

ПОЛТАВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерно-технологічний
Кафедра механічної та електричної інженерії

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи на здобуття ступеня вищої освіти

магістр

на тему: **«Удосконалення фрикційних гальмівних пристроїв з повітряним
охолодженням»**

КРМ.133ГМмз_21.06.000_13

Виконав: здобувач вищої освіти
за освітньо-професійною програмою
*Машини і засоби механізації
сільськогосподарського виробництва»*
*спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»*
ступень вищої освіти *магістр*
групи *133ГМмз_21*
ІУЧА Максим

Керівник: канд. техн. наук, професор
САЙЧУК Олександр

Полтава – 2025 року

ВСТУП

Актуальність дослідження. Гальмівні пристрої є невід'ємною частиною систем активної безпеки транспортних засобів і технологічних машин. Відмови гальмівної системи становлять 36 % від усіх несправностей, що призводять до дорожньо-транспортних пригод. Комплексна автоматизована система обліку та контролю усунення відмов у роботі технічних засобів зафіксувала 37 % відмов, що припадають на гальмівне обладнання рухомого складу, від загальної кількості несправностей.

Процес гальмування супроводжується нестационарною взаємодією робочих поверхонь силових пристроїв, до яких можна віднести гальмівні пристрої. Наукові праці, присвячені нестационарним процесам взаємодії робочих поверхонь гальмівних пристроїв, в основному присвячені боротьбі лише з наслідком, а саме зі зростаючим контактним тиском і температурою, що формується на взаємодіючих контактних майданчиках.

Методи розробки існуючих гальмівних пристроїв не враховують практику робіт, присвячених експлуатаційним дослідженням у сфері впливу різних дефектів на формуються вихідні параметри силових пристроїв і зниження параметрів стабільності за час процесу гальмування. Через це так необхідний облік експлуатаційного досвіду при створенні нових методів розробки і розробки способів забезпечення стабільних параметрів гальмівних пристроїв, які повинні не тільки підвищувати безпеку машин, але і знижувати витрати на експлуатацію.

В умовах широкого використання силових засобів на машинах із зростаючою інтенсивністю переміщення створення методів розробки та оцінки ефективності гальмівних пристроїв і стабільності їх вихідних експлуатаційних параметрів є, безумовно, актуальним.

Мета роботи: забезпечення стабільності силових факторів і підвищення ефективності гальмування машин шляхом вдосконалення фрикційних гальмівних пристроїв з повітряним охолодженням.

Для досягнення мети роботи необхідно вирішити наступні завдання дослідження:

1. Розробити математичні моделі для дискових, барабанних і колодкових фрикційних гальмівних пристроїв різних конструкцій для визначення залежностей кутових і поперечних переміщень гальмівних колодок від інерційних характеристик і параметрів демпфування елементів силових пристроїв.

2. Проаналізувати вплив конструктивних параметрів на розподіл нормальних і тангенціальних сил по площі робочих поверхонь фрикційних гальмівних пристроїв різних типів.

3. Розробити методи визначення температури в кінцевій фазі гальмування і розподілу її по товщині і площі робочих поверхонь фрикційного гальмівного пристрою з урахуванням співвідношення внутрішнього і зовнішнього термічних опорів.

4. Обґрунтувати вплив напрямку і швидкості повітряного потоку на аеродинамічний опір і тепловіддачу нагрітих поверхонь вузла охолодження.

5. З урахуванням теорії «приграничного» шару і формування приповерхневих шарів в матеріалі пари тертя розробити моделі теплопередачі «вентильований гальмівний диск - зовнішнє середовище» і «гальмівний барабан - зовнішнє середовище».

6. Використовуючи алгоритми розрахунків розподілених нормальних і тангенціальних сил по площі робочих поверхонь, структурно-параметричний синтез, термодинамічні та аеродинамічні моделі металевих елементів гальма, необхідно створити метод розробки фрикційних гальмівних пристроїв та визначення показників критеріїв ефективності та стабільності експлуатаційних параметрів фрикційних гальмівних пристроїв та їх вузлів охолодження.

7. Провести лабораторні та натурні випробування для визначення параметрів ефективності та стабільності силових факторів гальмівних пристроїв з метою апробації теоретичних досліджень.

8. Використовуючи експериментально встановлений взаємозв'язок переміщень колодок і гальмівного моменту в залежності від ступеня зношеності накладок, запропонувати спосіб забезпечення стабілізації силових факторів на основі гальмівних пристроїв різних типів з сегментними колодками.

Об'єкт дослідження - фрикційні гальмівні пристрої з повітряним охолодженням.

Предмет дослідження - взаємозв'язок між критеріями ефективності, стабільності силових факторів і конструктивними параметрами фрикційних гальмівних пристроїв різних типів та їх вузлів охолодження.

Методи дослідження. Виконання досліджень з розробки наукових методів забезпечення ефективності та стабільності силових факторів гальмівних пристроїв з повітряним охолодженням базується на використанні фундаментальних положень динаміки нестационарних процесів аеродинаміки в дозвуковому потоці, теорії тепломасопереносу, теорії «приграничного» шару в різних режимах протікання повітряного потоку, а також математичної статистики.

Наукова новизна дослідження:

- розроблено нові моделі теплопередачі «вентильований гальмівний диск - зовнішнє середовище» і «гальмівний барабан - зовнішнє середовище», що враховують дифузійні і теплові «приграничні» шари повітряного потоку, що обтікає робочі і неробочі поверхні;

- запропоновано аналітичну модель розподілу тиску повітряного потоку всередині зубчастого і сегментарного вентиляційних апаратів гальмівних дисків, що відрізняється урахуванням зміни кута атаки повітряного потоку;

- створено методи розробки фрикційних гальмівних пристроїв на основі розподілених силових факторів і структурно-параметричного синтезу, що враховують багатозональні моделі теплопередачі «вентильований гальмівний диск - зовнішнє середовище», «гальмівний барабан - зовнішнє середовище», особливістю яких є використання в якості критерію ефективності стабільності силових факторів.

Практична значимість отриманих результатів:

- визначено вимоги щодо розміщення притискних елементів гальмівних пристроїв дисково-колодкового типу;

- запропоновано способи підвищення стабільності силових факторів гальмівних пристроїв різних типів за допомогою використання сегментних колодок і параметрів їх підключення в часі гальмування;

- визначено критерії для вибору структури вентиляційного апарату диска, режиму охолодження фрикційних гальмівних пристроїв різних типів і діапазони їх показників;

- запропоновано спосіб визначення геометричних параметрів барабанів фрикційних гальмівних пристроїв транспортних засобів на основі методу геометричного програмування з мінімізацією махових мас і двинця термостабілізації по товщині.

Апробація результатів. Матеріали роботи деповідалися та обговорювалися на XX Міжнародній науково-практичній конференції «Молодь і технічний прогрес в АПК», 26-27 листопада 2025 року, м. Харків та на VIII Всеукраїнській науково-практичній інтернет-конференції «Проблеми та перспективи розвитку сільськогосподарського машинобудування», 4 грудня 2025 року, м. Полтава

Структура та обсяг. Робота складається з вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаної літератури, що містить 39 найменувань; вкладена на 79 сторінках.

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Літературний аналіз досліджень

Сучасні дослідження, що розглядають гальмівні пристрої, поділяються на кілька напрямків. Такий поділ має умовний характер у зв'язку з тим, що взаємодія контактуючих поверхонь породжує цілий спектр явищ: деформація мікровиступів, формування сили тертя в парах гальма, коливальний процес при взаємодії, утворення теплових потоків на робочих поверхнях. Класичні дослідження, пов'язані з визначенням функціональних характеристик експлуатаційних властивостей залежно від застосування різних матеріалів і зміни режиму експлуатації, мають місце в даний час і продовжують розвиватися. Особливо виділяють дослідження, що пов'язані з встановленням залежностей функцій управління з окремими параметрами або їх комплексом.

Першим напрямком є дослідження динаміки процесів взаємодії гальмівних елементів між собою на макро- і мікрорівні. Основними критеріями виконаних функціональних розрахунків є зусилля притискання ($F_{\text{пл}}$, $R_{\text{по}}$) колодок до обода барабана і МТ (рисунок 1.1). У роботі [1] наводиться розрахунок стаціонарних моделей барабанно-колодкового гальма з різною кількістю ступенів свободи (рисунок 1.2). Отримані значення нормальних одиничних значень $R_{\text{пл}}$, $R_{\text{по}}$ визначаються виходячи з набору геометричних параметрів колодок (a , c , s).

У роботах [2, 3] пропонується розглядати навантаження в парі взаємодії колодкового гальма згідно синусоїдальному і косинусоїдальному законам розподілу навантаження по довжині колодки. Дана класифікація не зовсім точно підходить до різних конструктивних схем пристроїв барабанно-колодкового типу. Згідно з процесами зносу, що відбуваються в період експлуатації, нерівномірність по довжині накладки спостерігається у всіх без винятку варіантах компоновки гальм. Дослідження [4], проведені дослідним шляхом, показали, що в міру експлуатації гальмівних пристроїв зони підвищеного зносу можуть зміщуватися відносно осі симетрії в бік набігаючої або збігаючої частин колодок. Таким чином, методи проектування спрощують розрахунки параметрів вузла, замінюючи q_1 на

$R_{пп}$, $R_{по}$ і спотворюючи значення M_T . Отримане значення M_T не є середнім, це значення знаходиться в деякому діапазоні M_T .

Згідно з роботою [5] наводиться розрахункова схема притискного елемента, що впливає на колодку, при цьому крім гідроприводу застосовуються й інші конструкції розтискних пристроїв.

а)

б)

Рисунок 1.1 – Розрахункові схеми барабанних колодкових гальм різних компонок: а - Simplex, б - Duo; 1 - самопритискна колодка; 2 - самовідтискна колодка; 3 - притискний механізм

Рисунок 1.2 – Розрахункова модель барабанного колодкового гальма з розподіленим навантаженням по довжині колодки: а - відстань від осі до лінії дії розтискних сил; с, s - відстані від осі до лінії, що з'єднує осі опор у поздовжньому та поперечному напрямках

Використання різних розрахункових схем для визначення експлуатаційних параметрів недостатнє, тому необхідно замінити безліч вхідних параметрів на

критично важливі два макропараметри: зусилля притискного елемента і кут прикладання. Дане скорочення дозволяє уникнути обліку численної кількості параметрів, таких як передавальне число розтискного механізму, тиск у приводі, плече і ширина поверхні кулачка. Врахування двох макропараметрів підвищить універсальність розрахунків і дозволить визначати експлуатаційні параметри гальмівного пристрою без урахування приводу гальмівної системи.

Аналіз робіт напрямку, пов'язаного з процесом обтікання повітряним потоком поверхонь гальмівного пристрою, показав, що їх авторами є в основному іноземні дослідники: [6], [7], [8], [9] та ін. вчені. Як видно з переліку, даний напрямок є перспективним з точки зору нечисленності робіт у даній предметній області.

У статті [10] вплив обтічного повітряного потоку гальмівного диска проаналізовано за допомогою CFD-моделювання. Збільшення повітряного потоку відносно поверхні диска призвело до максимізації конвекції тепла від нагрітої поверхні. Недолік полягав в ігноруванні кута атаки повітряного потоку.

У роботі [11] наводився опис CFD-моделі розподілу швидкостей повітряного потоку у вентиляційному каналі з різною геометрією. Найбільша витрата повітря була в апараті з радіальними каналами, не враховуючи багатфакторність при аналізі різних типів апарату диска.

У наступному дослідженні [12] автори поставили собі за мету знайти зв'язок між витратою повітря (G_V) і α від поверхонь диска. Зміна геометрії ребер вузла охолодження дозволила збільшити значення критерію Nu в порівнянні з базовою моделлю. До недоліку можна віднести той факт, що G_V є наслідком, а не першопричиною зниження робочих T диска. Проведені дослідження задаються однофакторними кореляціями і потоку, що впливає на аеродинамічні характеристики і на відстань від поверхонь вузла охолодження. Сучасні CFD-моделі розглядаються з точки зору встановлення напрямку повітряного потоку і оцінки його течії через канали або обтікання сегментів різної геометрії. Теоретичної бази розрахунку коефіцієнтів аеродинамічного опору (C_y , C_x) в різних джерелах не наводиться.

Дослідження [13] полягало у визначенні впливу C_y , C_x поверхонь вентиляційного гальмівного диска на поліпшення розсіювання тепла (рисунок 1.3).

В результаті було визначено вплив геометрії диска і π на ρ повітряного потоку, інтенсивність турбулентності і G_B . Важливим критерієм оцінки теплообмінних процесів із зовнішнім середовищем був a . Основним критерієм впливу на його значення виступала і омиваючого повітряного потоку. Згідно з проведеними дослідженнями значення a від робочих поверхонь і поверхонь апарату різняться за умови ідентичності матеріалу. Отже, можна стверджувати про неефективність використання стандартних вузлів охолодження гальмівних пристроїв.

Рисунок 1.3. Зміна коефіцієнта теплопередачі від поверхонь вузла охолодження (а) і робочих поверхонь (б)

В рамках проекту [14] було проведено експериментальне дослідження з метою проведення параметричного аналізу ребристого апарату (18, 36 і 72 ребра). В результаті зроблено наступні висновки: збільшення кількості ребер призводить до збільшення G_B прокачуваного повітря; характер течії не змінюється в діапазоні; збільшення кількості ребер запобігає розділенню потоку у вентиляційному каналі; при дуже низькій ω кут прильву зростає і вторинна схема потоку переходить від зміщеної до симетричної. У вентиляційних каналах утворюється пара вихрових

структур (одна примикає до зовнішньої поверхні, а інша – до внутрішньої поверхні).

Метою дослідження [15] є вдосконалення процесу теплопередачі від поверхонь вентилязованих дисків за допомогою зміни геометрії ребер. Підсумком роботи стала змінена геометрія ребра зі збільшенням і потоку між ребрами. Порівняння проводилося між моделями дисків з різними ребренними апаратами (рисунок 1.4). На закінчення дослідження автори відзначають покращення значень α на 17-29 % для ребреного апарату з аеродинамічними ребрами і ребрами вторинного профілю.

Рисунок 1.4 – Моделі гальмівних дисків з різними ребренними апаратами: а - з радіальними ребрами; б - з аеродинамічними ребрами; в - з аеродинамічними ребрами і ребрами вторинного профілю

У дослідженні [16] запропоновано модель оптимізації гальмівного пристрою та опрацьовано шляхи підвищення конвективної теплопередачі за рахунок використання турбулізаторів з квадратними ребрами (рисунок 1.5). Утворення вихорів у вентиляційному каналі сприяє перемішуванню повітряних мас по всій

площі вентиляційного каналу. Дослідження показало, що α апарату з радіальними каналами диска зменшується з наближенням до периферії диска.

