

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ
ІВАНА ПУЛЮЯ

СТАДНИК ОЛЕГ БОГДАНОВИЧ

УДК 621.891(043.3)

**ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТА ПОКРАЩАННЯ ФРИКЦІЙНИХ
ВЛАСТИВОСТЕЙ ВУЗЛІВ ГАЛЬМІВНИХ ПРИСТРОЇВ ПІДНІМАЛЬНО-
ТРАНСПОРТНИХ МАШИН**

05.05.05 – піднімально-транспортні машини

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня

кандидата технічних наук

Тернопіль – 2017

Дисертація на правах рукопису.

Робота виконана в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор,
Вольченко Олександр Іванович,
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, професор кафедри механіки машин

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор,
Гевко Іван Богданович,
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, професор кафедри менеджменту у виробничій сфері

доктор технічних наук, доцент,
Ромасевич Юрій Олександрович,
Національний університет біоресурсів і природокористування України, професор кафедри конструювання машин і обладнання

Захист відбудеться «14» грудня 2017 р. об 11⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К 58.052.03 у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя за адресою: 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56, корп. 2, ауд. 58.

З дисертацією можна ознайомитись в науково-технічній бібліотеці Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя за адресою: 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56, корпус №2.

Автореферат розіслано «10» листопада 2017 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

Дячун А. Є.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. У будь-яких гальмівних пристроях, що використовуються в піднімально-транспортних і дорожно-будівельних машинах, транспортних засобах та в інших галузях народного господарства, суттєву роль відіграє енергонавантаженість їхніх фрикційних вузлів. Вона в значній мірі при будь-якому режимі гальмування машини залежить від швидкості її руху і маси вантажу. При високому рівні енергонавантаженості спостерігається зниження гальмівного моменту через підвищення температури на поверхнях тертя металевих і неметалевих фрикційних елементів, які мають різну геометрію спряжених поверхонь. При температурі поверхонь тертя, що перевищує допустиму для матеріалу фрикційних накладок, спостерігається зниження ефективності гальмування, при цьому відбувається інтенсивний знос робочих поверхонь та їхнє руйнування. У той же час через великі температурні градієнти на поверхні металевих елементів тертя розвиваються високі температурні напруження, які сприяють зародженню і розвитку мікротріщин, що призводить до його руйнування.

Дослідженню динамічних і теплових процесів у парах тертя різних видів гальмівних пристроїв та фрикційних муфт присвячені праці М. П. Александрова, В. О. Богомолова, М. О. Бухаріна, О. І. Вольченка, Б. Б. Генбома, А. Б. Гредескула, Г. С. Гудза, І. Б. Гевка, В. А. Дем'янюка, А. Х. Джанахмедова, І. В. Крагельського, І. Ф. Метлюка, М. А. Подригала, А. М. Туренка, Я. Є. Фаробіна, А. В. Чичинадзе, Є. А. Чудакова, F. Charron, H. Dörner, R. Krauser, T. Newcomb, A. Sisson, G. Fazekas, Y. Weib та інших учених.

Забезпечення ефективної і безпечної роботи пар тертя дисково-колодкових гальм піднімально-транспортного устаткування, особливо модульного дисково-колодкового гальма шахтної піднімальної машини, стає можливим через визначення раціональних конструктивних параметрів пар тертя різних типів. Проте у сфері проектування фрикційного вузла дисково-колодкового гальма відсутній комплексний підхід і поєднання динамічного й теплового розрахунку для визначення раціональних конструктивних параметрів його елементів, що дозволило б спроектувати фрикційний вузол високої енергоємності з умови забезпечення необхідного гальмівного моменту. Тому проблема створення ефективного гальмівного механізму залишається актуальною.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана у рамках гранту за держбюджетною темою Д-4-15Ф з назвою проекту «Розробка наукових основ створення з'єднань з металополімерних композитних матеріалів та керування їх зносо-фрикційними властивостями» (номер державної реєстрації №0115УФ02279). Дисертаційна робота відповідає концепції розвитку піднімально-транспортного обладнання, затвердженої розпорядженням КМУ за №452-Р від 03.08.2006 р.

Мета і задачі дослідження. Мета роботи – оптимізація конструктивних параметрів різних типів дисків при достатній енергоємності дисково-колодкових гальм для неперевикнення допустимої енергонавантаженості їх вузлів тертя та використання пар тертя на основі динамічних моделей в модульних

дисково-колодкових гальмах шахтних піднімальних машин. Для досягнення мети поставлено такі задачі:

- запропонувати метод ймовірної оцінки контурної площі контакту пар тертя та встановити її вплив на закономірності зміни експлуатаційних параметрів гальма;

- розробити теплову модель гальмівного диска з незалежними біговими доріжками тертя, що виключають взаємний вплив теплових хвиль на їх енергонавантаженість, та встановити закономірності циркуляції теплових струмів у тілі гальмівних дисків;

- оцінити вплив конструктивних та експлуатаційних параметрів дисково-колодкових гальм на енергонавантаженість гальмівних дисків, а також на теплові напруження дисків, з яких складені ободи гальмівних барабанів і шківів;

- розробити метод оцінки ресурсу фрикційних накладок пар тертя дисково-колодкового гальма піднімально-транспортних машин;

- оптимізувати конструктивні параметри різних типів гальмівних дисків, виходячи з їхньої регламентованої енергонавантаженості;

- розробити метод оцінки енергетичної навантаженості пар тертя модульного дисково-колодкового гальма шахтної піднімальної машини.

Об'єкт дослідження - енергонавантаженість динамічної моделі пар тертя дисково-колодкових гальм на різних режимах їх випробувань.

Предмет дослідження - закономірності впливу конструктивних та експлуатаційних параметрів дисково-колодкових гальм на енергонавантаженість і енергоємність різних типів дисків їхніх пар тертя для подальшого використання в модульному гальмі шахтної піднімальної машини.

Методи дослідження. При виконанні досліджень використовували такі методи: теорії теплопровідності, теплообмінних і теплопередавальних процесів для визначення поверхневих температур суцільних і самовентильованих гальмівних дисків, а також поверхневих і об'ємних температурних градієнтів; визначення механічних і термічних напружень в гальмівних дисках; математичної статистики та регресивного аналізу для обробки експериментальних даних; геометричного програмування для визначення раціональних конструктивних параметрів гальмівних дисків різних типів з використанням цільової функції мінімізації моменту інерції обертальних мас і термічних напружень; оцінки енергонавантаженості модульного гальма шахтної піднімальної машини.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в тому, що вперше для дисково-колодкового гальма:

- розроблено методи ймовірної оцінки контурної площі контакту пар тертя та ресурсу фрикційних накладок для обґрунтованого підходу до визначення експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів;

- встановлено закономірності впливу експлуатаційних і конструктивних параметрів фрикційних вузлів на інтенсивність зародження і розвитку мікротріщин на поверхнях гальмівних дисків;

- отримано нові аналітичні зв'язки між фізичними, тепловими, міцнісними і конструктивними параметрами фрикційних вузлів на основі використання методу геометричного програмування;

- запропоновано удосконалений метод оптимізації конструктивних параметрів різних типів дисків з урахуванням регламентованої енергоємності;
- розроблено ряди еквівалентності між різними динамічними моделями дисково-колодкових гальм і модульним гальмом шахтної піднімальної машини за характеристичним критерієм потужності.

Практичне значення одержаних результатів. Отримані аналітичні закономірності зміни в часі енергонавантаженості пар тертя дисково-колодкового гальма дозволили:

- реалізувати комп'ютерне моделювання енергонавантаженості металополімерних пар тертя з урахуванням механічних й електричних характеристик їхніх мікроступів з плямами контактів;
- установити вплив конструктивних та експлуатаційних параметрів пар тертя дисково-колодкового гальма на їхню енергонавантаженість з подальшим використанням методу поділу ободів гальмівних барабанів та шківів на окремі суцільні диски;
- забезпечити ефективність геометричного програмування для уточненого розрахунку раціональних конструктивних параметрів гальмівних дисків різних типів при їх проектуванні;
- підвищити показники ефективності, енергоємності та зносостійкості фрикційного вузла гальма із застосуванням аналітичних методів розрахунку для проектування його деталей з подальшим використанням отриманих результатів для пар тертя модульного гальма шахтної піднімальної машини.

Рекомендації й технічні рішення, запропоновані в даній роботі, прийняті і використовуються на станції діагностування дисково-колодкових гальм вантажних транспортних засобів в ТзОВ «Надвірнянська автобаза» Івано-Франківської обл., а також у навчальному процесі кафедри механіки машин Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.

Особистий внесок здобувача. Основні результати, висновки і рекомендації, наведені в дисертаційній роботі, отримані автором самостійно. В опублікованих спільних працях дисертанту належать: розроблення елементів моделі дискретного фрикційного контакту пар тертя гальма [3, 7, 19]; створення теплової моделі гальмівного диска з незалежними біговими доріжками тертя [1, 11, 21]; аналіз розповсюдження теплових хвиль в тілі суцільного гальмівного диска [1, 9, 14, 16]; встановлення впливу конструктивних та експлуатаційних параметрів пар тертя гальма на інтенсивність зародження і розвитку сітки тріщин на робочій поверхні гальмівного диска [4, 5, 12]; порівняльна оцінка енергонавантаженості пар тертя гальма при випробуваннях типу I і II, з яких виділено імпульсний і довготривалий режими підведення теплоти [8, 9, 11]; використання елементів теплової градієнтної теорії до дисків різного типу [13, 14, 18]; геометричне програмування для визначення оптимальних конструктивних параметрів гальмівного диска [1, 10, 20]; розробка конструкцій гальмівних дисків з теплоізоляційною прокладкою між напівдисками та примусовим рідинним охолодженням [1, 17, 24]; порівняння ефективності гальм з удосконаленими і серійними парами тертя [1, 12]; розроблення рядів еквівалентності пар тертя для модульного дисково-колодкового гальма шахтної піднімальної машини [15, 22, 23].

Апробація результатів дисертації. Матеріали дисертаційної роботи доповідались і обговорювались на: III-й і IV-й міжнародних науково-технічних конференціях «Наукові аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей» (м. Луцьк, 2014, 2016 рр.); XVII-й міжнародній науково-технічній конференції «Автомобільний транспорт: проблеми і перспективи» (м. Севастополь, 2014 р.); LXXI-й та LXXII-й наукових конференціях професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів Національного транспортного університету (НТУ, м. Київ, 2015, 2016 рр.); міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків (м. Львів, 2015 р.); II-й міжнародній науково-технічній конференції «Енергоощадні машини і технології» (м. Київ, 2015 р.); V-й міжнародній науково-практичній конференції студентів та молодих вчених «Наукові розробки: перспективи 21 сторіччя» (м. Краматорськ, 2017 р.); V-й міжнародній науковій конференції «Наука третього тисячоліття» (Моррісвіль, США, 2017 р.); розширеному семінарі кафедри механіки машин Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу (м. Івано-Франківськ, 13.02.2017 р.); розширеному науково-технічному семінарі кафедри технології машинобудування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (м. Тернопіль, 2017 р.).

