

ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНІСТЬ МЕТАЛЕВИХ ФРИКЦІЙНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ГАЛЬМ

Вольченко О. І.¹, Джанахмедов А. Х.², Скрипник В. С.³, Журавльов Д. Ю.⁴,
Андрейчиков Є. Ю.⁴

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

²Азербайджанська інженерна академія, Баку

³ВСП Надвірнянський фаховий коледж національного транспортного
університету

⁴Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

***Анотація.** Математичний опис процесу теплопровідності із залученням елементів теорії теплової подібності щодо обода шків стрічково-колодкового гальма за умови режимів гальмування дали змогу встановити: через дискретність контакту мікроступів пар тертя гальма досліджувані параметри мають локальний характер; до енергонавантажених пар тертя гальма належать параметри поверхнево-об'ємних та об'ємних температур і їх градієнтів, що викликають термічні напруження, які впливають на фрикційні характеристики; за поверхнево-об'ємних температур (100–400) °С сумарна кількість теплоти, що відводиться від полірованої та матової поверхонь шків радіаційним теплообміном за 1,0 с, становила (1,43–23,04) кДж; у цьому разі поверхневий температурний градієнт обода шків був майже в'ятеро більший, ніж за його товщиною. За умови циклічного (повторно-короткочасного) режиму гальмування температурні напруження внаслідок нагрівання на поверхні обода шків майже вдесятеро перевищують значення напружень, що виникають в його об'ємі. Напруження досягають максимуму, коли процес теплоізоляований ($B_i = 0$), і дорівнює нулю, коли теплообмін нескінченний ($B_i \rightarrow 0$). Величина напружень унаслідок охолодження обода шків так само істотно залежить від критерію Біо. До того ж зі збільшенням тривалості процесу гальмування вплив його на величину напружень також зростає. Величина термічних напружень на поверхні тепловідлення майже в'ятеро більша, ніж в об'ємі обода шків. У цьому разі характер впливу інтенсивності теплообміну на величину напружень такий самий, що й за умови нагрівання. Новий підхід до розрахунку локальних термічних напружень у теорії тертя та зношування реалізований уперше. Достовірність здобутих результатів підтверджена експериментально.*

***Ключові слова:** стрічково-колодке гальмо, пара тертя, обід шків, нагрівання та охолодження, поверхнево-об'ємні температури, термічні напруження, критерій Біо.*

Вступ

Сучасна практика проектування фрикційних вузлів у гальмівному будівництві вже не задовольняється тепловими розрахунками стаціонарних процесів. Усе частіше увага дослідників звертається до необхідності вирішення завдань, пов'язаних з динамікою температурних полів, що належать до робочої поверхні та товщини обода гальмівного шків стрічково-колодкового гальма. Це пов'язано насамперед із великими поверхневими градієнтами обода шків і, як наслідок, температурними напруженнями, що значно перевищують допустимі величини. Усі зазначені питання так чи інакше приводять до необхідності знаходити нестационарне поле в досліджуваних одно- («накладка – шків») та в багатопарних («стрічка – накладка» й «накладка – шків») вузлах тертя. В останніх вузлах тертя

фрикційні накладки виконують функцію утеплювача між стрічкою, яка звільнена від накладок, і робочою поверхнею обода гальмівного шків.

Математичний опис температурного поля обода гальмівного шків може мати як самостійне значення і слугувати для вирішення задачі (наприклад, для розрахунку часу нагрівання або вимушеного охолодження), так і може бути використаним як допоміжний результат для вирішення іншої, більш складної проблеми (наприклад, розрахунок термомпружних напружень в обід гальмівного шків).

Аналіз публікацій

Наявна програма *COSMOSWorks* у середовищі *SolidWorks* [1, 2] дає змогу проводити тепловий розрахунок за умови складного тепло-

обміну (конвективного, кондуктивного й радіаційного) у визначенні поверхневого температурного напружено-деформованого стану досліджуваних поверхонь. У цій програмі відразу задається коефіцієнт теплопередачі через шари виробу без урахування коефіцієнтів тепловіддачі до омиваючого повітря, а також не можна визначати глибинний температурний градієнт виробу.

У процесі експлуатації на контактуючих плямах мікроставів обода шків розвиваються поверхневі температури близько 1000 °С і більше, що призводить до нерівномірного нагрівання поверхонь обода шків через нереалізацію в кожній парі тертя регламентованого динамічного коефіцієнта, взаємного перекриття. У цих випадках виникають значні поверхневі градієнти температур, що спричиняють появу теплових деформацій, і, як наслідок, температурних напружень. Із зростанням кількості спуско-підйомних операцій у процесі буріння в об'ємі шків накопичуються залишкові деформації, що призводить до виходу їх з ладу, а також гальма загалом, що зрештою загрожує виникненню аварійної ситуації [3].

Температури, що виникають на поверхні тертя обода шків, істотно впливають на фрикційно-зношувальні характеристики матеріалів пар тертя. За умови підвищення температур значно знижується динамічний коефіцієнт тертя, збільшуються питомі навантаження, як наслідок, підвищується лінійний знос обода шків [4, 5]. Крім того, у разі позаштатних перегрівів гальм можлива зміна напружено-деформованого стану самого гальмівного шків.