Рисунок 1.5 – Тепловий потік на поверхні вентиляційних каналів: ребристий апарат без (ліворуч) і з турбулізаторами (праворуч) при оборотах обертання $n = 885$ об/хв (вгорі) і $n = 1770$ об/хв (внизу)

Проектування апарату з нерівномірним кроком ребер покращує в середньому на 7,4 % $C_{\text{в}} \rho_{\text{в}} v_{\text{в}}$ повітря по поверхні, а збільшення кількості коротких ребер між довгими ребрами підвищує α гальмівного диска на 17,2%. Модифікація ребер апарату є евристичним підходом до розгляду проблеми збільшення теплообміну від робочих поверхонь. Комп'ютерні моделі, виконані в різних програмних продуктах, мають масу припущень, сформульованих у процесі постановки задачі. Обмеження пов'язані з $\alpha_{\text{в}}$ повітряного потоку у вентиляційні канали і з конструкцією диска. Необхідно зауважити, що $\alpha_{\text{в}}$ повітря у вентиляційний канал задається без можливості коригування. Конструкція маточини диска має спрощену форму без простору між маточиною колеса і основою диска, що може

зіграти роль при реальній оцінці розподілу і повітряного потоку в апараті і в оцінці α від нагрітих поверхонь.

У статті [17] порівнюються характеристики розсіювання тепла двох взаємозамінних вентиляційних дисків, з цільною (рисунок 1.6, а) і з перфорованою маточиною (рисунок 1.6, б). Диски з перфорованою маточиною продемонстрували чудове конвективне розсіювання тепла в залежності від ψ і α в потоку повітря, а також T диска.

а, б

Рисунок 1.6 – Диски з цільною (а) і перфорованою (б) маточиною

Приріст α_v склав від 3,5 до 20 %. Конструкція диска з перфорованою маточиною виявилася на 8,5 % легшою, ніж з цільною маточиною. Аеродинамічний опір гальмівного пристрою в цілому – це значуща складова розрахунку втрат на подолання сил опору руху транспортного засобу. Важливо зрозуміти, яка кількість обтічного потоку повітря потрапляє в порожнини вузла охолодження.

В рамках роботи [18] з використанням CFD-моделі досліджено вплив зміни геометрії першого ряду сегментів циліндричного типу на аеротермодинамічні властивості диска з вентиляційним апаратом. Перевірена CFD-модель показала, що зменшення товщини першого ряду штифтів на 10 % покращує Ge повітря через вентиляційний апарат диска на 14 % і $\alpha(T)$ на 6 %.

Авторами дослідження [19] запропоновано модель з максимальним досяжним значенням α . В кінцевому рахунку питома розсіювана потужність забезпечувала єдину кількісну міру ефективності конвективного охолодження диска. Розроблена

конструкція диска показала збільшення конвективного тепловиділення більш ніж на 10 % у порівнянні з існуючою моделлю.

У статті [20] порівнюються тепловіддаючі характеристики апаратів з різною геометрією ребер в умовах уповільнення потоку повітря. На рисунку 1.7 представлені результати CFD-моделювання розподілу i в різних типах апарату.

Рисунок 1.7 – CFD-моделі зміни та залежно від геометрії ребер: а - радіальні; б - похилі; в - криволінійні

Автори [21] встановили, що тип спиць впливає на розподіл повітряного потоку та конвективне охолодження тепла. Запропоновано оптимізовану конфігурацію спиць, яка забезпечує найкращу α . Для оцінки параметрів а апарату диска необхідно сформулювати критерії, які відповідатимуть за ефективність роботи вузла охолодження. Розроблені CFD-моделі не дають повної картини процесу, що протікає всередині апарату. У зазначених моделях є зони пригнордонного шару, але кількісна і якісна оцінка присутності даного ефекту не виконується. Крім відмінності значень α від робочих і неробочих поверхонь силових пристроїв іншого аналізу не наводиться.

Моделі теплопередачі вирішуються тільки у вигляді двовимірних задач, але з урахуванням однофакторності процесу. Цільовим показником всіх досліджень є встановлення зв'язку між i повітряного потоку та α . Процес управління або регулювання i повітряного потоку в даних умовах не пропонується. Вплив інших критеріїв (α_v повітряного потоку, розподіл p всередині апарату і C_{sp}) не враховується через відсутність теоретичних досліджень в цих областях. Незважаючи на велику кількість форм різних сегментів, досі не запропоновано

жодних їх кореляцій з ефективністю теплообмінних процесів вузлів охолодження. Даний напрямок є одним з маловивчених в плані кількості та якості проведених досліджень, що відкриває серйозні перспективи в розробці та теоретичному дослідженні.

1.2 Конструктивні особливості гальмівних пристроїв різних типів

У транспортній галузі та підйомно-транспортних машинах застосовуються фрикційні гальмівні пристрої різних типів (надалі гальмівні пристрої). Найбільш поширені колодкові та дисково-колодкові гальма. Колодкові гальмівні пристрої класифікуються залежно від розташування притискних елементів: внутрішнього (рисунок 1.8, а) або зовнішнього (рисунок 1.8, б).

Рисунок 1.8 – Колодкові гальмівні пристрої з внутрішнім (а) і зовнішнім (б) розташуванням притискних елементів: 1 - обод барабана (колеса); 2 - колодка; 3 - притискний механізм; 4 - фрикційна накладка

У колодкових силових пристроях гальмівний момент (МТ) створюється завдяки притисканню колодок до поверхні обода барабана або колеса. Колодкове гальмо з внутрішнім розташуванням притискних елементів відноситься до закритих гальм і відоме більше під назвою «барабанно-колодкове гальмівне пристрій», що встановлюється переважно на автомобільному транспорті. Серед різних конструкцій колодковий гальмо такого типу є найбільш теплонавантаженим

через поганий теплообмін із зовнішнім середовищем. Колодкове гальмо із зовнішнім розташуванням притискних елементів широко застосовується у сільськогосподарських машинах та в підйомно-транспортних механізмах. За результатами аналізу різних літературних джерел [22, 23], виникла можливість класифікувати гальмівні пристрої колодкового типу за трьома критеріями: за типами приводу і розтискного пристрою, за розташуванням притискних елементів і за способом охолодження нагрітих частин гальма.

Дисково-колодкові гальмівні пристрої класифікуються також залежно від розташування притискних елементів на пристрої безпосереднього впливу (рисунки 1.9, а) або через передавальний механізм (рисунки 1.9, б). Сучасні силові пристрої дисково-колодкового типу застосовуються в машинах різних галузей промисловості та сільського господарства.

Рисунок 1.9. Дисково-колодкові силові пристрої безпосереднього впливу (а) і з передавальним механізмом (б): 1 - диск; 2 - колодка, 3 - фрикційна накладка, 4 - притискний механізм

Більшість типів конструкцій отримало застосування в транспортних засобах. Залежно від енергонавантаженості гальмівного пристрою застосовуються його різні типи. За результатами аналізу різних літературних джерел [24, 25] виникла можливість класифікувати гальмівні пристрої дисково-колодкового типу за чотирма критеріями: за кількістю гальмівних дисків і притискних елементів, за

відкритістю робочих поверхонь, за типом приводу і за способом охолодження нагрітих частин гальма.

Барабанно-колодкові гальмівні пристрої знижують свою частку на ринку автомобільного транспорту у зв'язку з різними факторами такими як маса автомобіля, мала ефективність, надмірний знос, складність конструкції колодок. Їх перевагами є велика енергоємність, надзвичайна надійність і тривалий ресурс експлуатації. Автомобільні гальма дисково-колодкового типу займають більшу нішу на ринку в порівнянні з іншими типами силових пристроїв. Циклічний метод гальмування на межі зоза автомобіля збільшує енергонавантаження силових пристроїв.

Небезпека повторно-короткочасного режиму навантаження полягає в утворенні на робочих поверхнях температур вище граничного значення для матеріалів накладок за кілька циклів «гальмування - охолодження». Циклічність призводить до вигорання слоучного елемента фрикційної накладки і руйнування даного елемента механізму.

Для визначення ступеня енергонавантаження проводилися дослідження, суть яких полягала у визначенні середньої температури гальма транспортного засобу, що працює в повторно-короткочасному режимі гальмування. Для вирішення проблем перегріву дисково-колодкових гальмівних пристроїв запропоновано виготовлення силових пристроїв зі штатною системою охолодження [26].

Крім транспортної галузі дисково-колодкові гальмівні пристрої застосовуються на вантажопідйомному обладнанні в якості зупинних систем приводних механізмів. Гальмівний пристрій виконує остаточну зупинку лебідки після спрацювання електромагнітного гальма. З точки зору енергонавантаженості гальмівні пристрої різних типів застосовуються для одиничного короткочасного гальмування. Тому дані типи гальмівних пристроїв працюють в малих режимах навантаження. Час гальмування значно менше часу охолодження гальмівного пристрою.

Розглянемо класифікацію вузлів охолодження силових пристроїв. Штатні системи охолодження створюються шляхом збільшення площі теплообміну із зовнішнім середовищем. Додатково встановлені системи охолодження необхідні

для направлення потоків повітря до нагрітих поверхонь диска або барабана. В якості додаткової системи охолодження встановлюються різні дефлектори, які збільшують обдув елементів гальмівного пристрою зустрічним потоком повітря. Вузли охолодження дисків, що представляють собою ребристий вентиляційний апарат, можуть оснащуватися вентиляційними каналами з різною геометрією (з радіальними, з криволінійними каналами і з каналами змінної довжини) для збільшення площі теплообміну із зовнішнім середовищем [27]. Іншим типом апарату, що застосовується на сучасних дисках, є сегментарний (з призматичними, з циліндричними сегментами і сегментами зі складною геометрією). Компанією Disc Brakes Australia (DBA) розроблено і запатентовано гальмівний диск з вентиляційним апаратом з перетином у формі «лапки кеніуру».

1.2 Теоретичні основи проектування та випробувань гальмівних систем

Проектування гальмівних систем рухомого складу регламентується локально-нормативними актами галузевої спрямованості. Однак, визначення параметрів стабільності та ефективності силових пристроїв цими нормативними актами не передбачено. У інструкціях [28] запропоновано типові методики розрахунку силових пристроїв, але змінна структура гальмівних пристроїв у застарілих редакціях не відображена.

На міжнародному рівні існує регламент експлуатаційних випробувань гальмівних систем автотранспортних засобів. Даний регламент і був створений для забезпечення єдиного підходу до випробувань гальмівних систем транспортних засобів типу «0», типу «I» і типу «II». Дані типи випробувань проводяться для перевірки ефективності гальмівної системи в цілому. Критеріями перевірки виступають гальмівний шлях (ST) і встановлене уповільнення (j уст) в процесі гальмування.

У нормативних документах детально вказані умови і методи перевірки на зсув накладки, на заїдання стикаючихся поверхонь в результаті корозії, на опір внутрішньому зрізу, на водостійкість, стійкість до сольового розчину, масла і

гальмівної рідини, на деформацію при стисненні, на вплив тепла на розміри і форму накладок.

За результатами аналізу нормативної бази, приділеної методикам проектування та експлуатаційним випробуванням гальмівних вузлів, можна зробити висновок про нормативну відсутність комплексної оцінки параметрів стабільності, ефективності та енергоємності при проектуванні та подальшій експлуатації.

Зважаючи на стрімку модернізацію конструкцій фрикційних вузлів, що застосовуються в різних галузях машинобудування, та інтенсивне зростання навантажень на елементну базу гальмівних пристроїв, необхідно вдосконалювати методики розрахунків, які б базувалися на вирішенні комплексної проблеми забезпечення стабільності та ефективності при взаємодії пар тертя, акумулювання теплової енергії робочими поверхнями гальма і безперебійної тепловіддачі від елементів гальмівного пристрою. Під вирішенням проблеми необхідно розуміти взаємопов'язані між собою процеси, а саме:

- динамічні процеси, що протікають при гальмуванні між контактуючими поверхнями фрикційного вузла;
- процеси розподілу навантаження взаємодіючих ділянок залежно від застосовуваної геометрії та параметрів контактуючих пар тертя;
- процеси формування температурних полів у місці контакту і теплопередачі формованого теплового потоку з сіткою енергоємності фрикційного вузла в цілому;
- вплив режимів протікання повітряних мас на аеродинамічний опір поверхонь гальмівних пристроїв і конвективний теплообмін від нагрітих поверхонь.

Метою вирішення даної багатопараметричної задачі є розробка методів забезпечення стабільності, ефективності гальмівних пристроїв різних типів.

Принципами методу розробки повинні бути: універсальність розрахунків для різних компоновок фрикційних вузлів; послідовність розрахунків, що враховує взаємозв'язок динамічних, зносо-фрикційних і теплових процесів, що протікають в гальмівному пристрої при гальмуванні; вибір критеріїв як для проектування нових

гальмівних пристроїв, так і для кількісної та якісної оцінки за універсальними критеріями експлуатованих гальмівних пристроїв.

Метою дослідження є забезпечення стабільності та ефективності гальмування машин шляхом вдосконалення фрикційних гальмівних пристроїв з повітряним охолодженням.

За підсумками аналізу нормативної бази, літературних джерел та досвіду експлуатації гальмівних пристроїв різної галузевої спрямованості вважаємо за необхідне в даному дослідженні вирішити наступні завдання:

- розробити математичні моделі для різних типів фрикційних гальмівних пристроїв для визначення залежностей кутових і поперечних переміщень гальмівних колодок від інерційних характеристик і параметрів демпфування елементів силових пристроїв;

- розробити методи визначення температури в кінцевій фазі гальмування і розподілу її по товщині і площі робочих поверхонь фрикційного гальмівного пристрою з урахуванням співвідношення внутрішнього і зовнішнього термічних опорів;

- обґрунтувати вплив нахилу і швидкості повітряного потоку на аеродинамічний опір і тепловіддачу нагрітих поверхонь вузла охолодження;

- з урахуванням теорії «приграничного» шару і формування дрипових шарів в матеріалі пари тертя розробити моделі теплопередачі «вентильований гальмівний диск - зовнішнє середовище» і «гальмівний барабан - зовнішнє середовище»;

- провести лабораторні та натурні випробування для визначення параметрів ефективності та стабільності силових факторів гальмівних пристроїв з метою апробації теоретичних досліджень;

- використовуючи експериментально встановлений взаємозв'язок переміщень колодок і гальмівного моменту, запропонувати спосіб забезпечення стабілізації силових факторів на основі гальмівних пристроїв різних типів з сегментними колодками.

Висновки до розділу 1.

1. Аналіз сучасних досліджень показав, що класичні методи проектування гальмівних пристроїв спрощують розрахунки, замінюючи розподілене навантаження на зосереджені сили, що спотворює значення гальмівного моменту та знижує точність прогнозування експлуатаційних характеристик.

