

ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ



ФАКУЛЬТЕТ БУДІВНИЦТВА,
ТРАНСПОРТУ ТА ЕНЕРГЕТИКИ

КАФЕДРА «ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА
РЕМОНТ МАШИН»



КВАЛІФІКАЦІЙНА МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

на тему:

**«Дослідження стабільності гальмування автомобілів шляхом
удосконалення гальмівного механізму у АТ «Таксомоторний
парк» м. Кропивницький»**

Виконав:

магістрант групи АТ23М-1 _____ Денис КОВАЛЬ
(шифр групи) (підпис) (ім'я та прізвище)

Керівник:

К.Т.Н, доцент _____ Олег БЕВЗ
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ім'я та прізвище)

«ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ»

Завідувач кафедри:

К.Т.Н, доцент _____ Сергій МАГОПЕЦЬ
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ім'я та прізвище)

«__» _____ 2024 р.

Рецензент:

_____, _____
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ім'я та прізвище)

«__» _____ 2024 р.

Кропивницький – 2024 р.

ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ БУДІВНИЦТВА, ТРАНСПОРТУ ТА ЕНЕРГЕТИКИ
КАФЕДРА «ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ МАШИН»

Рівень вищої освіти: другий (магістерський) рівень вищої освіти

Галузь знань: 27 «Транспорт»

Спеціальність: 274 «Автомобільний транспорт»

Освітньо-професійна програма: «Автомобільний транспорт»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Завідувач кафедри «Експлуатація та
ремонт машин»

_____ Сергій МАГОПЕЦЬ
«__» _____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ

Коваля Дениса Павловича

(прізвище, ім'я, по батькові здобувача)

1. Тема роботи «Дослідження стабільності гальмування автомобілів шляхом удосконалення гальмівного механізму у АТ «Таксомоторний парк» м. Кропивницький»

керівник роботи Бевз Олег Вікторович, кандидат технічних наук, доцент
(прізвище, ім'я, по батькові) (науковий ступінь) (вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від «07» серпня 2024 року № 45-13

2. Строк подання здобувачем роботи « 10 » грудня 2024 р.

3. Вихідні дані до роботи: 1. Матеріали переддипломної практики. 2. Оцінка експлуатаційних гальмових властивостей автомобілів. 3. Підвищення ефективності гальмування автотранспортних засобів.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

Розділ 1. Дати характеристику АТ «Таксомоторний парк» м. Кропивницький. Описати структуру АТ «Таксомоторний парк». Обґрунтувати вплив автомобільного транспорту на безпеку та розробити задачі дослідження.

Розділ 2. Описати динаміку приводу дисково-колодкового гальма в режимі що не встановився. Визначити положення центру тиску в системі «притискаючий елемент – гальмівна колодка – гальмівний диск». Обґрунтувати вибір кількості притискаючих елементів для приводу гальмівного пристрою. Визначити положення центру тиску в парі «фрикційна накладка - гальмівний диск».

Розділ 3. Описати алгоритм методу розробки гальм дисково-колодкового типу. Розробити способи забезпечення підвищення ефективності та стабільності гальмівних пристроїв різних типів.

Розділ 4. Розробити методику проведення експериментальних досліджень. Описати об'єкти та обладнання для проведення досліджень. Провести експериментальні дослідження ефективності та стабільності гальмівних пристроїв.

5. Перелік ілюстративного матеріалу.

1. Актуальність теми та задачі дослідження.
2. Динаміка приводу дисково-колодкового гальма в невстановленому режимі.
3. Визначення положення центру тиску в системі «притискаючий елемент – гальмівна колодка – гальмівний диск».
4. Вибір кількості притискаючих елементів для приводу гальмівного пристрою.
5. Функціонально-структурна модель дисково-колодкового гальма.
6. Гальмівний пристрій дисково-колодкового типу із сегментними колодками.
7. Експериментальні дослідження ефективності та стабільності гальмівних пристроїв.

ГРАФІК ВИКОНАННЯ ЕТАПІВ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної магістерської роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Обґрунтування напрямку наукових досліджень.	12.10.2024	
2	Динамічні процеси, визначаючі фактори нестабільності взаємодії робочих поверхонь гальмівних механізмів.	28.10.2024	
3	Методи та способи забезпечення стабільності силових факторів гальмівних пристроїв з повітряним охолодженням.	15.11.2024	
4	Експериментальні дослідження параметрів гальмівних пристроїв.	30.11.2024	
5	Ілюстративний матеріал.	10.12.2024	

Магістрант _____ Коваль Д.П.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ Бевз О.В.
(підпис) (ім'я та прізвище)

РЕФЕРАТ

Гальмівні пристрої є невід'ємною частиною систем активної безпеки транспортних засобів. 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. Частки несправностей, пов'язаних із гальмівною системою, говорять про ризик небезпечної експлуатації транспортних засобів.

В першому розділі описана робота АТ «Таксомоторний парк» та визначений вплив автомобільного транспорту на довкілля. Розглянутий вплив автомобільного транспорту на безпеку, обґрунтовано тему магістерської роботи та визначені ціль і задачі дослідження.

В другому розділі описані динамічні процеси, що визначають фактори нестабільності взаємодії робочих поверхонь гальмівних механізмів. Визначено положення центру тиску в системі «притискаючий елемент – гальмівна колодка – гальмівний диск». Сформовані умови для вибору кількості притискаючих елементів гальмівного механізму.

В третьому розділі описано алгоритм створеного методу розробки силового пристрою дисково-колодкового типу та побудована функціонально-структурна модель дисково-колодкового гальма.

В четвертому розділі описана методика проведення експериментальних досліджень та лабораторна база. Проведені експериментальні дослідження ефективності та стабільності гальмівних пристроїв.

Магістерська робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків і списку використаної літератури. Повний обсяг роботи складає 77 сторінок. Робота включає в себе 37 рисунків, 12 таблиць, 20 використаних літературних джерел.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1. ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМКУ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.	
1.1. Характеристика АТ «Таксомоторний парк» м. Кропивницький	7
1.2. Структура АТ «Таксомоторний парк»	9
1.3. Вплив автомобільного транспорту на безпеку та задачі дослідження	10
РОЗДІЛ 2. ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ, ВИЗНАЧАЮЧІ ФАКТОРИ НЕСТАБІЛЬНОСТІ ВЗАЄМОДІЇ РОБОЧИХ ПОВЕРХОНЬ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ.	
2.1. Динаміка приводу дисково-колодкового гальма в невстановленому режимі.....	16
2.2. Визначення положення центру тиску в системі «притискаючий елемент – гальмівна колодка – гальмівний диск».....	25
2.3. Вибір кількості притискаючих елементів для приводу гальмівного пристрою	33
2.4. Визначення положення центру тиску в парі «фрикційна накладка - гальмівний диск».....	36
РОЗДІЛ 3. МЕТОДИ ТА СПОСОБИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТАБІЛЬНОСТІ СИЛОВИХ ФАКТОРІВ ГАЛЬМІВНИХ ПРИСТРОЇВ З ПОВІТРЯНИМ ОХОЛОДЖЕННЯМ.	
3.1. Алгоритм методу розробки гальм дисково-колодкового типу	44
3.2. Способи забезпечення підвищення ефективності та стабільності гальмівних пристроїв різних типів.....	52
РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ГАЛЬМІВНИХ ПРИСТРОЇВ.	
4.1. Методика проведення експериментальних досліджень	58
4.2. Опис об'єктів та лабораторної бази досліджень.....	59

4.3. Експериментальні дослідження ефективності та	
стабільності гальмівних пристроїв	61
ВИСНОВКИ	74
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	76

ВСТУП

До питань безпеки фахівці стали звертатися відразу ж, як на дорогах з'явилася велика кількість автомобілів, і почали виникати дорожньо-транспортні пригоди. Причини ДТП були найрізноманітнішими, але більшість з них були пов'язані з несправностями тієї чи іншої системи в автомобілі. Неналежний технічний стан і експлуатація автомобілів, є однією з основних причин виникнення багатьох ДТП. Аварії, що виникають із-за відмови різних систем автомобіля, несуть за собою найтяжчі наслідки. І одним з перших факторів була здатність автомобіля загальмувати в потрібний момент.

Гальмівні пристрої є невід'ємною частиною систем активної безпеки транспортних засобів. 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. Частки несправностей, пов'язаних із гальмівною системою, говорять про ризик небезпечної експлуатації транспортних засобів. Основою безпечної експлуатації є відповідність заявленим параметрам стабільних значень експлуатаційних характеристик гальмівних фрикційних пристроїв на всьому життєвому циклі. Оцінка експлуатаційних параметрів гальмівних пристроїв має базуватися на сучасних методах розробки, що враховують взаємозалежні характеристики ефективності та енергоємності фрикційних вузлів та параметри тепловідвідних пристроїв гальм.

Спираючись на праці вітчизняних і зарубіжних дослідників можна зробити висновок, що розроблені методи проектування не враховують безліч змінних факторів, що входять у формувальний гальмівний момент. Особливо це наочно демонструється при використанні притискаючих механізмів у фрикційних гальмівних пристроях.

РОЗДІЛ 1. ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМКУ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.

1.1. Характеристика АТ «Таксомоторний парк» м. Кропивницький.

Шістдесятий рік від свого створення автопідприємство виконує одну з важливих функцій – обслуговує населення пасажирськими перевезеннями.

ВАТ «Таксомоторний парк» створений відповідно до рішення РВ ФДМУ по Кіровоградській області від 10 жовтня 1995 року за № 1087 шляхом перетворення державного підприємства Кіровоградського автотранспортного підприємства 13501 у відкрите акціонерне товариство «Таксомоторний парк» та є його правонаступником. В умовах економічної кризи таксомоторний парк до 2004 року працював у важких фінансових й економічних умовах. Але завдяки самовідданій праці, високій дисципліні, постійному пошуку резервів вдалося зберегти колектив, матеріально-технічну базу, всі умови соціального розвитку підприємства [1].

З другого півріччя 2001 р. завдяки великій фінансовій допомозі інвестора банку «Еталон», ЗАТ «Укргазсервіс» таксомоторний парк забезпечує стабільну роботу по обслуговуванню пасажирськими перевезеннями мешканців міста зокрема й області в цілому.