Багатофакторний метод підбору металевих фрикційних матеріалів пар тертя гальмівних пристроїв [3] проводився на підставі їх трибологічних та електричних властивостей. У цьому випадку також враховувалися теплофізичні характеристики металів, що дало змогу скласти ряди для всіх металів. Знання рядів трибологічних та теплофізичних характеристик різних металів дозволило застосувати новий підхід до рецептури легуючих елементів металевих фрикційних виробів. Однак у зазначеному дослідженні не було враховано фрикційну взаємодію «метал – метал».

Робота [6] присвячена оцінюванню впливу силових і теплових впливів на працездатність авіаційних гальмівних коліс. З останніх виділено пакет дисків гальма, які були виготовлені із вуглець-вуглецевих фрикційних мате-

ріалів, що дало змогу покращити експлуатаційні параметри вузлів тертя. Надалі було розглянуто напружено-деформований стан гальмівних дисків без урахування складного теплообміну між ними та омиваючим середовищем.

Мета та постановка завдання

Метою роботи є оцінка енергонавантажності металевих фрикційних елементів гальм у процесі гальмування.

Для досягнення мети необхідно розглянути такі питання з досліджуваної проблеми: енергонавантаженість обода шків стрічково-колодкового гальма; розрахунок та аналіз енергонавантажності обода шків гальма; обговорення результатів.

Енергонавантаженість обода шків стрічково-колодкового гальма

Обід шків стрічково-колодкового гальма є накопичувачем теплової енергії під час роботи його пар тертя в гальмівних режимах.

В оцінюванні енергонавантажності обода шків стрічково-колодкового гальма необхідно враховувати такі фактори:

- поверхнево-об'ємні температури полірованої робочої поверхні обода шків є локальними;
- поверхнево-об'ємні температури завжди більші за «чисті» об'ємні температури обода шків;
- розглядаються полірована й матова поверхні обода шків.

Розрахунки показують, що найбільше теплове напруження сприймає поверхня тертя. Циклічна дія теплових навантажень викликає втомні напруження. У процесі нагрівання обода шків нагрівання поверхневих шарів викликає напруження стиску, які врівноважуються напруженнями розтягу в центральній його частині. Унаслідок зсуву під час стискання може розтріскуватися поверхня, найбільш небезпечний вид руйнування, що відповідає розвитку тріщини у внутрішній розтягненій ділянці. Коли обід шків охолоджується з боку робочої поверхні, то в процесі стискання її зовнішніх шарів виникає розтяг. Руйнування в цьому разі ініціюється десь на робочій поверхні або в її підповерхневому шарі.

З огляду на викладене запропоновано конструкцію самоохолоджувального гальмівного шків, в якому його обід розділено на шари. Розрахунки показали, що за умови запропонованої конструкції підвищуються значення критерію Біо та зменшуються термічні

напруження. На конструкцію самоохолоджувального гальмівного шківів отримано авторське свідоцтво (А.с. СРСР № 1732069 А1).

Розглянемо розрахунок безрозмірного локального температурного градієнта та безрозмірної середньої поверхневої об'ємної температури.

У процесі гальмування завдяки високим локальним температурним градієнтам напруження, що виникають в ободах гальмівних шківів, перевершують границю пружності. Як показано в роботі [7], унаслідок охолодження ободів шківів виникають великі залишкові напруження. Питання оцінювання температурних напружень дуже важливе для вибору пар тертя гальмівних пристроїв.

У процесі короткочасного гальмування ефективна глибина проникнення теплоти менша за товщину обода шківів, оскільки час гальмування малий. У цьому разі можна вважати, що поверхнево-об'ємна температура змінюється в поверхневих шарах з глибиною як у напівнескінченному тілі з джерелом тепловиділення потужністю Q . Одновимірне рівняння теплопровідності у цьому випадку має вигляд

$$\frac{\partial \Delta v}{\partial t} = a \frac{\partial^2 \Delta v}{\partial x^2}. \quad (1)$$

Рівняння (1) має задовольняти таким початковим і граничним умовам:

$$\left. \begin{aligned} 1. A_{t_1} \lambda \frac{\partial \Delta v}{\partial z} - A_{t_2} \sigma \Delta v + Q = 0 \quad \text{за } x = 0; \\ 2. \Delta v(x, 0) = 0. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Переходячи до безрозмірних координат, а також позначаючи

$$\Delta \bar{v} = \frac{v(x, t) - v_{cp}}{v_{cp}}; \quad \bar{x} = \frac{x}{b}; \quad \bar{t} = \frac{at}{b^2} = F_0;$$

$$k = \frac{A_{t_2}}{A_{t_1}} = \frac{c_{II}}{c_M}; \quad \bar{Q} = \frac{Qb}{A_{t_1} \lambda v_{cp}}; \quad Bi = \sigma b / \lambda,$$

де $\Delta v = v(x, t) - v_{cp}$ – перепад поверхнево-об'ємної температури; $v(x, t)$ – поточна температура; v_{cp} – температура омиваючого середовища; $\Delta \bar{v}$ – безрозмірний перепад об'ємно-поверхневої температури; F_0 – критерій Фур'є або безрозмірний час гальмування; A_{t_1} – теп-

лопоглинальна робоча поверхня обода (полірована); A_{t_2} – охолоджувальна поверхня шківів (матова); c_{II}, c_M – коефіцієнти випромінювання полірованої та матової поверхонь; Q – кількість теплоти, що виділяється під час тертя; Bi – критерій Біо.

