

УДК 536.12:621.891:539.3

ВИЗНАЧЕННЯ МАКСИМАЛЬНОЇ ТЕМПЕРАТУРИ ТРИБОСИСТЕМИ НАКЛАДКА–ДИСК ПІД ЧАС ОДНОРАЗОВОГО ГАЛЬМУВАННЯ

О. ЄВТУШЕНКО, М. КУЦІЙ, К. ТОПЧЕВСКА

Білостоцька політехніка, Польща

Запропоновано розрахункову схему визначення максимальної температури трибо-системи накладка–диск під час одноразового гальмування із врахуванням часу досягнення тиском номінального значення, температурної залежності матеріалів та шорсткості поверхонь тертя. Обчислення виконано для тридискового гальма, виготовленого з вуглецевого композиту Termar-ADF. Для експоненційного та лінійного збільшення контактної тиску під час гальмування досліджено вплив термочутливості матеріалу на еволюцію середньої температури номінальної ділянки контакту, температури спалаху та максимальної температури поверхні тертя.

Ключові слова: *тертя, фрикційне нагрівання, температура, термочутливість, гальмування, накладка, диск.*

Вступ. Розрахунок теплового режиму гальмівних систем виконують за максимальною температурою [1, 2]. Запропоновано методику визначення максимальної температури на підставі розв'язку системи рівнянь теплової динаміки тертя (ТДТ) [3, 4]. До складу системи таких рівнянь входять: експериментальні залежності механічних і теплофізичних властивостей матеріалів від температури, зміна контактної тиску під час гальмування, початкова задача для рівняння руху, тепла задача тертя для визначення середньої температури номінальної ділянки контакту накладки з диском, формули для знаходження температури спалаху та гіпотеза сумування цих двох температур [5, 6]. Запропоновано аналітичні методи визначення середньої температури ділянки контакту, які базуються на розв'язках одновимірних крайових задач теплопровідності з врахуванням теплоутворення від тертя [7–9]. Зокрема, отримано інженерні формули для вивчення впливу тривалості збільшення контактної тиску, а значить, і часового профілю питомої потужності тертя, на температуру фрикційної пари [10, 11].

Мета роботи – адаптувати ці формули до системи рівнянь ТДТ для трибо-системи накладка–диск та дослідити на їх основі вплив температурної залежності механічних та теплофізичних властивостей фрикційного матеріалу Termar-ADF на еволюцію максимальної температури під час одноразового гальмування.

Система рівнянь ТДТ. За інтенсивного гальмування об'ємна температура елементів фрикційної пари часто перевищує 400°C. При цьому теплофізичні та механічні характеристики матеріалів можуть змінюватись навіть на 30...40% від своїх початкових значень [12]. Експериментальні залежності цих характеристик від температури наближено формулами [1]:

$$\begin{aligned} K_l(T) &= K_{l,0} K_l^*(T), \quad c_l(T) = c_{l,0} c_l^*(T), \\ \rho_l(T) &= \rho_{l,0} \rho_l^*(T), \quad HB_l(T) = HB_{l,0} HB_l^*(T), \end{aligned} \quad (1)$$

$$K_{l,0} \equiv K_l(T_0), \quad c_{l,0} \equiv c_l(T_0), \quad \rho_{l,0} \equiv \rho_l(T_0), \quad HB_{l,0} \equiv HB_l(T_0), \quad (2)$$

$$K_l^*(T) = K_{l,1} + K_{l,2} / \{[K_{l,3}(T - K_{l,4})]^2 + 1\} + K_{l,5} / \{[K_{l,6}(T - K_{l,7})]^2 + 1\}, \quad (3)$$

$$c_l^*(T) = c_{l,1} + c_{l,2} / \{[c_{l,3}(T - c_{l,4})]^2 + 1\} + c_{l,5} / \{[c_{l,6}(T - c_{l,7})]^2 + 1\}, \quad (4)$$

$$\rho_l^*(T) = \rho_{l,1} + \rho_{l,2} / \{[\rho_{l,3}(T - \rho_{l,4})]^2 + 1\} + \rho_{l,5} / \{[\rho_{l,6}(T - \rho_{l,7})]^2 + 1\}, \quad (5)$$

$$HB_l^*(T) = HB_{l,1} + HB_{l,2} / \{[HB_{l,3}(T - HB_{l,4})]^2 + 1\} + \\ + HB_{l,5} / \{[HB_{l,6}(T - HB_{l,7})]^2 + 1\}, \quad (6)$$

де T – температура; T_0 – початкова температура; K_l – коефіцієнт теплопровідності; c_l – питома теплоємність; ρ_l – густина; HB_l – твердість за Брінеллем; $K_{l,i}$, $c_{l,i}$, $\rho_{l,i}$, $HB_{l,i}$, $i = 1, 2, \dots, 7$ – апроксимаційні коефіцієнти матеріалів накладки ($l = 1$) і диска ($l = 2$) відповідно.