Підприємство отримало понад 40 нових автомобілів легкових таксі ГАЗ-3110, а також 20 мікроавтобусів «Газель» і 10 автобусів ПАЗ-3205.

В 2011 році Товариство було перейменоване на Публічне акціонерне товариство «Таксомоторний парк».

У 2017 році підприємство з статусу «приватне акціонерне товариство» перетворилося на «акціонерне товариство».

Сьогодні на підприємстві працює більше 100 працівників. З урахуванням попиту на перевезення організована робота відповідних служб. Обслуговування жителів і гостей міста здійснюється цілодобово, з викликом таксі. Для пасажирів таксі ринок надає послуги з локальної мобільності та підвищеного комфорту пересування.

Ринок внутрішніх перевезень на таксі є елементом транспортної інфраструктури та важливим для розвитку мікро- та малого підприємництва в Україні та місті Кропивницький, а також з точки зору працевлаштування громадян та створення нових робочих місць.

Наявність сучасної виробничо-технічної бази, висококваліфікованих спеціалістів і робітників дозволяє високоякісно й оперативно виконувати практично усі види ремонтних і діагностичних робіт по обслуговуванню власних транспортних засобів, а також рухомого складу різних моделей для організацій і приватних осіб.

Традиційна бізнес-модель роботи сервісу таксі передбачає тісну взаємодію таксомоторного парку (ТМП) та перевізника, при цьому ТМП здійснює ремонт та обслуговування автомобіля, відповідає за проведення медичного огляду, виконує функцію інформаційно-диспетчерської служби, надає перевізнику замовлення та контролює процес їх виконання – фактично ТМП, працевлаштовує водія навіть із власним авто та намагається власними можливостями збільшити виручку та зменшити витрати.

Для перевезень на таксі потрібно мати ліцензію на вид робіт «внутрішні перевезення пасажирів на таксі», хоча значна частина перевізників використовує ліцензії з дозволом видом робіт «внутрішні перевезення пасажирів легковими автомобілями на замовлення».

На діяльність підприємства впливає нестабільність ценової та економічної політики держави, зростання індексу інфляції, що приводить до зростання цін на послуги, товари, енергоносії та інші матеріали і обумовлює платоспроможність контрагентів; значний податковий тиск на результати діяльності підприємства та фонд оплати праці; нестабільність законодавства України, а також негативний вплив макроекономічних процесів на загальний стан в країні, що в результаті призводить до зниження ділової активності підприємства та його контрагентів. Викладені проблеми свідчать про достатню залежність від законодавчих та економічних обмежень. Вирішення цих проблем

можливо лише у разі змін в економіці та податковій політиці держави, а звідси політичні та макроекономічні ризики підприємства.

1.2. Структура АТ «Таксомоторний парк».

Робота таксомоторного парку забезпечується функціонуванням різних служб та відділів, які входять до його складу [1].

Служба експлуатації призначена для організації і виконання перевезень пасажирів, керує роботою автомобілів-таксі на лінії, складає їх раціональні маршрути, здійснює диспетчерське керівництво роботою таксі на лінії, ліквідує невикористані простой і зменшує їх холості пробіги. Служба експлуатації організує працю водіїв і впроваджує сучасні методи на лінії. Їй підпорядковані начальники бригад і водії.

До складу служби експлуатації входить група безпеки руху (БР), яка займається розробкою та здійсненням заходів по попередженню дорожньо-транспортних пригод (ДТП), медичним контролем водіїв перед виїздом на лінію та профілактичним оглядом автомобілів, що випускаються.

Очолює службу експлуатації заступник голови правління по експлуатації. До складу служби експлуатації включена також група регулярності руху та диспетчерська служба.

До складу ПАТ «Таксомоторний парк» входить технічна служба, яка забезпечує технічну готовність рухомого складу до роботи на лінії своєчасним та якісним виконанням ТО і ПР, а також належним зберіганням автомобілів та постачанням експлуатаційними матеріалами. Крім того технічна служба здійснює заходи по економії паливно-мастильних матеріалів, запасних частин та шин, впроваджує механізацію і автоматизацію всіх гаражних процесів. Керівником технічної служби є перший заступник голови правління - головний інженер. Технічна служба включає в собі наступні відділи: виробничо-технічний, гаражний, головного механіка, зон ТО і ПР, виробничі і гаражні дільниці.

Планово-економічний відділ займається плануванням виробничої роботи АТ «Таксомоторний парк», виконання плану по всіх показниках.

На чолі АТ «Таксомоторний парк» стоїть голова правління, який розпоряджається кредитами і є юридично відповідальною особою. Голові правління підкорюються всі служби і відділи. Голова правління координує роботу всіх підрозділів АТ «Таксомоторний парк».

1.3. Вплив автомобільного транспорту на безпеку та задачі дослідження.

До питань безпеки фахівці стали звертатися відразу ж, як на дорогах з'явилася велика кількість автомобілів, і почали виникати дорожньо-транспортні пригоди. Причини ДТП були найрізноманітнішими, але більшість з них були пов'язані з несправностями тієї чи іншої системи в автомобілі. Неналежний технічний стан і експлуатація автомобілів, є однією з основних причин виникнення багатьох ДТП. Аварії, що виникають із-за відмови різних систем автомобіля, несуть за собою найтяжчі наслідки. І одним з перших факторів була здатність автомобіля загальмувати в потрібний момент.

Під час проходження переддипломної практики були проведенні статистичні дослідження (за даними підприємства) виникнення відмов, які призвели до позапланових простоїв автомобілів і автобусів підприємства було визначено розподіл відмов основних систем на час їх простою. Лідером за кількістю відмов практично в незалежності від марок автомобілів, автобусів та груп їх приналежності є гальмівна система.

У транспортній галузі застосовуються фрикційні гальмівні пристрої різних типів (надалі гальмівні пристрої). Найбільш широко поширені колодкові та дисково-колодкові гальма. Колодкові гальмівні пристрої класифікуються в залежності від розташування притискних елементів, а саме внутрішнього або зовнішнього.

У колодкових силових пристроях гальмівний момент (ГМ) створюється завдяки притисканню колодок до поверхні барабана. Колодкове гальмо з

внутрішнім розташуванням притискаючих елементів відноситься до закритих гальм і відоме більше під назвою «барабанно-колодковий гальмівний пристрій». Серед різних конструкцій колодкове гальмо такого типу є найбільш теплонавантаженим через поганий теплообмін із зовнішнім середовищем.

Дисково-колодкові гальмівні пристрої класифікуються також залежно від розташування притискаючих елементів пристрої безпосереднього впливу чи через передавальний механізм.

Процес гальмування супроводжується нестационарною взаємодією робочих поверхонь силових пристроїв, до яких можна віднести гальмівні пристрої [2].

На рисунку 1.1 зображено роботу дисково-колодкового гальма. Він складається з суцільного диска 1, до якого притискаються колодки 2 з фрикційними накладками 3 за допомогою приводу. Колодки розміщуються всередині супорта 4, який кріпиться на кронштейні цапфи. При фрикційній взаємодії робочих поверхонь накладок 3 з диском під час обертання діє притискне зусилля N і створюється площа тертя.

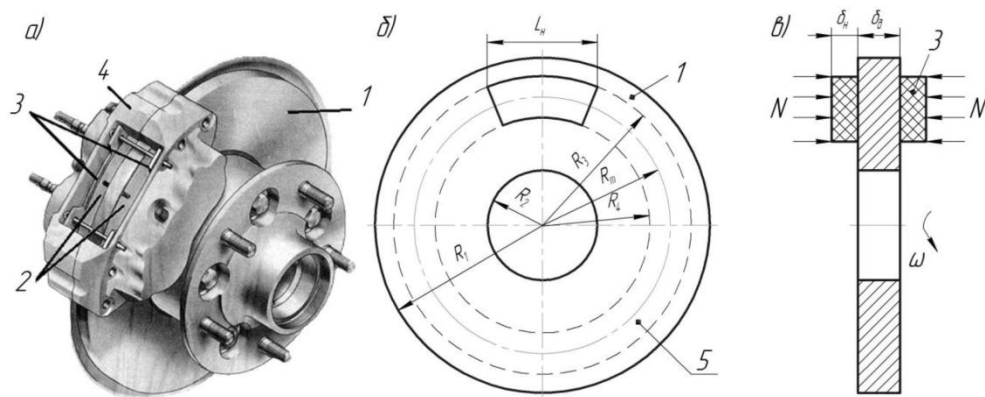


Рисунок 1.1 – Дисково-колодкове гальмо (а) та схема фрикційної взаємодії пар тертя (б, в): 1 – гальмівний диск; 2 – колодка; 3 – фрикційна накладка; 4 – супорт; 5 – площа тертя.

Барабанно-колодкові гальмівні пристрої знижують свою частку на ринку автомобільного транспорту у зв'язку з різними факторами, такими як маса автомобіля, мала ефективність, надмірне зношування, складність конструкції колодок. Їх перевагами є велика енергоємність, надзвичайна надійність та

тривалий ресурс експлуатації. Автомобільні гальма дисково-колодкового типу займають велику нішу на ринку, порівняно з іншими типами силових пристроїв.

Основою безпечної експлуатації є відповідність заявленим параметрам стабільних значень експлуатаційних характеристик гальмівних фрикційних пристроїв на всьому життєвому циклі. Оцінка експлуатаційних параметрів гальмівних пристроїв має базуватися на сучасних методах розробки, що враховують взаємозалежні характеристики ефективності та енергоємності фрикційних вузлів та параметри тепловідвідних пристроїв гальм.

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 зі наслідком, а саме зі зростаючим контактним тиском і температурою, що формується на взаємодіючих контактних площинах [2]. Основними критеріями оцінки ефективності розробок є коефіцієнт тертя і лінійне зношування, тоді як формування структури силового пристрою має бути спрямоване не тільки на підвищення основного вихідного параметра - гальмівного моменту, що характеризує силовий пристрій, але і на його стабілізацію в різних режимах взаємодії робочих поверхонь.