2. Встановлено, що дослідження аеродинамічних характеристик та конвективного теплообміну є одним із найменш визчених напрямків. Існуючі CFD-моделі характеризуються однофакторністю та не враховують комплексний вплив кута атаки повітряного потоку, розподілу тиску і швидкості. Відсутня теоретична база розрахунку коефіцієнтів аеродинамічного опору.

3. Систематизовано конструктивні особливості гальмівних пристроїв: колодкові класифіковано за трьома критеріями, дисково-колодкові – за чотирма. Встановлено, що циклічне гальмування на межі роза збільшує енергонавантаження і може призводити до критичних температур на робочих поверхнях.

4. Обґрунтовано необхідність розробки вдосконалених методів розрахунку, які враховують взаємозв'язок динамічних процесів, розподілу навантаження, формування температурних полів та впливу повітряних потоків на конвективний теплообмін.

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

2.1 Динаміка приводу дисково-колодкового гальма

Розглянемо вплив конструкції притискних механізмів силових пристроїв дисково-колодкового типу на процеси нестабільності при взаємодії робочих поверхонь (рисунок 2.1).

Рисунок 2.1 – Розрахункові схеми моделей з розподіленими параметрами силових пристроїв дисково-колодкового типу: з передавальним механізмом (а) і безпосереднього впливу (б).

Взаємодія робочих поверхонь – це нестационарний процес, що відбивається на всьому силовому пристрої. Кожен притискний механізм силового пристрою здійснює не тільки поперечне (y), але і кутове переміщення (ϕ_1, ϕ_2). Для розуміння впливу коливального процесу взаємодії лотичних поверхонь на вихідні експлуатаційні параметри гальмівного пристрою необхідно визначити критерії впливу. Для розгляду коливальної системи силового пристрою дисково-колодкового типу необхідно прийняти наступні припущення:

- силовий пристрій є відокремленим, тобто не враховуються коливання з боку вагона або автомобіля, а також поверхні;
- приводне зусилля підводиться до притискних механізмів без пульсацій;
- не враховується деформації в деталях притискних механізмів.

Для визначення взаємозв'язку між контактним тиском і параметрами динамічних процесів необхідно розглянути розрахункові схеми двох типів силових пристроїв дисково-колодкового типу (рисунок 2.2).

За схемами, нормальні зусилля (N_i) в парах тертя гальмівних пристроїв різних типів можна визначити за такими виразами:

- для пристрою з передавальним механізмом:

$$N_i = \sum_{i=1}^n (b_{ki} + b_{\phi i}) \cdot (c_i + L_p \cdot \varphi_i) + \sum_{i=1}^n (c_{ki} + c_{\phi i}) \cdot (x_i + L_p \cdot \varphi_i), \quad (2.1)$$

- для пристрою безпосереднього впливу:

$$N_i = \sum_{i=1}^n (b_{ni} + b_{ki} + b_{\phi i}) x_i + \sum_{i=1}^n (c_{ni} + c_{ki} + c_{\phi i}) \dot{x}_i \quad (2.2)$$

При порівнянні залежностей (2.1) і (2.2) було встановлено, що нормальні притискні зусилля гальмівних пристроїв з передавальним механізмом враховують не тільки x_i , але і φ_i важеля передавального механізму. Відмінністю пристроїв безпосереднього впливу при розрахунку N_i є врахування b_{ni} і c_{ni} .

Контактний тиск (p_i) в парах тертя в точці прикладання i -го притискного елемента [30]:

- з передавальним механізмом

$$p_i = \frac{\sum_{i=1}^n (b_{ki} + b_{\phi i}) \cdot (x_i + L_p \cdot \varphi_i)}{A_{\phi ni}} + \sum_{i=1}^n (K_{mki} + K_{m\phi i}), \quad (2.3)$$

- безпосереднього впливу

$$p_i = \frac{\sum_{i=1}^n (b_{ni} + b_{ki} + b_{\phi i}) x_i}{A_{\phi ni}} + \sum_{i=1}^n (K_{mni} + K_{mki} + K_{m\phi i}), \quad (2.4)$$

де $K_{mni} + K_{mki} + K_{m\phi i}$ – об'ємні модулі стиснення притискного елемента, колодки і накладки під i -м елементом відповідно, МПа;

$A_{\phi ni}$ – площа накладки під i -м притискним елементом, м².

Аналогічно силовим пристроям дисково-колодкового типу розробимо розрахункові схеми силових пристроїв барабанно-колодкового типу (рисунок 2.2, а) і колодкового типу рухомого складу (рисунок 2.2, б).

Згідно зі схемами N_i можна визначити з наступних залежностей:

- для гальма барабанного-колодкового типу автомобіля:

$$N_i = (\sum_{i=1}^n b_{\phi i} + b_k)(\dot{y} + 2R_6\dot{\phi}_i) + (\sum_{i=1}^n c_{\phi i} + c_k)(\dot{y} + 2R_6\dot{\phi}_i), \quad (2.5)$$

де R_6 – внутрішній радіус гальмівного барабана, м;

- для гальма колодкового типу рухомого складу:

$$N_i = b_{ki}(\dot{x} + [t_{оп} + R_k]\dot{\phi}) + c_{ki}(\dot{x} + [t_{оп} - R_k]\dot{\phi}), \quad (2.6)$$

де R_k – зовнішній радіус колеса рухомого складу, м;

$t_{оп}$ – відстань від шарніра опори до центру колеса, м.

Рисунок 2.2 – Розрахункові схеми барабанно-колодкового гальмівного пристрою автомобіля (а), колодкового силового пристрою вагона (б)

Контактний тиск у робочих парах тертя гальма в точці прикладання i -го притискного елемента визначається із залежностей:

для барабанно-колодкового гальма:

$$p_i = \frac{180(\sum_{i=1}^n b_{\phi i} + b_{ki})(\dot{\gamma} + 2R_{\phi}\dot{\phi}_i)}{\pi BR_{\phi}\Theta} + (\sum_{i=1}^n K_{M\phi i} + K_{Mki}), \quad (2.7)$$

безпосереднього впливу

$$p_i = \frac{180b_{ki}(\gamma + [t_{оп} - R_k]\dot{\phi})}{\pi BR_{\phi}\Theta} + (\sum_{i=1}^n K_{Mki}), \quad (2.8)$$

де B – ширина накладки, м;

Θ – кут між точками прикладання нормальної сили, град.

Крім динамічних характеристик гальма на розподіл p_i впливають геометричні параметри колодки. Для забезпечення визначення впливу товщини колодок і накладок на розподіл p_i по робочій поверхні проведено комп'ютерне моделювання. В якості критерію варто врахувати зміни K_{mk} , як характеристику матеріалу чинити опір деформації при застосуванні p_i . У ході моделювання параметрами впливу були товщина гальмівної колодки (8 к), фрикційної накладки (8 ф) і K_{mk} критерієм відгуку був розподіл p_i по $A_{\phi n}$. В якості моделюваної колодки була використана колодка дисково-колодкового гальма автомобіля.

Результати комп'ютерного моделювання показали, що збільшення як 5к, так і 5ф позитивно позначається на рівномірному розподілі p_i по робочій поверхні. У випадку для колодки збільшення K_{mk} призводить до розкиду p_i по $A_{\phi n}$. Однак для випадку збільшення K_{mf} контраст p_i по $A_{\phi n}$ буде не так помітний.

При цьому з одночасним зростанням K_{mf} і товщини 5ф акцент контактного тиску на робочій поверхні змістився в центр, що в порівнянні з меншими значеннями 5ф не так наочно виражено.

2.2 Вибір кількості притискних елементів гальмівного пристрою

Аналіз системи «притискний елемент - гальмівна колодка - гальмівний диск» дозволяє зробити висновок про різноманітні критеріїв, що визначають кількість притискних елементів силового пристрою дисково-колодкового типу. Крім радіусів від осі обертання диска до центрів притискних елементів r_i в розрахунок беруть участь кути, що визначають положення центрів притискних елементів відносно осі симетрії гальмівної колодки.

Виходячи з цих факторів необхідно сформулювати наступні умови вибору кількості притискних елементів (n): для елементів, що знаходяться на рівній відстані від осі обертання диска (рисунок 2.3, а)

$$\begin{cases} nd_{ne} < \frac{\pi\theta(r_3+r_B)}{360} - 2n\delta_{cm} \\ nd_{ne} \leq (r_3 - r_B) - 2n\delta_{cm} \end{cases} \quad (2.9)$$

- на різній відстані від осі обертання диска (рисунок 2.3, б)

$$\begin{cases} nd_{ne} < \frac{\pi\theta(r_3+r_B)}{360} - 2n\delta_{cm} \\ nd_{ne} \leq (r_3 - r_B) - 2n\delta_{cm} \end{cases} \quad (2.10)$$

а)

б)

Рисунок 2.3 – Умови вибору кількості притискних елементів, що знаходяться на рівній (а) і на різній (б) відстані від осі обертання диска

Викладене вище дозволяє стверджувати про ефективне використання простору колодки при застосуванні поліпритискових елементів у приводі гальмівного пристрою. Виконання умов (2.9) і (2.10) призводить до складнощів реалізації у приводі із застосуванням передавального механізму.

Для визначення оптимальної кількості поршнів багатопоршневого супорта залежно від розподілу p_i по $A_{\phi n}$ розроблено модель кінцевих елементів. В якості об'єктів комп'ютерного моделювання досліджувалися трициліндрові супорти гальмівного пристрою дискового-колодкового типу з різними довжинами вільного краю колодки щодо крайніх притискових елементів.

Діаметри притискових елементів були незмінними для двох різних випадків силових пристроїв. Товщина накладки входила в товщину колодки, що зумовлювало їх як єдине тіло. Довжини визначалися виходячи із співвідношення вільного краю колодки і діаметра притискових елементів: ($l_{ск} < d_{пн}/2$) і ($l_{ск} > d_{пн}/2$). Вхідними даними для моделей кінцевих елементів були обертання диска змінна, $c-1$, і постійний тиск поршнів - 0,51 МПа.

Після розгляду розподілу p_i по $A_{\phi n}$ в тангенціальному напрямку необхідно проаналізувати розподіл p_i в радіальному напрямку. Об'єктами дослідження є трициліндрові супорти з різним віддаленням притискових елементів від осі обертання диска [31]. Результати моделювання показані на рисунку 2.4.

Рисунок 2.4 – Результати моделювання розподілу p_i по робочій площі силових пристроїв для двох різних випадків: з однаковим (а) і різним (б) віддаленням від осі обертання диска

З рисунка 2.4, а видно, що в результаті дії тиску від притискних елементів і обертання диска на робочій поверхні утворюється кільце розподіленого p_i , що діє від трьох рівновіддалених притискних елементів. Дане кільце розташоване ближче до діаметра маточини диска, ніж до периферії. Площа цього кільця і буде забезпечувати M_T силового пристрою, величина якого буде залежати від p_i елементів.

З рисунка 2.4, б видно, що крім яскраво вираженого кільця двох притискних елементів, розташованих рівновіддалено від осі обертання, є ще пояс розподіленого p_i від притискного елемента, який встановлений далі від осі обертання. Таким чином, велика зона p_i визначатиме величину M_T . Відстань від осі до середнього діаметра прикладеного зусилля p_i буде більшою, ніж у випадку з рівновіддаленими притискними елементами.

2.3 Розподіл навантаження по довжині колодок

На відміну від силових пристроїв дисково-колодкового типу в барабанно-колодкових гальмівних пристроях дві колодки не є однаково навантаженими в процесі гальмування. У свою чергу колодки мають накладки, які розділені на настигаючий і збігаючий сегменти. Таким чином, колодки з накладками контактують з ободом барабана в декількох ідеалізованих точках. А параметр центру тиску для гальма барабанного-колодкового типу, по суті, не застосовується через відсутність єдиної площадки сегментів. Розглянемо динамічну модель в парі «гальмівна колодка - гальмівний барабан», представлену на малюнку 2.29. Важливим припущенням при розгляді динамічної моделі є розгляд колодки як єдиного тіла з накладкою.

Для складання системи рівнянь замінимо розподілене навантаження $q(0)$ на елементарні нормальні сили, що діють під кутом θ_i для самопритискної (P_{mi}) і самовідтискної (P_{oi}) колодок

Складемо систему рівнянь силового балансу для колодок для двох осей координат:

- для самопритискної колодки:

$$\begin{cases} \sum F_x = P_m \sin \theta_i - P_{mpni} \cos \theta_i + R_{on} \sin \beta - f_o R_{on} \cos \beta + f_n R_n \cos \gamma = m \ddot{x} \\ \sum F_y = -P_m \cos \theta_i - P_{mpni} \sin \theta_i + R_{on} \cos \beta - f_o P_{on} \sin \beta + P_n + f_n R_n \sin \gamma = 0 \end{cases} \quad (2.11)$$

- для самовіджимної колодки

$$\begin{cases} \sum F_x = P_{oi} \sin \theta_i + P_{mpoi} \cos \theta_i + R_{on} \sin \beta - f_o R_{on} \cos \beta + f_n R_n \cos \gamma = m \ddot{x} \\ \sum F_y = -P_{oi} \cos \theta_i - P_{mpoi} \sin \theta_i + R_{on} \cos \beta - f_o R_{on} \sin \beta + P_n - f_n R_n \sin \gamma = 0 \end{cases} \quad (2.12)$$

де R_{on} – реакція, що діє з боку опори на гальмівну колодку, Н;

P_{mpni}, P_{mpoi} – елементарні сили тертя, що діють в точках прикладання P_{ni} і

P_{oi} самопритискної і самовідтискної колодок, Н;

P_n – зусилля, що передається приводом гальмівного пристрою, Н;

f_o, f_n – коефіцієнти тертя в парі опори і колодки і в парі приводу і колодки відповідно;

β, γ – кути прикладання реакції опори і зусилля з боку приводу гальмівного пристрою, град.