Публікації. Основний зміст дисертації опубліковано в 24 друкованих працях, розміщених у рецензованих наукових журналах і виданнях України, Росії та Азербайджану.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається із вступу, чотирьох розділів, загальних висновків, списку використаної літератури, що містить 151 найменування, 11 додатків. Основний текст дисертації викладено на 157 сторінках машинописного тексту, включаючи 64 малюнки і 16 таблиць.

По тексту автореферату використано такі позначення: ГП – гальмівні пристрої; ДКГ – дисково-колодкове гальмо; ПТ – пара тертя; ФН – фрикційна накладка; ГД – гальмівний диск; ФВ – фрикційний вузол; КП і ЕП – конструктивні та експлуатаційні параметри; ПН – питомі навантаження; ПТР – поверхнева температура; ОТР – об’ємна температура; ГТР – градієнт температури.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми, сформульовано мету й основні задачі досліджень, окреслено новизну і практичну цінність результатів з відзначенням особистого внеску автора у розв’язок поставлених задач, наведено дані про апробацію результатів і список публікацій, що відображають основний зміст дисертації.

У **першому розділі** розглянуто ДКГ: будова, режими роботи та особливості конструкції ГД і модульної шахтної піднімальної машини; енергонавантаженість плям контактів мікроступів ПТ; вплив енергонавантаженості фрикційних вузлів гальм на їх зносо-фрикційні властивості. Намічено шляхи підвищення ефективності ФВ ДКГ за рахунок удосконалення проектних розрахунків і конструктивної модернізації їхніх деталей, а також введення примусового охолодження і перерозподілу теплових потоків у гальмівному диску.

В якості динамічної моделі розглянуто дисково-колодкове гальмо, що використовується для різних типів приводу піднімально-транспортних машин (шахтних підійомників, мостових кранів, крокуючих екскаваторів та ін.). Дисково-колодковий

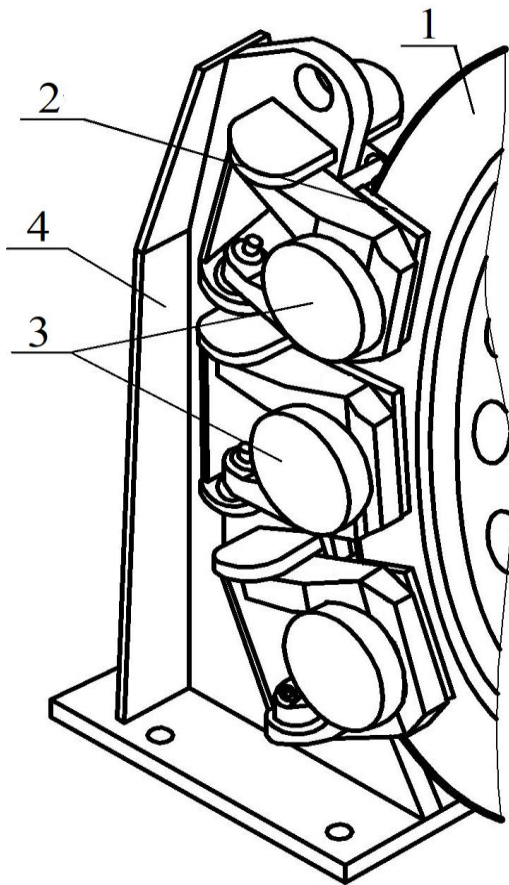


Рис. 1. Загальний вигляд модульного дисково-колодкового гальма на постаменті шахтної піднімальної машини: 1 – гальмівний диск; 2 – колодки з накладками; 3 – модулі гальма; 4 - постамент

гальмівний механізм на постаменті шахтної піднімальної машини (рис. 1) складається з гальмівного диска 1, що обертається, до якого з обох боків за допомогою приводу притискаються фрикційні накладки з колодками 2, які є складовою модуля 3 гальма.

Динамічна модель гальма, випробовувана та досліджена в лабораторних і експлуатаційних умовах, за ефективністю та енергоємністю задовольняє характеристики приводів піднімально-транспортних машин.

На основі аналізу літературних джерел вибрано методи та засоби підвищення ефективності ФВ ДКГ. Перший – удосконалення розрахункових методів (для спроектованих нових фрикційних вузлів); другий – розроблення систем вимушеного охолодження (модернізація існуючих фрикційних вузлів).

У **другому розділі** наведено теоретичні дослідження енергонавантаженості та способи її зниження у парах тертя дисково-колодкових гальм. Розглянуто спосіб оптимального керування енергонавантаженістю при фрикційній взаємодії металополімерних пар тертя дисково-колодкового гальма при різних режимах підведення теплоти до його робочих поверхонь.

Керування інтенсивністю теплових процесів при взаємодії металополімерних пар тертя ДКГ є необхідним з таких міркувань: обмежити кількість теплоти, акумульованої гальмівним диском, з метою зменшення термічних напружень; знизити поверхневі температури полімерної накладки нижче допустимої для її матеріалу з метою попередження вигорання сполучних компонентів; забезпечити роботу фрикційних вузлів з прийнятною енергонавантаженістю з метою підвищення зносо-фрикційних властивостей їхніх приповерхневих шарів; встановити взаємозв'язок між темпом нагрівання робочої поверхні гальмівного диска і градієнтом температури як по його поверхні, так і по товщині.

Диференціальне рівняння балансу теплоти Q при гальмуванні фрикційним вузлом дисково-колодкового гальма за час $d\tau$ має вигляд:

$$Qd\tau = cm_{\delta}d\Delta t + A_2k_n\Delta t d\tau, \quad (1)$$

де c , m_{δ} – теплоємність матеріалу гальмівного диска і його маса; Δt – градієнт температури на поверхнях взаємодії; A_2 – площа поверхні взаємодії мікрівис-

тупів полімерної накладки; k_n – коефіцієнт, що вказує частку теплоти, яка сприймається приповерхневим шаром фрикційної накладки.

Приріст темпу нагрівання гальмівного диска становить:

$$\frac{d\Delta t}{d\tau} = \frac{1}{cm_\delta} (Q - A_2 k_n \Delta t). \quad (2)$$

З іншого боку, акумульована при гальмуванні теплота витрачається на нагрівання гальмівного диска, певна її частина розсіюється від його полірованої і матової поверхонь площею A_1 швидкісними потоками омиваючого середовища. У цьому випадку тепловий баланс має вигляд:

$$Q - A_2 k_n \Delta t = A_1 \lambda \frac{\partial \Delta t}{\partial \delta}, \quad (3)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності ГД; δ – координата по його товщині.

Права частина рівняння (3) теплового балансу представляє собою теплоту, що поглинається ГД. Його об'ємна температура зростає при кожному гальмуванні. Для запобігання розтріскування поверхні ГД слід встановити максимальну величину ГТР, яка залежить також від темпу нагрівання тіла ГД.

Отже, темп нагрівання гальмівного диска є основним параметром як з точки зору міри його нагрівання, так і виникнення термічних напружень, які за певних умов експлуатації гальма досягають великих значень.

Для гальмівних дисків, що працюють у повторно-короткочасному режимі, необхідно знати максимальну величину Q , через яку виникають тріщини на їхніх робочих поверхнях.

Повна робота гальмування складається з суми робіт поступально і обертально рухомих вузлів дисково-колодкового гальма.

Вважаючи, що під час гальмування вся робота перетворюється на теплоту, запишемо рівняння теплового балансу:

$$W \Rightarrow Q; \quad Q = \frac{m_\delta c \Delta t}{1 - k_n}. \quad (4)$$

Отримано рівняння керованого об'єкта, керуючим прийнято параметр $b \frac{\partial t}{\partial \delta}$; після підстановки (4) в (3) маємо:

$$\frac{d\Delta t}{d\tau} = \frac{A_1 \lambda}{cm_\delta} \cdot \frac{\partial \Delta t}{\partial \delta} = b \frac{\partial \Delta t}{\partial \delta} = U(\delta, r, t), \quad (5)$$

де $b = A_1 \lambda / (cm_\delta)$; r – координата по радіусу гальмівного диска.

Розв'язано диференціальне рівняння теплопровідності для циліндричного диска, в якого бігова доріжка тертя є найбільш енергонавантаженою,

$$\frac{\partial \Delta t}{d\tau} = \alpha \left(\frac{1}{\delta} \cdot \frac{\partial \Delta t}{\partial \delta} + \frac{\partial^2 \Delta t}{\partial \delta^2} + \frac{\partial^2 \Delta t}{\partial r^2} \right); \quad (6)$$

з початковою

$$\Delta t(r, \delta, 0) = 0 \quad (7)$$

і граничною (при $\delta = \delta_\delta$)

$$A_1 \lambda \cdot \partial \Delta t / \partial \delta + A_2 k_n \Delta t = Q \quad (8)$$

умовами, які враховують процес тепловиділення при гальмуванні; де α – коефіцієнт температуропровідності матеріалу диска; δ – поточна товщина диска; δ_0 – товщина диска; $\partial\Delta t / \partial\delta$ – градієнт температури по товщині.

Умови (7) і (8) є необхідними і достатніми для розв'язку диференціального рівняння (6) з використанням узагальненого параметра $x = \frac{r^2 + \delta^2}{d\tau}$. В отриманому проміжному інтегралі останній член є інтегралом ймовірності Гауса, з ряду якого обмежилися тільки двома членами. Це дозволило спростити вираз для сталої інтегрування C_1 . Після деяких перетворень отримано рівняння для керуючої функції:

$$\frac{d\Delta t}{d\tau} = \frac{A_1 \lambda}{cm_\delta} \cdot \frac{\partial\Delta t}{\partial\delta_0} = \frac{Qr\delta_0}{cm_\delta (\delta_0^2 + r^2 + 2kBi \cdot d\tau)}, \quad (9)$$

де Bi – критерій Біо; $k = A_2/A_1$.

У (9) введено величину δ_n – товщину поверхневого і приповерхневого шарів фрикційних елементів для точнішої оцінки їх нагрятості. Для цього використали співвідношення $\alpha_\delta = \lambda/(c\rho)$ (ρ – густина фрикційного матеріалу) і $V=A_1\delta_n$ (V – об'єм фрикційного матеріалу). У результаті перетворень отримали:

$$\frac{d\Delta t}{d\tau} = \frac{\alpha_\delta}{\delta_n} \cdot \frac{\partial\Delta t}{\partial\delta_n} = \frac{Qr\delta_0}{cm_\delta (\delta_0^2 + r^2 + 2kBi \cdot d\tau)}, \quad (10)$$

З аналізу (9) за параметрами впливає, що збільшення площі робочої (полірованої) поверхні ГД сприяє зростанню його металомісткості і, як наслідок, моменту інерції. Збільшення коефіцієнта теплопровідності і температуропровідності матеріалу гальмівного диска сприяє швидкому прогріванню його тіла по товщині, тобто зменшенню ГТР. Установлено зв'язок між темпом нагрівання ($\frac{d\Delta t}{d\tau}$) і градієнтом температури ($\frac{\partial\Delta t}{\partial\delta}$) на робочій поверхні гальмівного диска.

Знання закономірності зміни коефіцієнта температуропровідності матеріалу гальмівного диска від температури, а також часу проникнення теплоти в шари диска (залежність (10)) дозволяє точніше, ніж у першому випадку, визначати відношення (α_δ/δ_n).