Гальмівний момент є узагальненою змінною характеристикою, що формує підсумок роботи гальмівного пристрою в цілому та включає не тільки коефіцієнт тертя, тиск, що розвивається в гальмівному приводі, геометричні параметри гальмівного диска і колодки, але і радіус взаємодії контактуючих площин. З урахуванням цього факту змінне значення радіусу взаємодіючих площин силового пристрою дисково-колодкового типу значно впливає на формуючий гальмівний момент і на його зміну в процесі гальмування. Навпаки, силовий пристрій барабанно-колодкового типу має постійний радіус взаємодії через конструктивні особливості. Через ці особливості формується

нерівномірний гальмівний момент, зумовлений нерівномірністю притискання гальмівних колодок до поверхонь гальмівного барабана.

Спираючись на праці вітчизняних і зарубіжних дослідників можна зробити висновок, що розроблені методи проектування не враховують безліч змінних факторів, що входять у формувальний гальмівний момент [3]. Особливо це наочно демонструється при використанні притискаючих механізмів у фрикційних гальмівних пристроях. Використання притискаючих механізмів у гальмівних пристроях призводить до зростання температур на робочих поверхнях, що висуває вимогу до проектування вузлів охолодження відповідно до формованих експлуатаційних параметрів гальма.

Розглянемо класифікацію вузлів охолодження силових пристроїв. Штатні системи охолодження створюються шляхом збільшення площі теплообміну із зовнішнім середовищем. Додатково встановлювані системи охолодження необхідні направлення потоків повітря до нагрітих поверхонь диска чи барабана. Як додаткова система охолодження встановлюються різні дефлектори, які збільшують обдування елементів гальмівного пристрою зустрічним потоком повітря. Вузли охолодження дисків, що мають ребра у вентиляційному апараті, можуть оснащуватися вентиляційними каналами з різною геометрією (з радіальними, з криволінійними каналами і з каналами змінної довжини) для збільшення площі теплообміну із зовнішнім середовищем.

Крім даного факту, методи розробки існуючих гальмівних пристроїв не враховують дослідницьких праць, присвячених експлуатаційним дослідженням в галузі впливу різних дефектів на вихідні параметри силових пристроїв, що формуються, і зниження параметрів стабільності за час процесу гальмування [4]. Тому так необхідний облік експлуатаційного досвіду при створенні нових методів розробки та розробки способів забезпечення стабільних параметрів гальмівних пристроїв, які повинні не тільки підвищувати безпеку машин, а й знижувати витрати на експлуатацію.

У даних умовах повсюдного застосування силових пристроїв на машинах із зростаючою інтенсивністю переміщення створення методів розробки та оцінки ефективності гальмівних пристроїв та стабільності їх вихідних експлуатаційних параметрів є, безумовно, актуальним.

Мета роботи: забезпечення стабільності силових факторів та підвищення ефективності гальмування машин шляхом удосконалення фрикційних гальмівних пристроїв.

Для досягнення мети необхідно вирішити такі задачі:

1. Розробити математичну модель для дисково-колодкових фрикційних гальмівних пристроїв різних конструкцій для визначення залежностей кутових та поперечних переміщень гальмівних колодок від інерційних характеристик та параметрів демпфування елементів силових пристроїв.

2. Проаналізувати вплив конструктивних параметрів на розподіл нормальних та тангенційних сил за площею робочих поверхонь фрикційних гальмівних пристроїв різних типів.

3. Використовуючи алгоритми розрахунків розподілених нормальних і тангенціальних сил за площею робочих поверхонь, структурно-параметричний синтез, термодинамічні та аеродинамічні моделі металевого елемента гальма, необхідно створити метод розробки фрикційних гальмівних пристроїв та визначення показників критеріїв ефективності та стабільності експлуатаційних параметрів фрикційних гальм.

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

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

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

Предмет дослідження – взаємозв'язок між критеріями ефективності, стабільності силових факторів та конструктивними параметрами фрикційних гальмівних пристроїв.

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 «граничного» шару в різних режимах протікання.

Наукова новизна роботи:

- розроблено метод визначення положення центру тиску в системі «гальмівна колодка - притискаючий елемент - гальмівний диск» особливістю якого є облік числа, геометрії та розташування притискних елементів у гальмівному пристрої дисково-колодкового типу;

- розроблено нові моделі теплоперенесення «вентильований гальмівний диск - зовнішнє середовище», що враховують дифузійні та теплові прикордонні шари повітряного потоку, що обтікає робочі та неробочі поверхні;

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

- створені методи розробки фрикційних гальмівних пристроїв на основі розподілених силових факторів і структурно-параметричного синтезу, що враховують багат шарові моделі теплопереносу «вентильований гальмівний диск - зовнішнє середовище», особливістю яких є використання в якості критерію ефективності силові фактори.

РОЗДІЛ 2. ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ, ВИЗНАЧАЮЧІ ФАКТОРИ НЕСТАБІЛЬНОСТІ ВЗАЄМОДІЇ РОБОЧИХ ПОВЕРХОНЬ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ.

2.1. Динаміка приводу дисково-колодкового гальма в невстановленому режимі.

Розглянемо вплив конструкції притискного механізму безпосередньої дії силових пристроїв дисково-колодкового типу на процеси нестійкості при взаємодії робочих поверхонь рис. 2.1.

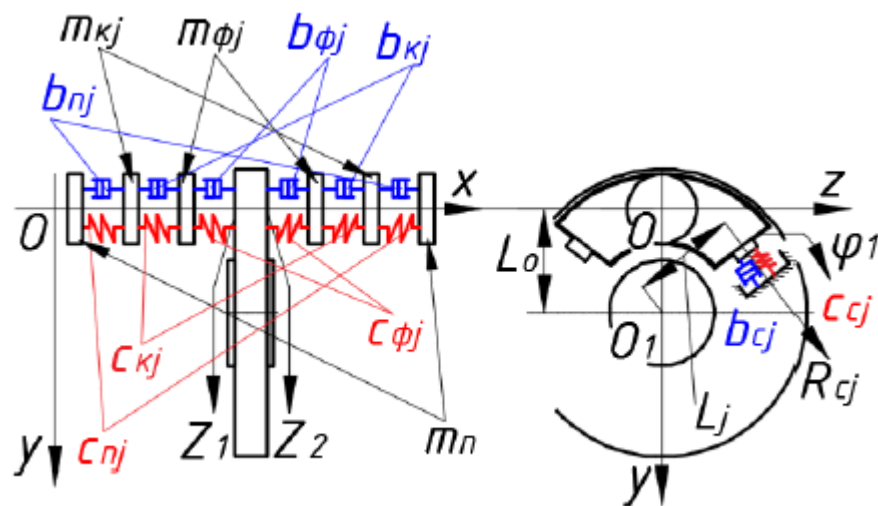


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема моделі з розподіленими параметрами силових пристроїв дисково-колодкового типу безпосередньої дії

Взаємодія робочих поверхонь – це нестационарний процес, що відбивається по всьому силовому пристрої. Кожен притискаючий механізм силового пристрою здійснює не тільки поперечне (x), а й кутове переміщення (φ_1). Для розуміння впливу коливального процесу взаємодії дотичних поверхонь на видавані експлуатаційні параметри гальмівного пристрою необхідно визначити критерії впливу. Для розгляду коливальної системи силового пристрою дисково-колодкового типу необхідно прийняти такі припущення:

- силовий пристрій є відокремленим, тобто не враховуються коливання з боку автомобіля, а також поверхні;

- приводне зусилля підводиться до притискних механізмів без пульсацій;

- не враховуються деформації в деталях механізмів притискання.

Скористаємося рівнянням Лагранжа II роду [3] для опису рівняння руху механізмів притискання різних типів:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + Q_i^*, \quad i = 1, 2, \dots, s, \quad (2.1)$$

де T – кінетична енергія коливальної системи притискаючого механізму дисково-колодкового силового пристрою, Дж;

Π – потенційна енергія коливальної системи притискаючого механізму дисково-колодкового силового пристрою, Дж;

Φ – дисипативна функція Релея коливальної системи;

q_i – узагальнені координати;

Q_i^* – нестационарні узагальнені сили.

При дотику робочих поверхонь силового пристрою недосконалість поверхонь диска призводить до вимушених постійно утворюючих коливань. Складаємо систему силового і потужного балансу щодо кожної з колодок для силового пристрою безпосередньої дії рис. 2.1:

$$\left\{ \begin{aligned} & (m_{n1} + m_{k1} + m_{\phi1} - m_{n2} + m_{k2} + m_{\phi2}) \ddot{x} + (b_{n1} + b_{k1} + b_{\phi1}) \dot{x} - (b_{n2} + b_{k2} + b_{\phi2}) \dot{x} + \\ & + \left(\frac{c_{n1} c_{k1} c_{\phi1}}{c_{n1} c_{k1} + c_{\phi1} c_{k1} + c_{\phi1} c_{n1}} \right) x - \left(\frac{c_{n2} c_{k2} c_{\phi2}}{c_{n1} c_{k1} + c_{\phi1} c_{k1} + c_{\phi1} c_{n1}} \right) x = (b_{n1} + b_{k1} + b_{\phi1}) \dot{Z}_1 + \\ & + (b_{n2} + b_{k2} + b_{\phi2}) \dot{Z}_2 + \left(\frac{c_{n1} c_{k1} c_{\phi1}}{c_{n1} c_{k1} + c_{\phi1} c_{k1} + c_{\phi1} c_{n1}} \right) Z_1 + \left(\frac{c_{n2} c_{k2} c_{\phi2}}{c_{n2} c_{k2} + c_{\phi2} c_{k2} + c_{\phi2} c_{n2}} \right) Z_2; \\ & (J_k + J_\phi) \ddot{\phi}_1 + b_{c1} L_1^2 \dot{\phi}_1 + c_{c1} L_1 \phi_1 - f (b_{k1} + b_{\phi1}) L_o^2 \dot{\phi}_1 - f \left(\frac{c_{k1} c_{\phi1}}{c_{k1} + c_{\phi1}} \right) L_o \phi_1 = b_{c1} L_1^2 \dot{Z}_1 + c_{c1} L_1 Z_1; \\ & (J_k + J_\phi) \ddot{\phi}_2 + b_{c2} L_2^2 \dot{\phi}_2 + c_{c2} L_2 \phi_2 - f (b_{k2} + b_{\phi2}) L_o^2 \dot{\phi}_2 - f \left(\frac{c_{k2} c_{\phi2}}{c_{k2} + c_{\phi2}} \right) L_o \phi_2 = b_{c2} L_2^2 \dot{Z}_2 + c_{c2} L_2 Z_2 \end{aligned} \right. , \quad (2.2)$$

де m_{n1} , m_{n2} – маса лівого та правого притискаючого елемента, кг;

$c_{n1}, c_{n2}, c_{c1}, c_{c2}$ – жорсткість лівого та правого притискаючих елементів та опору супорту лівої та правої колодок, відповідно, Н/м;

L_1, L_2 – відстані від осі диска до лівої та правої опор супорта, м;

$b_{n1}, b_{n2}, b_{c1}, b_{c2}$ – дисипативні коефіцієнти лівого та правого притискаючих елементів та опору супорту лівої та правої колодок, відповідно, (Нс)/м;

L_o – відстань від осі диска до центру елемента, що притискає, м;

f – коефіцієнт тертя.