Зміну контактного тиску p , швидкості V та питомої роботи тертя w з часом t під час гальмування розраховуємо за формулами [11]

$$p(t) = p_0 p^*(t), \quad p^*(t) = 1 - e^{-t/t_i}, \quad 0 \leq t \leq t_s, \quad (7)$$

$$V(t) = V_0 V^*(t), \quad V^*(t) = 1 - t/t_s^0 + p^*(t)t_i/t_s^0, \quad t_s^0 = W_0 / (q_0 A_a), \quad q_0 = fp_0 V_0, \quad (8)$$

$$w(t) = w_0 w^*(t), \quad w_0 = q_0 t_s^0,$$

$$w^*(t) = (1 - 0,5t/t_s^0)t/t_s^0 - p^*(t)(1 - t/t_s^0)t_i/t_s^0 - 0,5[p^*(t)t_i/t_s^0]^2, \quad (9)$$

де A_a – площа номінальної ділянки контакту накладки з диском; f – коефіцієнт тертя; V_0 , W_0 – відповідно початкові швидкість та кінетична енергія трибосистеми; t_i – параметр, який характеризує тривалість досягнення тиском номінального значення p_0 ; t_s – час зупинки, який знаходимо з рівняння $V(t_s) = 0$. Якщо $0 \leq t_i \leq 0,3t_s^0$, то $t_s = t_s^0 + 0,99t_i$.

За лінійного збільшення контактного тиску часові профілі p^* , V^* та w^* у формулах (7)–(9) мають вигляд [13]:

$$p^*(t) = (t/t_i)H(t_i - t) + H(t - t_i), \quad (10)$$

$$V^*(t) = 1 - V_i^*(t)H(t_i - t) - [V_i^*(t_i) + V_s^*(t)]H(t - t_i), \quad (11)$$

$$V_i^*(t) = t^2 / (2t_s^0 t_i), \quad V_s^*(t) = (t - t_i) / t_s^0, \quad (12)$$

$$w^*(t) = w_i^*(t)H(t_i - t) - [w_i^*(t_i) + w_s^*(t)]H(t - t_i), \quad (13)$$

$$w_i^*(t) = 0,5[1 - 0,25t^2 / (t_s^0 t_i)]t^2 / (t_s^0 t_i), \quad w_s^*(t) = (1 - 0,5t/t_s^0)(t - t_i) / t_s^0, \quad (14)$$

де $H(\cdot)$ – одинична функція Гевісайда; $t_s = t_s^0 + 0,5t_i$. Зазначимо, що повна робота тертя за експоненційного і лінійного збільшення тиску є однаковою і дорівнює $w(t_s) = 0,5w_0$.

Максимальну температуру поверхні тертя шукаємо у вигляді

$$T_{\max}(t) = T_m(t) + T_f(t), \quad 0 \leq t \leq t_s, \quad (15)$$

де T_m – середня температура номінальної ділянки контакту; T_f – температура фактичної ділянки контакту (температура спалаху).

За експоненційного збільшення контактного тиску (7) маємо [11]:

$$T_m(t) = \gamma T_{m,0} T_m^*(t) + T_0, \quad 0 \leq t \leq t_s, \quad (16)$$

$$T_m^*(t) = \sqrt{\frac{t}{t_s^0}} \left[\left(1 + \frac{t_i}{2t_s^0} - \frac{2t}{3t_s^0} \right) \frac{2}{\sqrt{\pi}} - \left(1 - \frac{t}{t_s^0} + \frac{3t_i}{2t_s^0} \right) F \left(\sqrt{\frac{t}{t_i}} \right) + \frac{t_i}{t_s^0} F \left(\sqrt{\frac{2t}{t_i}} \right) \right], \quad (17)$$