За результатами випробувань дисково-колодкових гальм транспортних засобів з циклічним навантаженням установлено, що протягом перших 3...5 гальмувань має місце імпульсне підведення теплоти до їхніх пар тертя.

Практика показала, що для розрахунку температурного поля і середньої температури тертя t_{cp} при імпульсному підведенні теплоти до пар тертя гальма доцільно використовувати рівняння теплопровідності в одновимірному вигляді, розглядаючи розподілення теплоти тільки по нормалі до поверхні тертя. Такий підхід відрізняється простотою і допустимою точністю.

Для різних видів ГП найхарактернішим є повторно-короткочасний режим експлуатації. За таких умов у дисково-колодковому гальмі часу для проникнення теплових хвиль всередину ГД є недостатньо. Радіус гальмівного диска є набагато більшим його товщини, тому характер зміни температури в поверхневих

шарах по їх товщині є як у напівнескінченому тілі. Розподілення температури в поверхневих шарах розглядали як одновимірну задачу, нехтуючи тепловіддачею в навколишнє середовище, що несуттєво вплинуло на точність результатів.

Записано рівняння теплопровідності в спрощеному вигляді:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \alpha \frac{\partial^2 t}{\partial x^2}. \quad (11)$$

Гранична умова при $z = z_0$

$$\partial t / \partial z = \text{grad } t \leq t_{\max} / z_0, \quad (12)$$

де t_{\max} – задана максимальна температура, що забезпечує певні умови на поверхні тертя, за яких пари тертя працюють нормально, x – розміри пар тертя. У деякій мірі ця температура змінюється за рахунок вимушеного охолодження пар тертя гальма.

Представили диференціальне рівняння (11) і граничну умову (12) з урахуванням узагальненого параметра $z = x^2 / (\alpha \tau)$ в іншому вигляді, зробили низку перетворень, проінтегрували останній вираз і встановили, що $z = 1 / Fo$ (Fo – критерій Фур'є). Після перетворень і підстановок отримали:

$$t_{cp} = \frac{t_{\max}}{z_0^2} \sqrt{z_0} e^{\frac{1}{4} z_0} \sqrt{\pi} \left[z_0 \operatorname{erf} \left(\frac{\sqrt{z}}{2} \right) - (z_0 - 1) \operatorname{erf} \left(\frac{\sqrt{z_0}}{2} \right) \right] + \frac{\alpha_{III} W_{mp} \tau_w}{A_1 c \rho \delta_{ef}} + t_H, \quad (13)$$

де τ_w – безрозмірний параметр роботи тертя, який відображає характер її зміни при гальмуванні в перебігу відносного часу $\tau' = \tau_k / \tau$, розраховується за формулою $\tau_w = W_T / W_{mp}$; W_T , W_{mp} – поточна та повна робота тертя відповідно; τ_k – поточна координата часу; τ – час гальмування; α_{III} – коефіцієнт розподілу теплового потоку; A_1 – площі матової і полірованої поверхонь теплообміну; ρ , c – густина і теплоємність матеріалу диска; δ_{ef} – ефективна глибина проникнення теплоти; t_H – температура навколишнього середовища.

З використанням (13) оперуємо конструктивними параметрами пар тертя, керуючи при цьому інтенсивністю тепловиділення на поверхні тертя. При цьому необхідно знати закономірності поширення теплових хвиль в тілі гальмівного диска.

Виникнення та інтенсивне накопичення термонапружень у тілі гальмівного диска спричиняє вихід його з ладу, особливо при крихкому матеріалі (чавун) і при великій кількості циклів імпульсного і тривалого теплового навантаження, якщо форма гальмівного диска, з'єднаного з фланцем, перешкоджає пластичній деформації.

Прийнявши умову, що поверхневі температури є логарифмічною функцією (рис. 2), яка спадає зі зменшенням середнього радіуса бігової доріжки диска, і обчисливши інтеграл, що входять до загальних формул напружень, після нескладних перетворень отримали вирази (14) і (16) для визначення напружень $\sigma_{a\theta}$ і $\sigma_{b\theta}$. Підставивши значення цих напружень і функцію поверхневої температури в загальний вираз, отримали залежності (15) і (17) для визначення відносної радіальної деформації гальмівного диска.

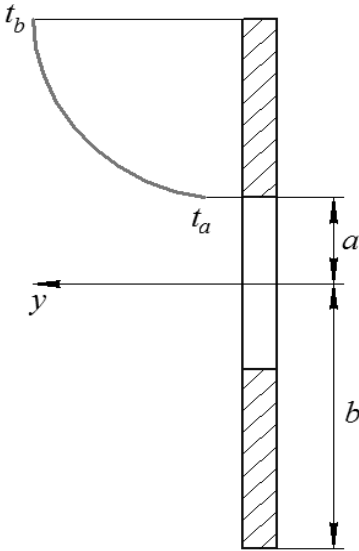


Рис. 2. Розрахункова схема енергостану диска

Напруження і радіальне переміщення на внутрішньому контурі гальмівного диска ($r = a$; $y = 1,0$) дорівнюють:

$$\sigma_{ar} = 0; \quad \sigma_{a\theta} = \beta_t E \frac{t_b - t_a}{2} \left(\frac{1}{\ln \alpha'} - \frac{2\alpha'^2}{\alpha'^2 - 1} \right); \quad (14)$$

$$\Delta_a = a \beta_t \left[\frac{t_b - t_a}{2} \left(\frac{1}{\ln \alpha'} - \frac{2}{\alpha'^2 - 1} \right) + t_b \right]. \quad (15)$$

Напруження і радіальне переміщення на зовнішньому контурі гальмівного диска ($r = b$; $y = \alpha'$) становлять:

$$\sigma_{br} = 0; \quad \sigma_{b\theta} = \beta_t E \frac{t_b - t_a}{2} \left(\frac{1}{\ln \alpha'} - \frac{2}{\alpha'^2 - 1} \right); \quad (16)$$

$$\Delta_b = b \beta_t \left[\frac{t_b - t_a}{2} \left(\frac{1}{\ln \alpha'} - \frac{2}{\alpha'^2 - 1} \right) + t_b \right]. \quad (17)$$

В залежностях (14) – (17) використано такі позначення: β_t – коефіцієнт лінійного розширення матеріалу гальмівного диска; E – модуль пружності матеріалу ГД; $\alpha' = b/a$; r , $y = r/b$ – поточний і відносний радіуси гальмівного диска.

Розрахунки, виконані за залежностями (14) і (15), дозволили встановити, що при $b = \text{const}$ і $t_b = \text{const}$, збільшенні a і t_a і сталих значеннях E і β_t спостерігається збільшення $\sigma_{a\theta}$ і Δ_a , що свідчить про стиснення внутрішньої частини ГД. Це спричинює появу вогнищ мікротріщин в місці його з'єднання з маточиною. При збільшенні значень b , a і t_a , зменшенні t_b і сталих E і β_t параметри $\sigma_{a\theta}$ і Δ_a також зростають, що зумовлено збільшенням відстані a від бігової доріжки тертя ГД.

Обчислення, виконані за залежностями (16) і (17), дозволили встановити, що при $b = \text{const}$ і $t_b = \text{const}$, збільшенні a і t_a і сталих значеннях E і β_t величини $\sigma_{b\theta}$ і Δ_b зменшуються, що свідчить про розширення зовнішньої частини ГД. При збільшенні b , a , t_a , зменшенні t_b і сталих E і β_t значення $\sigma_{b\theta}$ і Δ_b також спадають, що спричинено перерозподілом теплових потоків, які поширюються у верхню і нижню частини ГД, відповідно, від зовнішнього і внутрішнього кола його бігової доріжки.

З урахуванням обмеженості конструкційного об'єму, в якому працює дисково-колодкове гальмо, при відомих величинах W_s (енергія, що передається в тіло гальмівного диска від його бігових доріжок тертя) і τ_b (повний час гальмування) визначення конструктивних параметрів ГД виконується у такій послідовності: задаються максимально можливим зовнішнім радіусом R_1 ГД; вибирають найменше співвідношення $R_0 = R_2/R_1$ (R_2 – внутрішній радіус ГД); підбирають матеріал ГД з максимально можливими теплоємністю c , густиною ρ і коефіцієнтом теплопровідності λ ; визначають відносний час гальмування за формулою $\tau_0 = \tau_b \lambda / (c \rho R_1^2)$; за графічною залежністю вигляду $t_{0\text{max}} / \tau_0^2 = f(\delta_0)$ визначають δ_0 ; за відомими τ_0 і δ_0 з використанням графічної залежності $t_{0\text{max}} / \tau_0^2 = f(\delta_0)$ знаходять $t_{0\text{max}}$ і t_{max} ; якщо знайдене t_{max} є занадто великим, змінюють W_s і τ_b або умови обмежень і повторюють вищенаведені пункти; визначають $\delta_\delta = \delta_0 R_1$; якщо отримане t_{max} відповідає енергонавантаженості біго-

вої доріжки тертя диска, то з довідкової літератури визначають матеріали для диска і накладки, динамічний коефіцієнт тертя, нормальні притискні зусилля і обчислюють питомі навантаження, що виникають в парах тертя при гальмуванні. Метод ілюструється графічними залежностями і прикладом розрахунку.

При оцінці напружено-деформованого стану ободів шківів і барабанів їх уявно ділили на диски, що дозволило підвищити точність розрахунків на 5,3%.

Розглянуто особливості конструкції і роботи удосконалених ФВ ДКГ. Обмеження нагрівання гальмівного диска є одним з найважливіших завдань при розрахунках і конструюванні. Зниження температури і поверхневих градієнтів температур досягається за рахунок зменшення металомісткості ГД шляхом його поділу навпіл і виготовленням одного з напівдисків з матеріалу з високими теплопровідними властивостями (червона мідь, алюміній та ін.). Проте пряма заміна сталевого або чавунного диска на мідний або алюмінієвий є недоцільною через низьку зносостійкість цих металів. Гальмівні диски доцільно виготовляти біметалевими. На рис. 3 а наведено біметалевий гальмівний диск у складі гальма. Його особливістю є те, що він складається з напівдисків 2 і 3 з виступами, між якими розташована жорстка теплоізоляційна прокладка 4. Напівдиски 2 і 3 з'єднані між собою спеціальними гвинтами по колу (рис. 3 б).

