

УДК 536.12:621.891:539.3

ТЕРМОНАПРУЖЕНИЙ СТАН ДИСКА ПІД ЧАС БАГАТОРАЗОВОГО ГАЛЬМУВАННЯ

А. АДАМОВИЧ

Білостоцька політехніка, Польща

На основі методу скінченних елементів запропоновано математичну модель фрикційного нагрівання диска під час багаторазового гальмування. Отримано числовий розв'язок осесиметричних початково-крайової задачі теплопровідності та крайової задачі квазістатичної термопружності для диска, що періодично нагрівається на тертьовій поверхні потоком тепла з інтенсивністю, пропорційною питомій потужності тертя. Розрахунки температури та температурних напружень під час багаторазового гальмівного процесу виконано для чавунного диска та металокерамічної накладки.

Ключові слова: гальмування, фрикційне нагрівання, температура, напруження.

Для визначення температурного поля та термонапруженого стану диска під час одноразового гальмування побудовано аналітичні розв'язки осесиметричних теплових задач тертя для півпростору з коловою межею зміни крайових умов на поверхні [1–3]. Однак заміна диска скінченної товщини на півпростір та фактичної області нагрівання, яку визначають форма та розміри гальмівної накладки, на круг може за певних умов призводити до значних похибок в оцінці температурного режиму гальмування [4]. Тому поширеними стали числові на основі методу скінченних елементів (МСЕ) способи розв'язування теплових задач тертя під час гальмування [5, 6]. Проаналізовано просторово-часовий розподіл осесиметричного нестационарного температурного поля в однорідному диску [7]. Вивчено температуру багатодискового гальма колеса трактора за лінійного зменшення потужності тертя [8]. Методом скінченних різниць та МСЕ досліджено температуру та квазістатичні напруження в металевому диску з нанесеним на його поверхню фрикційним матеріалом [9, 10]. Із використанням пакета ANSYS 8.1 проаналізовано нестационарне температурне поле та термонапружений стан гальмівної системи накладка–диск та обговорено механізм появи в диску втомних термічних тріщин [11].

Всі дослідження виконано для одноразового гальмування. Та саме висока температура, що виникає під час багаторазового гальмування, може призвести до зменшення коефіцієнта тертя, а відповідні температурні напруження – до тріщиноутворення на тертьовій поверхні диска [12]. Вивчено еволюцію та просторовий розподіл нестационарного температурного поля диска, зумовленого тертям під час багаторазового гальмування зі сталим сповільненням [13]. Нижче досліджено вплив кількості гальмувань на термонапружений стан гальмівного диска.

Формулювання задач теплопровідності і термопружності. Розглянемо диск товщиною 2δ із внутрішнім r_d та зовнішнім R_d радіусами, що обертається з постійною кутовою швидкістю ω_0 . У початковий момент часу $t = 0$ під дією тиску p_0 до кожної із двох торцевих поверхонь диска притискується накладка з довжиною дуги θ_0 та внутрішнім r_p і зовнішнім $R_p = R_d$ радіусами. Під дією сил тертя кутова швидкість диска лінійно зменшується до нуля в момент зупинки $t = t_s$, а на ділянці контакту кінетична енергія перетворюється в теплову. Після зупинки на-

кладки відходять від поверхонь диска, який впродовж часу $t = t_c$ знову розганяється до кутової швидкості ω_0 , після чого процес гальмування повторюється. Всього виконаємо n таких циклів його гальмування та розгону, кожен тривалістю $t_{sc} = t_s + t_c$. Після останнього n -го гальмування нерухомий диск охолоджується впродовж часу $t = t_{cn}$. Отже, весь цикл нагрівання та охолодження диска $t_{end} = n \cdot t_{sc} - t_c + t_{cn}$. Вважаємо, що вільні його поверхні за весь час $t = t_{end}$ залишаються адіабатичними (коефіцієнт теплообміну $h = 0$). Тут та надалі усі параметри, що відносяться до диска та накладки, позначено нижніми індексами d та p відповідно.