Запишемо систему силового та потужнісного балансу (2.2) у матрично-векторній формі:

$$A\ddot{q} + B\dot{q} + Cq = D\dot{Z} + EZ, \quad (2.3)$$

де матриці інерційних (A), дисипативних (B), та жорстких (C) коефіцієнтів мають такий вигляд:

$$A = \begin{Bmatrix} A_{11} & 0 & 0 \\ 0 & A_{22} & 0 \\ 0 & 0 & A_{33} \end{Bmatrix}, \quad (2.4)$$

$$B = \begin{Bmatrix} B_{11} & 0 & 0 \\ 0 & B_{22} & 0 \\ 0 & 0 & B_{33} \end{Bmatrix}, \quad (2.5)$$

$$C = \begin{Bmatrix} C_{11} & 0 & 0 \\ 0 & C_{22} & 0 \\ 0 & 0 & C_{33} \end{Bmatrix}, \quad (2.6)$$

Права частина рівняння (2.3) відповідає за вимушені коливання, які визначають коефіцієнти швидкостей (D) та векторів збурень (E):

$$D = \begin{Bmatrix} D_{11} & D_{12} \\ D_{21} & 0 \\ 0 & D_{32} \end{Bmatrix}, \quad (2.7)$$

$$E = \begin{Bmatrix} E_{11} & E_{12} \\ E_{21} & 0 \\ 0 & E_{32} \end{Bmatrix}, \quad (2.8)$$

Значення елементів матриці (2.4)-(2.6) зведено до таблиці 2.1, елементів матриці (2.7) і (2.8) для силового пристрою безпосередньої дії в таблицю 2.2.

Таблиця 2.1 – Елементи матриці інерційних, дисипативних та жорстких коефіцієнтів.

Елемент	Залежність	Елемент	Залежність
A_{22}, A_{33}	$J_k + J_\phi$	A_{11}	$m_{n1} + m_{k1} + m_{\phi1} - m_{n2} + m_{k2} + m_{\phi2}$
A_{21}, A_{31}	$(m_k + m_\phi)L_p$	B_{11}	$(b_{n1} + b_{k1} + b_{\phi1}) - (b_{n2} + b_{k2} + b_{\phi2})$
B_{22}	$b_{c1}L_1^2 - f(b_{k1} + b_{\phi1})L_o^2$	B_{33}	$b_{c2}L_2^2 - f(b_{k2} + b_{\phi2})L_o^2$
C_{23}	$c_{c1}L_1^2 - \frac{fL_o^2 c_{k1} c_{\phi1}}{(c_{k1} + c_{\phi1})}$	C_{11}	$\frac{c_{n1} c_{k1} c_{\phi1}}{(c_{n1} c_{k1} + c_{\phi1} c_{k1} + c_{\phi1} c_{n1})} - \frac{c_{n2} c_{k2} c_{\phi2}}{(c_{k2} c_{k2} + c_{\phi2} c_{k2} + c_{\phi2} c_{k2})}$
C_{33}	$c_{c2}L_2^2 - \frac{fL_o^2 c_{k2} c_{\phi2}}{(c_{k2} + c_{\phi2})}$		

Таблиця 2.2 – Елементи матриці коефіцієнтів швидкостей і векторів збурень.

Елемент	Залежність	Елемент	Залежність
D_{11}	$b_{n1} + b_{k1} + b_{\phi1}$	D_{12}	$b_{n2} + b_{k2} + b_{\phi2}$
D_{21}	$b_{c1}L_1^2$	D_{32}	$b_{c2}L_2^2$
E_{11}	$\frac{c_{n1} c_{k1} c_{\phi1}}{(c_{n1} c_{k1} + c_{\phi1} c_{k1} + c_{\phi1} c_{n1})}$	E_{12}	$\frac{c_{n2} c_{k2} c_{\phi2}}{(c_{n2} c_{k2} + c_{\phi2} c_{k2} + c_{\phi2} c_{n2})}$
E_{21}	$c_{c1}L_1$	E_{32}	$c_{c2}L_2$

Для заміни узагальнених координат рівняння коливальної системи (2.3) на натуральні координати необхідно записати систему загальних диференціальних рівнянь щодо кожної координати (x, ϕ_1, ϕ_2):

$$\begin{cases} m_{np} \frac{d^2 x}{d\tau^2} + c_{np3} x + b_{np3} \frac{dx}{d\tau} = M_B \\ J_{np1} \frac{d^2 \varphi_1}{d\tau^2} + c_{np1} \varphi_1 + b_{np1} \frac{d\varphi_1}{d\tau} = M_B \\ J_{np2} \frac{d^2 \varphi_2}{d\tau^2} + c_{np2} \varphi_2 + b_{np2} \frac{d\varphi_2}{d\tau} = M_B \end{cases}, \quad (2.9)$$

де m_{np} і b_{np} , c_{np} – наведені інерційні, дисипативні та жорсткі коефіцієнти для i -ї координати;

M_B – обурюючий момент, що є функцією яка змінюється за гармонійним законом.

У роботі [4, 5] проілюстрована не стаціонарність контакту «дорога – колесо» з визначенням динамічної нестабільності на писк при гальмуванні. Писк виступає лише наслідком нестабільності контакту, іншим наслідком можуть виступати вихідні експлуатаційні критерії силового пристрою [6]. Розв'язання системи диференціальних рівнянь (2.9) щодо трьох координат має вигляд:

$$\begin{cases} x = e^{\frac{b_{np3}\tau}{m_{np}}} \left(K_9 \sin \left[\sqrt{\left(\frac{c_{np3}}{m_{np}} \right)^2 - \left(\frac{b_{np3}}{m_{np}} \right)^2} \tau + K_{10} \cos \left[\sqrt{\left(\frac{c_{np3}}{m_{np}} \right)^2 - \left(\frac{b_{np3}}{m_{np}} \right)^2} \tau \right) + \right. \\ \left. + (K_{11} \sin \omega_\epsilon \tau + K_{12} \cos \omega_\epsilon \tau), \right. \\ \varphi_1 = e^{\frac{b_{np1}\tau}{J_{np1}}} \left(K_1 \sin \left[\sqrt{\left(\frac{c_{np1}}{J_{np1}} \right)^2 - \left(\frac{b_{np1}}{J_{np1}} \right)^2} \tau + K_2 \cos \left[\sqrt{\left(\frac{c_{np1}}{J_{np1}} \right)^2 - \left(\frac{b_{np1}}{J_{np1}} \right)^2} \tau \right) + \right. \\ \left. + (K_3 \sin \omega_\epsilon \tau + K_4 \cos \omega_\epsilon \tau), \right. \\ \varphi_2 = e^{\frac{b_{np2}\tau}{J_{np2}}} \left(K_5 \sin \left[\sqrt{\left(\frac{c_{np2}}{J_{np2}} \right)^2 - \left(\frac{b_{np2}}{J_{np2}} \right)^2} \tau + K_6 \cos \left[\sqrt{\left(\frac{c_{np2}}{J_{np2}} \right)^2 - \left(\frac{b_{np2}}{J_{np2}} \right)^2} \tau \right) + \right. \\ \left. + (K_7 \sin \omega_\epsilon \tau + K_8 \cos \omega_\epsilon \tau). \right. \end{cases} \quad (2.10)$$

Коефіцієнти власних та вимушених коливань наведені в роботі [7]. Остаточне вирішення системи диференціальних рівнянь (2.9) щодо трьох координат x , φ_1 , φ_2 має вигляд:

$$\begin{cases}
x = e^{-\frac{b_{np3}\tau}{m_{np}}} \left(\frac{\left(\frac{b_{np3}}{m_{np}}\right) x_0}{\sqrt{\left(\frac{c_{np3}}{m_{np}}\right)^2 - \left(\frac{b_{np3}}{m_{np}}\right)^2}} \sin \left[\sqrt{\left(\frac{c_{np3}}{m_{np}}\right)^2 - \left(\frac{b_{np3}}{m_{np}}\right)^2} \tau + x_0 \cos \left[\sqrt{\left(\frac{c_{np3}}{m_{np}}\right)^2 - \left(\frac{b_{np3}}{m_{np}}\right)^2} \tau \right] + \right. \\
\left. + k_{\varepsilon 3} \sin(\omega_{\varepsilon} \tau - \psi_{\varepsilon 3}), \right. \\
\varphi_1 = e^{-\frac{b_{np1}\tau}{J_{np1}}} \left(\frac{\left(\frac{b_{np1}}{J_{np1}}\right) \varphi_{01}}{\sqrt{\left(\frac{c_{np1}}{J_{np1}}\right)^2 - \left(\frac{b_{np1}}{J_{np1}}\right)^2}} \sin \left[\sqrt{\left(\frac{c_{np1}}{J_{np1}}\right)^2 - \left(\frac{b_{np1}}{J_{np1}}\right)^2} \tau + \varphi_{01} \cos \left[\sqrt{\left(\frac{c_{np1}}{J_{np1}}\right)^2 - \left(\frac{b_{np1}}{J_{np1}}\right)^2} \tau \right] + \right. \\
\left. + k_{\varepsilon 1} \sin(\omega_{\varepsilon} \tau - \psi_{\varepsilon 1}), \right. \\
\varphi_2 = e^{-\frac{b_{np2}\tau}{J_{np2}}} \left(\frac{\left(\frac{b_{np2}}{J_{np2}}\right) \varphi_{02}}{\sqrt{\left(\frac{c_{np2}}{J_{np2}}\right)^2 - \left(\frac{b_{np2}}{J_{np2}}\right)^2}} \sin \left[\sqrt{\left(\frac{c_{np2}}{J_{np2}}\right)^2 - \left(\frac{b_{np2}}{J_{np2}}\right)^2} \tau + \varphi_{02} \cos \left[\sqrt{\left(\frac{c_{np2}}{J_{np2}}\right)^2 - \left(\frac{b_{np2}}{J_{np2}}\right)^2} \tau \right] + \right. \\
\left. + k_{\varepsilon 2} \sin(\omega_{\varepsilon} \tau - \psi_{\varepsilon 2}). \right.
\end{cases} \quad (2.11)$$