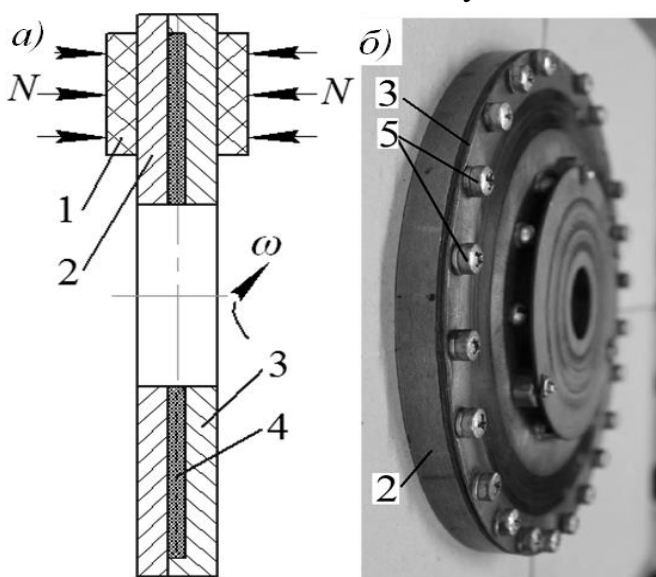


Рис. 3 а, б. Схема фрикційної взаємодії ПТ ДКГ з біметалевим диском (а), експериментальним зразком (б): 1 – фрикційна накладка; 2 – напівдиск; 3 – напівдиск з виступами, виконаний з алюмінію; 4 – теплоізоляційна прокладка; 5 – гвинтові з'єднання; N – зусилля притискання; ω – кутова швидкість ГД

і 3 зумовлює їхнє швидке прогрівання, що сприяє зниженню поверхневих і об'ємних температурних градієнтів у напівдисках 2 і 3 порівняно із суцільними (серійними) гальмівними дисками.

Проаналізовано розподіл теплових струмів у біметалевому гальмівному диску; за рахунок різних коефіцієнтів теплопровідності матеріалів напівдисків ($\lambda_n > \lambda_l$) термограми в зоні бігової доріжки тертя істотно різняться. У лівому напівдиску температура змінюється від 400 °С до 232 °С, у правому – від 400 °С до 274 °С, різниця в перепадах температур становила 42,0 °С.

Досліджено циркуляцію теплових струмів у верхній (рис. 4 б) і нижній (рис. 4 в) частині ГД. Відмінною особливістю ділянок, розташованих нижче

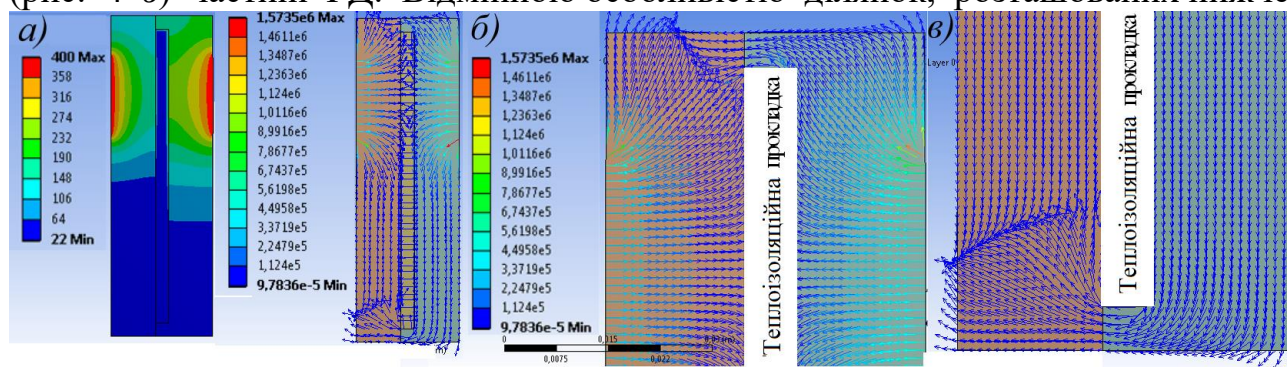


Рис. 4 а, б, в. Результати фрикційної взаємодії металополімерних пар тертя дисково-колодкового гальма: термограми і схеми циркуляції теплових струмів у тілі біметалевого диска з теплоізоляційною прокладкою (а) у верхній (б) і нижній (в) частинах його тіла

бігової доріжки тертя, є те, що нижня частина диска з'єднана з його фланцем. Перетікання теплових струмів у нижній і верхній частинах відбувається крізь виступ правого напівдиска. При цьому у верхній частині правого напівдиска теплові струми є більшими, ніж у лівому напівдиску, що сприяє вирівнюванню теплового поля не тільки над біговою доріжкою тертя, але й під нею в місці розташування теплоізоляційної прокладки. Перетікання теплових струмів нижньої частини біметалевого диска відбувається так само, але менш інтенсивно, оскільки частина теплоти відводиться під фланець диска. Обертання гальмівного диска сприяє квазівирівнюванню теплового поля його тіла.

Зниження енергонавантаженості гальмівного диска досягається також шляхом інтенсифікації його охолодження за рахунок ефекту «теплової труби», який належить до примусового рідинного охолодження.

У табл. 1 наведено обчислені ГТР, що розвиваються на поверхнях і в об'ємах суцільних і самовентильованих гальмівних дисків у процесі попередніх етапів випробувань типу I і II динамічної моделі дисково-колодкового гальма.

Таблиця 1

Граденти температур для різних типів гальмівних дисків

Гальмівні диски				
суцільні:		самовентильовані:		
на початку	в кінці	на початку	в кінці	
гальмування				
з виникаючими температурними градієнтами:				
	об'ємними	поверхневими	об'ємними	поверхневими
I*	$\partial t / \partial \delta \geq 5,0^\circ\text{C}/\text{мм}$	$\partial t / \partial R \geq 20,0^\circ\text{C}/\text{см}$	$\partial t / \partial \delta \geq 2,5^\circ\text{C}/\text{мм}$	$\partial t / \partial R \geq 10,0^\circ\text{C}/\text{см}$
II	$\partial t / \partial \delta \geq 2,5^\circ\text{C}/\text{мм}$	$\partial t / \partial R \geq 10,0^\circ\text{C}/\text{см}$	$\partial t / \partial \delta \geq 1,25^\circ\text{C}/\text{мм}$	$\partial t / \partial R \geq 5,0^\circ\text{C}/\text{см}$

Примітка: I, II - імпульсне і тривале підведення теплоти до тіла ГД за умови, що в парах тертя досягнута поверхнева температура $t_n=100^\circ\text{C}$.

При першому типі випробувань мало місце імпульсне підведення теплоти до ПТ через взаємодію плям контактів їх мікровиступів, при другому типі –

тривале підведення теплоти. Умовою виникнення ГТР в гальмівному диску будь-якого типу є дотримання нерівності $\Delta t_n > \Delta t_v$ (прирости поверхневої та об'ємної температур). При недотриманні цієї нерівності можлива інверсія теплових потоків від робочої поверхні ФН до ГД (за даними О. І. Вольченка). З табл. 1 випливає, що поверхневі ГТР завжди є більшими за об'ємні ГТР в ГД різних типів. Особливо це помітно при імпульсному підведенні теплоти до ПТ гальма. Імпульсне підведення теплоти до поверхонь самовентильованого ГД через його змінний поперечний переріз зумовлює локальний прогрів бігової доріжки тертя, що призводить до утворення на його поверхні мікротріщин. Причиною останніх є аперіодичність циклів нагрівання (розширення) і охолодження (стиснення) поверхневих і приповерхневих шарів з обох боків ГД. Необхідно зауважити, що імпульсне підведення теплоти є термоударом, це сприяє стабілізації термомеханічних властивостей робочих поверхонь ФН гальмівних колодок.

У **третьому розділі** приділено увагу експериментальним дослідженням енергонавантаженості металополімерних пар тертя дисково-колодкових гальм. Досліджено серійні та удосконалені фрикційні вузли ДКГ, випробування яких проводили на модельному стенді та в експлуатаційних умовах.

Керування величиною контурної площі контакту здійснюється шляхом зміни геометричних параметрів конструкції фрикційного вузла гальма і режимів навантаження його пар тертя, зокрема: питомого навантаження p , початкової швидкості ковзання $V_{кв}$, теплового потоку W_a , кількості циклічних гальмувань n , коефіцієнта взаємного перекриття $K_{вз}$ елементів фрикційної пари гальма, співвідношення між шириною вентиляційного каналу і товщиною δ_0 гальмівного диска, твердістю $HВ_n$ матеріалу фрикційної накладки.

Для дослідження динаміки формування контурної площі контакту та експериментальної оцінки її дійсних значень запропоновано метод ймовірнісної оцінки контурної площі контактів мікровиступів пар тертя ковзання. Суть методу полягає в експериментальному визначенні ймовірності контакту точки однієї поверхні тертя з іншою. При досить великому часі спостереження частота потрапляння n_c точки, що належить одній поверхні (A_c), на іншу (A_a) визначається залежністю вигляду: $n_c = \tau_k / \tau = A_c / A_a$, де τ_k , τ – час: сумарний контакту точки; спостереження; A_c , A_a – контурна та номінальна площі контакту відповідно.

В якості датчика контакту використано металеві провідники, вмонтовані під фрикційну накладку гальмівної колодки нормально до поверхні бігової доріжки тертя гальмівного диска. Датчики періодично контактують з виступом на поверхні тертя металевого контртіла, що зумовлює появу струму у вимірювальному ланцюгу, тривалість якого фіксує реєструючий прилад.

Параметр n_c експериментально досліджували на динамічній моделі ДКГ і на машині тертя і зносу СМЦ-2. Основні експлуатаційні параметри для гальмівних випробувань типу I та II ДКГ запозичено з правила №13 ЄЕК ООН. В якості фрикційних накладок використано композиції шифрів АТІ-270, АТІ-470 і ФК-24А з твердістю $HВ_n$ 26 МПа, 33 МПа і 40 МПа, відповідно; матеріал контртіла – чавун СЧ 21. Для отримання функціональної залежності між відносною контурною площею контактів (η_c) і змінними параметрами використано

близький до D -оптимального плану експеримент, що складався з 54 дослідів. Установлено рівні та інтервали варіювання факторів: імпульсного осьового зусилля, початкової швидкості ковзання, теплового потоку, кількості циклічних гальмувань, коефіцієнта взаємного перекриття, що враховує форму гальмівного диска і твердість матеріалу фрикційної накладки.

Кожний фактор варіювався на трьох рівнях, а діапазони їх зміни вибрано з урахуванням реальних умов експлуатації динамічної моделі гальма. У результаті обробки експериментальних даних на ПК отримано функціональні залежності η_c від варіюваних параметрів у вигляді полінома другого порядку, які адекватно описують досліджувані процеси імпульсного (тип гальмувань I) і тривалого (тип гальмувань II) підведення теплоти до пар тертя гальма.

Значимість коефіцієнтів регресії оцінено за критерієм Ст'юдента, адекватність моделі – за критерієм Фішера. Порівняння розрахункових і експериментальних значень показало, що середня відносна похибка не перевищує 7,5%.

При обчисленнях час змінювали так: при імпульсному підведенні теплоти – від 0,0001с до 0,0015 с; тривалому – від 1,0 с до 14,0 с.

Енергонавантаженість гальмівного диска була такою, що ефективна глибина проникнення теплових струмів при тривалому тепловому режимі навантаження не перевищувала номінальної товщини напівдиска. Зустріч теплових хвиль у вертикальному середньому перерізі диска сприяє його потраплянню в зону усталеної температури, коли настає рівність кількостей теплоти, що генерується і відводиться від бічних поверхонь гальмівного диска.