Внаслідок осової симетрії теплового навантаження розглядатимемо нагрівання та охолодження диска товщиною δ , віднесеного до циліндричної системи координат $r\theta z$ (рис. 1). Інтенсивність теплового потоку q_d , спрямованого по нормалі від поверхні тертя всередину диска, пропорційна питомій потужності тертя q [14]:

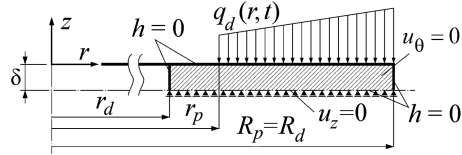


Рис. 1. Схема нагрівання диска.

Fig. 1. Scheme of the disk heating.

$$q_d(r,t) = \gamma \eta q(r,t), \quad q(r,t) = f p_0 p^*(t) r \omega_0 \omega^*(t), \quad r_p \leq r \leq R_p, \quad 0 < t \leq t_{end}, \quad (1)$$

$$p(t) = \begin{cases} 1, & i \cdot t_{sc} \leq t < i \cdot t_{sc} + t_s, \\ 0, & i \cdot t_{sc} + t_s \leq t < (i+1)t_{sc} \wedge (n-1) \cdot t_{sc} - t_c \leq t \leq t_{end}, \quad i = 0, 1, \dots, n-1, \end{cases} \quad (2)$$

$$\omega^*(t) = \begin{cases} 1 - (t - i \cdot t_{sc}) / t_s, & i \cdot t_{sc} \leq t < i \cdot t_{sc} + t_s, \quad i = 0, 1, \dots, n-1, \\ [t - (i \cdot t_{sc} + t_s)] / t_c, & i t_{sc} + t_s \leq t < (i+1)t_{sc}, \quad i = 0, 1, \dots, n-2, \\ 0, & (n-1)t_{sc} - t_c \leq t \leq t_{end}, \end{cases} \quad (3)$$

$\gamma = \theta_0 / (2\pi)$ – коефіцієнт взаємного перекриття накладки з диском [15]; $\eta = K_d \sqrt{k_p} / (K_d \sqrt{k_p} + K_p \sqrt{k_d})$ – коефіцієнт розподілу теплових потоків між диском та накладкою [16]; $K_{d,p}$, $k_{d,p}$ – коефіцієнти тепло- та температуропровідності матеріалів диска та накладки; f – коефіцієнт тертя.

Розподіл нестационарного осесиметричного температурного поля $T(r, z, t)$ в диску знайдемо із розв'язку такої початково-крайової задачі теплопровідності (рис. 1):

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{1}{k_d} \frac{\partial T}{\partial t}, \quad r_d \leq r \leq R_d, \quad -\delta < z < 0, \quad 0 < t < t_{end}, \quad (4)$$

$$K_d \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=0} = \begin{cases} q_d(r,t), & r_p \leq r \leq R_p, \quad 0 < t \leq t_{end}, \\ 0, & r_d \leq r \leq r_p, \quad t > 0, \end{cases} \quad (5)$$

$$\frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=-\delta} = 0, \quad r_d \leq r \leq R_d, \quad t > 0, \quad (6)$$

$$\frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=r_d} = \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R_d} = 0, \quad -\delta \leq z \leq 0, \quad t > 0, \quad (7)$$

$$T(r, z, 0) = T_0, \quad r_d \leq r \leq R_d, \quad -\delta \leq z \leq 0, \quad (8)$$

де $T_0 = 20^\circ\text{C}$ – початкова температура диска, а функцію $q_d(r, t)$ обчислюємо за формулами (1)–(3).