$$F(x) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \sum_{n=0}^{\infty} (-1)^n \frac{(2x^2)^n}{(2n+1)!!}, \quad 0 \leq x \leq 3, \quad F(x) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(2n-1)!!}{(2x^2)^{n+1}}, \quad x > 3, \quad (18)$$

$$\gamma = \sqrt{k^*} / (\sqrt{k^*} + \sqrt{K^*}), \quad T_{m,0} = q_0 a / K_{l,0}, \quad K^* = K_{2,0} / K_{1,0}, \quad k^* = k_{2,0} / k_{1,0}, \quad (19)$$

$$k_{l,0} = K_{l,0} / (\rho_{l,0} c_{l,0}), \quad a = \max\{a_l\}, \quad a_l = \sqrt{k_{l,0} t_s^0}, \quad l = 1, 2. \quad (20)$$

Якщо тиск під час гальмування збільшується лінійно (10), то у формулі (16) часовий профіль середньої температури визначасмо так [13]:

$$T_m^*(t) = T_i^*(t) H(t_i - t) + [T_i^*(t_i) - T_s^*(t_i) + T_s^*(t)] H(t - t_i), \quad 0 \leq t \leq t_s, \quad (21)$$

$$T_i^*(t) = \frac{4t}{t_i} \sqrt{\frac{t}{\pi t_s^0}} \left(\frac{1}{3} - \frac{4t^2}{35t_s^0 t_i} \right), \quad T_s^*(t) = 2 \sqrt{\frac{t}{\pi t_s^0}} \left(1 + \frac{t_i}{2t_s^0} - \frac{2t}{3t_s^0} \right). \quad (22)$$

Дослідження показали, що значення середньої температури поверхні тертя, отримані з і без врахування термічної чутливості матеріалів, відрізняються не більше ніж на 10% [1]. Але розрахунок T_m із залежними від температури механічними і теплофізичними властивостями (1)–(6) значно утруднений, оскільки базується на розв'язку нелінійних рівнянь теплопровідності. Тому середню температуру визначали за формулами (16)–(22), замінивши в них сталі $K_{l,0}$, $c_{l,0}$, $\rho_{l,0}$ за початкової температури T_0 на відповідні параметри $K_{l,\Theta}$, $c_{l,\Theta}$, $\rho_{l,\Theta}$, знайдені зі співвідношень (1)–(6) для усереднених у часі гальмування об'ємних температур накладки і диска:

$$\Theta_l = T_0 + \vartheta_{l,0} \vartheta^*, \quad \vartheta_{l,0} = \frac{\alpha_l \Psi_l W_0}{G_l c_{l,0}}, \quad \vartheta^* = \frac{2}{t_s} \int_0^{t_s} w^*(t) dt, \quad l = 1, 2, \quad (23)$$

де G_l – маси ефективних теплопоглинальних елементів; $\alpha_1 = 1 - \gamma$, $\alpha_2 = \gamma$ – коефіцієнти розподілу теплових потоків; Ψ_l – коефіцієнти, що враховують зниження температури внаслідок поширення тепла поза ділянкою тертя. Взявши до уваги співвідношення (7)–(9), з формули (23) отримали:

$$\vartheta^* = \frac{2t_i^2}{t_s t_s^0} \left[1 - \frac{t_i}{4t_s^0} + \left(\frac{t_s}{t_s^0} - 1 \right) e^{-t_s/t_i} + \frac{t_i}{4t_s^0} e^{-2t_s/t_i} \right] - \frac{t_i}{t_s^0} \left(2 - \frac{t_s}{t_s^0} + \frac{t_i}{t_s^0} \right) + \frac{t_s}{t_s^0} \left(1 - \frac{t_s}{3t_s^0} \right). \quad (24)$$

За лінійного збільшення контактного тиску (10)–(14) з формули (23) знаходимо:

$$\vartheta^* = \frac{t_i^2}{3t_s t_s^0} \left(1 + \frac{t_i}{10t_s^0} \right) - \frac{t_i}{t_s^0} \left(1 - \frac{t_s}{2t_s^0} + \frac{t_i}{4t_s^0} \right) + \frac{t_s}{t_s^0} \left(1 - \frac{t_s}{3t_s^0} \right). \quad (25)$$