Диференціальне рівняння (1), початкові та граничні умови (2) можна записати у вигляді

$$\left. \begin{aligned} 1. \frac{\partial \Delta \bar{v}}{\partial \bar{t}} &= \frac{\partial^2 \Delta \bar{v}}{\partial \bar{x}^2}; \\ 2. \frac{\partial \Delta \bar{v}}{\partial \bar{x}} &= k Bi \Delta \bar{v} + \bar{Q} \quad \text{за } \bar{x} = 0 (z = 0); \\ 3. \Delta \bar{v}(x, 0) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Переходячи до узагальненого параметра $z = x^2 / at = \bar{x}^2 / \bar{t}$, диференціальне рівняння (3) подаємо у вигляді

$$4z \frac{d^2 \Delta \bar{v}}{dz^2} + (2 + z) \frac{d \Delta \bar{v}}{dz} = 0. \quad (4)$$

Розв'язок рівняння (4) має вигляд

$$\left. \begin{aligned} \frac{d \Delta \bar{v}}{dz} &= c_1 e^{-\frac{1}{4}z} z^{-\frac{1}{2}}; \\ \frac{d \Delta \bar{v}}{d \bar{x}} &= \frac{2 \bar{x}}{t} \cdot \frac{d \Delta \bar{v}}{dz} = \frac{2c_1}{\sqrt{t}} e^{-\frac{1}{4}z}; \\ \Delta \bar{v} &= c_1 \int e^{-\frac{1}{4}z} z^{-\frac{1}{2}} dz + c_2. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Рівняння (5) має відповідати умовам (3), якщо $z = 0$:

$$\left. \begin{aligned} 1. \frac{2a}{\sqrt{\lambda}} - k Bi \left[\left(a \int e^{-\frac{1}{4}z} z^{-\frac{1}{2}} dz \right)_{z=0} + c_2 \right] + \bar{Q} &= 0, \\ 2. \text{при } z = \infty; \Delta \bar{v} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Розв'язок диференціального рівняння (4), що задовольняє рішенням (5)

$$\Delta \bar{v} = \frac{\bar{Q}}{k Bi + \frac{1}{\sqrt{\pi}}} \left[1 - \operatorname{erf} \left(\frac{\bar{x}}{2\sqrt{\bar{t}}} \right) \right] = \frac{\bar{Q}}{k Bi + \frac{1}{\sqrt{\pi}}} \operatorname{erf} \left(\frac{\bar{x}}{2\sqrt{\bar{t}}} \right), \quad (7)$$

де $\operatorname{erf} \left(\frac{\bar{x}}{2\sqrt{\bar{t}}} \right) = \frac{1}{\sqrt{\pi}} \int_0^{\frac{\bar{x}}{2\sqrt{\bar{t}}}} e^{-u^2} du = 4 \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^u e^{-u^2} du$ – інтеграл Гаусса.

Температура полірованої поверхні нагрівання визначається з (7), якщо $\bar{x} = 0$.

$$\Delta \bar{v}_n(t) = \frac{\bar{Q}}{kBi + \frac{1}{\sqrt{\pi \bar{t}}}} \quad (8)$$

Неважко отримати з (7) розв'язання встановленого перепаду поверхнево-об'ємної температури, коли $\bar{t} = \infty$.

$$\Delta \bar{v} = \frac{\bar{Q}}{kBi} \quad (9)$$

У разі повторно-короткочасного режиму процес гальмування визначається аперіодичним характером: до наступного гальмування може відбуватися охолодження пари тертя до вихідної температури; вона охолоджується до деякої поверхнево-об'ємної температури, вищої за вихідну. До того ж від гальмування до гальмування ця температура зростає. Час охолодження, як правило, у десятки разів перевищує час гальмування. За таких умов становить інтерес визначення зміни перепаду поверхнево-об'ємної температури внаслідок охолодження. Для цього випадку рівнянню (3) повинні відповідати такі граничні умови:

1. За $\bar{x} = z = 0$

$$A_1 \lambda \frac{\partial \Delta \bar{v}}{\partial \bar{x}} - A_2 \sigma' \Delta \bar{v} = 0 \quad (10)$$

2. За $z = \infty$ ($\bar{t}) = 0$;

$$\Delta \bar{v}(\bar{x}, 0) = \Delta \bar{v}_n$$

Підпорядковуючи розв'язок (5) граничним умовам (10), остаточно отримаємо

$$\Delta \bar{v}_0 = \Delta \bar{v}_n \left[1 - \frac{kBi}{kBi + \frac{1}{\sqrt{\pi \bar{t}}}} \operatorname{erfc} \left(\frac{\bar{x}}{x\sqrt{\bar{t}}} \right) \right] \quad (11)$$

Температура поверхні охолодження обода шківів визначається за умови $\bar{x} = 0$

$$\Delta \bar{v}_0(t) = \frac{\Delta \bar{v}_n}{1 + kBi\sqrt{\pi \bar{t}}} \quad (12)$$