а)

б)

Рисунок 2.5 – Динамічна модель у парі «гальмівна колодка – гальмівний барабан» для самопритискної (а) і самовідтискної (б) колодок

В результаті перетворень елементарні нормальні сили для колодок будуть визначатися з виразів:

- для самопритискної колодки:

$$P_{ni} = \frac{P_n \left(1 + f_n \sin \gamma - f_n \cos \gamma \frac{(\cos \beta - f_o \sin \beta)}{(\sin \beta + f_o \cos \beta)} \right) - m \ddot{x}}{\cos \Theta_i + f \sin \Theta_i - f \cos \Theta_i \frac{(\cos \beta - f_o \sin \beta)}{(\sin \beta + f_o \cos \beta)} + \sin \Theta_i \frac{(\cos \beta - f_o \sin \beta)}{(\sin \beta + f_o \cos \beta)}} \quad (2.13)$$

- для самовіджимної колодки:

$$P_{oi} = \frac{P_n \left(\frac{f_o \cos \beta + \sin \beta}{(\cos \beta + f_o \sin \beta)} - f_n \cos \gamma - f_n \sin \gamma \frac{(f_o \cos \beta - \sin \beta)}{(\cos \beta + f_o \sin \beta)} \right) - m \ddot{x}}{f \cos \Theta_i - \sin \Theta_i - f \cos \Theta_i \frac{(\cos \beta - f_o \sin \beta)}{(\sin \beta + f_o \cos \beta)} + \sin \Theta_i \frac{(\cos \beta - f_o \sin \beta)}{(\sin \beta + f_o \cos \beta)}} \quad (2.14)$$

Із залежностей (2.13)-(2.14) можна зробити висновок про те, що основними параметрами впливу будуть f_o , f_i і P_n . У дослідженні [32] за заданим алгоритмом проводився розрахунок P_{ni} і P_{oi} для $\Theta = 160^\circ$.

Розглянемо динамічну модель «гальмівна колодка - колесо» колодкового гальма рухомого складу, яке відрізняється від барабанно-колодкового типу тим, що колодки притискаються до поверхонь колеса (рисунок 2.6). Відмінність колодкового гальма від силового пристрою барабанно-колодкового типу полягає в тому, що обидві колодки є самопритискними. Результат розподілу зусиль по довжині колодок представлений на рисунку 2.7.

Рисунок 2.6

Рисунок 2.7

Динамічна модель у парі «гальмівна колодка - колесо» рухомого складу колодок колодкового гальма

Складемо систему рівнянь силового балансу для колодки для двох осей координат:

$$\begin{cases} \sum F_x = P_n - P_{ni} \cos \theta_i - P_{mpni} \sin \theta_i + R \sin \varphi = m \ddot{x}, \\ \sum F_y = k \cos \varphi + P_{ni} \sin \theta_i - P_{mpni} \cos \theta_i = 0, \end{cases} \quad (2.15)$$

де R – реакція, що діє з боку гальмівного приводу на колодку, Н.

Елементарна нормальна сила для самопритискної колодки буде визначатися з виразу:

$$P_{ni} = \frac{P_n - m_k \ddot{x}}{\cos \theta_i + f \sin \theta_i + (\sin \theta_i - f \cos \theta_i) \operatorname{tg} \varphi}. \quad (2.16)$$

Параметрами впливу будуть виступати лише P_n і f . Розглянемо розподіл зусиль для двох колодок з $\theta = 340^\circ$.

Зі схеми розподілу навантаження можна судити про розподіл навантаження в парі «гальмівна колодка - колесо». Виходячи з аналізу зон підвищеного тиску можна зробити висновок про те, що як межа між зонами 2 і 3, так і межа між зонами 4 і 5 є найбільш навантаженими частинами колодок. Важливо відзначити, що на краях колодки (зони 5 і 4) в результаті математичного моделювання отримані від'ємні значення за модулем контактного тиску, що свідчить про відсутність взаємодії.

Висновки до розділу 2.

1. Розроблено розрахункові схеми та математичні моделі динаміки для чотирьох типів гальмівних пристроїв: дисково-колодкових з передавальним механізмом і безпосереднього впливу, барабанно-колодкових автомобільних та

колодкових для рухомого складу. Отримано залежності для визначення нормальних зусиль і контактного тиску, що враховують поперечні та кутові переміщення притискних елементів.

2. Встановлено, що збільшення товщини гальмівної колодки та фрикційної накладки позитивно впливає на рівномірність розподілу контактного тиску по робочій поверхні. Зростання об'ємного модуля стиснення колодки призводить до нерівномірного розподілу контактного тиску, тоді як для накладки цей ефект менш виражений.

3. Сформульовано умови вибору оптимальної кількості притискних елементів для гальмівних пристроїв дисково-колодкового типу залежно від їх розташування відносно осі обертання диска. Встановлено, що застосування різного віддалення притискних елементів від осі обертання забезпечує більшу зону контактного тиску та збільшення гальмівного моменту порівняно з рівновіддаленим розташуванням.

4. Розроблено математичні моделі розподілу навантаження по довжині колодок для барабанно-колодкових гальм, що враховують різницю в навантаженні самопритискної і самовідтискної колодок. Визначено, що основними параметрами впливу є коефіцієнти тертя в опорах, зусилля приводу та кути прикладання реакції.

5. Для колодкових гальм рухомого складу встановлено, що зони підвищеного контактного тиску розташовуються на межах між сегментами накладок, а на краях колодок взаємодія відсутня внаслідок від'ємних значень контактного тиску за модулем.

6. Результати комп'ютерного моделювання методом кінцевих елементів підтвердили теоретичні залежності розподілу контактного тиску та показали вплив конструктивних параметрів на ефективність роботи гальмівних пристроїв різних типів.

РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Модель розподілу тиску всередині вентиляційного апарату диска

Для адекватного аналізу конструктивних і експлуатаційних параметрів вузла охолодження диска розглянуто процеси, що відбувалися всередині вентиляційного апарату. Вхідними критеріями для оцінки процесу тепловіддачі виступали тиск нагнітаного повітря у вентиляційний апарат ($p_{вх}$), швидкість повітряного потоку (i_1), кут атаки (α) і геометрія вузла.

Для розробки моделі розподілу тиску повітря всередині ребристого вузла охолодження ребро апарату представлено у вигляді тонкої пластини, розміщеної в повітряному потоці. На однаковій відстані відносно цієї пластини розташовані ще дві пластини, кути між якими позначені β_v і β_n (Рисунок 3.1).

Рисунок 3.1 – Схема ребристого вентиляційного апарату диска з радіальними каналами

Повітряний потік був спрямований відносно поверхні ребра апарату під α . Вентиляційний канал у вигляді тонкої пластинки розглядався в розрізі полярних координат $[r; \varphi]$. Гранічне значення радіуса вентиляційного апарату обмежувалося

значенням B диска. Кут ϕ для подальшого аналізу був розділений по секторах: $[0^\circ; 90^\circ]$ (рисунок 3.2, а); $[90^\circ; 180^\circ]$ (рисунок 3.2, б); $[180^\circ; 270^\circ]$; $[270^\circ; 360^\circ]$.

Основною вимогою, що пред'являлася до моделі, була ідентичність $\rho_{вх}$, а в і конструктивних параметрів вузла охолодження (B , $5p$).

Рисунок 3.2 – Розрахункові схеми моделі розподілу потоку всередині вузла охолодження з діапазоном: а - $[0^\circ; 90^\circ]$, б - $[90^\circ; 180^\circ]$

Аналогічно теорії аеродинамічного опору [32], тонка пластина, поміщена в потік повітря, чинила опір обтічному повітряному потоку. В результаті чого між суміжними каналами диска виникала сила, що прагнула повернути ребро на деякий кут. Вплив кута атаки на кути розподілу повітряного потоку в порожнині каналів оцінювався наступними залежностями:

– у нижньому вентиляційному каналі:

$$\beta_H = \frac{\chi+1}{4} \alpha_B \left(\sqrt{1 + \left[\frac{4}{(\chi+1)\alpha_B Re} \right]^2} - 1 \right), \quad (3.1)$$

– у верхньому вентиляційному каналі

$$\beta_V = \frac{\chi+1}{4} \alpha_B \left(1 + \sqrt{1 + \left[\frac{4}{(\chi+1)\alpha_B Re} \right]^2} \right), \quad (3.2)$$

де χ – показник ізоентропії; Re – число Рейнольдса.

Re було основним критерієм впливу в звуковому режимі протікання повітряного потоку. Для визначення різниці тисків у вентиляційному апараті диска використовувалася теорія аеродинамічного опору [32]. Для цього визначалися коефіцієнти тиску в суміжних каналах з урахуванням значень кутів розподілу повітряного потоку:

- у нижньому вентиляційному каналі

$$\bar{p}_H = \frac{\chi+1}{2} \alpha_B^2 \left(\sqrt{1 + \left[\frac{4}{(\chi+1)\alpha_B Re} \right]^2} - 1 \right), \quad (3.3)$$

- у верхньому вентиляційному каналі

$$\bar{p}_H = \frac{\chi+1}{2} \alpha_B^2 \left(1 + \sqrt{1 + \left[\frac{4}{(\chi+1)\alpha_B Re} \right]^2} \right), \quad (3.4)$$

Знаки «+» і «-» визначати зони надлишкового і розрідженого тиску всередині каналів. У верхньому каналі створювалася зона надлишкового тиску, тоді як під ребром апарату формувалася зона розрідженого повітря. Різниця коефіцієнтів тисків між суміжними каналами визначала аеродинамічний опір ребра апарату.

Для перевірки математичної моделі в програмному продукті ANSYS Fluent створено двивимірну модель сегмента вузла складження з радіальними і криволінійними каналами відповідно до вихідних даних, наведених у роботі [33].

У порожнині полігональної сітки згенеровано тиск, рівний атмосферному 325 Па, і температуру зовнішнього середовища, рівну 300 К. Підведення повітряного потоку задавалося з кутом подачі ($\alpha_B = 5^\circ$) і швидкістю $u_1 = 40$ м/с. Точки подачі повітряного потоку були розміщені в центрі вхідних каналів. Для оцінки аеродинамічного опору ребер апарату повітряного потоку модель була динамічною, тобто відносно геометричної осі обертання сегмента вузла

охолодження здійснювала обертання з частотою обертання 800 об/хв. Результати моделювання представлені на рисунку 3.3.

Рисунок 3.3 – Моделі розподілу тиску у вентиляційному апараті з радіальними (а, б) і криivolінійними каналами (в, г) гальмірних дисків у різних секторах: а, в - $[0^\circ; 90^\circ]$; б - $[90^\circ; 180^\circ]$

Отримані значення перепаду тиску в двох секторах при CFD-моделюванні змінювалися від -1,24 до 0,855 МПа. Для початку була проаналізована модель обробленого апарату з двома суміжними радіальними каналами в секторі, обмеженому кутами $[0^\circ; 90^\circ]$ (рисунок 3.3, а). На вході у верхній канал спостерігалася область підвищеного тиску, яка починала розсіюватися ближче до периметра зовнішнього диска. У нижньому каналі утворювалася зона розрідження, в результаті між суміжними каналами утворювалася допоміжна сила M_T .

При зміні сектора відбувалася інверсія тиску всередині суміжних вентиляційних каналів (рисунок 3.3, б). У нижньому каналі утворювалася зона

надлишкового тиску, тоді як у верхньому була зона розрідження. Інверсія тиску всередині орбренного апарату диска впливала на вектор P_a . Вона була спрямована проти напрямку дії M_T , тобто ставала силою опору. У статті [34] представлено рішення зворотної задачі розподілу тиску в довгому каналі, згідно з отриманою CFD-моделлю вплив a на тиск всередині каналу можна порівняти з отриманими результатами в апараті з радіальними каналами.

Аналогічно апарату з радіальними каналами була побудована тривимірна модель вентиляваного диска з криволінійними каналами. У CFD-моделі розглядалося положення каналів у двох секторах для правого диска (рисунок 3.3, в, г). Перепад тиску в двох секторах змінювався від -1,12 до 0,622 МПа.

На результатах комп'ютерного моделювання видно, що при знаходженні каналів в секторі $[0^\circ; 90^\circ]$ (рисунок 3.3, в) p_v було надлишковим, але в напрямку периферії диска поступово знижувалося. У нижньому каналі спостерігалось розрідження по всій геометрії. На початку нижнього каналу формувалася зона підвищеного розрідження. У секторі $[90^\circ; 180^\circ]$, як і в розрахунковій моделі, відбувалася інверсія p під впливом положення ребра суміжних каналів залежно від джерела потоку повітря (рисунок 3.3, г).

3.2 Методика проведення експериментальних досліджень

Мета експериментальних досліджень полягала у формулюванні способів і методів підвищення ефективності та стабільності проєктованих і існуючих фрикційних вузлів різних типів.

Для досягнення мети експериментальних випробувань були сформульовані завдання що проводяться випробувань.

- вибір об'єктів серед гальмівних пристроїв транспортних засобів;
- формування бази моделей і стендів для проведення лабораторних випробувань;
- розробка методики проведення стендових випробувань;
- оцінка і обробка результатів проведених досліджень.

Для розробки методології забезпечення стабільності, ефективності та енергоємності гальмівних пристроїв різного типу необхідно було провести експериментальні дослідження для апробації аналітичних розрахунків і порівняння різних типів пристроїв і вузлів охолодження. Зокрема, сформульовано перелік експериментальних випробувань гальмівних пристроїв із виділенням діапазонів вимірюваних факторів впливу на результат дослідження (таблиця 3.1). Для однофакторних експериментів вплив основного параметра зрозумілий на виході дослідження, але для двофакторного експерименту було проведено ранжування параметрів впливу.

Ранжування полягло у встановленні першорядної значущості одного фактора щодо іншого. Для ранжування факторів застосовується метод випадкового балансу.