Амплітуди вимушених коливань k_{bi} та зсуву фаз між амплітудою збуджуючого моменту та амплітудою утворюваних від збуджуючого моменту коливань ψ_{bi} визначаються залежностями:

$$k_{bi} = \frac{\frac{\varphi_{b0i}(x_{b0})}{J_{pri}(m_{np})}}{\sqrt{\left[\left(\frac{c_{ij}}{J_{pri}(m_{np})} \right)^2 - \left(\frac{b_{ij}}{J_{pri}(m_{np})} \right)^2 \right]^2 + 4\omega_b^2 \left(\frac{b_{ij}}{J_{pri}(m_{np})} \right)^2}}, \quad (2.12)$$

$$\operatorname{tg} \psi_{bi} = \frac{2\omega_b \frac{b_{ij}}{J_{pri}(m_{np})}}{\sqrt{\left(\frac{c_{ij}}{J_{pri}(m_{np})} \right)^2 - \left(\frac{b_{ij}}{J_{pri}(m_{np})} \right)^2}}, \quad (2.13)$$

Індекс «i» означає рядок матриці (2.7) і (2.8) тоді як індекс «j» означає стовпчик матриці.

Складемо для системи рівнянь (2.11) інерційні, жорсткі дисипативні коефіцієнти та вектора швидкостей збурень і збурень у вигляді матриць:

$$A = \begin{Bmatrix} m_{np} & 0 & 0 \\ 0 & J_{np1} & 0 \\ 0 & 0 & J_{np2} \end{Bmatrix}, \quad (2.14)$$

$$B = \begin{Bmatrix} b_{np1} & 0 & 0 \\ 0 & b_{np2} & 0 \\ 0 & 0 & b_{np3} \end{Bmatrix}, \quad (2.15)$$

$$C = \begin{Bmatrix} c_{np1} & 0 & 0 \\ 0 & c_{np2} & 0 \\ 0 & 0 & c_{np3} \end{Bmatrix}, \quad (2.16)$$

$$D = \begin{Bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \\ b_{31} & b_{23} \end{Bmatrix}, \quad (2.17)$$

$$E = \begin{Bmatrix} c_{11} & c_{12} \\ c_{21} & c_{22} \\ c_{31} & c_{32} \end{Bmatrix}, \quad (2.18)$$

Прирівнюємо матриці (2.4)-(2.8) до матриць (2.14)-(2.18) і зведемо значення наведених коефіцієнтів системи рівнянь (2.11) в таблицю 2.3.

Таблиця 2.3 – Приведені коефіцієнти рівнянь (2.11) колодок для гальм дисково-колодочного типу безпосередньої дії

$m_{np} = m_{n1} + m_{k1} + m_{\phi1} - m_{n2} + m_{k2} + m_{\phi2}$		$J_{np1(2)} = (J_{\kappa} + J_{\phi})$		$b_{np3} = (b_{n1} + b_{k1} + b_{\phi1}) - (b_{n2} + b_{k2} + b_{\phi2})$	
$b_{np1} = b_{c1}L_1^2 - f(b_{k1} + b_{\phi1})L_o^2$			$b_{np2} = b_{c2}L_2^2 - f(b_{k2} + b_{\phi2})L_o^2$		
$c_{np3} = \frac{c_{n1}c_{k1}c_{\phi1}}{(c_{n1}c_{k1} + c_{\phi1}c_{k1} + c_{\phi1}c_{n1})} -$ $- \frac{c_{n2}c_{k2}c_{\phi2}}{(c_{\kappa}c_{k2} + c_{\phi2}c_{k2} + c_{\phi2}c_{c\kappa})}$		$c_{np1} = c_{c1}L_1^2 - \frac{fL_o^2c_{k1}c_{\phi1}}{(c_{k1} + c_{\phi1})}$		$c_{np2} = c_{c2}L_2^2 - \frac{fL_o^2c_{k2}c_{\phi2}}{(c_{k2} + c_{\phi2})}$	
$b_{11} = (b_{n1} + b_{k1} + b_{\phi1})$	$b_{12} = (b_{n1} + b_{k1} + b_{\phi1})$	$b_{21} = b_{c1}L_1^2$	$b_{22} = b_{c2}L_2^2$	$c_{21} = b_{c1}L_1^2$	
$c_{11} = \frac{c_{n1}c_{k1}c_{\phi1}}{(c_{n1}c_{k1} + c_{\phi1}c_{k1} + c_{\phi1}c_{n1})}$		$c_{12} = \frac{c_{n2}c_{k2}c_{\phi2}}{(c_{n2}c_{k2} + c_{\phi2}c_{k2} + c_{\phi2}c_{n2})}$			$c_{31} = b_{c1}L_1^2$

Для повноцінного аналізу порівняємо коливання поперечних переміщень колодок гальмівних пристроїв дисково-колодочного типу безпосередньої дії рисунок 2.2.

Під час моделювання розраховувалися значення початкової координати (x_0), наведених жорсткостей ($c_{пр3}$) та махових мас ($m_{пр}$) за залежностями (таблиця 2.1).

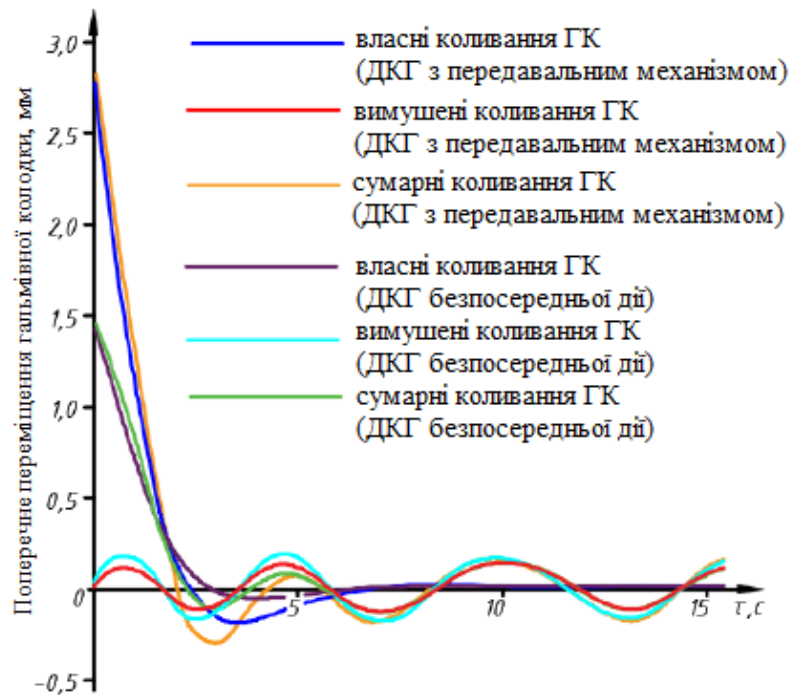


Рисунок 2.2 – Залежність величин коливань гальмівної колодки дисково-колодкових гальм типу безпосередньої дії в поперечному напрямку від часу гальмування.

Для гальмівного пристрою з механізмом притискання безпосередньої дії $x_0=1,5$ мм; $m_{пр}=11$ кг; $c_{пр3}=18$ Н/м.

Відмінністю є величина початкового зазору між накладкою та гальмівним диском, яка впливає на амплітуду власних коливань, а саме на величину відскоку колодки від поверхні диска. Власні коливання після 7-го гальмування сходять нанівець, при цьому сумарні коливання визначаються лише вимушеними і частотою взаємодії робочих поверхонь гальма. При уповільненні частоти коливань до 0,05 Гц період вимушених сумарних коливань збільшується, що визначає стабілізацію контактних площин.

Якщо припустити, що зусилля з боку приводу діє на механізми притискання не перманентно, то графік зміни величин амплітуд коливань буде виглядати наступним чином рисунок 2.3.