Графічні залежності вигляду: $\eta_c=f(N, V_{кв})$, $\eta_c=f(V_{кв}, W_a)$, і $\eta_c=f(K_{вз}, НВ_н)$ (при імпульсному підведенні теплоти) і $\eta_c=f(p_a, V_{кв})$, $\eta_c=f(V_{кв}, W_a)$, і $\eta_c=f(K_{вз}, НВ_н)$ (при тривалому підведенні теплоти) для суцільного і самовентильованого гальмівних дисків побудовано з урахуванням особливості гальмівних режимів типу I та II для пар тертя динамічної моделі ДКГ. Установлено, що:

- у суцільних гальмівних дисках при неоднакових теплових потоках, що поширюються у вигляді хвиль, відбувається зміщення поля енергонавантаженості в бік потужнішої теплової хвилі, інтенсивність поширення якої сповільнюється слабкою тепловою хвилею. Це створює нерівномірність прогрівання по шарах ГД і сприяє збільшенню об'ємного градієнта температури;

- у самовентильованих гальмівних дисках через їхній змінний переріз спостерігається неоднаковий термічний опір ділянок, що сприяє зростанню поверхневих градієнтів температур і виникненню підвищених термонапружень на ділянках диска, розташованих над вентиляційними каналами.

Показано, що на формування контурної площі контакту пар тертя диско-колодкового гальма істотно впливає розподілення і циркуляція теплових хвиль в тілі гальмівного диска.

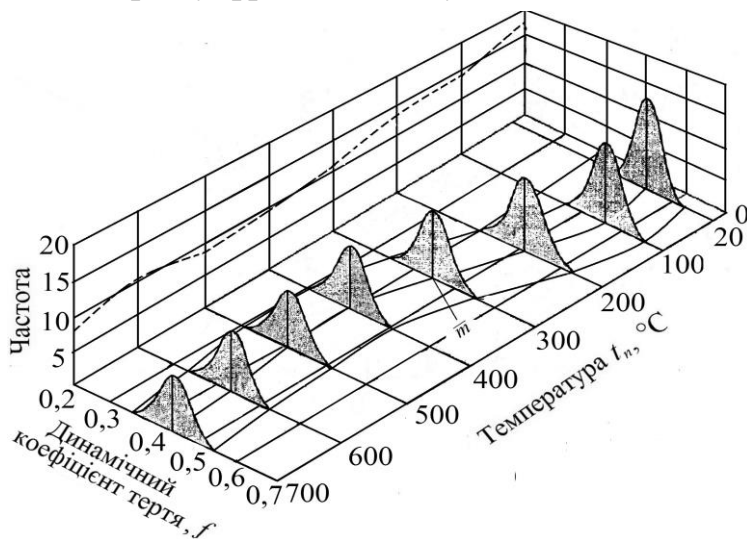
Теоретично досліджено інтенсивність проникнення і розподіл теплових хвиль при значній і середній товщинах гальмівного диска.

Динамічний коефіцієнт тертя у фрикційному вузлі моделі ДКГ визначали на гальмівному стенді і в експлуатаційних умовах. На першому етапі встановлено вплив основних режимних факторів (навантаження на важіль керування

гальмом (F_n) і робота гальмування (W_{mp}) на величину динамічного коефіцієнта тертя (пара тертя ФК-24А–СЧ 21). За допомогою методу планування експерименту отримано моделі об'єкта для трьох підблоків. Останні проаналізовано з точки зору стійкості значень динамічного коефіцієнта тертя.

Отримані математичні моделі дозволили оцінити вплив КП і ЕП на динамічний коефіцієнт тертя, вони адекватно відтворюють досліджуваний процес тертя при гальмуванні, похибка за даними вихідної вибірки знаходиться в межах 7,5%, що є припустимим. Їх рекомендовано до використання при аналізі та синтезі фрикційних вузлів і підборі нових матеріалів трибоспряжень.

На підставі статистичних параметрів рядів розподілу динамічних коефіцієнтів тертя у фрикційних вузлах моделі дисково-колодкового гальма при квазі-



встановленій поверхневій температурі пари тертя побудовано ймовірнісне поле розподілу їх величин на макрорівні (рис. 5).

Рис. 5. Ймовірнісне поле розподілу величин динамічного коефіцієнта тертя при фрикційній взаємодії матеріалів ФК-24А – СЧ 21 динамічної моделі ДКГ залежно від ПТР його ПТ (при ПН 2,0...4,5 МПа) при частоті їх повторюваності

Перед визначенням конструктивних параметрів пар тертя гальма оцінили енергонавантаженість суцільних гальмівних дисків різної товщини для двох конструктивних варіантів – без фланця і з ним (рис. 6 а).

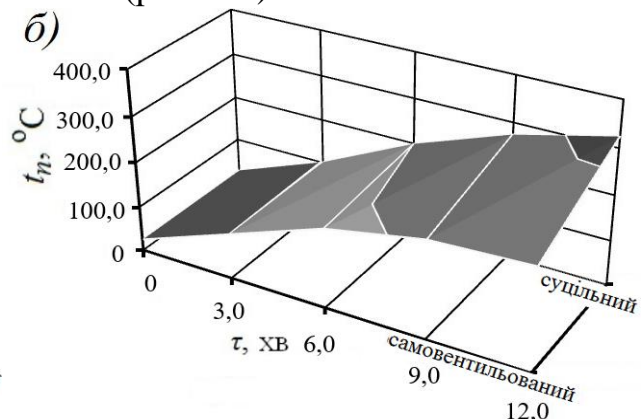
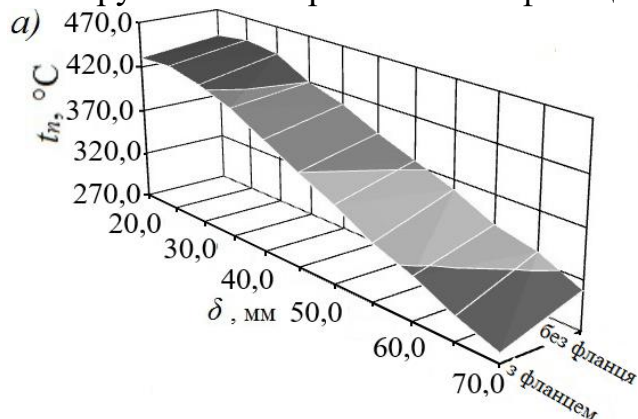


Рис. 6 а, б. Закономірності зміни ПТР залежно від: а – товщини гальмівного диска без і з урахуванням фланця; б – часу гальмування для суцільних і самовентильованих ГД у ФВ динамічної моделі ДКГ при випробуваннях типу II

Це дозволило оцінити інтенсивність кондуктивного тепловідведення від власне тіла гальмівного диска до його фланцевої частини. Кількість теплоти, що відводиться від тіла суцільного гальмівного диска в його фланцеву частину, складає 8...10% при попередньому етапі випробувань типу II.

На рис. 6 б показано динаміку зміни максимальних поверхневих температур пари тертя динамічної моделі дисково-колодкового гальма із суцільними і самовентильованими гальмівними дисками під час попереднього етапу випробувань типу II, отриманих комп'ютерним моделюванням.

З рис. 6 б випливає, що температурні режими ДКГ, обладнаних суцільними і самовентильованими дисками, до 150 °С на попередньому етапі випробувань типу II практично не відрізняються. Температура суцільного гальмівного диска в гальмі продовжує підвищуватися до 330 °С, що пов'язано з його більшою металомісткістю. Це призвело до зниження ефективності гальма у зв'язку з перевищенням допустимої температури для поверхневих шарів матеріалу ФН. У самовентильованому ГД при температурі 220 °С завершується прогрів його бічних стінок при одночасному вимушеному охолодженні їх неробочих поверхонь, що сприяє термостабілізації бічних стінок ГД. При цьому ефективність гальма відповідає нормативній, оскільки поверхнева температура не перевищує допустимої для матеріалу фрикційних накладок.

З рис. 7 а, б випливає, що гальма з самовентильованими дисками потрапляють у зону термостабілізації вже після 10...12 циклів гальмувань, а суцільні диски - наприкінці випробувань. Окрім того, температура самовентильованих гальмівних дисків на 8...11% є нижчою, ніж суцільних ГД у кінці попереднього етапу випробувань типу I. При випробуваннях типу I установлено, що самовентильовані ДКГ мають достатню енергоємність, оскільки температура в них не перевищує допустиму для матеріалу фрикційної накладки.

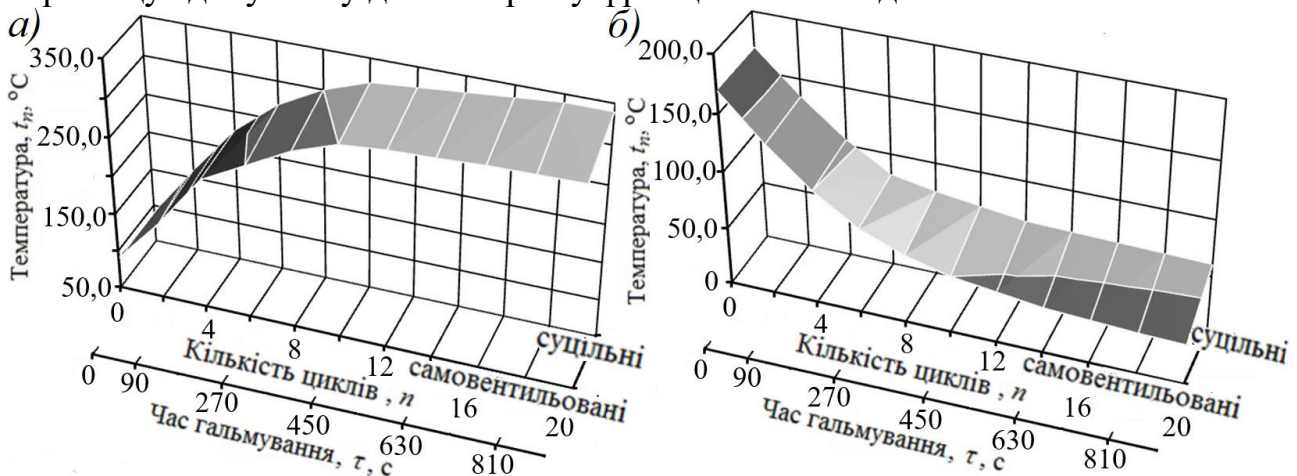


Рис. 7 а, б. Закономірності зміни ПТР при нагріванні (а) ПТ ДКГ при випробуваннях типу I і вимушеному охолодженні (б) його поверхні в часі

Для оцінки ресурсу фрикційних накладок пар тертя гальм транспортних засобів розроблено метод, суть якого полягає в тому, що підвищення їх ресурсу забезпечується за рахунок зниження величини сумарної складової потужності тертя, яка витрачається на руйнування робочих поверхонь фрикційних накладок, при збереженні незмінними нормального притискного зусилля і швидкості ковзання. Основні аналітичні залежності для оцінки ресурсу пар тертя дисково-колодкового гальма наведено в табл. 2.

Наведено приклад розрахунку конструктивних параметрів пар тертя динамічної моделі дисково-колодкового гальма.