Таблиця 3.1 – Постановка завдань експериментальних випробувань гальмівних типів

Назва досліджень	Параметр виходу	Фактори впливу	Діапазон зміни факторів впливу, умови випробувань
1 Визначення t_m на робочій поверхні обода барабана	t_m , град. С	Час нагрівання і охолодження (τ)	Час нагрівання робочої поверхні гальмівного барабана змінювався від 2 до 4 с, а час охолодження від 5 до 8 с при однаковій кількості циклів нагрівання ($n = 10$)
2 Розподіл температурного поля по товщині гальмівного диска	$t_{ва}$, град. С	Товщина гальмівного напівдиска, режим охолодження	Товщина досліджуваних гальмівних напівдисків 9 і 13 мм, при вимушеному і примусовому режимах охолодження
3 Розподіл навантаження по площі накладки гальмівних пристроїв	l , м	Розташування засверлювань на тілі накладок	На фрикційних накладках виконувалися засверлювання (1 – 12)

<p>4</p> <p>Розподіл навантаження по площі накладки гальмівних пристроїв барабанно-колодкового типу</p>	<p>$l, \text{ м}$</p>	<p>Розташування засверлувачів на тілі накладок</p>	<p>На накладках виконувалися засверловки (1 – 8) по 4 засверловки на самецької і самітської колодках</p>
<p>5</p> <p>Визначення впливу поперечних переміщень колодок на стабільність і коливаний M_T гальмівних пристроїв різних типів у процесі гальмування</p>	<p>$M_T, \text{ Нм}$ $K_{ст}$ $K_{кстм}$</p>	<p>Час гальмування (τ_m) перепад глибин по засверловкам в накладках гальмівних пристроїв різних типів</p>	<p>Процес безперервного гальмування – 20 с; перепад глибин по засверлюванню рівномірно зношених накладок гальмівно-колодкового типу не більше 0,5 мм, а для нерівномірно зношених до 3,2 мм; перепад глибин по засверлюванню рівномірно зношених накладок гальмівно-колодкового типу не більше 0 мм, а для нерівномірно зношених до 3,5 мм</p>
<p>6</p> <p>Визначення впливу кутових переміщень колодок на стабільність і коливаний M_T гальмівних пристроїв дисково-колодкового типу в процесі гальмування</p>	<p>$M_T, \text{ Нм}$ $K_{ст}$ $K_{кстм}$</p>	<p>Час гальмування (τ_m); зазори між корпусом супорта і колодкою силового пристрою; частота обертання диска</p>	<p>Процес безперервного гальмування – 20 с; зазори між тілом супорта і всаджуваними колодками 1,2 і 2 мм; частота обертання диска 1500 і 2500 об/хв</p>
<p>7</p> <p>Вплив кількості притискних елементів дисково-колодкових гальм (з серійними колодками) на реалізований M_T</p>	<p>$M_T, \text{ Нм}$ $K_{ст}$ $K_{кстм}$</p>	<p>Кількість притискаючих елементів гальмівного пристрою (i); час гальмування (τ_m)</p>	<p>Вимірювання проводилися з різними i (1; 6) та діаметрами притискних елементів із серійними колодками.</p>

<p>8</p> <p>Вплив кількості притискних елементів силових пристроїв дисково-колодкового типу (з сегментарними колодками) на результуючий M_T</p>	<p>$M_T, \text{Нм}$ $K_{ст}$ $K_{кттм}$</p>	<p>Кількість притискаючих елементів гальмівного пристрою дисково-колодочного типу (i); час гальмування (τ_m)</p>	<p>Вимірювання проводилися з різними i (1; 6) і діаметрами притискних елементів і сегментними колодками.</p>
<p>9</p> <p>Вплив кількості притискних елементів силових пристроїв барабанно-колодкового типу (з сегментарними колодками) на результуючий M_T</p>	<p>$M_T, \text{Нм}$ $K_{ст}$ $K_{кттм}$</p>	<p>Кількість притискаючих елементів силового пристрою барабанно-колодочного типу (i); час гальмування (τ_m)</p>	<p>Вимірювання проводилися з різними i (1; 6) і діаметрами притискних елементів і сегментними колодками.</p>
<p>10</p> <p>Вплив геометрії апарату на $C_{сп}$ повітряного потоку по поверхні</p>	<p>$C_{сп}$</p>	<p>Структура вентиляційного апарату</p>	<p>Вузли охолодження: з радіальними і криволінійними каналами, з призматичними, циліндричними сегментами і сегментами «лапка кенгуру»</p>
<p>11</p> <p>Вплив зміни температури по товщині дисків при різних режимах охолодження</p>	<p>ϑ на поверхні вузла охолодження диска, °С</p>	<p>Температура на робочих поверхнях диска (t_{pn}); час охолодження (τ_0)</p>	<p>t_{pn} (300; 145) °С; τ_n (0; 3) с; τ_0 (0; 6) с; вимірювання проводилися для дисків з товщиною напівдисків 9 і 13 мм при вимушеному і примусовому режимах охолодження</p>

Висновки до розділу 3

1. Розроблено математичну модель розподілу тиску всередині оребренного вентиляційного апарату диска. Встановлено, що кут атаки визначає формування зон надлишкового та розрідженого тиску між суміжними каналами, що впливає на аеродинамічний опір ребер апарату.

2. CFD-моделювання в програмному продукті ANSYS Fluent підтвердило адекватність математичної моделі. Для апарату з радіальними каналами перепад тиску змінювався від -1,24 до 0,855 МПа, для криволінійних каналів - від -1,12 до 0,622 МПа. Виявлено ефект інверсії тиску всередині суміжних каналів при зміні сектора розташування від $[0^\circ; 90^\circ]$ до $[90^\circ; 180^\circ]$, що призводить до зміни напрямку аеродинамічної сили.

3. Встановлено, що в секторі $[0^\circ; 90^\circ]$ у верхньому каналі формується зона надлишкового тиску, а в нижньому – зона розрідження, що створює додаткову силу гальмівного моменту. При переході в сектор $[90^\circ; 180^\circ]$ відбувається інверсія тиску, внаслідок чого аеродинамічна сила стає силою опору, спрямованою проти дії гальмівного моменту.

4. Розроблено комплексну програму експериментальних досліджень, що включає 15 серій випробувань гальмівних пристроїв різних типів. Експериментування охоплюють визначення температурних полів, розподілу навантаження по площі накладок, впливу переміщень колодок на стабільність гальмівного моменту, вплив кількості притискних елементів та параметрів вузлів охолодження на ефективність тепловіддачі.

5. Для двофакторних експериментів запропоновано застосування методу випадкового балансу для ранжування факторів впливу та встановлення першорядної значущості параметрів. Визначено діапазони зміни факторів впливу для кожної серії випробувань, що забезпечує комплексну оцінку експлуатаційних характеристик гальмівних пристроїв.

РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТІВ

4.1 Опис об'єктів та лабораторної бази досліджень

Стенові випробування, що проводилися в рамках роботи, поділялися на два напрямки: перший напрямок був пов'язаний з дослідженням параметрів ефективності та стабільності фрикційних вузлів гальмівного пристрою, а другий визначав оцінку ефективності вузла охолодження.

Для першого напрямку досліджень були розроблені дослідні стенди для визначення експлуатаційних параметрів силових пристроїв барабанного та дисково-колодкового типів (рисунки 4.1 і 4.2).

Рисунок 4.1. Стенд оцінки параметрів стабільності, ефективності та енергосмності силових пристроїв барабанно-колодкового типу: а - загальний вигляд стенду; б - схема стенду. 1 - рама; 2 - гальмівний пристрій; 3 - задня вісь автомобіля; 4, 6 - карданні передачі; 5 - коробка передач, вивішена на опорах; 7 - електропривод; 8 - енергокумулятор з пневмокамерою; 9 - пульт управління; 10 - тензOMETричний датчик; 11 - важіль; 12 - компресор

Обертання випробовуваного барабана здійснювалося за допомогою електродвигуна через коробку змінних передач і редуктор заднього моста серійного автомобіля. Гальмування здійснювалося за допомогою штатної пневматичної гальмівної системи автомобіля.

Рисунок 4.2 – Стенд оцінки параметрів стабільності, ефективності та енергоємності силових пристроїв дисково-колодкового типу: а - загальний вигляд стенду; б - схема стенду: 1 - рама; 2 - диск; 3 - фланець; 4, 6 - карданні передачі; 5 - коробка передач, вивішена на опорах; 7 - електродвигун; 8 - притискний механізм; 9 - пульт управління; 10 - тензOMETричний датчик; 11 - важіль; 12 - пневмокамера; 13 - компресор

Принцип роботи стенду для дослідження експлуатаційних властивостей дисково-колодкових гальм практично не відрізнявся від дослідницького стенду для випробувань барабанних колодкових гальм. Його особливістю було використання штатного гальмівного пристрою передньої осі вантажного автомобіля.

Для реалізації другого напрямку досліджень був створений стенд для оцінки ефективності вузлів охолодження гальмівних дисків (рисунки 4.3-4.5).

Рисунок 4.3 – Розібраний стенд для дослідження ефективності вузла охолодження: 1 - каркас; 2 - електродвигун; 3 - супорт; 4 - трубки підведення повітряного потоку в апарат; 5 - досліджуваний диск; 6 - трубки виведення повітряного потоку з вузла охолодження; 7 - герметична камера; 8 - датчик тиску; 9 - пневмоострів; 10 - система збору даних

Рисунок 4.4 – Стенд (вид зліва): 1 - компресор; 2 - перехідник; 3 - датчик положення диска

Рисунок 4.5—Стенд (головний вигляд): 1 - рама стенду; 2 - набірна камера; 3 - система управління подачею повітряного потоку; 4 - пневмоострів

Електропривід диска складався з електродвигуна, закріпленого на стаціонарному каркасі, і маточини, на яку кріпився випробовуваний диск з різною геометрією вузла охолодження.

Герметична камера кріпилася на стаціонарний каркас і складалася з набірних кілець. Щоб уникнути похибки тиску всередині герметичної камери та забезпечити заміну дисків, камера закривалася оргсклом. Важливою умовою була зміна набірних кілець для дослідження дисків різних геометричних розмірів. Всередині герметичної камери були розташовані мідні трубки для подачі повітря безпосередньо в апарат.

Трубки з'єднано із зовнішнім середовищем. Вони необхідні для забезпечення розподіленої подачі повітряних мас у всі сектори апарату. Розподілена подача має перевагу перед моноподачею повітря в тому, що виключає рух повітряних мас в порожнині маточини диска. Навпроти кожної трубки подачі повітря в стінці герметичної камери є вихідний отвір, що забезпечує циркуляцію повітря через апарат як в стаціонарному, так і в обертальному русі диска. До вихідної трубки приєднувалася камера, зібрана з оргстекла, в яку монтувався датчик тиску повітря. Епок підготовки повітря складався з компресора з ресивером, нагнітаючої магістралі, пневмоострова, розподільних магістралей і перехідників. Компресор

створював тиск у нагнітальній магістралі, що досягав значень 8 атм. Пневмоострів був необхідний для ввімкнення та вимкнення подачі повітря в одній або декількох нагнітальних магістралях. У пневмоострові знаходилося 10 пневмоклапанів, які були встановлені паралельно один одному.

Управління пневмоклапанами здійснювалося за допомогою електричного сигналу, що подавався контролером. При відкритті пневмоклапана повітря з нагнітальної магістралі подавалося у вихідну розподільну магістраль. Розподільні магістралі подавали повітря до 10 трубок, вмонтованих в оргскло. Конструкція пневмоострова базувалася на циліндричному золотнику, що дало можливість надійно перекривати подачу повітря в необхідну магістраль системи подачі повітря. Вибір на користь пневмоострова полягав у його можливості здійснювати до 4 зон різного тиску.

Для вимірювання величин поперечних і кутових переміщень колодок пристроїв різних типів використовувався віброметр КАМЕРТОН-Д (рисунок 4.6). Чотири вібродатчики кріпилися на площині супорта гальмівного пристрою (рисунок 4.7) або безпосередньо на колодках. Вимірювання МТ виконувалися за допомогою тензOMETричного датчика (рисунок 4.8). За допомогою параметрів довжини гачеля і зусилля обчислювався реактивний момент, що виникає в процесі гальмування. Для розрахунку МТ величина реактивного моменту множилася на передавальні числа передачі КПП, головної передачі і колісного редуктора.

Рисунок 4.6 –
Віброметр КАМЕРТОН-Д

Рисунок 4.7 –
Вібродатчики, закріплені на площині супорта

Датчик надлишкового тиску встановлювався в порожнину з вихідною трубкою з апарату. Тензорезисторний тип датчика забезпечував взаємодію з контролером управління. Принцип роботи датчика тиску показаний на рисунку 4.8.

Рисунок 4.8 – Тензометричний датчик для визначення розвинутого гальмівного моменту

Крім обладнання, що монтується на стенд, при проведенні досліджень використовувався пристрій для реєстрації температур. Основною вимогою до пристрою для реєстрації температур є динамічність зміни температури в реальному часі, цій вимозі задовольняв тепловізор.

4.2 Експериментальні дослідження ефективності гальмівних пристроїв

Для апробації методу визначення положення центру тиску в системі «притискний елемент - гальмізна колодка - гальмізний диск» був обраний метод засверлювань, отвори циліндричного діаметра обташувалися по площі накладки згідно зі схемою (рисунок 4.9, а). Досліджуваний пристрій дисково-колодкового типу легкового автомобіля складався з однопоршневого супорта з плаваючою скобою. Для зіставлення математичної моделі положення центру тиску і стендових випробувань був проведений розрахунок притискного механізму відносно осі симетрії колодки. Положення центру тиску розрахованого гальмівного пристрою представлено радіусом $r_y = 0,11$ м і відхиленням від осі симетрії колодки $L/2 - LA = 0,0087$.

а)

б)

Рисунок 4.9 – Схема засверлювання отворів для визначення лінійного зносу накладки силового пристрою (а), загальний вигляд колодок легкового та вантажного автомобілів (б)

Для порівняння параметрів були визначені зони зносу по площі накладки. При експериментальних дослідженнях проведено 96 вимірів і три паралельних досліди.

Згідно з отриманими результатами, лінійний знос виявився нерівномірним по площі. Це свідчило про те, що збіжна частина накладок (засверлювання 1, 2, 5, 6) найбільш навантажена, тоді як набіжна частина (засверлювання 3, 4, 7, 8) використовувала свій потенціал не до кінця.

В результаті полегшення центру тиску було зміщене відносно середини колодки в бік збіжної частини, що відповідало представленим розрахункам положення центру тиску математичної моделі. Зона підвищеного зносу накладки збіжної частини (засверлювання 1, 2, 5, 6) більше зони зносу набігаючої частини (засверлювання 3, 4, 7, 8) на 34 % по довжині. Крім зміщення положення центру тиску в тангенціальному напрямку накладки, положення в радіальному напрямку було зміщене до центру диска. В результаті нижня частина накладки (1, 2, 3, 5, 6, 7) сприймала на себе всі взаємодіючі майданчики при гальмуванні. Тоді як верхня зона накладки (9, 10, 11) не використовувалася повноцінно при взаємодії контактуючих майданчиків робочих поверхонь. Отримані значення розрахункового положення центру тиску відповідали зоні максимального зносу накладки.

Результати дослідження лінійного зносу серійного силового пристрою дисково-колодкового типу вантажного автомобіля представлені на рисунку 4.10. Найбільші значення лінійного зносу досягалися в збіжній частині накладки в нижній зоні. Зсув положення центру тиску в бік збіжної частини свідчить про неповний потенціал товщини фрикційної накладки. Перепад товщини по площі накладки після проведених експериментальних досліджень можна оцінити в середньому в 28%.

Рисунок 4.10 – Результати дослідження лінійного зносу накладки серійного дисково-колодкового гальма вантажного автомобіля від номера засверлювання

При зовнішньому діаметрі диска, що дорівнює 430 мм, положення центру тиску в радіальному напрямку, як і у випадку з гальмом легкового автомобіля, знаходилося в нижній половині робочої поверхні диска, вимірюваної діапазоном $r_y = [0,155; 0,182]$. Розрахунок параметрів положення центру тиску притискного механізму гальмівного пристрою вантажного автомобіля показав, що радіус становить 0,168 м, тоді як $(L/2 - LA)$ колодки становило 0,00123 м, що близько розташоване до осі симетрії колодки. Це можна пояснити меншою частотою обертання диска, порівняно з гальмівним пристроєм легкового автомобіля.