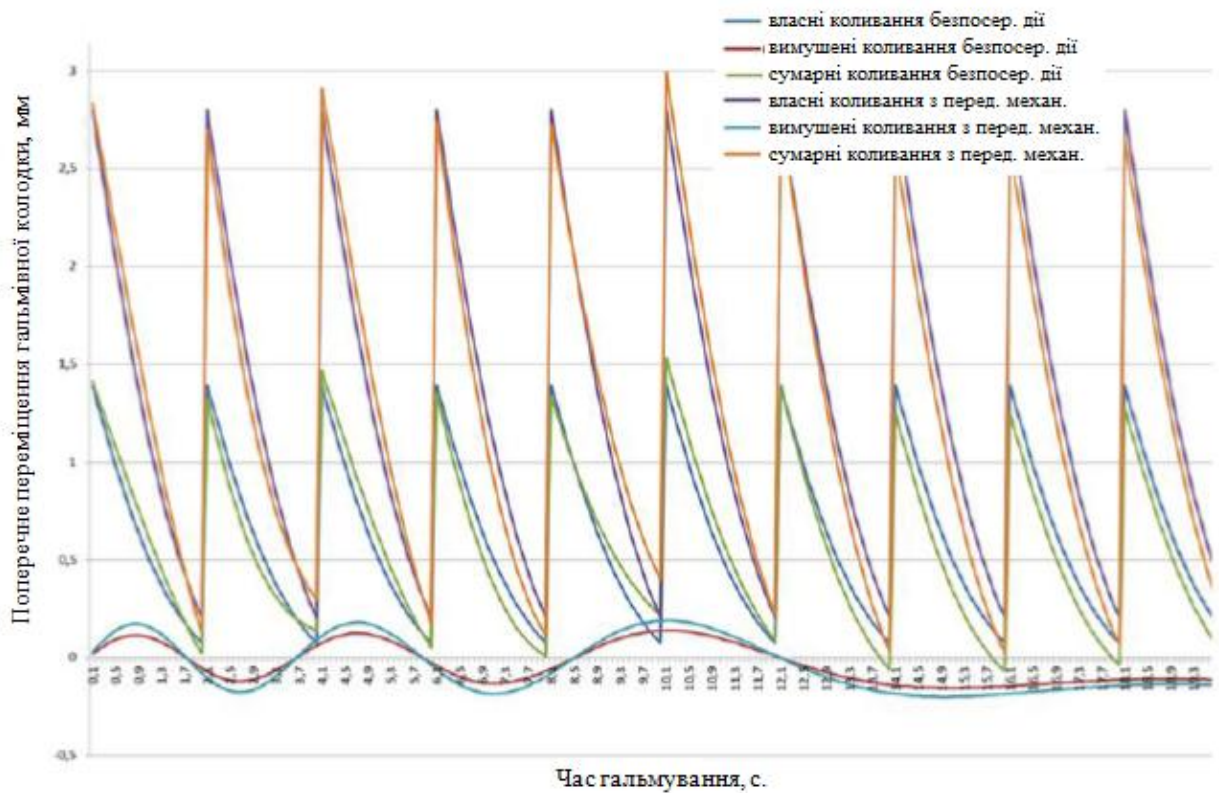


Рисунок 2.3 - Залежність величин коливань гальмівної колодки дисково-колодкових гальм типу безпосередньої дії механізмів притискання в поперечному напрямку від часу гальмування в циклічному режимі.

Використовуючи значення вимушених коливань з попередньої математичної моделі, обмежимо час контакту до 2 с і введемо кількість циклів 10. Параметри для розрахунку приймемо ідентичні попередньої математичної моделі.

На відміну від перманентного процесу гальмування, циклічність дозволяє оцінити вплив власних коливань на підсумковий результат зміни амплітуди коливань у парі «гальмівна колодка – гальмівний диск».

Сумарне значення амплітуд коливань взаємодіючих поверхонь повністю визначатимуть значення власних коливань фрикційного вузла. Завдяки циклічності взаємодії зона стабілізації у процесі гальмування відсутня повністю.

2.2. Визначення положення центру тиску в системі «притискаючий елемент – гальмівна колодка – гальмівний диск».

При використанні приводу силового пристрою з n кількістю притискних елементів на колодці утворюється безліч точок тиску. Для оцінки експлуатаційних параметрів стабільності та ефективності гальмівних пристроїв необхідно обчислити точку, що визначає положення центру тиску. Положення центру тиску - це точка прикладання рівнодіючої сили зі сторони притискного елемента на колодку. Положення центру тиску може змінюватися у двох основних напрямках: у тангенціальному (щодо краю колодки) та у радіальному (щодо осі обертання диска).

Зміна положення центру тиску у тангенціальному напрямку визначає нерівномірність зносу за довжиною накладки. Зміна положення центру тиску в радіальному напрямку визначає величину радіуса прикладання притискної сили (R) і, як наслідок, величину МТ. У процесі гальмування положення центру тиску змінюватиметься порівняно з початковим станом. Для визначення положення центру тиску в тангенціальному напрямку в системі, що розглядається, з поліпритискаючими елементами розглянемо статичну модель, представлену на рисунку 2.4.

Статична модель, що розглядається, має такі припущення:

- точки прикладання нормальної сили (P_i) з боку притискаючих елементів збігаються з їх центрами геометричних осей;

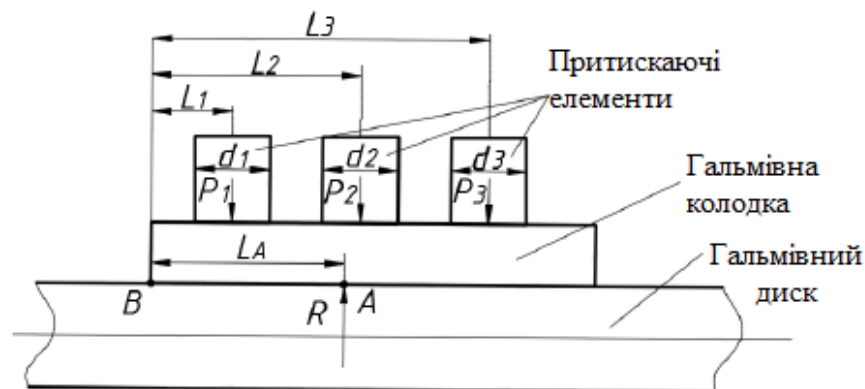


Рисунок 2.4 – Статична модель системи «притискаючий елемент – гальмівна колодка – гальмівний диск».

- притискні елементи мають циліндричну форму, діаметри яких рівні між собою ($d_1=d_2=d_3=...=d_i$);

- у моделях сили опору ущільнювальних елементів не враховуються.

Для визначення положення центру тиску (точка А) складемо систему рівнянь, діючих сил і моментів щодо точки В:

$$\begin{cases} R = \sum_{i=1}^n P_i, \\ \sum_{i=1}^n P_i L_i - R L_A = 0 \end{cases}, \quad (2.19)$$

Положення центру тиску в тангенціальному напрямку L_A визначається за формулою:

$$L_A = \frac{\sum_{i=1}^n L_i d_i^2}{\sum_{i=1}^n d_i^2}, \quad (2.20)$$

де L_i – довжина від краю колодки (точка В) до центрів і-го притискаючого елемента, м.

Для визначення положення центру тиску в радіальному напрямку необхідно розглянути статичні моделі з поліпритискними елементами в радіальних координатах (рисунок 2.5). Для статичних моделей аналізованих систем положення центрів тиску в радіальному напрямі визначаються залежностями (таблиця 2.4).

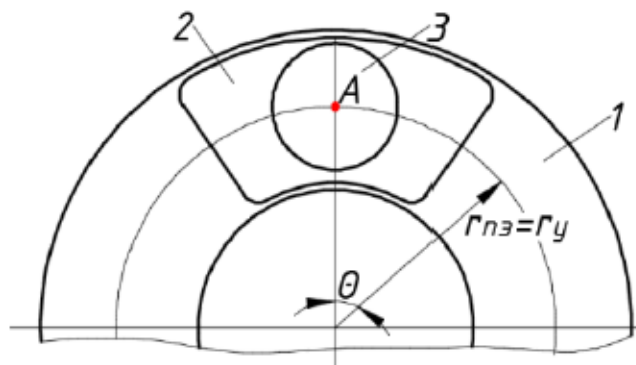


Рисунок 2.5 – Статична модель пристрою з монопритискним елементом:

1 – диск; 2 – колодка; 3 – притискаючий елемент.

Таблиця 2.4 – Формули для визначення центра тиску в залежності від кількості притискаючих елементів.

Кількість елементів	Формули
2 елемента на рівній відстані від вісі диска	$r_y = r_{ne} \cos \left[\frac{\Theta_{12}}{2} \right],$ де: r_{ne} – радіус від вісі обертання диска до центру елемента, м; Θ_{12} – кут між O_1 і O_2, град.
3 елемента на рівній відстані	$r_y = r_{ne} \left(0,33 + 0,67 \cos \left[\frac{\Theta_{12}}{2} \right] \right).$
3 елемента на різній відстані	$r_y = 0,33 \left(r_3 - r_1 \cos \left[\frac{\Theta_{12}}{2} \right] \right),$ де r_1, r_2 – радіус від вісі диска до центра 1-го і 3-го елементів, м; Θ_{12} – кут між O_1 і O_2, град.
4 елементи на різній відстані	$r_y = \left(0,33r_3 \cos \left[\frac{\Theta_{34}}{2} \right] - r_1 \cos \left[\frac{\Theta_{12}}{2} \right] \frac{2r_1 \sin \left[\frac{\Theta_{12}}{2} \right] + r_3 \sin \left[\frac{\Theta_{34}}{2} \right]}{r_1 \sin \left[\frac{\Theta_{12}}{2} \right] + r_3 \sin \left[\frac{\Theta_{34}}{2} \right]} + \right. \\ \left. + r_1 \cos \left[\frac{\Theta_{12}}{2} \right] \right),$ де: Θ_{34} – кут між O_3 і O_4, град.
5 елементів на різній відстані	$r_y = \left(r_3 \cos \left[\frac{\Theta_{35}}{2} \right] - 0,33r_3 \cos \left[\frac{\Theta_{35}}{2} \right] - r_1 \cos \left[\frac{\Theta_{12}}{2} \right] \cdot \right. \\ \left. \cdot \frac{2r_3 \sin \left[\frac{\Theta_{35}}{2} \right] + r_1 \sin \left[\frac{\Theta_{12}}{2} \right]}{r_3 \sin \left[\frac{\Theta_{35}}{2} \right] + r_1 \sin \left[\frac{\Theta_{12}}{2} \right]} + r_3 \left(0,33 + 0,67 \cos \left[\frac{\Theta_{35}}{2} \right] \right) \right),$ де: Θ_{35} – кут між O_3 і O_5, град.
6 елементів на різній відстані	$r_y = \left(0,33r_4 \cos \left[\frac{\Theta_{46}}{2} \right] - r_1 \cos \left[\frac{\Theta_{13}}{2} \right] \frac{2r_4 \sin \left[\frac{\Theta_{46}}{2} \right] + r_1 \sin \left[\frac{\Theta_{13}}{2} \right]}{r_4 \sin \left[\frac{\Theta_{46}}{2} \right] + r_1 \sin \left[\frac{\Theta_{13}}{2} \right]} + \right. \\ \left. + r_1 \left(0,33 + 0,67 \cos \left[\frac{\Theta_{13}}{2} \right] \right) + r_4 \left(0,33 + 0,67 \cos \left[\frac{\Theta_{46}}{2} \right] \right) \right),$ де r_4 – радіус від вісі диска до центра 4-го елемента, м; Θ_{13} – кут між O_1 і O_3, град.; Θ_{46} – кут між O_4 і O_6, град.

В якості доповнення до існуючих припущень необхідно відзначити, що в приводі з монопритискаючим елементом його площа дорівнює сумі площ всіх елементів, що притискають, в альтернативних приводах (рисунок 2.6). Таким чином, різниця площ не буде впливати на положення центру тиску при різних кількостях притискаючих елементів.

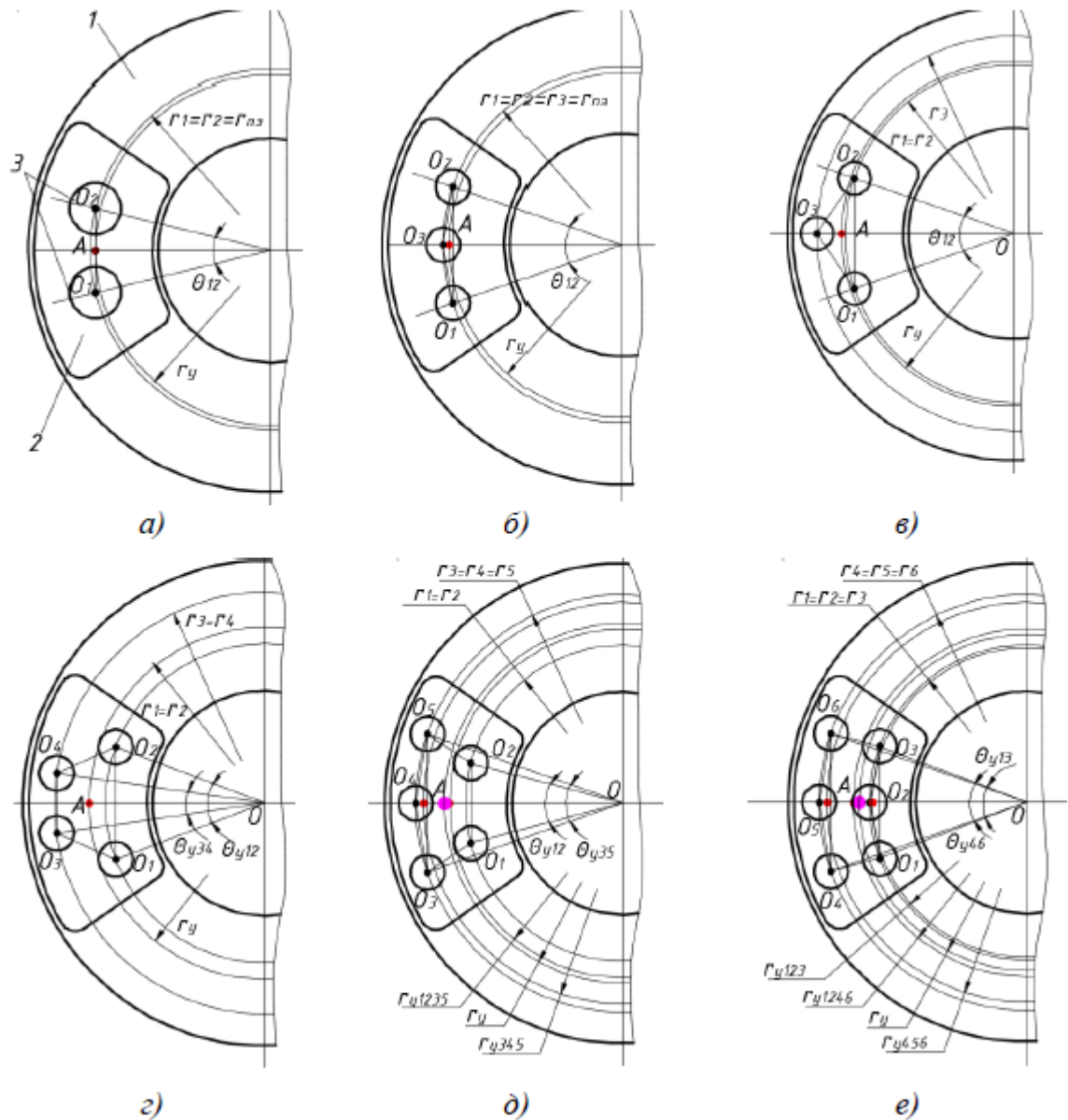


Рисунок 2.6 – Статистичні моделі системи «притискаючий елемент – гальмівна колодка – гальмівний диск» з двома (а), трьома (б, в), чотирма (г), п'яти (д) і шести (е) прижимаючими елементами: 1 – диск, 2 – колодка, 3 – прижимаючий елемент.

Виходячи з аналізу залежностей для визначення положення центру тиску, умова максимізації гальмівного моменту виглядають наступним чином:

$$\begin{aligned}\Theta_i &\rightarrow 0, \quad r_y \rightarrow \max, \\ \Theta_i &\rightarrow \max, \quad r_y \rightarrow 0, \\ n &\rightarrow \max, \text{ при умові } r_1 = \text{const}, \quad r_y \rightarrow 0.\end{aligned}\tag{2.21}$$

В умовах статичної моделі з нескінченно жорсткою колодкою положення центру тиску буде барицентром її площини залежно від центрів притискних елементів приводу гальмівного пристрою. При гальмуванні колодка стикається з обертаючим диском внаслідок чого колодка іде слідом за диском. Обмеженням для х колодки є опори супорта. У місці контакту диска та колодки утворюється сила тертя ($P_{тр}$) (рисунок 2.7).

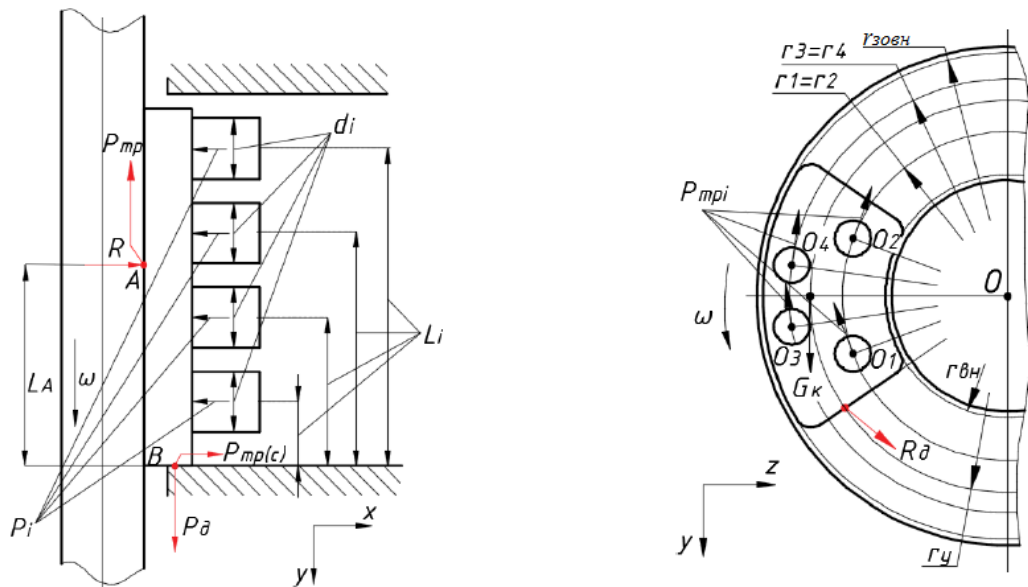


Рисунок 2.7 – Динамічна модель системи «притискаючий елемент – гальмівна колодка – гальмівний диск» силового пристрою безпосередньої дії.

Якщо розглядати супорт гальмівного пристрою при х колодки до диска в місці контакту її з опорою супорта утворюється R і $P_{тр}$. Для визначення положення центру тиску у двох напрямках з урахуванням P_i , що діють у системі «притискний елемент – гальмівна колодка – гальмівний диск», складемо систему рівнянь для гальмівного пристрою з поліпритискними елементами.

В тангенціальному напрямку:

$$\begin{cases} P_d - P_{mp} = m\ddot{y}, \\ R - P_1 - P_2 - P_3 - P_4 + P_{mp(c)} = m\ddot{x}, \\ P_4(L_A - L_4) + P_3(L_A - L_3) - P_2(L_2 - L_A) - P_1(L_1 - L_A) + P_d t_o - P_{mp(c)} L_A = J_d \varepsilon + J_{k1} \ddot{\phi}_1 \end{cases} \quad (2.22)$$

В радіальному напрямку:

$$\begin{cases} P_d \cos\left[\frac{\Theta}{2}\right] - P_{mp1} \cos\left[\frac{\Theta_{12}}{2}\right] - P_{mp2} \cos\left[\frac{\Theta_{12}}{2}\right] - P_{mp3} \cos\left[\frac{\Theta_{34}}{2}\right] - P_{mp4} \cos\left[\frac{\Theta_{34}}{2}\right] + G_k = 0, \\ P_d r_y - P_{mp1} r_1 - P_{mp2} r_2 - P_{mp3} r_3 - P_{mp4} r_4 + G_k \left(\frac{r_{зовн} - r_{вн}}{2}\right) = J_d \varepsilon + J_{k1} \ddot{\phi}_1 \end{cases} \quad (2.23)$$

де $P_{mp(c)}$, P_{mpi} – сили тертя між колодкою та опорою супорта і між 1-м притискаючим елементом та колодкою, відповідно, Н;

m – маса гальмівної колодки, кг;

J_d , J_{k1} – моменти інерції диска першої колодки, кг м²;

ε , $\ddot{\phi}_1$ – кутові прискорення диска та колодки, с⁻²;

P_d – рушійна сила колодки, що виникає в результаті контакту з диском, Н;

t_o – плече впливу рушійної сили колодки на опору супорта, м;

$r_{зовн}$, $r_{вн}$ – зовнішній та внутрішній радіуси гальмівної колодки, м;

G_k – вага гальмівної колодки, Н.