Температуру спалаху обчислювали зі співвідношень:

$$T_f(t) = \frac{(1 + \sqrt{2})fp(t)V(t)A_a d_r(t)}{\sqrt{2} A_r(t)[4K_{2,m}(t) + \sqrt{\pi V(t)d_r(t)}K_{1,m}(t)c_{1,m}(t)\rho_{1,m}(t)]}, \quad 0 \leq t \leq t_s, \quad (26)$$

$$A_r(t) = p(t)A_a / HB_m(t), \quad d_r(t) = (8r_{av}h_{\max} / v)^{1/2} \{p_c(t) / [HB_m(t)b_0]\}^{1/(2v)}, \quad (27)$$

$$p_c(t) = p(t)A_a / A_c(t), \quad A_c(t) = A_a[p(t)b_0^{v-1} / HB_m(t)]^{1/(v+1)}, \quad (28)$$

$$K_{l,m}(t) \equiv K_l[T_m(t)], \quad c_{l,m}(t) \equiv c_l[T_m(t)], \quad \rho_{l,m}(t) \equiv \rho_l[T_m(t)], \quad (29)$$

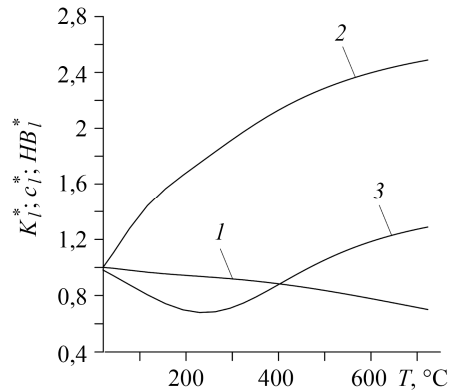
$$HB_m(t) = \min[HB_{1,m}(t), HB_{2,m}(t)], \quad HB_{l,m}(t) \equiv HB_l[T_m(t)], \quad l = 1, 2, \quad (30)$$

де v , b_0 , r_{av} , h_{\max} – параметри опорної кривої твердшого елемента фрикційної пари. Формули (26)–(30) отримано за припущення пластичного, характерного для роботи високонавантажених гальм, механізму деформації мікроступів контактних поверхонь [14].

Результати числових досліджень. Обчислювали для гальмівної системи, яка складається із трьох однакових дисків, виготовлених з вуглецевого композиту Termar-ADF. Вхідні параметри такі [15]: $p_0 = 0,602 \text{ MPa}$, $V_0 = 23,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, $W_0 = 103,54 \text{ kJ}$, $T_0 = 20^\circ\text{C}$, $f = 0,27$, $t_i = 0,5 \text{ s}$, $v = 1,5$, $b_0 = 2,5$, $r_{av} = 6,3 \cdot 10^{-4} \text{ m}$, $h_{\max} = 2,2 \cdot 10^{-6} \text{ m}$, $\gamma = 0,5$, $\psi_l = 0,92$, $A_a = 22,1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$, $K_{l,0} = 21 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, $c_{l,0} = 728,5 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, $\rho_{l,0} = 1800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, $HB_{l,0} = 90,2 \text{ MPa}$, $l = 1, 2$. Тоді з формул (8), (9), (20) знаходимо $t_s^0 = 12,12 \text{ s}$, $q_0 = 3,87 \text{ MW} \cdot \text{m}^{-2}$, $w_0 = 46,87 \text{ MJ} \cdot \text{m}^{-2}$, $a_l = a = 0,014 \text{ m}$, $G_l = 3A_a a \rho_{l,0} = 0,167 \text{ kg}$, $l = 1, 2$.

Рис. 1. Залежність безрозмірних коефіцієнта теплопровідності K_l^* (1), питомої теплоємності c_l^* (2) і твердості за Брінеллем HB_l^* (3) матеріалу Termar-ADF від температури T .

Fig. 1. Dependence of the dimensionless thermal conductivity K_l^* (1), specific heat capacity c_l^* (2) and Brinell hardness HB_l^* (3) of Termar-ADF material on temperature T .