Оцінка ресурсу фрикційних накладок ПТ дисково-колодкового гальма

Найменування параметрів	Розрахункові залежності
Загальна потужність тертя та її складові:	$\sum W = W_{mex} + W_{тепл} + W_{ел}; \quad (18)$
механічна,	$W_{mex} = 0,6 r_m V_{кв} N / L_H, \text{ Дж/с}; \quad (19)$
електрична,	$W_{ел} = k_\epsilon \cdot I \cdot U, \text{ Дж/с, де } I = \sqrt{\frac{t_{max} \cdot \alpha_{Л} \cdot (dt/dL) \cdot V_M \cdot \tau}{R_k \cdot \rho' \cdot N}}; \quad (20)$
теплова	$W_{тепл} = 10^{-3} \omega \cdot M_\Gamma = 10^{-3} V_{кв} \cdot f \cdot N / (2 \cdot \pi), \text{ Дж/с.} \quad (21)$
Об'ємна інтенсивність зношування робочої поверхні накладки	$u_v = I_W^{-1} \cdot \sum W = i_h \cdot \frac{\sum W}{f \cdot HB}, \text{ м}^3/\text{с.} \quad (22)$
Фактичний ресурс накладки	$t_r = (L_H \cdot H_n \cdot 2/3\delta_n) / u_v, \text{ с.} \quad (23)$
Конструктивні параметри фрикційної накладки: площа;	$S_n = \frac{n(t_r) \cdot t_r \cdot I_W^{-1} \cdot \left(10^{-3} \frac{V_{кв} \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi} + k_\epsilon \cdot I \cdot U + 0,6 \cdot \frac{r_m \cdot V_{кв} \cdot N}{L_H} \right)}{2/3 \cdot \delta_n \cdot \text{м}^2}; \quad (24)$
довжина;	$L_H = \frac{0,6 \cdot r_m \cdot V_{кв} \cdot N}{\left(\frac{2/3 \cdot \delta_n \cdot S_n}{n(t_r) \cdot t_r \cdot I_W^{-1}} - 10^{-3} \frac{V_{кв} \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi} - k_\epsilon \cdot I \cdot U \right)}; \quad (25)$
зведений радіус мікроступів бігової доріжки тертя гальмівного диска	$r_m = \frac{\left(\frac{2/3 \cdot \delta_n \cdot S_n}{n(t_r) \cdot t_r \cdot I_W^{-1}} - 10^{-3} \frac{V_{кв} \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi} - k_\epsilon \cdot I \cdot U \right) \cdot L_H}{0,6 \cdot V_{кв} \cdot N}. \quad (26)$

У залежностях (18)-(26) використано такі позначення: U – трибоЕРС у кінці процесу гальмування, В; I – сила струму, А; (dt/dL) – ГТР по довжині контакту, °С/мм; V_M – об'єм мікроступів, мм³; τ – час контактування, с; R_k – термічний опір контакту, °С/Вт; ρ' – питомий електричний опір, (Ом·мм²)/м; ω – кутова швидкість обертання диска, с⁻¹; M_Γ – гальмівний момент, що розвивається ПТ гальма, Н·м; f – динамічний коефіцієнт тертя; HB – твердість матеріалу диска, МПа; I_W – енергетична інтенсивність зношування, Дж/м³; i_h – питома лінійна інтенсивність зношування, мм/м; H_n і $2/3\delta_n$ – ширина і допустима товщина зносу фрикційних накладок, мм; t_r , $n(t_r)$ – фактичний ресурс накладки при зносі до допустимої товщини та його приріст, с; k_ϵ – коефіцієнт, що враховує час контакту мікроступів фрикційної накладки з мікроступами диска.

Запропонований метод визначення параметрів фрикційного вузла гальма дозволяє розраховувати ресурс накладки за сумарною (механічною, тепловою та електричною) потужністю тертя й об'ємною інтенсивністю зношування її робочої поверхні. Цілеспрямованою зміною конструктивних параметрів пари тер-

тя (зведеного радіуса мікровиступів бігової доріжки тертя гальмівного диска, довжини і площі фрикційної накладки) досягають збільшення її ресурсу.

У **четвертому розділі** розглянуто методи і засоби підвищення ефективності дисково-колодкових гальм. Запропоновано удосконалений метод багатокритеріального проектування фрикційних вузлів гальма раціональної конструкції, який враховує напружено-деформований і термостабілізаційний стан його гальмівного диска.

Обмеженнями при проектуванні ФВ гальма виступають умова мінімізації махових мас (m_δ) і запобігання термостабілізаційного стану ГД (t_δ). Спираючись на досвід конструювання та методи оцінки міцності елементів пар тертя гальма, розглянуто границі обмеження кожного з параметрів.

До складу вихідних даних входять нормальні притискні зусилля N у парі тертя «диск-накладка» і необхідний гальмівний момент M_Γ .

1. За допомогою методу геометричного програмування визначено: зовнішній діаметр D_1 , товщину δ_δ і різницю величин зовнішнього та внутрішнього діаметрів D_1-D_2 гальмівного диска. Аналітичні залежності наведено в табл. 3.

Таблиця 3

Визначення оптимальних конструктивних параметрів гальмівного диска

Параметри		Розрахункові залежності
Конструктивні параметри гальмівного диска	Цільова функція	$c = c_1 \cdot \delta_\delta^2 (n_1 \cdot D_1 - n_2 \cdot \delta_\delta) + c_2 [\delta_\delta^2 (n_1 \cdot D_1 - n_2 \cdot \delta_\delta)^{-1}] \rightarrow \min; (27)$
	зовнішній діаметр	$D_1 = c_3 \frac{1}{\pi \cdot \rho} \sqrt{\frac{a_2 \beta_t \cdot E \cdot k \cdot M_\Gamma \cdot \omega \cdot \tau (1 - \mu^2)}{2S_0 \cdot c}}; (28)$
	товщина	$\delta_\delta = c_5 \frac{1}{\pi \cdot \rho} \sqrt{\frac{a_2 \beta_t \cdot E \cdot k \cdot M_\Gamma \cdot \omega \cdot \tau}{2S_0 \cdot c (1 - \mu^2)}}; (29)$
	різниця величин зовнішнього і внутрішнього діаметрів	$D_1 - D_2 = c_4 \frac{1}{\pi \cdot \rho} \sqrt{\frac{a_2 \beta_t \cdot E \cdot k \cdot M_\Gamma \cdot \omega \cdot \tau}{2S_0 \cdot c (1 - \mu^2)}} \sqrt{\frac{4\sigma_t}{3[p]}}; (30)$
Маса		$m_\delta = \pi \rho \delta_\delta (D_1^2 - D_2^2) / 4, (31)$

У залежностях (27)-(31) використано такі позначення: n_1, n_2 – коефіцієнти цільової функції; a_1, a_2 – вагові коефіцієнти; k - коефіцієнт, що враховує частину енергії, акумульованої ГД в процесі гальмування; ω - кутова швидкість ГД перед початком гальмування, c^{-1} ; μ - коефіцієнт Пуассона; τ - час гальмування, c ; S_0 - кількість ПТ гальма; c_1, c_2 – коефіцієнти мономів; c_3, c_4, c_5 - коефіцієнти, що враховують зв'язок між ГП ГД; E – модуль Юнга, МПа; μ – коефіцієнт Пуассона; $[p]$ – допустимі питомі навантаження, що діють на поверхню ГД, МПа; σ_t – термонапруження диска, МПа.

2. Розраховано напружено-деформований стан гальмівного диска для його конкретних конструктивних параметрів.

3. Визначено в межах заданого діапазону маси m_δ гальмівних дисків.

4. Розраховано тепловий стан ГД з обмеженнями за температурою деструкції ФН ($t_n=250$ °C) і діапазоном об'ємних температур ГД (t_v) за умови, що $\Delta t_v > \Delta t_n$.

5. Визначено за основними КП диска його ЕП: площі поверхонь диска (матових A_m , полірованої A_n), коефіцієнт взаємного перекриття $K_{\text{вз}}$ пар тертя, динамічний коефіцієнт тертя f , нормальне зусилля N , робота тертя W_{mp} .

6. Оптимізовано основні КП за часом гальмування ($\tau \rightarrow \min$) і за енергоємністю гальма ($E_T \rightarrow \max$). Для оптимізації введено інтервал зміни двох вищевказаних взаємопов'язаних параметрів, який забезпечує їх поєднання.

Результати багатокритеріального підходу з визначення раціональних конструктивних параметрів динамічної моделі гальма наведено в табл. 4.

Таблиця 4

Прогнозовані раціональні конструктивні та експлуатаційні параметри динамічної моделі ДКГ

Вихідні параметри					Обмеження по масі диска			
рівні					рівні			
нижній		верхній			нижній		верхній	
p , МПа	2,5	4,0			m_d , кг	9,23	12,3	10,77
M_T , Н·м	20,0	50,0			Обмеження по тепловій навантаженості гальмівного диска			
Конструктивні параметри					нижній рівень		верхній рівень	
	D_1 , мм	0,40	0,44	0,42	t_n , °С	-	450,0	400,0
	δ_d , мм	0,385	0,478	0,432	t_v , °С	50,0	200,0	185,0
	$D_1 - D_2$, мм	0,200	0,229	0,215	Оптимізаційні рівні			
	Вторинні				нижній		верхній	
	L_n , мм	100,0	$K_{\text{вз}}$	0,12	τ , с	1,0	14,0	10,0
	H_n , мм	50,0	$\alpha_{\text{Л}}$	12,0 Вт/(м ² ·°С)	E_T , кДж/°С	0,106	0,111	0,109
Експлуатаційні параметри								
N , кН	7,0...15,0	f	0,3...0,5	W_m , кДж	30,0-40,0	Δg_1 , г	12,5	

Для кількісної оцінки процесів теплоутворення і тепловідведення запропоновано поняття питомої енергоємності металевих елементів тертя гальмівних пристроїв за величиною теплового показника E_T . Останній визначається за кількістю зовнішньої енергії W_{mp} (роботи тертя), витраченої на зміну градієнта температури гальмівного диска в широкому діапазоні температур:

$$E_T = W_{mp} / \Delta t, \quad (32)$$

де $W_{mp} = fpA_r V_{\text{кв}}$, де A_r – фактична площа контакту.