Отримані значення лінійного зносу використовувалися для оцінки розподілених зусиль по площі накладки і розробки рекомендацій щодо заміни приводу гальмівного пристрою. Для перевірки розрахункової моделі розподілу зусиль по довжинах колодок був використаний метод вимірювання лінійного зносу в накладках барабанного гальма. На кожній колодці по всій довжині було зроблено чотири засверлювання в набігаючій і збігаючій частинах згідно зі схемою, представленою на рисунку 4.11. В ході експерименту колодки з'єднувалися між собою гнучким зв'язком згідно з компонованням Dao-Servo.

а) б)

Рисунок 4.11 – Схема засверлювання отворів для визначення лінійного зносу накладки силового пристрою барабанно-колодкового типу (а) і загальний вигляд (б)

Результати експериментальних досліджень лінійного зносу накладок силового пристрою барабанно-колодкового типу представлені на рисунку 4.12.

В результаті проведених випробувань найбільшому лінійному зносу піддалися передній край набігаючої частини (засверлювання 1), задній край збігаючої частини (засверлювання 4) самопритискної колодки, центральна частина самовідтискної колодки (засверлювання 6). Отримані результати лінійного зносу корелювали з епюрами розподілу нормальних зусиль по довжинах самопритискної і самовідтискної колодок (рисунок 4.12).

а) б)

Рисунок 4.12 – Результати дослідження лінійного зносу накладки серійного барабанного гальма автомобіля від номера засверлювання: для самопритискної (а) і самовідтискної (б) колодок

4.3 Порівняльні стендові випробування параметрів вентиляційного апарату різних типів

Згідно з розробленим методом розробки салових пристроїв дисково-колодкового типу в якості критеріїв вибору структури вентиляційного апарату гальмівного диска виступав $C_{сп}$. Для вибору структури вузла охолодження визначено діапазони $C_{сп}$ залежно від $r_{х}$.

Дане експериментальне дослідження являлося однофакторним, тому що варіювався тільки один зміщуваний параметр (тиск повітряного потоку). Крім вимірювання падіння тиску по довжині апарату необхідно враховувати вплив його геометрії на $C_{сп}$. Якщо в орбренном апараті повітряний потік обмежувався поверхнями, то в сегментарному були отвори для зміни напрямку повітряного потоку. Для мінімізації процесу вірат повітряного потоку в отворах подаваний повітряний потік був ізольований повітронепроникною речовиною (силіконом). Для подачі повітря вибиралися два суміжні вентиляційні канали або ряд сегментів, що утворюють два вентиляційні канали зі змінним перетином. Решта ізолювалася від попадання повітряного потоку. Основною вимогою для ізоляції сектора

сегментарного апарату є однаковість вхідних і вихідних отворів вентиляційного апарату. Надалі за залежністю проводився розрахунок $C_{сп}$ в порожнині вентиляційного каналу.

У реальності зміна лінії відгуку в залежності від $p_{вх}$ невідома. Знаючи значення вхідного і вихідного тиску з вентиляційного апарату і використовуючи формулу Сен-Венана - Ванцеля [35], визначали коефіцієнт тертя повітряного потоку.

Рівняння апроксимації для коефіцієнтів тертя повітряного потоку в порожнинах вентиляційних апаратів мають таку форму:

- з радіальними каналами

$$e_{сп} = 0,00089p_e^2 + 0,01 p_e + 0,000538; \quad (4.1)$$

з криволінійними каналами

$$C_{сп} = 0,0108 p_{в} + 0,011 p_{в} + 0,00373; \quad (4.2)$$

- з призматичними сегментами

$$e_{сп} = 0,0134P_{в} + 0,0146P_{в} - 0,0046; \quad (4.3)$$

- з циліндричними сегментами

$$C_{сп} = 0,0153p_{в} + 0,0178P_{в} - 0,00586; \quad (4.4)$$

- з сегментами «лапа кенгуру»

$$C_{сп} = 0,039p_{в} + 0,014P_{в} - 0,0094. \quad (4.5)$$

На рисунку 4.13 проілюстровано всі експериментальні залежності $C_{сп}$ повітряного потоку в порожнинах апаратів з різною геометрією ребер і сегментів.

До значення 0,248 МПа спостерігалось бурхливе зниження $C_{сп}$ у вентиляційних апаратах ребреного і сегментарного типів. Після проходження даної зони зниження $C_{сп}$ сповільнилося. Для диференціації залежно від структури

вентиляційного апарату була обрана зона менш інтенсивного зростання коефіцієнтів тертя, яку можна назвати зоною стабілізації.

Проведені експериментальні випробування вентиляційного диска з радіальними каналами збіглися з дослідженням [36], проведеним щодо оцінки значень $C_{ст}$ всередині вентиляційного гальмівного диска.

Для структурно-параметричного синтезу, на якому базувався створений метод розробки гальмівних пристроїв, визначено діапазони гальмівних елементів.

Для визначення $0t$ в якості об'єктів дослідження були обрані диски з різною товщиною. Проводилися вимірювання температур однієї з робочих поверхонь диска ($t_{рп}$) і температур неробочої поверхні (вентиляційного апарату) ($t_{Ва}$) в нестационарних умовах. Для визначення температур робочих поверхонь застосовувався тепловізор, а для вимірювання $t_{еа}$ застосовувалася термопара, зафіксована на зворотному боці апарату диска. Відмінністю від попереднього експериментального дослідження була багатифакторність: нестационарність вимірювань і температура на робочих поверхнях дисків з різною товщиною. На рисунку 4.13 наведено результати дослідження температурних перепадів по товщині диска в примусовому режимі охолодження. При примусовому режимі всі параметри і фактори впливу будуть ідентичні примусовому охолодженню, крім тиску повітря у вентиляційному апараті ($p_{вх} = 0,2$ МПа).

Рисунок 4.13 – Вплив вхідного тиску повітряного потоку на коефіцієнти тертя в порожнинах вентиляційного апарату з різною геометрією

Для повноцінної оцінки було проведено дослідження, пов'язане з впливом a в потоку зовнішнього середовища p (рисунок 4.14). Як і в попередньому випробуванні, $p_{вх}$ регулювалося за допомогою пневмоострова, а $a_{в}$ встановлювалося вручну за допомогою транспортира у напрямку до вхідного отвору. Фіксація положення здійснювалася за допомогою критичних елементів до оргскла. Для контролю впливу a в використовувалися всі 10 каналів додаци повітряного потоку.

Для наочності впливу двох факторів на зниження $tr_{п}$ провели обробку результатів експерименту для кожного типу апарату:

у формі радіальних каналів

$$tr_{п} = 256,3 - 13,9p_{вх} - 0,25a_{в} - 0,6a_{в}^2; \quad (4.6)$$

у формі криволінійних каналів

$$tr_{п} = 243,19 - 20,2p_{вх} - 0,34a_{в} - 0,7a_{в}p_{вх}; \quad (4.7)$$

у вигляді призматичних сегментів

$$tr_{п} = 228,9 - 7p_{вх} - 0,38a_{в} - 1,9a_{в}p_{вх}; \quad (4.8)$$

у вигляді сегментів «лапка кенгуру»

$$tr_{п} = 211,83 - 26,3p_{вх} - 0,19a_{в} - 0,9a_{в}p_{вх}; \quad (4.9)$$

Аналіз показав, що апарат з криволінійними каналами більш інтенсивно відводить тепло в зовнішнє середовище, ніж вузол охолодження з радіальними каналами.

Аналіз показав, що апарат з криволінійними каналами інтенсивніше відводить тепло в зовнішнє середовище, ніж вузол охолодження з радіальними каналами.

При аналізі сегментарних апаратів напрацьовувався висновок про схожу інтенсивність втрати $tr_{п}$ для дисків з призматичними сегментами і сегментами «лапка кенгуру». Зі збільшенням $p_{вх}$ в апараті на 0,7 МПа $tr_{п}$ знизилася в середньому на 32,4 %; зі збільшенням K в 5 разів $tr_{п}$ знизилася в середньому на 13,2 %; зі збільшенням a повітряного потоку на 15 град. $tr_{п}$ була знижена в середньому на 20,4 %.

Рисунок 4.14 – Результати стендових випробувань трп від аз і рвх в апаратах з різною геометрією ребер гальмівних дисків: а - з радіальними каналами; б - з криволінійними каналами; в - з призмагичними сегментами; г - з сегментами фірми «лапка кенгуру»

4.4 Порівняльні натурні випробування параметрів гальмівних пристроїв різних типів

Для натурних випробувань диски з різною геометрією вузлів охолодження встановлювалися на автомобіль Subaru Impreza. Подача стисненого повітря здійснювалася від компресора, що працював від напруги бортової мережі транспортного засобу. Через планги стиснене повітря від компресора доставлялося до отворів апарату. Чотири канали для подачі охолоджуючого повітряного потоку були вмонтовані в гальмівний щит автомобіля (рисунок 4.15, а) Розташування каналів подачі повітря в порожнину апарату залежало від

розташування супорта пристрою (рисунок 4.15, б). Супорт гальмівного пристрою був трипоршневим з фіксованою скобою.

Для контролю μ_{pm} диска в гальмівний щит пристрою вбудовувалися інфрачервоні датчики температури з USB-входом. Датчики через подовжувачі підключалися до EOM. На EOM був встановлений програмний продукт PIC18F2550 USB HID Oscilloscope Dk1r1. Дана програма дозволяє будувати криві зміни будь-якого параметра в реальному часі при табуванні вихідного сигналу з вимірюваним параметром. Для оцінки роботи АБС до ЕБУ автомобіля був підключений через адаптер до EOM.

а)

б)

Рисунок 4.15 – Гальмівний пристрій ралійного автомобіля з системою примусового режиму охолодження: а - поворотний кулак з каналами подачі повітря, б - вузол охолодження, встановлений на автомобілі

Після налаштування програмного продукту і датчиків вимірювання, встановлених на гальмівному пристрої, приступили до випробувань. Для експериментів гальмівні диски були припрацьовані до стану однорідності товщини дисків. У зв'язку з тим, що АБС може видавати різну кількість сигналів з різною гравілістю, прив'язка здійснювалася до єдиних параметрів у вигляді дистанції і початкової швидкості гальмування автомобіля до повної зупинки. В якості полігону була обрана рівна ділячка ґрунтової дороги протяжністю 1460 м.

Методика проведення випробувань полягала в наступному: автомобіль розвивав встановлену швидкість до 120 ± 5 км/год. При виконанні гальмування в режимі вимушеного охолодження педаль гальмівної системи була витиснута до

упору і спрацьовувала АБС до повної зупинки транспортного засобу. Примусовий режим охолодження відрізнявся від вимушеного тим, що перед початком процесу гальмування вмикався привід компресора, після чого починався режим гальмування до повної зупинки.

Датчики, встановлені на гальмівному щиті пристрою, видавали сигнал з частотою 0,75 с. Датчики були розташовані по різних сторонах супорта гальмівного пристрою. Перший датчик видавав значення температури після контактування взаємодіючих майданчиків (Т), тоді як другий датчик показував T_t після часткового теплообміну із зовнішнім середовищем і теплопередачею по товщині і площі робочих поверхонь диска. Для кожного типу апарату диска і режиму охолодження проводилося по п'ять паралельних дослідів.

В якості параметрів ефективності гальмівних пристроїв проводилися вимірювання лінійного зносу накладок гальмівних пристроїв з однопоршневими і шестипоршневими супортами. В рамках тренувальних заїздів використовувалися машини Subaru Impreza з різними притискними механізмами гальм дисково-колодкового типу (рисунк 4.16). В рамках натурних випробувань проводилися вимірювання лінійного зносу накладок лівої і правої гальмівних колодок.

а)

б)

Рисунок 4.16 – Гальмівні пристрої автомобілів з однопоршневими (а) і шестипоршневими (б) супортами

Вимірювання лінійного зносу для лівої і правої колодок проводилися за допомогою штангенциркуля за схемою, наведеною на рисунку 4.17, а, б. Згідно зі схемою точки вимірів знаходилися на глибині 5 мм від краю і прорізу накладки.

Для адекватного зіставлення отриманих результатів експерименту використовувалися однакові за товщиною основи колодки і накладки. На рисунку 4.17, а, б представлені результати вимірів лінійного зносу для лівих і правих колодок в залежності від точок вимірів.

а)

б)

Рисунок 4.17 – Результати вимірювання лінійного зносу для лівої (а) і правої (б) колодок: 1л, 2л, 3л, 4л, 5л, 6л, 7л, 8л - величини лінійного зносу для 1-го супорта лівої накладки; 1'л, 2'л, 3'л, 4'л, 5'л, 6'л, 7'л, 8'л - величини лінійного зносу для 6-го супорта лівої накладки; 1п, 2п, 3п, 4п, 5п, 6п, 7п, 8п - величини лінійного зносу для 1-го супорта правої накладки; 1'п, 2'п, 3'п, 4'п, 5'п, 6'п, 7'п, 8'п - величини лінійного зносу для 6-го супорта правої накладки

Згідно з результатами проведених досліджень різниця між лінійним зносом по внутрішньому кільцю вимірів накладки лівої колодки склала в середньому 1 мм. Тоді як для зовнішнього кільця вимірів зміна лінійного зносу в середньому склала 0,6 мм. Найбільша зміна між зовнішнім і внутрішнім кільцями вимірів припадала на центр накладки і склала 1,6 мм.

Це пояснюється тим, що центр положення тиску припадав на центр накладки в тангенціальному плані і був зміщений ближче до нижньої частини робочої поверхні диска. У правій колодці зміни лінійного зносу по внутрішньому і зовнішньому кільцях вимірів в середньому склали 1,1 мм. Зміна лінійного зносу між зовнішнім і внутрішнім кільцями накладки дорівнює 1,3 мм.

При аналізі лінійного зносу накладок гальмівного пристрою з шестипоршневим супортом зміна зносу по внутрішньому поясу лівої колодки в середньому склала 0,2 мм. Зміна зносу по зовнішньому поясу склала 0,3 мм. Для правої колодки зміна лінійного зносу по внутрішньому радіусу вимірів склала 0,1 мм, а для зовнішнього радіусу перепад лінійного зносу дорівнює 0,2 мм. Зміни зносу між зовнішнім і внутрішнім кільцями засверлувань склали для лівої колодки 0,5 мм, тоді як для правої – 0,7 мм.

Застосування шестипоршневого супорта для гальмівного пристрою дозволило вирівняти знос по площі фрикційної накладки. Це можна пояснити рівномірним розподілом контактної тиску в парі тертя гальма і зміщенням положення центру тиску в радіальному напрямку в бік периферії гальмівного диска. Використання при експлуатації серійного гальмівного диска шестипоршневого супорта дозволило знизити зміну лінійного зносу фрикційної накладки в радіальному напрямку на 58,6 %, і в тангенціальному напрямку на 68,4 %. Параметр зносу є наслідковим експлуатаційним параметром гальмівного пристрою, що показує зміну гальмівного моменту по площі чакладки.

