

В. Старченко

Професор, докт. техн. наук

А. Майстренко

Аспірант

В. Балінський

Інженер-механік

Східноукраїнський національний
університет імені Володимира Даля,
м. Луганськ

УДК 62-977

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ У ДИСКОВИХ ГАЛЬМОВИХ ПРИСТРОЯХ

Розроблена математична модель для тривалого процесу гальмування, отримані графіки розподілу температурного поля по поверхні колодки при тривалому режимі гальмування за допомогою програми MatCad. Запропонована модель адекватно описує процес, оскільки екстремальна розбіжність між експериментальними й теоретичними даними не перевищує 5 %.

математичне моделювання, тепловий розрахунок, гальмовий пристрій, поверхня тертя, температурний режим

Вступ. В умовах підвищення швидкостей руху й осьових навантажень барабанні гальмові механізми вичерпують свої можливості через недостатню теплорозсіювальну здатність, схильність до втрати ефективності при нагріванні і нестабільність гальмівного моменту [1]. Основна проблема дискових гальм полягає у відсутності фрикційних матеріалів і дисків з незалежними трибологічними характеристиками від температурних і погодних умов, стабільністю при тривалих термінах експлуатації гальмівних систем, малошумністю процесу гальмування тощо.

Науковою основою для дослідження теплових процесів в дискових гальмівних пристроях та їх математичного моделювання стали праці [2 – 5].

Постановка і розв'язування задачі. При дослідженні процесів нагрівання й охолодження вузлів тертя велике значення надають експериментам, які виконують згідно з вимогами теорії подібності. Ця теорія дає змогу отримати узагальнені (критеріальні) рівняння, справедливі для групи подібних явищ. Такі рівняння для теплового розрахунку гальм різного функціонального призначення, поряд з позитивним, мають певні недоліки. Вони полягають у тому, що між різними гальмами немає повної геометричної та гідромеханічної подібності. Крім цього, вони

не враховують реальної енергонавантажності гальм та її розподілу між гальмовими механізмами різних осей автотранспортних засобів.

У наш час для задач, які не мають розв'язку у замкненій аналітичній формі, або, коли отримані розв'язки настільки складні, що не можуть бути використані на практиці, широко застосовують методи математичного моделювання. Їх успішно застосували дослідники для аналізу теплових процесів у барабанних та дискових закритих гальмових механізмах і фрикціонах на типових режимах випробувань автотранспортних засобів (АТЗ) та в реальних умовах експлуатації. Взяти до уваги, що найбільш напруженим режимом гальм вважається тривалий процес гальмування, актуальним стало питання розроблення математичної моделі для тривалого процесу гальмування.

Матеріали й результати дослідження. У результаті дослідження була розроблена математична модель розподілу температурних полів у дискових гальмових механізмах для тривалого режиму гальмування автобуса. Імітувався десятихвилинний режим гальмування автобуса зі швидкістю руху 60 км/год. При цьому прийняті такі початкові дані: повна маса автобуса $G=9600$ кг; повна робота тертя $W=374668$ Дж; коефіцієнт розподілу питомої

гальмівної сили $\beta_g = 0,5$; коефіцієнт тепловіддачі $\sigma = 36$ Вт/м²·град; коефіцієнт теплопровідності матеріалу диска (Чавун ЧНМХ): $\lambda_d = 51,0$ Вт/м·град; коефіцієнт температуропровідності матеріалу колодки (металокераміка М-106): $\lambda_k = 28,4$ Вт/м·град; коефіцієнт температуропровідності матеріалу колодки (вуглець УТ-4): $\lambda_k = 41$ Вт/м·град; коефіцієнт температуропровідності матеріалу колодки (вуглець УТ-4): $\lambda_k = 41$ Вт/м·град; коефіцієнт температуропровідності $a_k = 2,5 \cdot 10^{-6}$ м²/с. Крок змін параметрів за часом Δt при проведенні випробувань II був прийнятий 1 хв. У математичному модулі використана прямокутна система координат. Номінальна товщина диска становила 0,02 м з діаметром 0,42 м. Він рівномірно нагрівався з обидвох боків двома накладками.

Досвід експлуатації гальмових систем, особливо при значному збільшенні швидкості руху і застосуванні ефективних фрикційних матеріалів, показує, що теплова напруженість процесів гальмування є одним з основних чинників, які визначають довговічність і пошкодженість фрикційних вузлів, перш за все виконавчих елементів гальмових пристроїв.

Правильне проектування перспективних гальмівних пристроїв, вибір сучасних фрикційних матеріалів, що мають раціональні триботехнічних характеристики, неможливі без теоретичного оцінювання теплових процесів, що виникають у процесі гальмування.