Для закономірності розподілу поверхнево-об'ємної температури внаслідок нагрівання

(5) і охолодження (11) можна знайти термічні напруження, що виникають в ободах гальмівних шківів. У разі одновимірних завдань, якщо припустити, що властивості матеріалу не змінюються і матеріал пружний, для безрозмірних температурних напружень можна записати таке рівняння:

$$\bar{\sigma} = \frac{\sigma(1-\mu)}{E\alpha_0\nu_{cp}\bar{Q}} = \frac{\Delta \bar{v}_{cp}^* - \bar{v}(x, t)}{\bar{v}_n} \quad (13)$$

де σ – температурні напруження; μ – коефіцієнт Пуассона; E – модуль пружності; α_0 – коефіцієнт лінійного розширення матеріалу.

Фізично $\bar{\sigma}$ розглядається як відношення фактично діючих теплових напружень до напружень, які мали б місце за умови повного стискання теплового розширення.

Безрозмірне напруження на будь-якій товщині обода шківів в процесі нагрівання визначається за формулою

$$\bar{\sigma}_n = \frac{\bar{\sigma}}{\bar{Q}} = \frac{1}{kBi + \frac{1}{\sqrt{\pi \bar{t}}}} \left[\operatorname{erfc} \left(\frac{1}{2\sqrt{\bar{t}}} - \operatorname{erfc} \frac{z}{2\sqrt{\bar{t}}} \right) + 2\sqrt{\frac{\bar{t}}{\pi}} \left(1 - e^{-\frac{1}{4\bar{t}}} \right) \right] \quad (14)$$

якщо $\bar{x} = 0$, тобто на полірованій поверхні тертя обода шківів

$$\bar{\sigma}_{1n}^* = \frac{1}{kBi + \frac{1}{\sqrt{\pi \bar{t}}}} \left[2\sqrt{\frac{\bar{t}}{\pi}} \left(1 - e^{-\frac{1}{4\bar{t}}} \right) - \operatorname{erfc} \left(\frac{1}{\sqrt{\bar{t}}} \right) \right]; \quad (15)$$

якщо $x = 1, 0$,

$$\bar{\sigma}_{2n}^* = \frac{2\bar{t}}{1 + kBi\sqrt{\pi \bar{t}}} \left(1 - e^{-\frac{1}{4\bar{t}}} \right) \quad (16)$$

Відповідно, температурне напруження під час охолодження на поверхні обода шківів має вигляд (за умови $\bar{x} = 0$)

$$\bar{\sigma}_{10}^* = \frac{kBi}{kBi + \frac{1}{\sqrt{\pi \bar{t}}}} \left[\frac{2}{\sqrt{\pi}} \left(1 - e^{-\frac{1}{4\bar{t}}} \right) + \operatorname{erfc} \left(\frac{1}{\sqrt{\bar{t}}} \right) \right]; \quad (17)$$

якщо $\bar{x} = 1, 0$,

$$\bar{\sigma}_{20}^* = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \left(\frac{kBi}{kBi + \frac{1}{\sqrt{\pi \bar{t}}}} \right) \left(1 - e^{-\frac{1}{4\bar{t}}} \right) \quad (18)$$

Аналіз рівнянь (15) і (16) і графіків (рис. 1 і 2) показує, що температурні напруження (під час нагрівання) на полірованій поверхні обода шківів майже вдесятеро перевищують значення напружень, які виникають в його ободі.

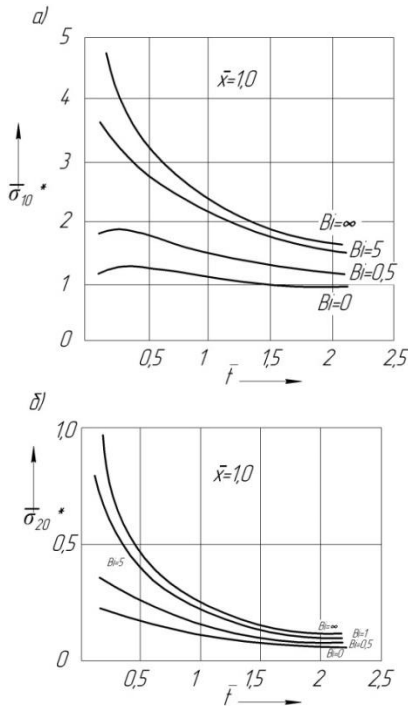


Рис. 1. Закономірності зміни безрозмірного напруження в процесі охолодження обода шківів від безрозмірного часу гальмування для різних значень критерій Біо, якщо $a - \bar{X} = 0$; $b - \bar{X} = 1$

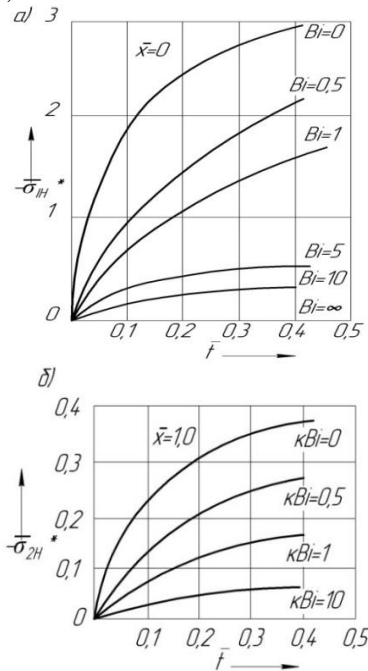


Рис. 2. Закономірності зміни безрозмірного напруження в процесі нагрівання обода шківів від безрозмірного часу гальмування для різних значень критерій Біо, якщо $a - \bar{X} = 0$; $b - \bar{X} = 1$