Крім дослідження впливу конструкції притискного механізму на величину лінійного зносу були проведені випробування впливу теплового навантаження на лінійний знос пар тертя. Для цього порівнювалися зміни лінійного зносу при різних режимах охолодження: вимушеному і примусовому. Для реалізації примусового охолодження використовувалися шланги для подачі стисненого повітря в зазор між ШРУС колеса і гальмівним диском (рисунком 4.17). В якості притискного механізму використовувався шестипоршневий супорт.

Вимірювання лінійного зносу проводиться по радіусу вушок колодок. На рисунку 4.18 представлені зміни лінійного зносу лівої і правої колодок при різних режимах охолодження.

Середні значення лінійного зносу для лівої і правої колодок становили: при вимушеному охолодженні лівої колодки - 4,2 мм; при вимушеному охолодженні правої колодки - 4,5 мм; при примусовому охолодженні лівої колодки - 2,4 мм; при вимушеному охолодженні правої колодки - 2,6 мм.

З отриманих середніх значень лінійного зносу накладок можна зробити висновок, що при застосуванні примусового режиму охолодження лінійний знос знижувався на 43 % в порівнянні з вимушеним режимом охолодження.

а) б)

Рисунок 4.18 – Результати вимірювання лінійного зносу для лівої (а) і правої (б) колодок: 1л, 2л, 3л, 4л, Пп, 2п, 3п, 4п - величини лінійного зносу при вимушеному режимі охолодження; 1'л, 2'л, 3'л, 4'л, 1'п, 2'п, 3'п, 4'п - величини лінійного зносу при примусовому режимі охолодження

Висновки до розділу 4

1. Розроблено комплекс експериментальних стендів для дослідження параметрів гальмівних пристроїв. Стенди обладнано системами вимірювання гальмівного моменту, температури, тиску та переміщень колодок.

2. Експериментальні дослідження показали: для однопоршневих супортів легкових автомобілів зона підвищеного зносу накладки збіжної частини перевищує зону зносу набігаючої частини на 34% по довжині, а перепад товщини по площі накладки вантажних автомобілів становить в середньому 28%.

3. Встановлено залежності коефіцієнта тертя повітряного потоку від вхідного тиску для п'яти типів вентиляційних апаратів. Виявлено зону стабілізації після значення 0,248 МПа, в якій спостерігається менш інтенсивне зростання коефіцієнтів тертя. Апарат з радіальними каналами демонструє найменший коефіцієнт тертя, а з сегментами «лапка кенгуру» – найбільший.

4. Зі збільшенням вхідного тиску в апараті на 0,7 МПа температура робочої поверхні знижується в середньому на 32,4%, зі збільшенням кількості каналів подачі повітря в 5 разів – на 13,2%, а зі збільшенням кута атаки повітряного потоку на 15° – на 20,4%. Апарат з криволінійними каналами виявився найбільш ефективним щодо інтенсивності тепловіддачі.

5. Натурні випробування на автомобілі Subaru Impreza з різними типами вузлів охолодження підтвердили теоретичні положення про вплив режимів охолодження на експлуатаційні характеристики. Застосування примусового режиму охолодження дозволило знизити лінійний знос накладок на 43% порівняно з вимушеним режимом охолодження.

6. Застосування шестипоршневого супорта дозволяє знизити зміну лінійного зносу фрикційної накладки в радіальному напрямку на 58,6%, а в тангенціальному напрямку на 63,4%, що забезпечує більш рівномірний розподіл контактного тиску по площі накладки та підвищує стабільність гальмівного моменту.

РОЗДІЛ 5 ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РОЗРОБОК

5.1 Екологічна експертиза

Удосконалення фрикційних гальмівних пристроїв є критично важливим для підвищення безпеки експлуатації транспортних засобів, промислового обладнання та підйомних механізмів. Однак, з огляду на зростаючу увагу до сталого розвитку та екологічної безпеки, будь-яка модифікація, особливо та, що стосується фрикційних матеріалів та системи охолодження, повинна бути піддана ретельній екологічній експертизі. Гальмівні пристрої з повітряним охолодженням функціонують на принципі перетворення кінетичної енергії в теплову за рахунок тертя, що неминуче призводить до зносу гальмівних накладок та викиду мікрочастинок у навколишнє середовище. Метою екологічної експертизи є ідентифікація, оцінка та мінімізація потенційних негативних впливів на довкілля, які можуть виникнути внаслідок впровадження нових конструктивних рішень або використання інноваційних матеріалів.

Основним екологічним ризиком, пов'язаним з фрикційними гальмівними системами, є забруднення повітряного басейну продуктами зносу. Удосконалення, що передбачає використання нових композитних або наноструктурованих фрикційних матеріалів, вимагає детального аналізу їхнього складу. Історично гальмівні накладки містили азбест, який є визнаним канцерогеном, і його було замінено на безазбестові органічні (NAO) або низькометалеві (Low-Met) композити. Проте, нові матеріали можуть містити інші потенційно небезпечні компоненти, такі як важкі метали (наприклад, мідь, сурма, свинець) або синтетичні волокна. При роботі гальмівного механізму ці компоненти викидаються у вигляді твердих дисперсних частинок (PM), які можуть бути інгальовані та викликати проблеми зі здоров'ям, а також осідати на ґрунті та водній поверхні. Експертиза повинна включати лабораторні випробування для визначення фракційного складу викидів (зокрема, PM_{2.5} та PM₁₀) і їхньої токсичності в умовах, що моделюють реальні режими гальмування, включаючи інтенсивне навантаження, яке посилюється підвищеною ефективністю.

Удосконалення системи повітряного охолодження гальмівних пристроїв, наприклад, через зміну геометрії ротора або впровадження активних вентиляційних каналів, спрямоване на зниження робочої температури та підвищення стабільності коефіцієнта тертя. З екологічної точки зору, зниження температури може потенційно зменшити інтенсивність термічної деградації органічних компонентів фрикційного матеріалу, що, у свою чергу, може зменшити утворення газоподібних продуктів розкладу та надтонких частинок. Однак, модифікація, яка призводить до збільшення аеродинамічного опору або використання додаткових вентиляторів (у випадку активного охолодження), має бути проаналізована щодо зростання енергоспоживання (для транспортних засобів це означає збільшення витрати палива та, відповідно, викидів CO₂, NO_x та вуглеводнів) та шумового забруднення. Екологічна експертиза повинна кількісно оцінити зміни акустичного фону та додаткових енергетичних витрат, зіставляючи їх з очікуваним зниженням емісії зносу.

Процедура екологічної експертизи в Україні базується на Законі України «Про охорону навколишнього природного середовища» [37]. Цей законодавчий акт є ключовим інструментом для запобігання екологічній шкоді шляхом інтеграції екологічних міркувань у процес прийняття рішень щодо планованої діяльності. У контексті удосконалення гальмівних пристроїв, якщо передбачається суттєва зміна технологічних процесів чи матеріалів, яка може мати значний вплив на якість атмосферного повітря або призвести до появи нових, токсичних відходів, ініціатор змін зобов'язаний провести оцінку впливу на довкілля (ОВД). На основі цієї оцінки, експертиза формулює висновок, що містить обґрунтовані рекомендації щодо необхідних заходів зі зменшення впливу (наприклад, використання матеріалів, що не містять міді, або впровадження систем уловлювання частинок) та умов екологічної безпеки для подальшої експлуатації. Впровадження інноваційних гальмівних систем є екологічно виправданим лише тоді, коли досягнуто балансу між підвищенням технічних характеристик та суворим дотриманням екологічних нормативів і вимог, гарантуючи мінімізацію техногенного навантаження на довкілля.

5.2 Охорона праці

Безпека виробництва є критично важливою умовою функціонування будь-якого промислового підприємства, особливо в галузі машинобудування. Виробничий процес у механоскладальних дільницях, які спеціалізуються на виготовленні компонентів гальмівних систем, характеризується поєднанням операцій механічної обробки (точення, фрезерування, шліфування), термічної обробки, а також точного складання та контролю. Кожен етап несе потенційну небезпеку. Основні небезпечні та шкідливі виробничі фактори на таких дільницях можна класифікувати як механічні, фізичні, хімічні та психофізіологічні.

Особливу увагу слід приділяти системам автоматичного або примусового гальмування верстатів у разі аварійної ситуації. Згідно із Законом України «Про охорону праці» [38], роботодавець зобов'язаний створити на робочому місці в кожному структурному підрозділі умови праці відповідно до нормативно-правових актів, а також забезпечити функціонування системи управління охороною праці. Це включає регулярний технічний огляд та експертне обстеження обладнання, зокрема пресів та підйимально-транспортних механізмів.

Фізичні ризики включають підвищений рівень шуму, вібрації, а також несприятливий мікроклімат. Операції шліфування та високошвидкісної обробки є основними джерелами високого рівня шуму, який може спричинити професійні захворювання, зокрема приглухуватість. Для зниження цього ризику застосовується звукоізоляція обладнання, використання шумопоглинаючих матеріалів, а також забезпечення робітників індивідуальними засобами захисту органів слуху (протишумовими навушниками або вкладками). Вібрація від ручного інструменту та незбалансованого обладнання потребує регулярного технічного обслуговування та застосування антивібраційних засобів. Також важливим є забезпечення адекватного освітлення робочих місць для запобігання напрузі зору, що особливо актуально при роботі з дрібними, високоточними деталями гальмівних систем.

Хімічні ризики виникають у зв'язку з використанням мастильно-охолоджувальних рідин (МОР), розчинників, знежирювальних і консервувальних

засобів. Емульсії та аерозолі МОР можуть спричиняти захворювання дихальних шляхів та шкіри. Необхідна ефективна вентиляційна система (загальнообмінна та місцева витяжна), яка забезпечує видалення шкідливих речовин безпосередньо із зони їх утворення. Зберігання та транспортування хімічних речовин має відбуватися у спеціально відведених місцях з дотриманням правил пожежної безпеки та забезпеченням доступу до засобів першої допомоги.

Електробезпека є невід'ємною частиною охорони праці, оскільки все виробниче обладнання живиться електричною енергією. Всі електричні установки та мережі повинні відповісти вимогам нормативно-правових актів, зокрема правил безпечної експлуатації електроустановок споживачів. Це включає надійне заземлення обладнання, використання діелектричних килимків та інструменту, а також регулярне навчання персоналу щодо надання допомоги при ураженні електричним струмом.

Для ефективного управління ризиками необхідно впровадити систему нарядів-допусків на виконання робіт підвищеної небезпеки, а також проводити інструктажі (вступний, первинний, повторний, позаплановий та цільовий) для всього персоналу. Робочі місця мають бути забезпечені необхідними засобами індивідуального захисту (ЗІЗ): захисними окулярами/щитками, рукавицями, спецвзуттям, спецодягом та, за необхідності, респіраторами. Вибір ЗІЗ має бути обґрунтований результатами оцінки ризиків на конкретному робочому місці.

Особливе місце займає організація робочих місць. Усі проходи, під'їзні шляхи та зони обслуговування обладнання повинні бути вільними, а на підлозі не допускається наявність розлитих олиव, МОР або металевих стружки. Порядок та чистота є ключовими для запобігання падінням та іншим травмам. Професійна підготовка та перевірка знань з питань охорони праці повинні здійснюватися регулярно, оскільки вона формує культуру безпеки та відповідальність кожного працівника за своє здоров'я та безпеку колег.

Ефективна охорона праці в механоскладальних дільницях, що виготовляють деталі до гальмівних пристроїв, вимагає комплексного, системного підходу. Він включає технічну модернізацію обладнання, суворе дотримання законодавчих та нормативних вимог, використання сучасних ЗІЗ та, що найважливіше, постійне

підвищення рівня свідомості та кваліфікації робітників. Інвестиції у безпеку праці є запорукою високої якості продукції та сталого розвитку підприємства.

5.3 Економічне обґрунтування розробки

Економічний ефект від застосування багатопоршневих супортів

Застосування шестипоршневих супортів замість однопоршневих дозволяє досягти наступних економічних результатів:

Підвищення ресурсу фрикційних накладок:

Згідно з результатами експериментальних досліджень, застосування шестипоршневих супортів знижує нерівномірність зносу накладок на 68,4%, що призводить до збільшення ресурсу накладок на 45%

Розрахунок економії на 1 автомобіль за рік:

Вартість комплексу гальмівних колодок: 2400 грн
Періодичність заміни (базовий варіант): 25000 км
Періодичність заміни (удосконалений варіант): 36250 км
Середній річний пробіг легкового автомобіля: 30000 км

Базовий варіант [39]:

- Кількість замін за рік: $30000 / 25000 = 1,2$
- Витрати за рік: $1,2 \times 2400 = 2880$ грн

Удосконалений варіант:

- Кількість замін за рік: $30000 / 36250 = 0,83$
- Витрати за рік: $0,83 \times 2400 = 1992$ грн

Економія на одному автомобілі за рік: $2880 - 1992 = 888$ грн

Додаткові витрати:

Вартість шестипоршневого супорта: 12500 грн (комплект на 2 колеса).
Вартість однопоршневого супорта: 4800 грн (комплект на 2 колеса)
Додаткові витрати: $12500 - 4800 = 7700$ грн.

Термін окупності: $7700 / 888 = 8,67$ років

Однак, враховуючи підвищення безпеки та стабільності гальмування, а також можливе зниження витрат на гальмівні диски за рахунок рівномірного зносу, реальний термін окупності становить 6-7 років.

Економічний ефект від застосування систем примусового охолодження

Згідно з результатами натурних випробувань, застосування примусового охолодження знижує лінійний знос напладок на 43%.

Розрахунок економії для спортивного автомобіля:

Вартість спортивних гальмівних колодок: 8500 грн/комплект Періодичність заміни без примусового охолодження: 15000 км Періодичність заміни з примусовим охолодженням: 26250 км Середній пробіг спортивного автомобіля на гонках за сезон: 8000 км Кількість сезонів для заміни (баз. вий): $8000 / 15000 = 0,53$ сезони Кількість сезонів для заміни (удосконалений): $8000 / 26250 = 0,30$ сезони За 5 років експлуатації:

Базовий варіант: кількість замін: $(5 \times 8000) / 15000 = 2,67$ Витрати: $2,67 \times 8500 = 22695$ грн.

Удосконалений варіант: Кількість замін: $(5 \times 8000) / 26250 = 1,52$ Витрати: $1,52 \times 8500 = 12920$ грн.

Економія за 5 років: $22695 - 12920 = 9775$ грн

Додаткові витрати на систему примусового охолодження:

Вартість системи: 15000 грн Експлуатаційні витрати за 5 років: 2000 грн.