За відомим температурним полем компоненти тензора напружень σ_r , σ_θ , σ_z , σ_{rz} визначали із розв'язку крайової задачі квазістатичної термопружності (рис. 1):

$$(1 - 2\nu_d) \nabla^2 \mathbf{u} + \nabla \text{div} \mathbf{u} = 2\alpha_d (1 + \nu_d) \nabla T, \quad r_d \leq r \leq R_d, \quad -\delta < z < 0, \quad 0 \leq t \leq t_{end}, \quad (9)$$

$$\sigma_z(r, 0, t) = \sigma_{rz}(r, 0, t) = 0, \quad r_d \leq r \leq R_d, \quad 0 \leq t \leq t_{end}, \quad (10)$$

$$u_z(r, -\delta, t) = 0, \quad \sigma_{rz}(r, -\delta, t) = 0, \quad r_d \leq r \leq R_d, \quad 0 < t < t_{end}, \quad (11)$$

$$\sigma_r(r_d, z, t) = 0, \quad \sigma_{rz}(r_d, z, t) = 0, \quad -\delta \leq z \leq 0, \quad 0 < t < t_{end}, \quad (12)$$

$$\sigma_r(R_d, z, t) = 0, \quad \sigma_{rz}(R_d, z, t) = 0, \quad -\delta \leq z \leq 0, \quad 0 < t < t_{end}, \quad (13)$$

де $\mathbf{u} = \{u_r, u_z\}$ – вектор переміщень; ν_d – коефіцієнт Пуассона; α_d – коефіцієнт лінійного теплового розширення матеріалу диска; ∇ – оператор Гамільтона в циліндричній системі координат. Напруження та переміщення в рівнянні (9) та крайових умовах (10)–(13) зв'язані між собою співвідношеннями Дюгамеля–Неймана [17].

Розв'язування задач та числовий аналіз. До числового аналізу використали відомі вхідні дані [13]. Досліджували зміну впродовж десяти ($n = 10$) гальмувань температури та термічних напружень диска, виготовленого із чавуну ЧНМХ, для якого: $r_d = 66$ mm, $R_d = 113,5$ mm, $\delta = 5,5$ mm, $K_d = 51$ W·m⁻¹·K⁻¹, $k_p = 14,4 \cdot 10^{-6}$ m²·s⁻¹, $\alpha_d = 0,108 \cdot 10^{-6}$ K⁻¹, $\nu_d = 0,29$. Розміри та теплофізичні властивості металокерамічної накладки ФМК-11 такі: $r_p = 76,5$ mm, $R_p = 113,5$ mm, $\theta_0 = 64,5^\circ$, $K_p = 34,4$ W·m⁻¹·K⁻¹, $k_p = 14,6 \cdot 10^{-6}$ m²·s⁻¹. Вважали також, що: $p_0 = 1,47$ МПа, $\omega_0 = 88,46$ s⁻¹, $t_s = 3,96$ s, $t_c = 10$ s, $t_{cn} = 300$ s, $f = 0,5$. Тривалість всього гальмівного процесу $t_{end} = 10 \cdot (3,96 + 10) - 10 + 300 = 429,6$ s = 7,16 min. Згідно з прийнятою схемою нагрівання та охолодження диска, побудували (рис. 2) графіки безрозмірних функцій, що описують зміну з часом тиску $p^*(t)$ (2) та кутової швидкості $\omega^*(t)$ (3). Цей рисунок також ілюструє зміну з часом добутку $p^*(t)\omega^*(t)$, який описує часовий профіль інтенсивності теплового потоку $q_d(r, t)$ (1).

Початково-крайову задачу теплопровідності (1)–(7) та крайову задачу термопружності (8)–(12) розв'язували послідовно МСЕ в середовищі програмного пакета MSC.Patran з використанням обчислювального модуля MSC.Nastran [18]. Розрахункова модель складалась з 33193 вузлів та 65243 осесиметричних трикутних елементів TRIAX6. Густина останніх збільшували поблизу ділянки фрикційного нагрівання, де існували значні градієнти температури та термічних напружень. Мінімальний розмір елемента 0,02 mm, а максимальний 0,2 mm.