Напруження досягає максимуму, коли процес теплоізолюваний ($Bi = 0$), і дорівнює нулю, коли теплообмін нескінченний ($Bi \rightarrow \infty$). На охолодження суттєво впливає критерій Bi . До того ж із збільшенням тривалості процесу гальмування його вплив на охолодження також зростає.

Аналіз рівнянь (15) та (16) і графіків (рис. 1 і 2) показує, що величини термічних напружень на поверхні тепловиділення майже вп'ятеро більші, ніж в об'ємі гальмівного шківів. До того ж напруження досягає максимуму, коли відбувається інтенсивний теплообмін (якщо $Bi \rightarrow \infty$), і має максимальне значення, коли поверхня теплоізолювана ($Bi \approx 0$).

Таблиця 1 – Радіаційний теплообмін від поверхонь гальмівного шківів бурової лебідки У2-5-5 за час $\tau = 1,0$ с

$t_n, \text{ }^\circ\text{C}$	$t_{cp}, \text{ }^\circ\text{C}$	Кількість теплоти (кДж), яка відводиться від поверхонь металевого елемента тертя гальма		
		полірованої Q_2^n	матової Q_2^m	сумарна Q_2
100	20,0	0,19	1,24	1,43
150		0,39	2,48	2,87
200		0,67	4,30	4,97
250		1,06	6,79	7,85
300		1,58	10,11	11,69
350		2,26	14,43	16,69
400		3,12	19,92	23,04

Аналіз показників, наведених у табл. 1, показує, що зі збільшенням температури вчетверо сумарна кількість теплоти, що відводиться радіаційним теплообміном, збільшилася в 16 разів.

Розрахунок та аналіз енергонавантаженості обода шківів гальма

Розрахуємо експлуатаційні параметри пари тертя стрічково-колодкового гальма.

Вихідні дані для розрахунку такі: пара тертя сталь 30ХГСА та ретинакс ФК-24А; $x = (0 \dots 10) \cdot 10^{-3}$ м; $a = 10,5 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\tau = (1 \dots 10)$ с; $t_0 = 400$ °С – допустима температура матеріалу фрикційної накладки.

Розраховуємо можливі межі зміни узагальненого параметра

$$z = x^2 / a\tau,$$

за $x = 0$ і $\tau = \infty$, $z = 0$; $x = \infty$ і $t = 0$, $z = \infty$, $x = 1,0$ мм

$$z = \frac{(10^{-3})^2}{10,5 \cdot 10^{-6} \cdot (1 \dots 10)} \approx 0,1 \dots 0,01;$$

за $x = 10$ мм

$$z = \frac{(10 \cdot 10^{-3})^2}{10,5 \cdot 10^{-6} \cdot (1 \dots 10)} \approx 1 \dots 0,1;$$

для реального гальма $z = 0 \dots 10$.

За формулою

$$\frac{\partial t}{\partial z} = \text{grad}t = \frac{t_\delta}{z_0} e^{\frac{1}{4}(z_0-z)} \cdot \sqrt{\frac{z_0}{z}}, \quad (19)$$

де z – різновид узагальненої змінної. Вона є величиною зворотного критерію Фур'є. Критерій Фур'є виражає для нестационарних процесів відповідність між середньою швидкістю зміни умов навколишнього середовища до середньої швидкості перебудови температурного поля всередині тіла $F_0 = a\tau/x^2$. Отже,

$$z = 1/F_0 = x^2/a\tau.$$

Після цього розраховуємо безрозмірний температурний градієнт, у нашому випадку $z_0 = 1,0$.

$$\frac{\text{grad}t}{t_\delta} = \frac{1}{10} e^{\frac{1}{4}(10-1)} \cdot \sqrt{\frac{10}{1}} = 3,0;$$

якщо $z = 10$,

$$\frac{\text{grad}t}{t_\delta} = \frac{1}{10} e^{\frac{1}{4}(10-10)} \cdot \sqrt{\frac{10}{10}} = 0,1.$$

Температура поверхні тертя обода гальмічного шківця з урахуванням об'ємної температури визначається за формулою

$$t^* = \frac{\sqrt{\pi z_0}}{z_0^2} t_\delta e^{\frac{1}{4}z_0} \left[z_0 \Phi\left(\frac{\sqrt{z}}{2}\right) + (z_0-1) \Phi\left(\frac{\sqrt{z_0}}{2}\right) \right] + \frac{(1-\alpha_{III})W_{III}\tau_w}{A_a c \rho b_3} + v_{об}, \quad (20)$$

де α_{III} – коефіцієнт розподілу теплових потоків. Визначаємо α_{III} у першому наближенні за такою формулою:

$$\alpha_{III} = \frac{1}{1 + \frac{b_1 c_1}{b_2 c_2} \sqrt{\frac{a_1}{a_2}}},$$

де $b_{1,2}$ – ефективний розмір елемента пари в напрямку лінійного потоку нормалі до поверхні тертя обода.