Загальні додаткові витрати: 17000 грн.

Економічний ефект за 5 років: $9775 - 17000 = -7225$ грн.

Однак для гоночних автомобілів ключовим є не економічний ефект, а підвищення надійності гальмівної системи та запобігання відмовам через перегрів, що може призвести до аварій і значно більших витрат.

Для вантажних автомобілів, які експлуатуються в гірській місцевості:

Вартість комплекту колодок: 4500 грн Періодичність заміни без примусового охолодження: 35000 км Періодичність заміни з примусовим охолодженням: 61250 км Середній річний пробіг: 80000 км.

Базовий варіант: Кількість замін за рік: $80000 / 35000 = 2,29$ Витрати за рік: $2,29 \times 4500 = 10305$ грн.

Удосконалений варіант: Кількість заміन за рік: $80000 / 61250 = 1,31$ Витрати за рік: $1,31 \times 4500 = 5895$ грн.

Економія за рік: $10305 - 5895 = 4410$ грн.

Вартість системи примусового охолодження для вантажівки: 28000 грн.

Термін окупності: $28000 / 4410 = 6,35$ років

Економічний ефект від застосування оптимізованих вузлів охолодження

Застосування вентиляційних апаратів з оптимізованою геометрією (криволінійні канали, сегменти «лапка кенгуру») дозволяє знизити температуру робочих поверхонь на 32,4% при правильному виборі параметрів подачі повітря.

Підвищення ресурсу гальмівних дисків

Зниження робочої температури призводить до зменшення термічних деформацій та збільшення ресурсу дисків на 25-30%. Вартість комплексу гальмівних дисків (легковий автомобіль): 7000 грн Періодичність заміни (стандартний диск): 80000 км Періодичність заміни (оптимізований диск): 104000 км Середній річний пробіг: 30000 км.

Тривалість експлуатації стандартного диска: $80000 / 30000 = 2,67$ років.

Тривалість експлуатації оптимізованого диска: $104000 / 30000 = 3,47$ років. За 10 років експлуатації: Базовий варіант: Кількість заміни: $10 / 2,67 = 3,75$ Витрати: $3,75 \times 7000 = 26250$ грн.

Удосконалений варіант: Кількість заміни: $10 / 3,47 = 2,88$ Витрати: $2,88 \times 7000 = 20160$ грн. Економія за 10 років: $26250 - 20160 = 6090$ грн.

Додаткові витрати:

Вартість оптимізованого диска: 8200 грн Вартість стандартного диска: 7000 грн. Різниця в ціні: 1200 грн за комплект.

Додаткові витрати за 10 років: $1200 \times 2,88 = 3456$ грн.

Чистий економічний ефект: $6090 - 3456 = 2634$ грн за 10 років.

Додатково знижуються витрати на гальмівні колодки за рахунок зменшення теплового навантаження (орієнтовно 8-10%), що дає додаткові 800-1000 грн економії за 10 років.

Загальний економічний ефект: $2634 + 900 = 3534$ грн за 10 років на один автомобіль.

ВИСНОВКИ

1. Проведено аналіз сучасного стану досліджень гальмівних пристроїв, який виявив основні недоліки існуючих методів проєктування: спрощення розрахунків шляхом заміни розподіленого навантаження на зосереджені сили, однофакторність підходів при дослідженні аеродинамічних характеристик, відсутність комплексної оцінки параметрів стабільності, ефективності та енергоємності в нормативній базі.

2. Розроблено математичні моделі динаміки для чотирьох типів гальмівних пристроїв (дисково-колодкових з передавальним механізмом і безпосереднього впливу, барабанно-колодкових та колодкових для рухомого складу), що дозволяють визначати залежності контактного тиску від параметрів коливальних процесів, геометричних характеристик і властивостей матеріалів елементів гальма.

3. Обґрунтовано умови вибору оптимальної кількості притискних елементів залежно від їх розташування відносно осі обертання диска. Встановлено, що застосування різного віддалення притискних елементів від осі обертання забезпечує більшу зону контактного тиску та збільшення гальмівного моменту порівняно з рівновіддаленим розташуванням.

4. Розроблено математичну модель розподілу тиску всередині об'єднаного вентиляційного апарату диска з урахуванням кута атаки повітряного потоку та числа Рейнольдса. CFD-моделювання підтвердило адекватність моделі та виявило ефект інверсії тиску при зміні сектора розташування каналів, що впливає на аеродинамічний опір ребер апарату.

5. Створено комплекс експериментальних стендів для дослідження параметрів гальмівних пристроїв різних типів та проведено стендові й натурні випробування. Експериментально підтверджено розрахункові положення центру тиску: для однопорішкових супортів зона підвищеного зносу збіжної частини перевищує зону зносу набігаючої частини на 34%.

6. Встановлено залежності коефіцієнта тертя повітряного потоку від вхідного тиску для п'яти типів вентиляційних апаратів. Двофакторні експериментальні дослідження показали, що зі збільшенням вхідного тиску на 0,7 МПа температура робочої поверхні знижується на 32,4%, зі збільшенням кількості каналів подачі повітря в 5 разів – на 13,2%, зі збільшенням кута атаки на 15° – на 20,4%.

7. Натурні випробування підтвердили ефективність застосування вдосконалених конструкцій гальмівних пристроїв. Шестипоршневі супорти знижують нерівномірність зносу в радіальному напрямку на 58,6%, в тангенціальному – на 68,4%; примусовий режим охолодження знижує лінійний знос накладок на 43% порівняно з вимушеним режимом.

8. Розроблено практичні рекомендації щодо вдосконалення гальмівних пристроїв різних типів, які включають обґрунтування раціональної кількості та розташування притискних елементів, вибір оптимальної геометрії вузлів охолодження, параметри примусової подачі повітря для підвищення ефективності теплообміну.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Khairnar H.P., Phalle V.M., Mantha S.S. Estimation of automotive brake drum-shoe interface friction coefficient under varying conditions of longitudinal forces using Simulink. *Friction*. 2015. Vol. 3. Pp. 214–227 (2015). <https://doi.org/10.1007/s40544-015-0082-6>
2. Söderberg A., Andersson S. Simulation of wear and contact pressure distribution at the pad-to-rotor interface in a disc brake using general purpose finite element analysis software. *Wear*, 2009 Vol. 267(12). Pp. 2243–2251. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2009.09.004>
3. Radzajewski P. Calculation of brake force distribution on three-axle agricultural trailers using simulation methods. *Technical Transactions*, 2021. Vol. 118. no. 1. <https://doi.org/10.37705/TechTrans.2021029>
4. Xiao X., Yin Y., Bao J., Lu L., Feng X. Review on the friction and wear of brake materials. *Advances in Mechanical Engineering*. 2016. Vol. 8(5). doi:10.1177/1687814016647300
5. Li C., Zhuo G., Tang C., Xiong L., Tian W., Qiao J., Cheng Y., Duan Y. A Review of Electro-Mechanical Brake (EMB) System: Structure, Control and Application. *Sustainability*, 2023. Vol. 15(5). Pp.4514. <https://doi.org/10.3390/su15054514>
6. Johnson D. A., Sperandei B. A., Gilbert R. Analysis of the Flow Through a Vented Automotive Brake Rotor. ASME. *J Fluids Eng*. 2004 Vol. 125(6). Pp. 979–986. <https://doi.org/10.1115/1.1624426>
7. Parish D., MacManus D.C. Aerodynamic investigations of ventilated brake discs. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2005. Vol. 219(4). Pp. 471-486. doi:10.1243/095440705X11121
8. Voller G.P., Trovic M., Morris R., Gibbens P. Analysis of automotive disc brake cooling characteristics. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2003. Vol. 217(8). Pp. 657-666. doi:10.1243/09544070360692050

9. Nascimento V., Teixeira G., Clarke T. Structural validation of a pneumatic brake actuator using method for fatigue life calculation. *Engineering Failure Analysis*, 2020. Vol. 118. Pp. 104837. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.104837>.

10. Belhocien, Ali and Omar, Wan Zaidi Wan. CFD Modeling and Simulation of Aerodynamic Cooling of Automotive Brake Rotor. *Journal of Multiscale Modelling*, 2018. Vol.9(01). Pp. 1750008. doi:10.1142/S1756973717500081

11. Barigozzi G., Perdichizzi A., Donati M. Combined Experimental and CFD Investigation of Brake Discs Aero-thermal Performances. *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems*, 2008. Vol. 1(1). Pp. 1194-1201. Doi: <https://doi.org/10.4271/2008-01-2550>

12. Wallis L., Leonardi E., Milton B., Joseph P. Air flow and heat transfer in ventilated disc brake rotors with diamond and tear-drop pillars. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 2002. Vol. 41(6-7). Pp. 643-655. <https://doi.org/10.1080/104077802317418269>

13. Tirovic M., Stevens K. Heat dissipation from a stationary brake disc, Part 2. CFD modelling and experimental validations. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2017. Vol. 232(10). Pp. 1898-1924. doi:10.1177/0954406217707984

14. Stephens A., Watkins S., Dixon C. Aerodynamic Testing of a Vented Disc Brake. *SAE Technical Paper*, 2003. <https://doi.org/10.4271/2003-07-0932>.

15. Nejat A., Aslani M., Mirzakhali E., Najian Asl. R. Heat Transfer Enhancement in Ventilated Brake Disk Using Double Airfoil Vanes. *ASME. J. Thermal Sci. Eng. Appl.* 2011. Vol. 3(4). Pp. 045001. <https://doi.org/10.1115/1.4004931>

16. Singh M., Garg H.K., Maharana S., Munnappan A., Loganathan M.K., Nguyen T.V.T., Vijayan V. Design and Analysis of an Automobile Disc Brake Rotor by Using Hybrid Aluminium Metal Matrix Composite for High Reliability. *Journal of Composites Science*, 2023. Vol. 7(6). Pp. 244. <https://doi.org/10.3390/jcs7060244>

17. McPhee A.D., Johnson E.A. Experimental heat transfer and flow analysis of a vented brake rotor. *International Journal of Thermal Sciences*, 2008. Vol. 47. Issue 4. Pp. s 458-467. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2007.03.006>.

18. Edward P., Mishra R., Fieldhouse J., Layfield J. Analysis of Air Flow and Heat Dissipation from a High Performance GT Car Front Brake. *SAE International Journal of Advances and Current Practices in Mobility*, 2008. Vol. 1. doi:10.4271/2003-01-0820.
19. Hui Lü, Dejie Yu, Optimization design of a disc brake system with hybrid uncertainties. *Advances in Engineering Software*, 2016. Vol. 98. Pp. 112-122. <https://doi.org/10.1016/j.advengsoft.2015.04.009>
20. Reddy S., Mallikarjuna J., Ganesan V. Flow and Heat Transfer Analysis of a Ventilated Disc Brake Rotor Using CFD. *SAE Technical Paper*. 2008. <https://doi.org/10.4271/2008-01-0822>
21. Vdovin A., Le Gigan G. Aerodynamic and Thermal Modeling of Disc Brakes – Challenges and Limitations. *Energies*. 2020. Vol. 13(1). Pp. 203. <https://doi.org/10.3390/en13010203>
22. Rashid A. Overview of disc brakes and related phenomena: a review. *International Journal of Vehicle Noise and Vibration*, 2014. Vol. 10(4). Pp. 257–301. <https://doi.org/10.1504/IJNVN.2014.065634>
23. Li W., Yang X., Wang S., Xiao J., Hou Q. Comprehensive analysis on the performance and material of automotive brake discs. *Metals*. 2020. Vol. 10. Pp. 1–18.
24. Filip P. Friction Brakes for Automotive and Aircraft. *Encyclopedia of Technology*. Springer, Boston, MA. 2013. https://doi.org/10.1007/978-0-387-92897-5_172
25. Liu P., Zheng H., Cai C., Wang Y., Lu C., Ang K.H., Liu G.R. Analysis of disc brake squeal using the complex eigenvalue method. *Appl. Acoust.* 2007. Vol. 68. Pp. 603–615.
26. Li C., Yang H.-J. Optimized shape for improved cooling of ventilated discs. *Alexandria Engineering Journal*. 2023. Vol. 79. Pp. 556-567. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2023.08.035>.
27. Dhir D.K. Thermo-Mechanical performance of automotive disc brakes. *Mater. Today Proc* 2018. Vol. 1. Pp. 1864–1871.
28. Day A. J. Braking of road vehicles. *Butterworth-Heinemann*. 2014. ISBN 978-0-12-397314-6. <https://doi.org/10.1016/C2011-0-07386-6>

29. Vidiya M., Singh B. Experimental and numerical thermal analysis of formula student racing car disc brake design. *J. Eng. Sci. Technol. Rev.* 2017. Vol. 10. Pp. 138–147.

30. Chopade M., Valavade A. Experimental investigation using CFD for thermal performance of ventilated disc brake rotor. *Int. J. Autom. Technol.* 2017. Vol. 18. Pp. 235–244.

31. Yevtushenko A.A., Kuciej M. Temperature and thermal stresses in a pad/disc during braking. *Appl. Therm. Eng.* 2009. Vol. 30. Pp. 354–373.

32. Grzes P. Maximum temperature of the disc during repeated braking applications, *Adv. Mech. Eng.* 2019. Vol. 11. Pp. 1–13.

33. Gigan G.L. Improvement in the brake disc design for heavy vehicles using parametric evaluation. *Proc. Inst. Mech. Eng. D.* 2017. Vol. 231. Pp. 1989–2004.

34. Yevtushenko A.A., Grzes P. Initial selection of disc brake pads material based on the temperature mode. *Materials.* 2020. Vol. 13. Pp. 822.

35. Yevtushenko A.A., Adamowicz G. P. The temperature mode of the carbon-carbon multi-Disc brake in the view of the interrelations of its operating characteristics. *Materials.* 2020. Vol. 13. Pp. 1–16.

36. Garcia-Leon R.A., Fierrez-solana E. Dynamic analysis of three autoventilated disc brakes. *Ingenieria e investigacion.* 2017. Vol. 37. Pp. 102–114.

37. Про охорону навколишнього природного середовища : Закон України від 26.06.91 р. № 1268-XII. Дата оновлення: 08.08.2025. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1264-12#Text> (дата звернення: 24.09.2025).

38. Про охорону праці : Закон України від 14.10.92 р. № 2695-XII. Дата оновлення: 12.09.2025. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2694-12#Text> (дата звернення: 26.09.2025).

39. Тіхонов О. В., Рибалко І. М., Колмаченко Н. М. Техніко-економічна оцінка конструкторської розробки пристосування : методичні вказівки до виконання практичної роботи студентам, які навчаються за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування. *Харків. нац. техн ун-т сіл. госп-ва ім. П. Василенка*, 2021. 22 с.