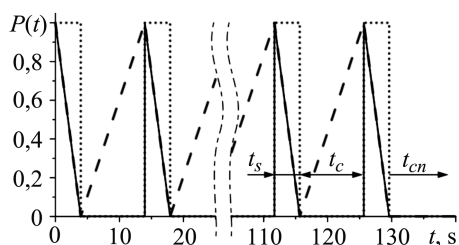


Рис. 2. Графіки безрозмірних функцій $P(t)$: пунктирні лінії – $P(t) = p^*(t)$; штрихові – $P(t) = \omega^*(t)$; суцільні – $P(t) = p^*(t)\omega^*(t)$.

Fig. 2. Plots of the dimensionless functions $P(t)$: dotted lines – $P(t) = p^*(t)$; dashed – $P(t) = \omega^*(t)$; solid – $P(t) = p^*(t)\omega^*(t)$.

Розв'язок теплової задачі тертя (1)–(7) шукали з кроком за часом $\Delta t = 0,001$ s під час гальмування та $\Delta t = 0,01$ s під час розгону диска. Знайдені значення температурного поля у вузлах просторової сітки на кожному часовому кроці використовували як вхідні для визначення температурних напружень із розв'язку крайової задачі термопружності (9)–(13). Обчислення вимагали суттєвих затрат машинного часу, оскільки за умови реєстрації температурного поля лише на кожному 10-му часовому кроці для знаходження компонент тензора напружень потрібно розв'язати 7860 крайових задач термопружності типу (9)–(13), щоб досягнути час t_{end} . Тому для автоматизації зчитування значень температури у вузлах сітки скінченних елементів на кожному часовому кроці та подальшого їхнього використання як вхідних параметрів під час розв'язування задачі термопружності до модуля MSC.Nastran додатково імплементували програму на мові Python [19]. Інша авторська програма на цій мові дала змогу одночасно обчислювати для чотирьох кроків за часом, а ще одна – обробляти результати обчислень в окремих файлах на кожному часовому кроці.

Оскільки максимальна температура досягається на робочій ($z = 0$) поверхні диска, то аналізували зміну з часом температури та напружень на ній для чотирьох значень радіальної змінної: на вільній від нагрівання поверхні диска $r = r_d$, на внутрішній $r = r_p$ та зовнішній $r = R_p$ межах ділянки контакту та на середньому радіусі цієї ділянки $r = r_m = 0,5(r_p + R_p)$.

Зі збільшенням кількості гальмувань температура поверхні диска підвищується (рис. 3а). Однак характер її зростання для вибраних значень радіальної змінної різний. Температура вільної поверхні підвищується з часом майже монотонно, досягаючи усталеного значення $T_a = 582,9^\circ\text{C}$ після десятого гальмування. На ділянці контакту диска з накладкою коливається: зростає під час кожного гальмування та спадає за розгону диска до значення, дещо більшого від початкового. Температура $T_{\max} = 624^\circ\text{C}$ досягнута під час останнього гальмування. Після зупинки температура робочої поверхні диска вирівнюється до початкового значення T_0 . Коливний характер її зміни з часом найпомітніший на середньому радіусі та зовнішній межі ділянки контакту.

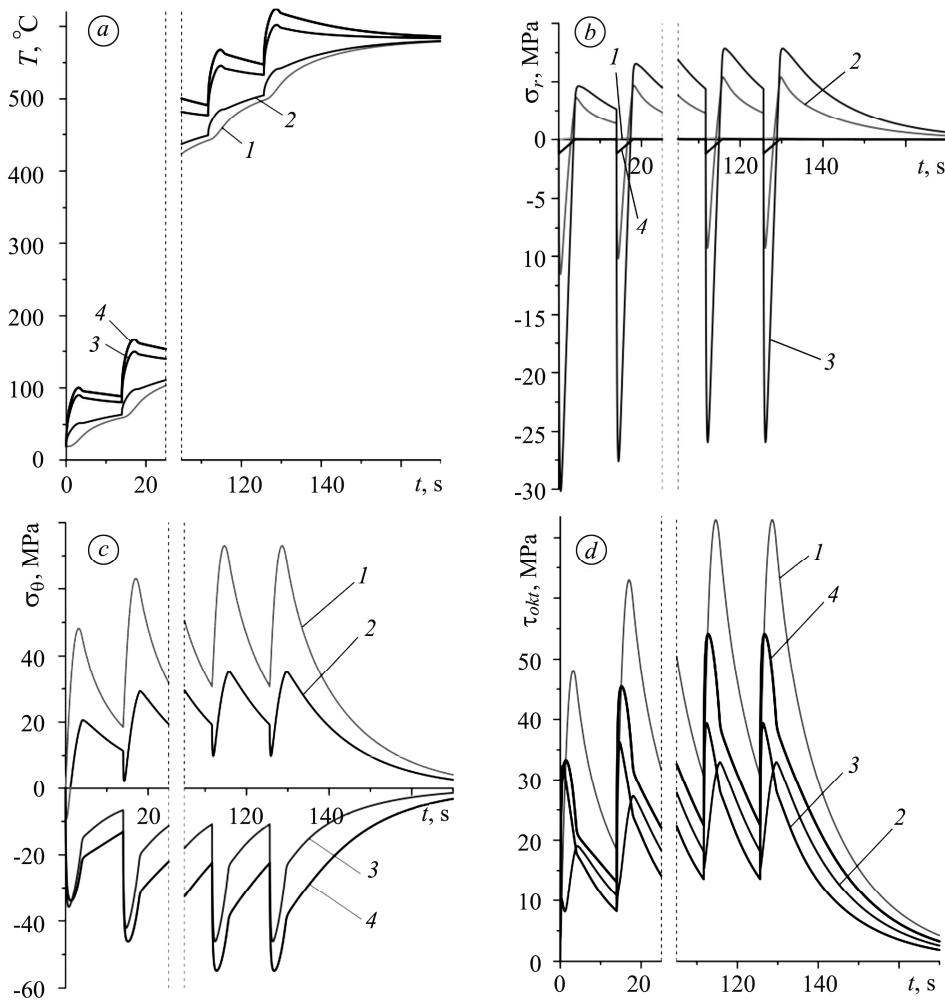


Рис. 3. Зміна температури T (а), радіального σ_r (б), колового σ_θ (с) і октаедричного дотичного $\tau_{окт}$ (д) температурних напружень з часом t на поверхні диска $z = 0$ для різних значень радіальної змінної: 1 – $r = r_d$; 2 – r_p ; 3 – r_m ; 4 – R_p .

Fig. 3. Change of temperature T (a), radial σ_r (b), circumferential σ_θ (c) and octahedral shear $\tau_{окт}$ (d) temperature stresses in time t on the disk surface $z = 0$ for four values of the radial variable: 1 – $r = r_d$; 2 – r_p ; 3 – r_m ; 4 – R_p .

Коливання температури під час багаторазового гальмування спричиняє подібний характер зміни з часом і температурних напружень. На внутрішній межі $r = r_d$ третьової поверхні диска радіальне напруження σ_r відсутнє (рис. 3b). З початком кожного з десяти гальмувань всередині ділянки контакту диска з накладкою радіальне напруження σ_r стискальне, а його максимальне абсолютне значення $|\sigma_r| = 30,2$ МПа досягається на середньому радіусі диска $r = r_m$ під час першого гальмування. За кожного гальмування воно змінює знак, набуваючи максимального значення $\sigma_r = 30,2$ МПа для $r = r_m$ під час зупинки диска після десятого гальмування. Збільшення кількості гальмувань несуттєво впливає на екстремальні значення радіального напруження.

Впродовж всього циклу десяти гальмувань та розгонів диска колове напруження σ_θ на поверхні $z = 0$ є розтягальним для $r = r_d$ і $r = r_p$ та стискальним для $r = r_m$ і $r = R_p$ (рис. 3c). З початком кожного гальмування воно монотонно збільшується з часом, досягаючи максимального значення під час зупинки диска, а під час охолодження за розгону зменшується. Максимальне значення розтягального колового напруження на внутрішній межі диска $r = r_d$.

Згідно з крайовою умовою (10) напруження $\sigma_z = \sigma_{rz} = 0$ на третьовій поверхні диска $z = 0$. Тому для оцінки її загального напруженого стану під час багаторазового гальмування використовували октаедричне дотичне напруження $\tau_{okt} = \sqrt{[(\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + \sigma_r^2 + \sigma_\theta^2]/6}$ [20], коливний характер зміни якого під час багаторазового гальмівного процесу зберігається на всій поверхні диска (рис. 3d). Максимальне його значення 72,97 МПа досягається на внутрішній межі диска наприкінці останнього гальмівного циклу для $t = 128,54$ s.

ВИСНОВКИ

Досліджено розподіл температури та термонапруженого стану диска під час багаторазового гальмування. Для цього спочатку сформулювали осесиметричну початково-крайову задачу теплопровідності для диска, що періодично нагрівається в кільцевій області на третьовій поверхні фрикційним потоком тепла, а пізніше – квазістатичну крайову задачу термопружності для диска із відомим температурним полем. Числовий розв'язок цих задач отримано МСЕ за допомогою пакета MSC.Patran/Nastran. Обчислення виконано для десятиразового гальмівного процесу пари металокерамічна накладка–чавунний диск. Із початком кожного окремого гальмування температура третьової поверхні диска монотонно підвищується до максимального значення, а далі знижується. Температурний максимум збільшується з кожним наступним гальмуванням. Найбільш (найменш) нагрітою є третьова поверхня диска поблизу зовнішньої (внутрішньої) його межі.

Коливання температури під час кожного гальмування визначають еволюцію температурних напружень. Поблизу внутрішньої межі третьової поверхні диска появляються значні (≈ 70 МПа) розтягальні колові напруження, які найбільше впливають на октаедричне дотичне напруження. Саме ця ділянка найнебезпечніша. Цей висновок узгоджується з експериментальними даними праці [12], де виявлено, що терморозтріскування робочої поверхні диска в радіальному напрямі виникає біля внутрішньої його межі.

РЕЗЮМЕ. На основани методу конечных элементов предложена математическая модель фрикционного нагревания диска при многократном торможении. Получено численное решение осесимметричных краевой задачи теплопроводности и граничной задачи квазистатической термоупругости для диска, периодически нагреваемого на трущейся поверхности потоком тепла с интенсивностью, пропорциональной удельной мощности трения. Расчеты температуры и температурных напряжений при многократном торможении выполнены для чугунного диска и металлокерамической накладки.

SUMMARY. Based on the finite element method (FEM) a mathematical model of the process of frictional heating of a disc with multiple braking is proposed. With this objective the numerical solution of the axisymmetric boundary value problem of heat conduction and the boundary value problem of quasi-static thermoelasticity for a disk, which is periodically heated on a rubbing surface by a heat flux with an intensity proportional to the power density of friction, is obtained. The temperature and thermal stresses at the multiple braking processes are calculated for the cast iron disk and the metal-ceramic pad.