Ця формула придатна в разі, коли $0,6 < k_{B3} < 1$ – коефіцієнт взаємного перекриття; $v = 3,0$ м/с – швидкість ковзання; $Pe = 0,4$ – критерій Пекле. Для цього випадку

придатний вираз $\tau_w = \tau(2 - \tau)$; де $\tau = t/t_T$ – відносний час.

Розрахунок проводився в такому порядку. Вихідні дані до розрахунку: $W_{III} = 60$ МДж; $\rho = 7,75 \cdot 10^3$ кг/м³; $A_a = 1,14$ м²; $a_1 = 10,5 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $a_2 = 0,3 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $c_1 = 465$ Дж/кг·°С; $c_2 = 970$ Дж/кгН·°С; $\tau = 0 \dots 10$ с; $t_\delta = 400$ °С.

Узагальнений параметр z визначаємо як у попередньому прикладі.

Визначаємо $b_{эф}$

$$b_{1эф} = 1,73 \sqrt{a_1 t} = 1,73 \sqrt{10,5 \cdot 10^{-6} \cdot 10} = 17,73 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$b_{2эф} = 1,73 \sqrt{a_2 t} = 1,73 \sqrt{0,3 \cdot 10^{-6} \cdot 10} = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Визначаємо

$$\alpha_{III} = \frac{1}{1 + \frac{17,73 \cdot 10^{-3} \cdot 465}{3 \cdot 10^{-3} \cdot 970} \sqrt{\frac{10,5 \cdot 10^{-6}}{0,3 \cdot 10^{-6}}}} = 0,056.$$

Розраховуємо $t_{об\dots y}$ – температуру обода шківця, що встановилася.

$$k = \frac{60 \cdot 1,52}{137,2 \cdot 0,44 \cdot 10^3} = 15 \cdot 10^{-4};$$

$$t_{об\dots y} = \frac{0,056 \cdot 60 \cdot 10^5}{137,2 \cdot 0,44 \cdot 10^3} \left[\frac{\exp(-15 \cdot 10^{-4} \cdot 30)}{1 - \exp(-15 \cdot 10^{-4} \cdot 30)} \right] = 123^\circ \text{C}$$

Для визначення τ_w значення τ приймаємо рівним $\tau = 0,4$, тому що для конкретного випадку (лінійний закон) t^* досягає максимального значення

$$\tau_w = 0,4 \cdot (z - 0,4) = 0,64.$$

Значення $\Phi\left(\frac{\sqrt{z}}{2}\right)$ та $\Phi\left(\frac{\sqrt{z_0}}{2}\right)$ – інтеграла

ймовірності Гаусса – обираємо з довідкової літератури.

Обчислюємо безрозмірну середню поверхнево-об'ємну температуру

$$\begin{aligned} \frac{t^*}{t_\delta} &= \frac{2\sqrt{\pi} \cdot 10}{10^2} e^{\frac{1}{4}10} \left[10 \cdot \Phi\left(\frac{\sqrt{1}}{2}\right) + (10-1) \Phi\left(\frac{\sqrt{10}}{2}\right) \right] = \\ &= \frac{(1-0,056) \cdot 60 \cdot 10^5 \cdot 0,664}{400 \cdot 1,14 \cdot 465 \cdot 1,15 \cdot 10^3 \cdot 17,73 \cdot 10^{-3}} = 1,61 \end{aligned}$$

Розраховуємо безрозмірне температурне напруження за такими вихідними даними:

$$A_1 = 1,14 \text{ м}^2; A_2 = 1,52 \text{ м}^2; \sigma' = 60 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°С};$$

$$\lambda = 38 \text{ Вт/м} \cdot \text{°С}; a = 10,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \tau = 5 \text{ с}.$$

Визначаємо b_{ef}

$$b_{ef} = 1,73\sqrt{10,5 \cdot 10^{-6} \cdot 5} = 12,5 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Обчислюємо Bi

$$Bi = \frac{60 \cdot 12,5 \cdot 10^{-3}}{38} = 0,02.$$

Обчислюємо \bar{t}

$$F_0 = \bar{t} = \frac{10,5 \cdot 10^{-6} \cdot 5}{(12,5 \cdot 10^{-3})^2} = 0,336.$$

Обчислюємо k

$$k = \frac{1,52}{1,14} = 1,33.$$

Значення функції Гаусса erf обираємо з таблиці [7].