За експоненційного (7) збільшення контактного тиску тривалість гальмування становить $t_s = 12,61 \text{ s}$, а об'ємна температура (23), (24) трибосистеми дорівнює $\Theta_l \cong 566^\circ\text{C}$, $l = 1, 2$. Якщо ж тиск зростає лінійно (10), то $t_s = 12,37 \text{ s}$, а з формул (23), (25) отримуємо $\Theta_l \cong 576^\circ\text{C}$, $l = 1, 2$. Взявши до уваги значення коефіцієнтів $K_{l,i}$, $c_{l,i}$, $HB_{l,i}$, $i = 1, 2, \dots, 7$, $l = 1, 2$ [16], побудували графіки функцій $K_l^*(T)$, $c_l^*(T)$ і $HB_l^*(T)$ (3)–(6) для фрикційного матеріалу Termar-ADF (рис. 1). Густина цього матеріалу зі збільшенням температури не змінюється ($\rho_l^*(T) = 1$). Для знайдених об'ємних температур з рис. 1 та формул (1), (2) знаходимо $K_{l,\Theta} =$

$=16,75 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$, $c_{l,\Theta} = 1723,5 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$, $l=1,2$ для експоненційного та $K_{l,\Theta} = 16,64 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$, $c_{l,\Theta} = 1730 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$, $l=1,2$ для лінійного збільшення контактного тиску.

Середня температура поверхні тертя T_m (16)–(20) за гальмування з експоненційним збільшенням контактного тиску є вищою від температури, знайденої за формулами (16), (21), (22) для лінійного виходу тиску на номінальне значення (рис. 2a). Значення T_m , знайдені з використанням теплофізичних характеристик за об'ємної температури Θ_l (23)–(25), є більші, ніж у результаті обчислень з характеристиками за початкової температури T_0 . Максимальні значення T_m дорівнюють відповідно 814,4 і 653,6°C (приріст на 19,75%) за експоненційного та 722,9 і 576,9°C (приріст на 20,2%) за лінійного збільшення тиску.

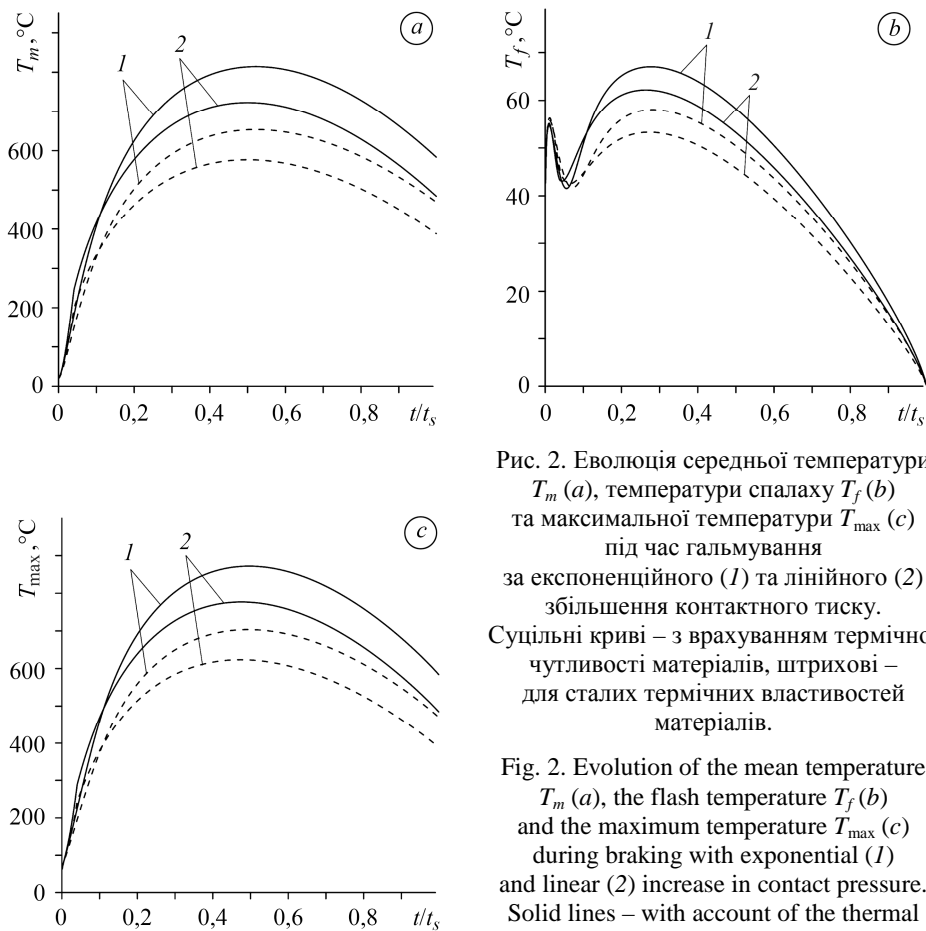


Рис. 2. Еволюція середньої температури T_m (a), температури спалаху T_f (b) та максимальної температури T_{\max} (c) під час гальмування за експоненційного (1) та лінійного (2) збільшення контактного тиску. Суцільні криві – з врахуванням термічної чутливості матеріалів, штрихові – для сталих термічних властивостей матеріалів.

Fig. 2. Evolution of the mean temperature T_m (a), the flash temperature T_f (b) and the maximum temperature T_{\max} (c) during braking with exponential (1) and linear (2) increase in contact pressure. Solid lines – with account of the thermal sensitivity of materials, dashed lines – for constant thermal properties of materials.

Розрахункові формули (26)–(30) для температури спалаху T_f містять залежні від середньої температури T_m коефіцієнти теплопровідності і теплоємності та твердість фрикційного матеріалу, а тому вирішальний вплив на часовий профіль T_f має еволюція T_m (рис. 2b). Температури спалаху T_f для вибраного фрикційного матеріалу суттєво менші за відповідні значення T_m . Найвище значення

(67°C) температури спалаху досягається за експоненційного збільшення тиску і врахування термочутливості матеріалу. Максимальне значення середньої температури поверхні тертя досягається за близько половини часу гальмування (див. рис. 1а), тоді як найвища температура спалаху, згідно з вибраним пластичним механізмом деформування шорсткостей робочих поверхонь, буде в початковий період гальмування, коли ці поверхні є відносно холодними. Максимальна температура трибосистеми T_{\max} (15) є сумою середньої температури поверхні тертя та температури спалаху T_f , а її еволюція, здебільшого, визначається часовим профілем T_m . За експоненційного збільшення тиску найвищі значення T_{\max} дорівнюють 872 і 703,6°C (різниця 19,3%) відповідно за та без врахування термочутливості композиту Termar-ADF. За лінійного збільшення тиску ці значення становлять відповідно 776,95 і 622,93°C (різниця 19,82%).

ВИСНОВКИ

Записано систему рівнянь теплової динаміки тертя для визначення максимальної температури фрикційних елементів гальм. До її складу входять температурні залежності теплофізичних і механічних характеристик матеріалів, розв'язок початкової задачі для рівняння руху зі змінною під час гальмування силою тертя, формули для обчислення середньої температури номінальної ділянки контакту накладки з диском, об'ємної температури цих елементів та температури дійсної ділянки контакту (температури спалаху). Максимальну температуру поверхні тертя визначали як суму середньої температури та температури спалаху. Обчислення виконано для тридискового гальма, фрикційні елементи якого виготовлено з вуглецевого композиту Termar-ADF. Максимальна температура під час гальмування з експоненційним збільшенням контактного тиску є вищою, ніж за лінійного виходу тиску на номінальне значення. Розбіжність між значеннями температури за і без врахування термочутливості матеріалу становить ~ 20%, що свідчить про важливість температурної залежності теплофізичних характеристик матеріалу Termar-ADF під час розрахунку теплового режиму високонавантажених багатодискових гальм.

РЕЗЮМЕ. Предложена расчетная схема определения максимальной температуры трибосистемы накладка–диск при одноразовом торможении с учетом времени достижения давлением номинального значения, термической чувствительности материалов и шерсткости поверхностей трения. Расчеты выполнены для трехдискового тормоза, изготовленного из углеродного композита Termar-ADF. Для экспоненциального и линейного увеличения контактного давления при торможении исследовано влияние термочувствительности материала на эволюции средней температуры номинальной области контакта, температуры вспышки и максимальной температуры поверхности трения.

Ключевые слова: *трение, фрикционный нагрев, температура, термочувствительность, торможение, накладка, диск.*

SUMMARY. A calculation scheme for determining the maximum temperature of the pad–disc tribosystem under single braking is proposed, with account of the time of pressure increase to the nominal value, the thermal sensitivity of materials and the roughness of the friction surfaces. Calculations are performed for a three-disc brake made of the carbon composite material Termar-ADF. For exponential and linear increase of contact pressure during braking, the influence of the thermal sensitivity of the material on the evolution of mean temperature on the nominal contact area, flash temperature and maximum temperature on the friction surfaces is investigated.