Для процесів нагрівання накладок дискових гальм числа Фур'є обчислюються за формулою:

$$F_{Oi} = \frac{a_i t_T}{b_i^2}, \quad (1)$$

де a_i – коефіцієнт температуропровідності, м²/с·10⁶, (індекс $i=1, 2$, причому 1 – стосується металевого контртіла, 2 – фрикційної накладки); t_T – тривалість гальмування, с; b_i – товщина елемента пари тертя.

Ефективна товщина елементів пари тертя $b_{iEE} = 1,73 \sqrt{a_i t_T}$. Якщо $b_{iEE} > b_{i\phi}$ (де $b_{i\phi}$ – фактична товщина фрикційного елемента пари тертя за ГОСТ 1786—80 і ГОСТ 15853-70), то $b_i = b_{i\phi}$. При $b_{iEE} < b_{i\phi}$ приймають $b_i = b_{iEE}$.

На характеристики зносу фрикційної пари гальма найістотніше впливають температурні параметри тертя. Найбільш надійні результати їх розрахунку можна отримати з використанням системи рівнянь теплової динаміки тертя [2].

Середня температура поверхні тертя при одноразовому гальмуванні

$$\theta_{CP}(\tau) = \frac{\alpha_{T.Пi} \Psi_{Vi} W_{T.П} b_i}{\lambda_i t_T A_{a1}} \left[\frac{1}{3} \tau_N + F_{Oi} \tau_W - \frac{2\tau_N}{\pi^2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n_1^2} \exp(-\pi^2 n_1^2 F_{Oi} \tau) \right]. \quad (2)$$

Температура на будь-якій віддалі від поверхні тертя елемента пари тертя при довготривалому режимі гальмування, коли тепловіддачею за час тертя можна знехтувати (число Фур'є $F_O \leq 10$),

$$\theta_{CP}(\xi, \tau) = C_y \frac{\alpha_{T.Пi} \Psi_{Vi} W_{T.П} b_i}{\lambda_i t_T A_{a1}} \left[-\xi_i \left(1 - \frac{\xi_i}{2} \right) \tau_N + \frac{1}{3} \tau_N + F_{Oi} \tau_W - \frac{2\tau_N}{\pi^2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n_1^2} \exp(-\pi^2 n_1^2 F_{Oi} \tau) \right] + \frac{\alpha_{T.Пi} \Psi_{Vi} W_{T.П}}{m_i c_i} \left[\frac{\exp(-k_i t_{OХЛ}) - \exp(-n_2 k_i t_{OХЛ})}{1 - \exp(-k_i t_{OХЛ})} \right], \quad (3)$$

де $W_{T.П}$ – повна робота тертя, Дж; $\alpha_{T.Пi}$ – коефіцієнт розподілу теплового потоку; Ψ_{Vi} – коефіцієнт, що враховує ефективний об'єм, що бере участь в поглинанні

тепла; $\tau_N = \frac{N_i t_T}{W_{T.П}}$ – тимчасовий чинник потужності тертя

(тут N_i – функціональна залежність зміни потужності

тертя); $\tau_W = \frac{W_T t_T}{W_{T.П}}$ – часовий чинник роботи тертя (тут

W_T – функціональна залежність зміни роботи тертя); $\tau = t/t_T$ – відносний час; A_a – номінальна площа тертя; λ_i – коефіцієнт теплопровідності; $\xi_i = z_i/b_i$ – відносна

відстань від поверхні тертя; $k_i = \frac{\sigma_i A_i}{m_i c_i}$, (тут σ_i – коефі-

цієнт тепловіддачі; A_i – площа поверхні тепловіддачі; m_i – маса теплопоглощаючого елемента; c_i – питома теплоємність); $t_{OХЛ}$ – тривалість охолодження; n_1 – число послідовних гальмувань.

При розрахунку рекомендують користуватися середньооефективним коефіцієнтом розподілу теплових потоків, який для одного з елементів пари тертя [6]

$$\alpha_{T.П2} = \left\{ 1 + C_O \left\{ \frac{F_{O2}}{F_{O1}} - \frac{F_{O1} - F_{O2}}{3F_{O1}A} \times \left[\frac{1}{3} \ln \left(\frac{\left(\frac{1}{3} - A \right) \left(\frac{1}{3} - F_{O1} + A \right)}{\left(\frac{1}{3} + A \right) \left(\frac{1}{3} - F_{O1} - A \right)} \right) - A \cdot \ln \frac{3}{2} F_{O1} \right] \right\} \right\}^{-1}, \quad (4)$$

де $A = \sqrt{F_{O1}^2 + \frac{1}{9}}$; $C_O = \frac{\Psi_{V2} b_2 \lambda_1}{\Psi_{V1} b_1 \lambda_2}$.