Визначаємо безрозмірне температурне напруження на поверхні обода шків за умови нагрівання

$$\sigma^* = \frac{1}{1,33 \cdot 0,02 + \frac{1}{\sqrt{\pi \cdot 0,336}}} \cdot 2\sqrt{\frac{0,336}{\pi}} \left(1 - e^{-\frac{1}{4 \cdot 0,336}} \right) - erf \frac{1}{2\sqrt{0,336}} = -2,73.$$

За формулою (16) визначаємо безрозмірне температурне напруження на повній товщині шків в процесі нагрівання

$$\bar{\sigma}_{2н}^* = \frac{2 \cdot 0,336}{1 + 1,33 \cdot 0,02\sqrt{\pi \cdot 0,336}} \cdot \left(1 - e^{-\frac{1}{4 \cdot 0,336}} \right) = 0,34.$$

Відповідно, температурне напруження внаслідок охолодження на поверхні шків визначається за формулою (17). Оскільки час охолодження становить $\tau = 15$ с, тому спочатку визначаємо параметри b , Bi , \bar{t} .

$$b = 1,73\sqrt{10,5 \cdot 10^{-6} \cdot 15} = 21,7 \cdot 10^{-3} \text{ м;}$$

$$Bi = \frac{60 \cdot 21,7 \cdot 10^{-3}}{38} = 0,034;$$

$$F_0 = \bar{t} = \frac{10,5 \cdot 10^{-6} \cdot 10}{(21,7 \cdot 10^{-3})^2} = 0,321.$$

Тоді

$$\bar{\sigma}_c^* = \frac{1,33 \cdot 0,034}{1,33 \cdot 0,0034 + \frac{1}{\sqrt{\pi \cdot 0,321}}} \left[\sqrt{\frac{2}{\pi}} \left(1 - e^{-\frac{1}{4 \cdot 0,336}} \right) + erf \frac{1}{2\sqrt{0,321}} \right] = 0,15.$$

Температурні напруження внаслідок охолодження на повній товщині обода гальмівного шків визначається за формулою (18)

$$\bar{\sigma}_{20}^* = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \left(\frac{1,33 \cdot 0,034}{1,33 \cdot 0,0034 + \frac{1}{\sqrt{\pi \cdot 0,321}}} \right) \cdot \left(1 - e^{-\frac{1}{4 \cdot 0,321}} \right) = 0,026.$$

Отже, поряд із критерієм Біо, що є основним у процесі теплопровідності в обід шків, ще залучені додаткові критерії Фур'є та Пекле.

Обговорення результатів

Математичний опис процесу теплопровідності із залученням елементів теорії теплової подібності щодо обода шків стрічково-колодкового гальма за режимів гальмування дали змогу встановити:

- через дискретність контакту мікровиступів пар тертя гальма досліджувані параметри мають локальний характер;

- до енергонавантаженості пар тертя гальма належать такі параметри: поверхнево-об'ємні та об'ємні температури і їх градієнти, що викликають термічні напруження, які впливають на фрикційно-зношувальні характеристики;

- за умови поверхнево-об'ємних температур (100–400) °С сумарна кількість теплоти, що відводиться від полірованої та матової поверхонь шків радіаційним теплообміном, становила (1,43–23,04) кДж; у цьому разі поверхневий температурний градієнт обода шків був майже в'ятеро більший, ніж за його товщиною;

- за умови циклічного (повторно-коротко-часного) режиму гальмування температурні напруження внаслідок нагрівання на поверхні обода шків майже вдесятеро перевищують значення напружень, що виникають в його ободі. Напруження досягають максимуму,

коли процес теплоізолюваний ($Bi = 0$), і дорівнює нулю, коли теплообмін нескінченний ($Bi \rightarrow \infty$);

- величина напружень унаслідок охолодження обода шків так само істотно залежить від критерію Біо. До того ж із збільшенням тривалості процесу гальмування вплив його на величину напружень також зростає;

- величина напружень на поверхні тепловідділення майже вп'ятеро більша, ніж в об'ємі обода шків. У цьому разі характер впливу інтенсивності теплообміну на величину напружень такий самий, що й у процесі нагрівання. Такий підхід до розрахунку термічних напружень у теорії тертя та зношування реалізований уперше. Достовірність здобутих результатів підтверджена експериментально. Отже, на підставі наведеного вище запропоновано новий підхід до розрахунку локальних термічних напружень, які значно впливають на енергонавантаженисть металевих фрикційних елементів. Цей підхід у теорії тертя та зношування реалізований уперше. Достовірність здобутих результатів підтверджена експериментально.

Література

1. Features of the estimation of the intensity of heat exchange in selfventilated disk-shoe brakes of vehicles / N. Volchenko et al. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. 1/5 (97). P. 47–53. ISSN 1729-3774.
2. Стрічково-колодкові гальма / Є. І. Крижанівський та ін. Івано-Франківськ: ІФНТУНІГ, 2007. 215 с.
3. Wear resistance of spark ignition engine piston rings in hydrogen-containing environments / M. Kindrachuk et al. *Energiesthis link is disabled*. 2021. 14 (16). 4801.
4. Nanofluids in Cooling Systems and Their Efficiency / D. O. Volchenko et al. *Journal of Nano- and Electronic Physicsthis link is disabled*. 2021. No. 13 (4). P. 1–8.
5. Hydrogen Containing Nanofluids in the Spark Engine's Cylinder Head Cooling System / A. Balitskii et al. *Energiesthis link is disabled*. 2022. No. 15 (1). 59.
6. Thermoelectric Coolers with Friction Steam Brakes / M. V. Kindrachuk et al. *J. Nano-Electron. Phys*. 2022. Vol. 14. No. 4. 04034.