Теоретичні та експериментальні дослідження динамічної моделі пари тертя ДКГ показали, що вони за енергонавантаженістю відповідають модульному ДКГ шахтної піднімальної машини. В якості критеріїв оцінки запропоновано потужність (від 0,8 до 7,0 МВт) і моменти гальмування (від 27,38 до 73,0 кН·м), які розвивають ПТ у двох ФВ трибосистеми. У першій системі задіяно дві ПТ для динамічної моделі, які парною кількістю (від 2 до 22) забезпечували ефективність і надійність модульного ДКГ на першій і другій ступенях гальмування шахтної піднімальної машини (табл. 5). Такий системний підхід до рядів еквівалентності між ДКГ різних транспортних засобів і типів шахтних піднімальних машин дозволив обґрунтовано

Таблиця 5

Ряди еквівалентності за потужністю динамічних моделей дисково-колодкових гальм транспортних засобів і модульних дисково-колодкових гальм шахтних піднімальних машин

Швидкість піднімання вантажу, V_n , м/с	Вага вантажу, G_6 , кН	Вага транспортного засобу, G_m , кН																							
		26,7								53,4								80,1							
		Швидкість транспортного засобу, V_m , м/с																							
		12	16	20	24	12	16	20	24	12	16	20	24	12	16	20	24	12	16	20	24	12	16	20	24
		Кількість пар тертя (n) модульного гальма при ступені гальмування																							
		I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II
8	100	1	3	1	2	1	2	1	2	1	2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	200	2	5	2	4	2	3	1	3	1	3	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	1	1	1
	300	3	8	3	6	2	5	2	4	2	4	2	3	1	3	1	2	1	3	1	2	1	2	1	2
	400	4	10	3	8	3	6	2	5	2	5	2	4	2	3	1	3	2	4	1	3	1	2	1	2
	500	5	13	4	10	3	8	3	7	3	7	2	5	2	4	2	4	2	5	2	4	1	3	1	3
10	100	2	4	1	3	1	2	1	2	1	2	1	2	1	1	1	1	1	2	1	1	1	1	1	1
	200	3	7	2	5	2	4	2	4	2	4	1	3	1	2	1	2	1	3	1	2	1	2	1	2
	300	4	10	3	8	3	6	2	5	2	5	2	4	2	3	1	3	2	4	1	3	1	2	1	2
	400	5	13	4	10	3	8	3	7	3	7	2	5	2	4	2	4	2	5	2	4	1	3	1	3
	500	7	16	5	12	4	10	4	8	4	8	3	6	2	5	2	4	3	6	2	4	2	4	2	3
12	100	2	4	2	3	1	3	1	2	1	2	1	2	1	2	1	1	1	2	1	1	1	1	1	1
	200	3	8	3	6	2	5	2	4	2	4	2	3	1	3	1	2	1	3	1	2	1	2	1	2
	300	5	12	4	9	3	7	3	6	3	6	2	5	2	4	2	3	2	4	2	3	1	3	1	2
	400	6	15	5	12	4	9	3	8	3	8	3	6	2	5	2	4	2	5	2	4	2	3	1	3
	500	8	19	6	15	5	12	4	10	4	10	3	8	3	6	2	5	3	7	2	5	2	4	2	4
14	100	2	5	2	4	2	3	1	3	1	3	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	1	1	1
	200	4	9	3	7	3	6	2	5	2	5	2	4	2	3	1	3	2	3	1	3	1	2	1	2
	300	6	14	4	10	4	8	3	7	3	7	2	5	2	4	2	4	2	5	2	4	2	3	1	3
	400	7	18	6	14	5	11	4	9	4	9	3	7	3	6	2	5	3	6	2	5	2	4	2	3
	500	9	22	7	17	6	14	5	11	5	11	4	9	3	7	3	6	3	8	3	6	2	5	2	4

підбирати пари тертя дисково-колодкового гальма; скоротити час їх випробування і забезпечити ефективну і надійну роботу в шахтних піднімальних машинах.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У результаті виконаних теоретичних та експериментальних досліджень пар тертя дисково-колодкових гальм, вибраних в якості динамічної моделі для різних типів шахтних піднімальних машин, за допомогою методу геометричного програмування визначено оптимальні конструктивні параметри суцільного гальмівного диска. Спрогнозовано раціональні експлуатаційні параметри пар тертя з різними типами гальмівних дисків, які забезпечують покращання їхніх зносо-фрикційних властивостей. При цьому вперше:

1. Сформульовано математичну задачу оптимізації конструктивних (товщини, зовнішнього діаметра та площі бігової доріжки тертя суцільного диска) та експлуатаційних (гальмівного моменту, динамічного коефіцієнта тертя, по-

верхневих та об'ємних температур, напружено-деформованого стану, зносу фрикційних накладок) параметрів дисково-колодкових гальм з урахуванням критеріїв оптимальності та обмежень, накладених на їхні фрикційні вузли. Оцінено експлуатаційні параметри дисково-колодкових гальм за допомогою методу планування екстремальних експериментів та комп'ютерного моделювання в лабораторних й експлуатаційних умовах для подальшого їх використання в приводах піднімально-транспортних машин.

2. Виконано багатofакторний аналіз закономірностей зміни динамічного коефіцієнта тертя f (від 0,361 до 0,439) у фрикційних вузлах гальма в лабораторних умовах і встановлено вплив режимних факторів (навантаження F_n (від 50 до 400 Н) на важіль керування гальма і роботи гальмування W_{mp} (від 1,5 до 28,5 кДж)) на величину f , що дозволило встановити причинно-наслідковий взаємозв'язок між основними експлуатаційними параметрами гальма.

3. На підставі методу ймовірнісної оцінки контурної площі контакту мікрорівнів пар тертя гальма в лабораторних та експлуатаційних умовах з урахуванням зміни їх конструктивних параметрів та режимів навантаження встановлено рівні енергонавантаженості та вплив на: питомі навантаження (від 0,8 до 1,8 МПа), динамічний коефіцієнт тертя (від 0,3 до 0,65) і частоту повторення його величини (від 8 до 18), поверхневі температури (від 280 до 430 °С), поверхневі та об'ємні градієнти. Інтенсивність формування останніх досліджено при вивченні циркуляції теплових струмів у тілі гальмівних дисків. При цьому встановлено вплив поверхневих та об'ємних температурних градієнтів на напружено-деформований стан елементів тертя, урахування якого дозволяє запобігти виникненню мікротріщин в спряженнях «внутрішнє коло бігової доріжки тертя - тіло диска» і «диск - фланець». Оцінено напружено-деформований стан різних типів дисків, а також ободів шківів і барабана, умовно поділених на диски. Точність методу для останнього випадку підвищилась на 5,3% за рахунок зміни товщини дисків при сталій величині їх діаметрів.

4. Оцінено ресурс фрикційних накладок колодок дисково-колодкового гальма на основі методу врахування потужності вузлів тертя, що дозволило визначити раціональну площу робочої поверхні накладки, варіюючи її шириною і довжиною, а також зведеним радіусом мікрорівнів бігової доріжки тертя диска. Досягнуто збільшення ресурсу фрикційної накладки в 1,5 рази. Даний метод використовується при розрахунку ресурсу фрикційних накладок барабанно-стрічково-колодкових гальм.

5. Удосконалено метод визначення конструктивних параметрів гальмівних дисків дисково-колодкових гальм за допомогою геометричного програмування з використанням цільової функції мінімізації моменту інерції диска і термічних напружень на його бічних поверхнях, виходячи з умови забезпечення необхідного гальмівного моменту і неперевикнення допустимої поверхневої температури фрикційними накладками. Для реалізації запропонованого методу розроблено алгоритм і програму розрахунку. Результати обчислень показали, що металомісткість спроектованого гальмівного диска на 10...13% є меншою, ніж серійного.

6. Розроблено метод оцінки характеристик потужності та моментів, які змінюються, відповідно, від 0,8 до 7,0 МВт і від 27,38 до 73,0 кНм, динамічних моделей пар тертя дисково-колодкових гальм з вагою вантажу (від 26,7 до 80,1 кН), кількість яких змінювалася від 2 до 16 на першій і від 2 до 22 на другій ступені гальмування модульними дисково-колодковими гальмами шахтних піднімальних машин (ЦШ4-4, 1-3-2у, МПМБ-3,25×4, МПМН-4,2×3, МПМБ 5×4 та ін.).

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ

1. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов барабанно- и дисково-колодочных тормозов автотранспортных средств. Стандарт / [А. Х. Джанахмедов, Дж. Г. Курбанов, А. И. Вольченко, Н. А. Вольченко, А. В. Возный, О. Б. Стадник]. – Баку: Апострофф, 2016 – 264 с. *(Здобувачем досліджено енергонавантаженисть серійних та удосконалених пар тертя гальмівних дисків).*

2. Вольченко Н. А. Экспериментальные исследования энергонагруженности металлополимерных пар трения барабанно-колодочных тормозов автотранспортных средств / Н. А. Вольченко, С. И. Криштопа, П. С. Красин, О. Б. Стадник // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: НАУ, 2014. – Вип. 3(64). – С. 67-74. *(Здобувачем виявлено причини термостабілізаційного стану ободу гальмівного барабана).*

3. Журавлев Д. Ю. Энергонагруженность фрикционного взаимодействия пар трения барабанно-колодочных тормозов / Д. Ю. Журавлев, Я. В. Курыляк, О. Б. Стадник // Міжвуз. зб. «Наукові нотатки». – Луцьк, 2014. – Вип. 45. – С. 198-203. *(Здобувачем встановлено вплив різних видів навантаження на енергоємність пар тертя).*

4. Компьютерное моделирование энергонагруженности металлополимерных пар трения ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок (часть первая) / Д. Ю. Журавлев, С. И. Криштопа, И. О. Бекиш, А. В. Возный, О. Б. Стадник // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: НАУ, 2014. – Вип. 4(65). – С. 47-59. *(Здобувачем досліджено вплив шорсткості металополімерних пар гальм при їх енергонавантаженості).*

5. Компьютерное моделирование энергонагруженности металлополимерных пар трения ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок (часть вторая) / М. В. Киндрачук, Д. А. Вольченко, С. И. Криштопа, Д. Ю. Журавлев, О. Б. Стадник // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: НАУ, 2015. – Вип. 1(66). – С. 64-81. *(Здобувачем визначено електричний баланс струмів у зоні контакту мікроступів пар тертя при фрикційній взаємодії).*

6. До питання визначення кількості повітря, яке омиває поверхні різних типів дисків у дисково-колодковому гальмі (частина перша) / Д. О. Вольченко, Д. Ю. Журавльов, О. Б. Стадник // Прикарпатський вісник НТШ. Число. – Івано-Франківськ, 2015. – Вип. 1(29). – С. 358-369. *(Здобувачем визначено: втрати енергії потоку повітря на вихроутворення та коефіцієнт гідравлічних втрат на вихроутворення в гальмівному диску).*

7. Нанотрибология при фрикционном взаимодействии металлополимерных пар трения ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок / Д. А. Вольченко, И. О. Бекиш, М. Я. Джавадов, Д. Ю. Журавлев, А. Ю. Журавлев О. Б. Стадник // Науковий вісник – Всеукраїнський наук.-техн. журнал. – Івано-

Франківськ, 2015. – №1 (38). – С. 35-45. *(Здобувачем оцінено поверхневу і об'ємну температури при фрикційній взаємодії пар тертя).*

8. Стаднык О. Б. Импульсная и длительная энергонагруженность пар трения дисково-колодочного тормоза автотранспортного средства / О. Б. Стаднык // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: НАУ, 2015. – Вип. 2(67). – С. 42-52.

9. Энергонагруженность фрикционных узлов тормозных устройств при различных режимах их испытаний / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, С. И. Криштопа, О. Б. Стаднык // Вестник Азербайджанской инженерной академии, 2015. – Вып. 7(4). – С. 18-35. *(Здобувачем проведено вибір режимів навантаження пар тертя гальмівних пристроїв).*

10. Вольченко Н. А. К вопросу оптимизации конструктивных параметров пар трения дисково-колодочного тормоза / Н. А. Вольченко, А. В. Возный, А. Н. Вудвуд, О. Б. Стаднык // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: НАУ, 2015. – Вип. 3(68). – С. 21-30. *(Здобувачем оцінено електричну та теплову складову потужності тертя).*

11. Энергонагруженность дисков в парах трения «диск-колодка» тормозных устройств автотранспортных средств (часть вторая) / П. С. Красин, Н. А. Вольченко, Н. В. Кашуба, О. Б. Стаднык // Научный журнал КубГАУ, 2015. – №110(06). – С. 1-17 (<http://ej.kubagro.ru/2015/06/pdf/64.pdf>). *(Здобувачем досліджено об'ємні і поверхневі температурні градієнти гальмівних дисків).*

12. Стаднык О. Б. Методы и средства повышения эксплуатационных параметров дисково-колодочных тормозов автотранспортных средств / О. Б. Стаднык // Наук. журнал «Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті». – Луцьк, 2016. – Вип. 1(5). – С. 383-388.

13. Вольченко А. И. Робастическая методология разработки фрикционных узлов дисково-колодочных тормозов (часть первая) // А. И. Вольченко, А. В. Возный, О. Б. Стаднык // Підйомно-транспортна техніка: наук.-техн. та виробн. журнал. – Одеса: Одеський національний політехнічний університет. – 2016. – Вип. 4 (52). – С. 26-34. *(Здобувачем досліджено третій та четвертий рівень трибологічної методології, а саме стабілізації, регулювання та керування експлуатаційними параметрами).*

14. Возный А. В. Энергонагруженность пар трения в дисково-колодочных тормозных устройствах / А. В. Возный, В. С. Витвицкий, О. Б. Стаднык // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: НАУ, 2017. – Вип. 1(74). – С. 49-64. *(Здобувачем розроблено компонувальні теплові схеми навантаження дисково-колодкових гальмівних пристроїв).*

15. К вопросу об использовании динамических моделей дисково-колодочных тормозов транспортных средств в приводах подъемно-транспортных машин / Д. А. Вольченко, А. В. Возный, О. Б. Стаднык, В. С. Витвицкий // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. журн. – К.: НАУ. – 2017. – Вип. 2(75). – С. 24-37. *(Здобувачем розроблено метод оцінки енергетичної навантаженості пар тертя дисково-колодкових гальм шахтної піднімальної машини).*

16. Вольченко А. И. Нанотрибологические электрические процессы в парах трения тормозных устройств / А. И. Вольченко, О. Б. Стаднык, Е. В. Гороть // Вестник СевНТУ, серия «Машиноприборостроение и транспорт»: Материалы XVII междунаrodn. научн.-техн. конф. – Севастополь, 2014. – Вип. 152. – С. 34-37. *(Здо-*

бувачем оцінено вплив мікрострумів при контактуванні мікроставів пар тертя гальмівних пристроїв на загальний стан електротермомеханічного тертя).

17. Вольченко М. Теорія, розрахунок і конструювання різних типів дисків для гальмівних пристроїв / М. Вольченко, П. Красін, О. Стадник // 12-й міжнар. симпоз. українськ. інж.-механ. у Львові, 28-29 травня 2015 р. : тези доповід. – Львів, 2015. – С. 170-171. *(Здобувачем здійснено розрахунок оптимальних конструктивних параметрів гальмівного диска в складі дисково-колодкових гальм).*

18. Теория, расчет и конструирование различных типов дисков для тормозных устройств / А. И. Вольченко, П. С. Красин, В. Я. Малык, О. Б. Стаднык // Нафта і газ. Наука – Освіта – Виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку: матеріали всеукраїнської науково-технічної конференції, 8-9 травня 2015 р. – Дрогобич, 2015. – С. 121-126. *(Здобувачем оцінено напружено-деформований стан диска з урахуванням двомірного температурного поля).*

19. Вольченко О. І. Хвильова природа зміни експлуатаційних параметрів при фрикційній взаємодії металополімерних пар тертя гальмівних пристроїв / О. І. Вольченко, Я. В. Куриляк, О. Б. Стадник // LXXI наук. конф. проф. виклад. складу, асп., студент. та співробітн. відокремл. структ. підрозд. Національного транспортного університету, 13-15 травня 2015 р. : тези доповід. – К.: НТУ, 2015. – С. 553. *(Здобувачем оцінено хвильову зміну динамічного коефіцієнта тертя як одного з експлуатаційних параметрів фрикційного вузла).*

20. Оптимизация конструктивных и эксплуатационных параметров пар трения дисково-колодочных тормозных устройств / А. И. Вольченко, Н. А. Вольченко, А. В. Возный, О. Б. Стаднык // Энергоощадні машини і технології: тези доповідей II міжнародн. наук.-техн. конф., 29 вересня – 1 жовтня 2015 р. : тези доповід. – К.: Київський національний університет будівництва і архітектури, 2015. – С. 104. *(Здобувачем доповнено метод багатокритеріального проектування фрикційних вузлів гальма з урахуванням термостабілізаційного стану його диска).*

21. Проектний і перевірений розрахунок фрикційних вузлів дисково-колодкових гальм / О. І. Вольченко, А. В. Возний, О. Б. Стадник, В. С. Витвицький // LXXII наук. конф. проф. виклад. складу, асп., студент. та співробітн. відокремл. структ. підрозд. Національного транспортного університету, 11-13 травня 2016 р. : тези доповід. – К.: НТУ, 2016. – С. 527. *(Здобувачем визначено конструктивні параметри: діаметр гальмівного диска та його товщину; радіус розташування бігової доріжки диска).*

22. Возный А. В. Системотехника при исследовании пар трения дисково-колодочных тормозов подъемно-транспортных машин / А. В. Возный, О. Б. Стаднык, В. С. Витвицкий // Матеріали V міжнародної науково-практичної конференції студентів та молодих вчених «Наукові розробки: перспективи 21 сторіччя», 19 квітня 2017 р. – Краматорськ, 2017. – С. 48–54. *(Здобувачем за допомогою системотехніки досліджено енергонавантаженисть пар тертя гальмівних пристроїв піднімально-транспортних машин).*

23. Возный А. В. Применение дисково-колодочных тормозов в подъемно-транспортных машинах / А. В. Возный, О. Б. Стаднык, В. С. Витвицкий // Матеріали V міжнародної наукової конференції «Наука третього тисячоліття», 29 квітня 2017р. - Моррісвіль, США, 2017. – С. 34-38. *(Здобувачем розраховано ряди еквівалентності пар тертя модульного дисково-колодкового гальма шахтної піднімальної машини).*

24. Пат. 112900 Україна, F16D 49/08, F16D 49/10, F16D 49/12. Пневмокамерне двоступеневе стрічково-колодке гальмо / О. І. Вольченко, Д. О. Вольченко, Д. Ю. Журавльов, А. В. Возний, О. Б. Стадник; заявник і патентоотримувач Івано-Франківський нац. техн. ун-т. нафти і газу. – № 201500336; заявл. 16.01.15. опубл. 10.11.16, Бюл. №21. (*Здобувачем розроблено пружинну торову оболонку гумової пневмокамери*).

АНОТАЦІЯ

Стадник О. Б. Обґрунтування параметрів та покращання фрикційних властивостей вузлів гальмівних пристроїв піднімально-транспортних машин. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.05 – «Піднімально-транспортні машини». – Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Тернопіль, 2017.

Розглянуто шляхи зниження енергонавантажності пар тертя дисково-колодкових гальм для приводів піднімально-транспортних машин. Обґрунтовано основні конструктивні параметри гальмівного диска з використанням методу геометричного програмування та ресурсу фрикційних накладок на основі методу оцінки потужності тертя вузлів гальма. Реалізовано засоби зниження енергонавантажності пар тертя гальма за рахунок використання удосконалених гальмівних дисків, які інтенсифікують кондуктивне та випарювально-конденсаційне охолодження їх матових та полірованих поверхонь. Ефективне зниження енергонавантажності пар тертя гальма суттєво підвищило його експлуатаційні параметри.

Запропоновано ряди еквівалентності між різними динамічними моделями дисково-колодкових гальм і модульним гальмом шахтної піднімальної машини за характеристичним критерієм потужності з покращеними зносо-фрикційними властивостями їх робочих поверхонь.

Ключові слова: гальмівні пристрої, дисково-колодке гальмо, шахтна піднімальна машина, пари тертя, енергонавантаженість, гальмівні режими, експлуатаційні параметри, зносо-фрикційні властивості.

АННОТАЦИЯ

Стадник О. Б. Обоснование параметров и улучшение фрикционных свойств узлов тормозных устройств подъемно-транспортных машин. – Квалификационный научный труд на правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.05 – «Подъемно-транспортные машины». – Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя, Тернополь, 2017.

Проанализированы конструкции, режимы работы и оценена энергонагруженность пар трения дисково-колодочных тормозов подъемно-транспортных машин. Произведен выбор динамической модели для приводов указанных машин, в частности для шахтных подъемных машин. Сформулированы задачи исследований.

Рассмотрены методы управления энергонагруженностью при импульсном и длительном тепловом нагружении узлов трения с учетом эффективности

вынужденного воздушного и принудительного охлаждения матовых и полированных поверхностей тормозных дисков. Установлено влияние энергонагруженности на напряженно-деформированное состояние тормозных дисков, что необходимо учитывать при расчете их конструктивных параметров.

Сформулированы задачи экспериментальных исследований, приведено подробное описание объектов исследований, методики и комплекса измерительной аппаратуры. Произведена оценка износо-фрикционных свойств пар трения тормоза с учетом их энергонагруженности.

Проиллюстрированы особенности расчета конструктивных параметров тормозных дисков на основе геометрического программирования с выходом на алгоритм, программу и результаты расчета. Произведена сравнительная оценка эксплуатационных параметров серийных и усовершенствованных фрикционных узлов дисково-колодочных тормозов для приводов подъемно-транспортных машин. Установлены ряды эквивалентности между энергонагруженностью пар трения динамической модели дисково-колодочных тормозов для их применения в модульном дисково-колодочном тормозе шахтных подъемных машин.

Ключевые слова: тормозные устройства, дисково-колодочный тормоз, шахтная подъемная машина, пары трения, энергонагруженность, тормозные режимы, эксплуатационные параметры, износо-фрикционные свойства.

SUMMARY

Stadnyk O. B. Justification of parameters and improvement of friction properties of braking devices assemblies of the lifting-and-shifting machines. – The qualification scientific work on the manuscript copyright.

The thesis for the Degree of Candidate of Technical Sciences in the specialty 05.05.05 – lifting-and-shifting machines. – Ternopil Ivan Puluj National Technical University, Ternopil, 2017.

The paper considers the ways of reducing the energy loading of friction pairs of disk-block brakes for drives of lifting-and-shifting machines. The basic design parameters of the brake disk with the use of the geometric programming method and the resource of friction overlays are grounded on the basis of the method of estimating the friction power of the braking units. The means of reducing the energy loading of the friction pairs due to the use of advanced brake discs intensifying conductive and evaporationcondensation cooling of their matte and polished surfaces are implemented. The effective reduction of the energy loading of friction pairs of the brake significantly increased its operating parameters.

The author suggests the series of equivalence between different dynamic models of disk brakes and a modular brake of a mine winder according to the characteristic criterion of power with the improved wear and friction properties of their working surfaces.

Keywords: braking devices, disk-block brake, mine winder, friction pairs, energy loading, braking regimes, operating parameters, wear and friction properties.