Значення $\alpha_{ПП2}$ можна визначити залежно від F_{O1} , F_{O2} і коефіцієнта α' або за формулою

$$\alpha_{ПП2} = \left[\frac{1 + C_O (1 - \alpha')}{\alpha'} \right]^{-1}. \quad (5)$$

Для іншого елемента пари тертя

$$\alpha_{ПП1} = 1 - \alpha_{ПП2}.$$

Коефіцієнти Ψ_{Vi} враховують пониження температури за рахунок розповсюдження тепла в сторони від доріжки або контурного майданчика тертя:

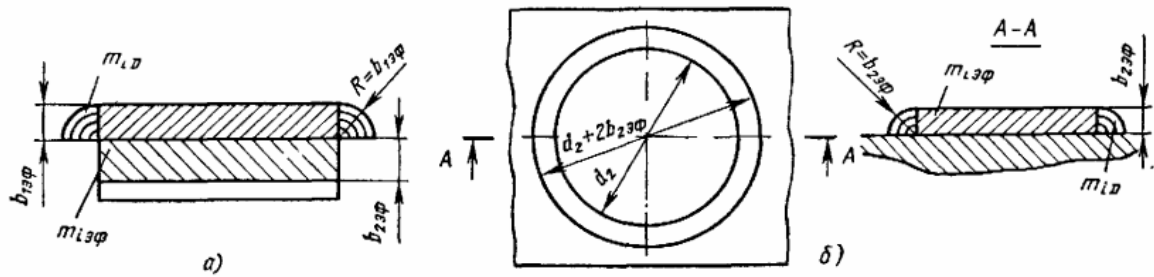


Рис. 1. Розрахункові схеми визначення ψ_{Vi} при контакті накладки: а – по барабану; б – по диску

$$\psi_{Vi} = \frac{m_{iE}c_i}{m_{iE}c_i + \frac{\sum m_{iD}c_i}{2}}, \quad (6)$$

де m_{iE} – маса ефективного теплопоглинаючого об'єму; m_{iD} – маса умовного ефективного додаткового об'єму, що враховує збільшення теплопоглинаючого об'єму за рахунок проникнення тепла в сторони від доріжки тертя (див. рис. 1).

У виразах для розрахунку температур пари тертя враховують реальні закони зміни потужності і роботи тертя.

Для конкретного задавання величин τ_N і τ_W потрібно знати реальний закон зміни потужності і роботи тертя при гальмуванні. При експериментальному визначенні закону зміни потужності тертя досить визначити $\tau_m = t_m/t_T$, де t_m – момент часу, коли потужність тертя досягає максимуму. Тоді значення n знаходять за формулами

$$\frac{n}{1+n} = \tau_m \quad \text{і} \quad \frac{1}{n+1} = \tau_m.$$

Характер зміни швидкості тертя в процесі гальмування залежить від виду функцій τ_N , τ_W і визначається виразом

$$v_t = v_0 (1 - \tau_W)^{\frac{1}{2}}.$$

При лінійному законі зміни τ_N і τ_W

$$v_t = v_0 (1 - \tau).$$

Діаметр середньої плями фактичного контакту для випадку пластичного контакту, який існує при інтенсивному тепловиділенні і характерний для вузлів тертя гальмових пристроїв,

$$d_r = \left(\frac{8r_1 h_{1M}}{v_1} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{p_t}{HB_{2t} b_{01}} \right)^{\frac{1}{2v_1}}, \quad (7)$$

сумарна фактична площа контакту

$$A_r = \frac{p_t A_k}{HB_{2t}}, \quad (8)$$

де r_1 і h_{1M} – радіус і максимальна висота нерівності металевго елемента пари тертя; v_1 і b_{01} – параметри

кривої опорної поверхні жорсткого елемента; HB_{2t} – поточна твердість м'якого елемента, що деформується (накладки).

Коефіцієнт тепловіддачі при відомій сталій температурі перед n -тим гальмуванням при повторно-короткочасному режимі гальмування і при $t_{OXL} = const$

$$\sigma' = \frac{m_i c_i}{At_{OXL}} \ln \left(\frac{\alpha_{ТП} W_{ТП}}{\theta_{Об.У}'' m_i c_i} + 1 \right). \quad (9)$$

Масу теплопоглинаючого об'єму m_i визначають для елемента, що здійснює основний вплив на зростання об'ємної температури. Для гальма колодки при $K_{B3} < 1$ з асбодфрикційними накладками масу m_i визначають для металевго контртіла (барабана).