References

1. Volchenko, N., Volchenko, A., Volchenko, D., Poliakov, P., Malyk, V., Zhuravlov, D., Vitvitskyi, V., Krasin, P. (2019) Features of the estimation of the intensity of heat exchange in selfventilated disk-shoe brakes of vehicles. *Eastern-European Journal of Enterprise*

Technologies, 1/5 (97), pp. 47–53. ISSN 1729-3774.

2. Kryzhanivskiy, Ye. I., Volchenko, O. I., Volchenko, D. O. et al. (2007) Strichkovo-kolodkovi halma. Ivano-Frankivsk, 215 p.
3. Kindrachuk, M., Volchenko, D., Balitskii, A., Yurchuk, A., Kolesnikov, V. (2021) Wear resistance of spark ignition engine piston rings in hydrogen-containing environments. *Energiesthis link is disabled*, no. 14 (16), 4801.
4. Volchenko, D. O., Kindrachuk, M. V., Dolishniy, B. V., Yurchuk, A. O., Dukhota, A. O. (2021) Nanofluids in Cooling Systems and Their Efficiency. *Journal of Nano- and Electronic Physicsthis link is disabled*, no. 13 (4), pp. 1–8.
5. Balitskii, A., Volchenko, D., Kindrachuk, M., Ostashuk M., Kolesnikov V. (2022) Hydrogen Containing Nanofluids in the Spark Engine's Cylinder Head Cooling System. *Energiesthis link is disabled*, no. 15 (1), 59.
6. Kindrachuk, M.V., Volchenko, D.A., Volchenko, N.A., Savchin, M.V., Savchin, Y.M., Bolony, T.V. (2022) Thermoelectric Coolers with Friction Steam Brakes. *J. Nano-Electron. Phys*, vol. 14, no. 4, 04034.

Вольченко Олександр Іванович, д-р техн. наук, професор кафедри будівельних і дорожніх машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, divo99@ukr.net, тел. +38 066-491-21-98.

Джанахмедов Ахад Ханахмед огли, д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри транспортної механіки Азербайджанської інженерної академії, м. Баку, dzhanakhmedov@yahoo.com, тел. +38 050-950-04-18.

Скрипник Василь Степанович, д-р техн. наук, професор, заступник директора з навчальної роботи ВСП «Надвірнянський фаховий коледж національного транспортного університету», skripnik-vs07@ukr.net, тел. +38 067-369-66-50.

Журавльов Дмитро Юрійович, канд. техн. наук, доцент кафедри технічної механіки, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, dmytro.2103@ukr.net, тел. +38 050-950-04-18.

Андрейчиков Євген Юрійович, старший викладач, підполковник кафедри військової підготовки, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу.

Energy load of metal brake frictions elements

Abstract. Problem. The mathematical description of the temperature field of the rim of the brake pulley can have both an independent value and be the goal of solving a problem (for example, when calculating the time of heating or forced cooling), and also be used as an auxiliary result for solving another, more complex problem (for example, calculating thermoelastic stresses in brake pulley rim). **Goal.** The purpose of the work is to assess the energy load of metal friction

brake elements during the braking process. **Methodology.** Solving the tasks involved taking into account the fact that the surface-volume temperatures of the polished working surface of the pulley rim are local when assessing the energy load of the belt pulley rim; surface-volume temperatures are always higher than the "pure" volume temperatures of the pulley rim; polished and matte surfaces of the pulley rim are considered. **Results.** It is proposed that a new approach to the calculation of local thermal stresses, which is implemented for the first time in the theory of friction and wear. The reliability of the obtained results was confirmed experimentally. **Originality.** The need to find the non-stationary field in the investigated single- ("pad-pulley") and in multi-pair ("tape-pad" and "pad-pulley") friction nodes is proposed. In the last friction nodes, the friction pads act as insulation between the tape, which is freed from the pads, and the working surface of the brake pulley rim. **Practical value.** The proposed approach made it possible to establish that the magnitude of stresses on the surface of heat release is almost 5 times greater than in the volume of the pulley rim. At the same time, the nature of the influence of the intensity of heat exchange on the magnitude of stresses is the same as during heating, which leads to a decrease in the formation of cracks on the surface of the pulley rim.

■

Key words: band-pad brake, friction pair, pulley rim, heating and cooling, surface-volume temperatures, thermal stresses, Bio criterion.

Oleksandr Ivanovich Volchenko, Ph.D., prof. café of construction and road machines, Kharkiv National Automobile and Road University, divo99@ukr.net, tel. +38 066-491-21-98.

Dzhanakhmedov Ahad Khanakhmed oqli, Ph.D., prof., head of the Department of Transport Mechanics of the Azerbaijan Engineering Academy, Baku, dzhanakhmedov@yahoo.com, tel. +38 050-950-04-18.

Vasyl Stepanovych Skrypnyk, Ph.D., prof., deputy director for educational work of the VSP Nadvirnya Vocational College of the National Transport University, skrypnyk-vs07@ukr.net, tel. +38 067-369-66-50.

Dmytro Yuriyovych Zhuravlev, Ph.D., Assoc. café of Technical Mechanics, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, dmytro.2103@ukr.net, tel. +38 050-950-04-18.

Andreychikov Yevgen Yuriyovych, senior lecturer, lieutenant colonel of the Department of Military Training, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas.