину поверхнево-об'ємної температури.

Список літератури

1. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника)/ А. В. Чичинадзе, Э. М. Берлинец, Э.Д., Браун и др.; Под общ ред. А. В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 2003. – 576 с.; ил.
2. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов буровых колодок/ А.Х. Джанахмедов, Д. А. Вольченко, В.С. Скрыпник, И. Я. Ширали, Э. А. Джанахмедов, Н. А. Вольченко, Д. Ю. Журавлев; под общ. ред. акад. А.Х. Джанахмедова. Стандарт. Баку: Апострофф, 2016. – 312 с.
3. Шалыгин М.Г. Изнашивание субшероховатости поверхностей трения в водосодержащей среде: дисс. ... на соиск. научн. степени докт. техн., наук: 05.02.04 – трение и износ в машинах, Брянск, 2017. – 254с.
4. Кривошея Ю. В. Коэффициент трения покоя дискового тормоза / Ю.В. Кривошея, Д.С. Кривошея // Известие Транссиба. №4(44), 2020. – С.75-81.
5. Пат. 2647338 С2 РФ, МПК F16D 4908. Способ оценки внешних и внутренних параметров узлов трения при испытаниях в стендовых условиях / Вольченко Н.А., Вольченко А.И., Киндрачук М.В., Вольченко Д.А., Криштопа С.И., Журавлев Д.Ю., Журавлев А.Ю., Бекиш И.О., Захара И.Я., Кашуба Н.В., Возный А.В., Красин П.С., Стаднык О.Б. заявитель и патентообладатель Вольченко Николай Александрович, №2015122719; заявл. 11.06.2015; опубл. 15.03.2018. Бюл. №8. – 103 с.
6. Sergitnko V. H. Noise and vibration in friction system / V. P. Sergienko, S.N. Bukharov. Cham: Springer, 2014. – 251 p.
7. Sarcar C. Transient thermo-elastic analysis of brake / C. Sarcar, H. Hirani // International Journal of Current Engineering and Technology. 2015. Vol. 5. No.1. Pp. 413-418.
8. Belhocine A. Numerical investigation of a three-dimensional disc-pad model with and without thermal effects / A.Belhocine // Thermal science. 2015. Vol. 19. No. 6. Pp. 2195-2204.
9. Трибология: трение, износ, смазка / А.Х. Джанахмедов, Д.А. Вольченко, Н.А. Вольченко [и др.] // Баку: «Апостроф-А», 2019. – 640 с.
10. Pateriya J. Brake disc analysis with the help of Ansys software / J. Pateriya, R.K. Yadav, V. Mukhraiya, P. Sing // International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET). 2015. Vol.6.Is.11.Pp.114-122.
11. Kindrachuk M.V., Volchenko D.A., Volchenko N.A. [et al.] Influence of a water conduit on the wear resistance of materials in friction pairs of brake devices // Phiz-Khim. mechanics of materials. – 2017. – 53. № 2. – P.135-141.

12. Колесников И.В. Способы снижения шума и вибраций при проектировании, производстве и эксплуатации железнодорожного подвижного состава / И.В. Колесников, С.Ф. Подуст, А.Н. Чукарин. Москва; ВИНТИРАН, 2015. – 216 с.

Стаття надійшла до редакції 13.02.2024.

Кіндрачук Мирослав Васильович – член-кореспондент НАН України, докт. техн. наук, професор кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів, Національний авіаційний університет, пр. Любомира Гузара, 1, м. Київ, Україна, 03058, +38044 406 77 73, 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, +38 0342 72 71 41, моб. 050-373-82-42, E-mail: vol21@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-1565-749X>.

Андрейчиков Євген Юрійович – підполковник, старший викладач кафедри військової підготовки Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76019, <https://orcid.org/0000-0002-4579-3636>.

Бурава Олександр Степанович – підполковник, старший 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: burava2012@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0003-1489-7763>.

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 <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>.

M. V. KINDRACHUK, D. O. VOLCHENKO, E. YU. ANDREYCHIKOV, O. S. BURAVA,
A. V. PRYSIAZHNYI, V. V. NISHCHUK

GENERALIZED METHOD OF DETERMINING THE SURFACE-VOLUME TEMPERATURE OF ELEMENTS OF FRICTION UNITS

The materials of the article contain questions: thermophysical parameters of friction pairs of braking devices; project calculation and analysis of results; discussion of the results. A generalized method of determining the surface-volume temperature of the friction pairs of braking devices with given design parameters and constant values of the thermophysical properties of their materials is proposed, provided that the friction power corresponds to linear or parabolic laws of change and corresponds to the laws of generating heat flows in friction couplings, which made it possible to establish such. The connection between graphical dependencies for linear and parabolic laws of heat release was carried out through the dimensionless value K as a function of the Fourier criterion (F_0), and the dependence of the form $K=\mu(F_0)$ made it possible to estimate the intensity of cooling of the metal friction element using the Bio criterion (Bi), criterion F_0 varied from zero to 1.2, and criterion Bi from zero to 1.0. When determining the surface-volume temperature of the "metal-polymer" pair, it was carried out through the coefficient of distribution of heat flows; while the latter acted on the entire thickness of the metal, and in the polymer overlay only on its surface and subsurface layers. When selecting the material for the metal friction element, the coefficient of thermal saturation was used, which includes the coefficient of thermal conductivity, heat capacity and density of the material, which has a larger value. The generalized method is confirmed by bench data on friction pairs of a belt-pad brake and operational tests of friction pairs of a drum-pad brake, in which the material was steel 35XHJ-retinax ФК-16Л.