Поверхня тепловіддачі (площу A) є всією вільною поверхнею теплопоглинаючого об'єму, з якою відбувається тепловідведення в навколишнє середовище при розікненому гальмі. На основі розрахунку температур можна з'ясувати працездатність фрикційного матеріалу в діапазоні допустимих температур і орієнтовний знос матеріалу.

Якщо розрахункові значення температур вищі від допустимих, то потрібно збільшити площу тертя, товщину елемента пари тертя (якщо вона менша $b_{E\phi}$), застосувати більш тепломісткі й теплопровідні матеріали або конструктивні заходи примусового охолодження фрикційної пари гальма.

Після математичного розрахунку були отримані залежності температури від відносного часу для автобуса масою 9600 кг при тривалому режимі гальмування. При дослідженні аналізувався одночасний вплив фізико-хімічних властивостей різних матеріалів. Важливою характеристикою, яка істотно впливає на тепловий режим деталей пари тертя гальмового механізму, є коефіцієнт розподілу теплових потоків α . Припускається, що для заданого матеріалу він сталий. У той же час практика показує, що цей коефіцієнт залежить від часу й режиму гальмування, розмірів та конфігурації контртіла, умов тепловіддачі тощо. На сьогодні відповідних аналітичних залежностей не існує, а їх визначення експериментальним шляхом пов'язане з великими труднощами і похибками. Тому в такій ситуації математичне моделювання є практично єдиним ефективним засобом одержання числової інформації, що характеризує розглянутий процес.

Для подальшого розрахунку за допомогою графічного методу з графіка експериментальних випробувань (табл. 1) були встановлені поточні значення температур на поверхні вздовж ширини колодки.

При моделюванні розподілу температурних полів отримані рівняння регресії, які при використанні натуральних змінних записуються так:

$$T_{\tau,l} = \theta_i [a_j + b_j l + c_j l^3], \quad (10)$$

де a_j, b_j, c_j – коефіцієнти залежні від часу; l – відносна довжина колодки (0...1).

$$a_j = \frac{0,204 + 0,192\tau l}{1 + 0,186\tau l},$$

$$b_j = \frac{1}{0,725 + 0,035\tau \ln(\tau l) + \frac{-0,106}{(\tau l)^2}},$$

$$c_j = \frac{1}{-0,717 + (-0,036)\tau l \ln(\tau l) + (-0,3)(\tau l)^{-1} \ln(\tau l)},$$

де j – хвилина гальмування (1...10), $\tau = nj$ – відносний час гальмування, $n=(1...10)$ – кількість хвилин, по завершенні яких фіксувався поточний розподіл температур.

Розподіл максимальних температур по поверхні колодки

Час/ хв	1 (0)	2 (0,25)	3 (0,5)	4 (0,75)	5 (1)
1	32,5	75	100	95	57,5
2	70	120	152,5	148,5	100
3	102	160	207,5	200	137,5
4	142,5	207,5	250	245	167,5
5	180	252,5	292,5	287,5	212,5
6	217,5	292,5	332,5	327,5	240
7	250	325	367,5	362,5	270
8	275	347,5	390	385	290
9	317,5	372,5	412,5	415	325
10	340	393,8	430	435	350

За допомогою програми MatCad з використанням формул були отримані графіки розподілу температурного поля по поверхні колодки при тривалому режимі гальмування рис. 2. для трьох матеріалів.

Аналіз отриманих результатів дає змогу зробити висновки, що запропонована модель адекватно описує процес, оскільки екстремальна розбіжність між експериментальними та теоретичними даними не перевищує 5 %.

У результаті розрахунків встановлено, що асбололімерна колодка досягла температуру в 431 °C на 10 хвилині

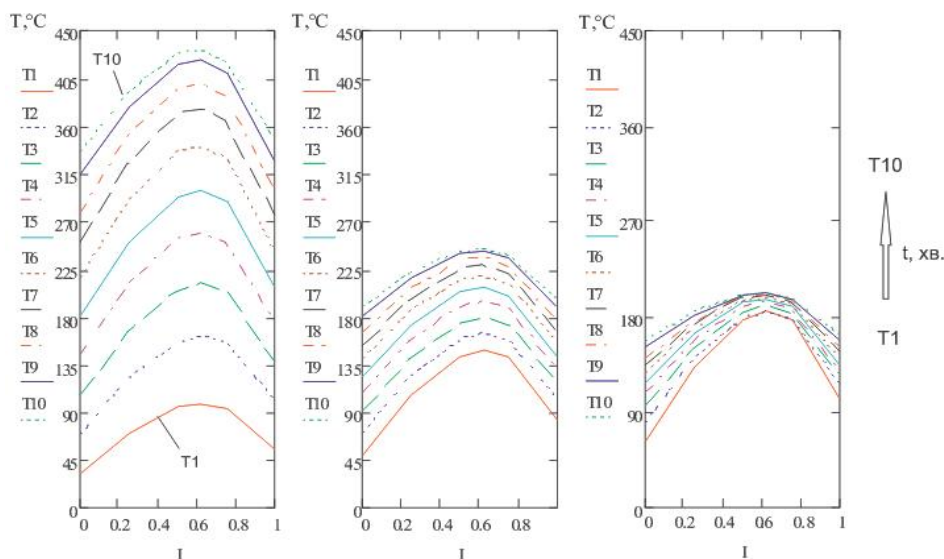


Рис. 2. Розподіл температурних полів по поверхні колодки: а – чавун – асбололімер, б – чавун – металокераміка, в – чавун – вуглець

гальмування, металокерамічна колодка – 244,5 °C, а вуглецева – 202 °C. Середня температура на 7 хвилині гальмування по ширині колодки складала: 328 °C; 200 °C; 173 °C відповідно. На графіках також видно, що з ростом часу гальмування екстремум температури змістився від центра колодки до зовнішнього кола диска.

Висновок. Асбололімерні та металокерамічні матеріали показали більшу термонапруженість, що обумовлює

більший знос чавунного диска і призводить до залишкових змін у чавуні, а це, в свою чергу, призводить до зниження коефіцієнта тертя. Таким чином, застосування комп'ютерного моделювання дозволяє конструкторам значно скоротити обсяг високовартісних експериментальних випробувань і поповнити банк даних для теплового розрахунку дискових гальм автотранспортних засобів.

Література

1. Карпінос Д. М. Композиційні матеріали в техніці / Карпінос Д.М., Тучинський Л.І. – К.: Техніка, 1985. – 152 с.
2. Будько І. І. Дослідження динамічних характеристик гальмівних механізмів легкових автомобілів: Дис. канд. техн. наук: 05.05.03. – Харків, 1980. – 153 с.
3. Тормозные устройства: Справочник/ Под ред. М.П. Александрова. – М.: Машиностроение, 1985. –312 с.
4. Гудз Г. С. Температурні режими фрикційних вузлів автотранспортних засобів. – Харків: РІО ХГАДТУ, 1997. – 139 с.
5. Чичинадзе А.В. Расчёт и исследование внешнего трения при торможении. – М.: Наука, 1967. – с.

6. Булавкин А.С. Особенности сумісного використання дискових і барабанних гальмівних механізмів на легкових автомобілях: Дис. канд. техн. наук: 05. 05. 03. – Харків, 1984. – 214 с.

Отримана 25.05.11

V. Starchenko, A. Maistrenko, V. Balinskyi
Mathematical modeling of thermal processes in the disc brake devices
East-Ukrainian National University named after Vladimir Dal,
Luhansk

The mathematical model for long-term process of braking obtained showing the distribution of temperature field on the surface of the pads in continuous braking using MatCad. The model adequately describes the process as the extreme discrepancy between the experimental and theoretical data does not exceed 5%.

Інформація

8-th EUROPEAN SOLID MECHANICS CONFERENCE

9 July 2012 – 13 July 2012

Graz, Austria

The first European Solid Mechanics Conference (ESMC) was held in Munich in 1991. This very successful conference initiated a tri-annual series with subsequent conferences held in Genova, Stockholm, Metz, Thessaloniki, Budapest and Lisbon. The 8th European Solid Mechanics Conference will take place at the Grazer Congress, under the auspices of EUROMECH, during July 9-13, 2012. The aim of the ESMC is to provide a forum for scientists and engineers to exchange ideas on the current state-of-the-art in the mechanics of solids, on new concepts and ideas and to identify important new directions for research.

We invite you to participate in this conference and to contribute to any topic of your scientific interest. The General (contributed) Sessions for this conference have been organized into seven main areas:

Continuum Mechanics
Material Mechanics
Computational Mechanics
Multifield Problems
Structural Mechanics
Experimental Mechanics
Dynamics

In addition, Mini-Symposia will be organized in a range of specialized topics.

Two joint **EUROMECH-ECCOMAS** mini-symposia on

“**Science and Technology of Composites Manufacturing Processes**” and

“**Virtual Testing of Composites**”

will be organized during the Conference.

Contact:

Prof. G.A. Holzappel

E-mail: holzappel@tugraz.at