Keywords: *friction, friction heating, temperature, thermal sensitivity, braking, pad, disc.*

Роботу виконано в межах гранту № 2017/27/B/ST8/01249 Національного Центру Науки Республіки Польща.

1. *Расчет, испытание и подбор фрикционных пар* / А. В. Чичинадзе, Э. Д. Браун, А. Г. Гинзбург, З. В. Игнатъева. – М.: Наука, 1979. – 268 с.
2. *Балакин В. А., Сергиенко В. П.* Тепловые расчеты тормозов и узлов трения. – Гомель: ИММС НАНБ, 1999. – 220 с.
3. *Чичинадзе А. В., Гинзбург А. Г.* Применение уравнений тепловой динамики трения для расчета рабочих характеристик тормозов // *Тепловая динамика трения.* – М.: Наука, 1970. – С. 7–17.
4. *Гинзбург А. Г.* Теоретические и экспериментальные основы расчета однократного процесса торможения с помощью системы уравнений тепловой динамики трения // *Оптимальное использование фрикционных материалов в узлах трения машин* / Отв. ред. А. В. Чичинадзе. – М.: Наука, 1973. – С. 93–105.
5. *Применение теорий тепловой динамики и моделирования трения и изнашивания твердых тел при проектировании тяжелонагруженных тормозов транспортных машин* / А. В. Чичинадзе, В. Д. Кожемякина, А. В. Суворов, С. С. Коконин // *Трение и смазка в машинах и механизмах.* – 2009. – № 5. – С. 31–36.
6. *Grzes P.* Determination of the maximum temperature at single braking from the FE solution of heat dynamics of friction and wear system of equations // *Num. Heat Trans. Part. A: Applications.* – 2017. – **71**, № 7. – P. 737–753.
7. *Беляков Н. С., Носко А. П.* Неидеальный тепловой контакт тел при трении. – М.: ЛИБРОКОМ, 2010. – 104 с.
8. *Kuciej M.* Analytical models of transient frictional heating. – Białystok: Oficyna Wydawnicza Politechniki Białostockiej, 2012. – 236 s.
9. *Jewtuszenko O., Kuciej M., and Och E.* Nonlinear models of transient frictional heating in brake systems. – Białystok: Oficyna Wydawnicza Politechniki Białostockiej, 2018. – 211 s.
10. *Топчевска К.* Вплив потужності тертя на температуру під час гальмування // *Фіз.-хім. механіка матеріалів.* – 2017. – **53**, № 2. – С. 96–101.
(*Topczewska K.* Influence of the friction power on temperature in the process of braking // *Materials Science.* – 2017. – **53**, № 2. – P. 235–242.)
11. *Топчевска К.* Вплив тривалості збільшення контактного тиску під час гальмування на температуру трибосистеми накладка–диск // *Фіз.-хім. механіка матеріалів.* – 2018. – **54**, № 2. – С. 107–114.)
(*Topczewska K.* Influence of the time of increase in contact pressure in the course of braking on the temperature of a pad-disc tribosystem // *Materials Science.* – 2018. – **54**, № 2. – P. 250–259.)
12. *Высоконагруженные многодисковые тормоза и факторы, определяющие эффективность и плавность их работы* / С. С. Коконин, Г. Я. Обижаев, Б. С. Окулов, Ю. Г. Сверчков, А. И. Бакин, А. В. Суворов, В. В. Мозалев, А. В. Чичинадзе, Д. Рулетт // *Тяжелое машиностроение.* – 2001. – № 4. – С. 19–26.
13. *Topczewska K.* Temperature distribution in a brake disc with variable contact pressure // *Technical Issues.* – 2016. – № 1. – P. 90–95.
14. *Grzes P.* Finite-element solution of the three-dimensional system of equations of heat dynamics of friction and wear during single braking // *Advances in Mech. Eng.* – 2018. – **10**, № 11. – P. 1–15.
15. *Чичинадзе А. В., Кожемякина В. Д., Суворов А. В.* Методика расчета температурного поля в модельных кольцевых образцах при двустороннем трении на новой универсальной машине трения ИМ-58-Т2 применительно к многодисковым тормозам // *Трение и износ.* – 2010. – **31**, № 2. – С. 38–47.
16. *Yevtushenko A. and Grzes P.* Maximum temperature in a three-disc thermally nonlinear braking system // *Int. Com. Heat Mass Trans.* – 2015. – **68**. – P. 291–298.

Одержано 06.08.2019