Keywords: braking device, friction pair, friction elements, thermophysical parameters, surface-volume temperature, design calculation.

References

1. Friction, wear and lubrication (tribology and tribotechnics) / A. V. Chichinadze, E. M. Berlinets, E. D., Brown et al.; Under general editorship A. V. Chichinadze. – M.: Mashinostroenie, 2003. – 576 p.; ill.
2. Design and verification calculation of friction units of band-block brakes of drilling blocks / A.Kh. Dzhanakhmedov, D. A. Volchenko, V.S. Skrypyuk, I. Ya. Shirali, E. A. Dzhanakhmedov, N. A. Volchenko, D. Yu. Zhuravlev; under general ed. acad. OH. Dzhanakhmedova. Standard. Baku: Apostroff, 2016. – 312 p.
3. Shalygin M.G. Wear of sub-roughness of friction surfaces in a water-containing medium: dissertation. ...for a job application. scientific Doctoral degrees tech., sciences: 02/05/04 – friction and wear in machines, Bryansk, 2017. – 254 p.
4. Krivosheya Yu.V. Coefficient of static friction of a disc brake / Yu.V. Krivosheya, D.S. Torticollis // News of Transsib. No. 4(44), 2020. – P.75-81.
5. Pat. 2647338 C2 RF, MPK F16D 4908. Method for assessing the external and internal parameters of friction units when tested under bench conditions / Volchenko N.A., Volchenko A.I., Kindrachuk M.V., Volchenko D.A., Krishtopa S.I. , Zhuravlev D.Yu., Zhuravlev A.Yu., Bekish I.O., Zahara I.Ya., Kashuba N.V., Vozny A.V., Krasin P.S., Stadnyk O.B. applicant and patent holder Nikolay Aleksanrovich Volchenko, No. 2015122719; application 06/11/2015: publ. 03/15/2018. Bull. No. 8. – 103 s.
6. Sergitnko V. H. Noise and vibration in friction system / V. P. Sergienko, S.N. Bukharov. Cham: Springer, 2014. – 251 p.
7. Sarcar C. Transient thermo-elastic analysis of brake / C. Sarcar, H. Hirani // International Journal of Current Engineering and Technology. 2015. Vol. 5. No.1. Pp. 413-418.

8. Belhocine A. Numerical investigation of a three-dimensional disc-pad model with and without thermal effects / A.Belhocine // *Thermal science*. 2015. Vol. 19. No. 6. Pp. 2195-2204.
9. Tribology: friction, wear, lubrication / A.Kh. Dzhanakhmedov, D.A. Volchenko, N.A. Volchenko [and others] // Baku: "Apostrophe-A", 2019. – 640 p.
10. Pateriya J. Brake disc analysis with the help of Ansys software / J. Pateriya, R.K. Yadav, V. Mukhraiya, P. Sing // *International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET)*. 2015. Vol.6.Is.11.Pp.114-122.
11. Kindrachuk M.V., Volchenko D.A., Volchenko N.A. [et al.] Influence of a water conduit on the wear resistance of materials in friction pairs of brake devices // *Phiz-Khim. mechanics of materials*. – 2017. – 53. № 2. – P.135-141.
12. Kolesnikov I.V. Methods for reducing noise and vibration in the design, production and operation of railway rolling stock / I.V. Kolesnikov, S.F. Podust, A.N. Chukarin. Moscow; VINITIRAN, 2015. – 216 p.

Kindrachuk Myroslav Vasylovych – Corresponding Member of the National Academy of Sciences of Ukraine, Doctor of Science. tech. Sciences, Professor of the Department of Applied Mechanics and Materials Engineering, National Aviation University, Lyubomir Guzar Ave., 1, Kiev, Ukraine, 03058, +38044 406 77 73, E-mail: nau12@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-0529-2466>.

Volchenko Dmytro Oleksandrovykh – Dr. tech. Sciences, Professor of the Department of Oil and Gas Production, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, st. Karpatska, 15, Ivano-Frankivsk, Ukraine, 76019, +38 0342 72 71 41, mob. 050-373-82-42, E-mail: vol21@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-1565-749X>.

Andreychikov Evgen Yuriyovych – lieutenant colonel, senior lecturer of the department of military training, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, st. Karpatska, 15, Ivano-Frankivsk, Ukraine, 76019, <https://orcid.org/0000-0002-4579-3636>.

Burava Oleksandr Stepanovych – lieutenant colonel, senior lecturer at the department of military training, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, st. Karpatska, 15, Ivano-Frankivsk, Ukraine, 76019, phone: +38 0342 50 25 06, E-mail: burava2012@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0003-1489-7763>

Pryyazhny Andriy Volodymyrovych – major, academician of the department of military training, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, vul. Karpatska, 15, Ivano-Frankivsk, Ukraine, 76019, E-mail: pav041284@ukr.net <https://orcid.org/0000-0002-6894-496X>.

Nishchuk Viktor Viktorovych – major, academician of the department of military Training, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, vul. Karpatska, 15, Ivano-Frankivsk, Ukraine, 76019, tel.: +38 0342 50 25 06, E-mail: nviktorv@ukr.net <https://orcid.org/0000-0001-9142-4738>.