1. *Євтушенко О. О., Іваник Є. Г., Горбачова Н. В.* Температура та напруження в околі фрикційного контакту мікроступів під час гальмування // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 1996. – **32**, № 6. – С. 72–80.
(*Evtushenko O. O. Ivanyk E. H., Gorbachova N. V.* Temperature and stresses in the vicinity of friction contacts of microasperities in the process of braking // Materials Science. – 1996. – **32**, № 6. – P. 714–723.)
2. *Yevtushenko A. and Ivanyk E.* Determination of temperatures for sliding contact with applications for braking systems // Wear. – 1997. – **206**, № 1–2. – P. 53–59.
3. *Євтушенко А. А., Іваник Е. Г., Горбачева Н. В.* Влияние конвективного охлаждения на температуру и напряженное состояние при торможении // Трение и износ. – 1997. – **18**, № 5. – С. 578–586.
4. *Analityczne i numeryczne modelowanie procesu nieustalanej generacji ciepła w elementach tarciovych układów hamulcowych / Pod red. O. Jewtuszenko.* – Białystok: Oficyna Wydawnicza Politechniki Białostockiej, 2014. – 252 s.
5. *Yevtushenko A. A. and Grzes P.* FEM-modeling of the frictional heating phenomenon in the pad/disc tribosystem (a review) // Numerical Heat Transfer, Part A: Applications. – 2010. – **58**, № 3. – P. 207–226.
6. *Yevtushenko A. A., Grzes P., and Adamowicz A.* Numerical analysis of thermal stresses in disk brakes and clutches (a review) // Numerical Heat Transfer, Part A: Applications. – 2015. – **67**, № 2. – P. 170–188.
7. *Talati F. and Jalalifar S.* Analysis of heat conduction in a disk brake system // Heat Mass Trans. – 2009. – **45**, № 8. – P. 1047–1059.
8. *Исследование теплового режима пар трения многодискового тормоза / В. П. Сергиенко, М. Ю. Целуев, В. И. Колесников, А. П. Сычев, В. А. Савончик, В. И. Янучковский* // Трение и износ. – 2013. – **34**, № 6. – С. 555–564.
9. *Zagrodzki P.* Numerical analysis of temperature fields and thermal stresses in the friction discs of a multidisc wet clutch // Wear. – 1985 – **101**, № 3. – P. 255–271.
10. *Zagrodzki P.* Analysis of thermomechanical phenomena in multidisc clutches and brakes // Wear. – 1990. – **140**, № 2. – P. 291–308.
11. *Stress analysis of thermal fatigue fracture of brake disks based on thermomechanical coupling / C. H. Gao, J. M. Huang, X. Z. Lin, X. S. Tang* // J. Tribol. Trans. ASME. – 2007. – **129**, № 3. – P. 536–543.
12. *Sakamoto H. and Hirakawa K.* Fracture analysis and material improvement of brake discs // JSME Int. J. Ser. A. Solid Mech. Mater. Eng. – 2005. – **48**, № 4. – P. 458–464.
13. *Adamowicz A. and Grzes P.* Influence of convective cooling on a disc brake temperature distribution during repetitive braking // Appl. Therm. Eng. – 2011. – **31**, № 14. – P. 2177–2185.
14. *Переверзева О. В., Балакин В. А.* Выбор тепловых схем и граничных условий при расчете нестационарных температурных полей в высокоскоростных и тяжело нагруженных узлах трения // Трение и износ. – 1993. – **14**, № 3. – С. 487–497.
15. *Балакин В., Сергиенко В.* Тепловые расчеты тормозов и узлов трения. – Гомель: Ин-т механики металлополимерных систем им. В. А. Белого НАНБ, 1999. – 220 с.
16. *Yevtushenko A. A. and Grzes P.* Finite element analysis of heat partition in a pad/disc brake system // Numerical Heat Transfer, Part A: Applications. – 2010. – **59**, № 7. – P. 522–542.
17. *Коваленко А. Д.* Основы термоупругости. – К.: Наук. думка, 1970. – 308 с.
18. *MSC.Nastran, Thermal Analysis User's Guide.* – MSC Nastran Beginner, 2002. – 446 p.
19. *Лутц М.* Программирование на Python. – СПб: Символ-Плюс, 2002. – 1136 с.
20. *Nowacki W.* Teoria sprężystości. – Warszawa: PWN, 1970. – 770 s.

Одержано 15.01.2015