Після перетворення систем рівняння (2.22) та (2.23) відстані до положення центру тиску в тангенціальному (L_A) та радіальному напрямках (r_y) визначаються з формул:

$$L_A = \left[\sum_{i=1}^n P_i L_i - J_d \varepsilon - J_{k1} \ddot{\phi}_1 + \frac{\left(\sum_{i=1}^n P_i + m\ddot{x} \right)}{(1 + f_c f)} f t_o \right] \cdot \frac{(1 + f_c f)}{\left(\sum_{i=1}^n P_i + f_c f m\ddot{x} \right)}, \quad (2.24)$$

$$r_y = \left[f \sum_{i=1}^n P_i r_i + J_d \varepsilon + J_{k1} \ddot{\phi}_1 + m g \left(\frac{r_{зовн} - r_{вн}}{2} \right) \right] \cdot \frac{\cos\left[\frac{\Theta}{2}\right]}{f \sum_{i=1}^n P_i \cos\left[\frac{\Theta_i}{2}\right]}. \quad (2.25)$$

Аналогічно динамічної моделі системи «притискаючий елемент – гальмівна колодка – гальмівний диск» з поліпритискними елементами складемо систему рівнянь силового пристрою, оснащеного передавальним механізмом, розрахункова схема якого представлена на рисунку 2.8:

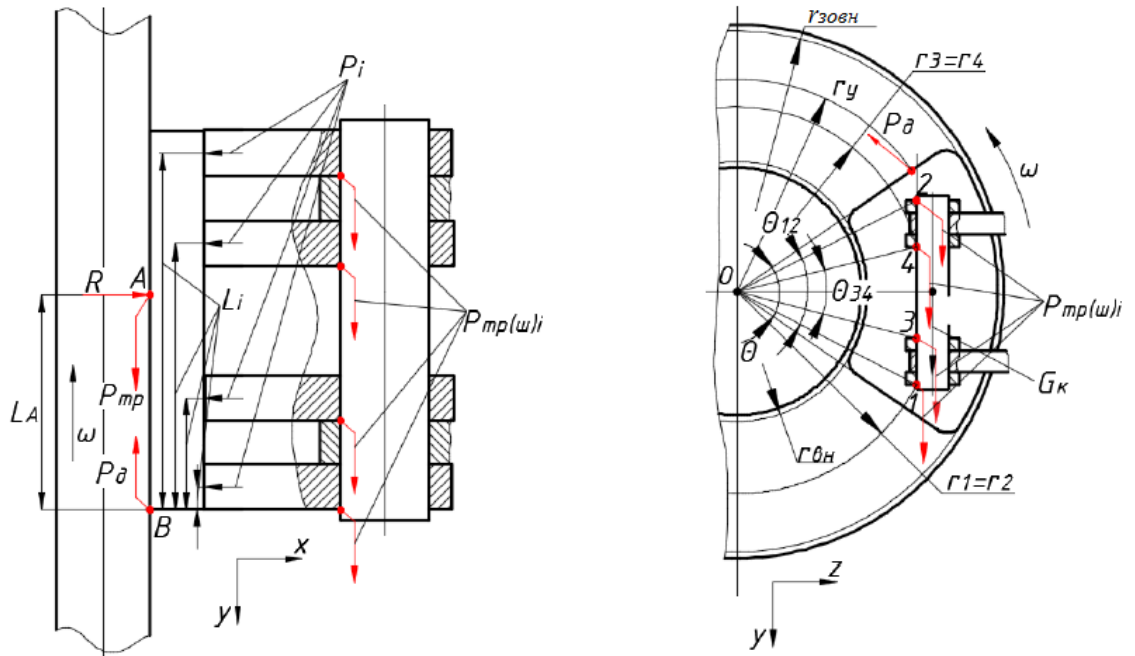


Рисунок 2.8 – Динамічна модель системи «притискаючий елемент – гальмівна колодка – гальмівний диск» силового пристрою, оснащеного передавальним механізмом.

- в тангенціальному напрямку

$$\begin{cases} P_d - P_{mp} - P_{mp(\omega)1} - P_{mp(\omega)2} - P_{mp(\omega)3} - P_{mp(\omega)4} = m\ddot{y}, \\ R - P_1 - P_2 - P_3 - P_4 = m\ddot{x}, \\ P_1(L_A - L_1) + P_3(L_A - L_1) - P_2(L_2 - L_A) - P_4(L_4 - L_A) - \\ - (P_{mp(\omega)1} + P_{mp(\omega)2} + P_{mp(\omega)3} + P_{mp(\omega)4})t_0 = J_d\ddot{\epsilon} + J_{k1}\ddot{\phi}_1; \end{cases} \quad (2.26)$$

- в радіальному напрямку

$$\begin{cases} P_d \cos\left[\frac{\Theta}{2}\right] - P_{mp(\omega)1} - P_{mp(\omega)2} - P_{mp(\omega)3} - P_{mp(\omega)4} - G_k = 0, \\ P_d r_y - P_{mp1}r_1 - P_{mp2}r_2 - P_{mp3}r_3 - P_{mp4}r_4 - G_k\left(\frac{r_{30BH} - r_{BH}}{2}\right) = J_d\ddot{\epsilon} + J_{k1}\ddot{\phi}_1, \end{cases} \quad (2.27)$$

де $f_{ш}$ – коефіцієнт тертя в контакті колодки та осі передавального механізму;

t_0 – плече впливу сили тертя в шарнірі передавального механізму, м.

Відстані до положення центру тиску в тангенціальному та радіальному напрямках визначаються з формул:

$$L_A = \frac{\left[\sum_{i=1}^n P_i L_i - J_d \varepsilon - J_{k1} \ddot{\phi}_1 + f t_o \sum_{i=1}^n P_i + m \ddot{x} \right]}{\left[\sum_{i=1}^n P_i + m \ddot{x} \right]}, \quad (2.28)$$

$$r_y = \left[f_{ш} \sum_{i=1}^n P_i r_i + J_d \varepsilon + J_{k1} \ddot{\phi}_1 + mg \left(\frac{r_{30BH} - r_{BH}}{2} \right) \right] \cdot \frac{\cos \left[\frac{\Theta}{2} \right]}{f_{ш} \sum_{i=1}^n P_i}. \quad (2.29)$$

Одним з факторів, що впливають на положення центру тиску силового пристрою безпосередньої дії, є технічний стан сполучення колодки з опорою супорта. При надмірному зносі сполучення колодки з опорою супорта на упорі колодки виникає загострення, що визначається кутом підрізки (η_k). Для аналізу впливу η_k на L_A необхідно розглянути динамічну модель системи «притискаючий елемент – гальмівна колодка – гальмівний диск» з η_k (рис. 2.9).

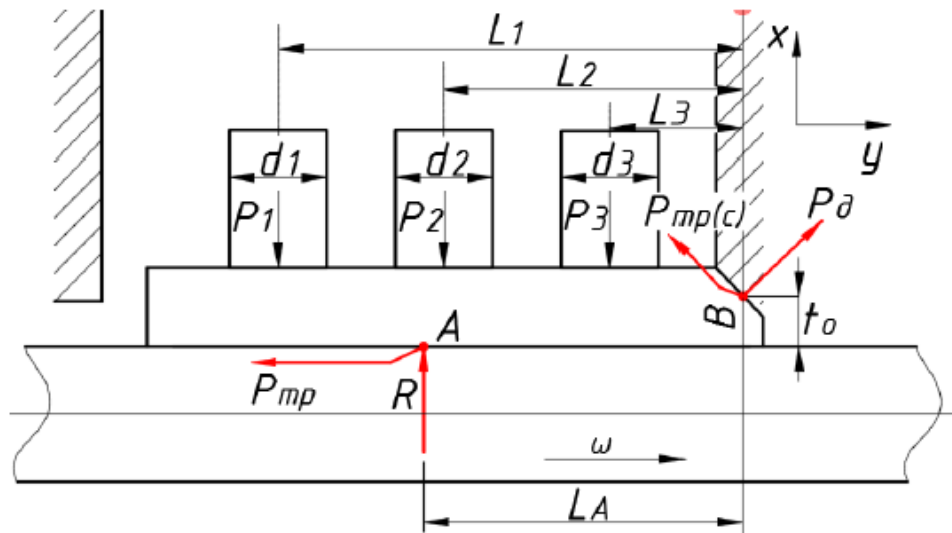


Рисунок 2.9 – Динамічна модель «притискаючий елемент – гальмівна колодка – гальмівний диск» силового пристрою із зношеним упором супорта.

Складемо систему рівнянь динамічну модель системи «притискаючий елемент – гальмівна колодка – гальмівний диск» силового пристрою зі зношеним упором супорта:

$$\begin{cases} P_{\text{мп}} + P_{\text{мп}(c)} \sin \eta_k - P_d \cos \eta_k = m\ddot{z}, \\ R - P_1 - P_2 - P_3 + P_d \sin \eta_k + P_{\text{мп}(c)} \cos \eta_k = m\ddot{x}, \\ P_3(L_A - L_3) + P_2(L_A - L_2) - P_1(L_1 - L_A) + P_d \cos \eta_k t_o - \\ - P_d \sin \eta_k L_A - P_{\text{мп}(c)} \sin \eta_k t_o + P_{\text{мп}(c)} \cos \eta_k L_A = J_d \varepsilon + J_{k1} \ddot{\phi}_1. \end{cases} \quad (2.30)$$

Внаслідок перетворення системи рівняння (2.30) L_A визначається з формули:

$$L_A = \frac{\left[J_d \varepsilon - J_{k1} \ddot{\phi}_1 + \sum_{i=1}^n P_i L_i + (P_{\text{мп}(c)} \sin \eta_k - P_d \cos \eta_k) t_o \right]}{\left[\sum_{i=1}^n P_i - P_{\text{мп}(c)} \cos \eta_k - P_d \sin \eta_k \right]}. \quad (2.31)$$

2.3. Вибір кількості притискаючих елементів для приводу гальмівного пристрою.

Аналіз системи «притискаючий елемент – гальмівна колодка – гальмівний диск» дозволяє зробити висновок про безліч критеріїв, що визначають кількість притискаючих елементів силового пристрою дисково-колодкового типу. Крім радіусів від осі обертання диска до центрів притискаючих елементів r_i у розрахунку беруть участь кути, що визначають положення центрів притискних елементів щодо осі симетрії гальмівної колодки Θ_i .

Виходячи з цих факторів, необхідно сформулювати наступні умови вибору кількості притискаючих елементів (n):

– для елементів, що знаходяться на рівній відстані від осі обертання диска (рисунок 2.10, а):

$$\begin{cases} nd_{\text{не}} < \frac{\pi \Theta (r_{\text{зобн}} - r_{\text{бн}})}{360} - 2n\delta_{\text{см}}, \\ d_{\text{не}} \leq (r_{\text{зобн}} - r_{\text{бн}}) - 2n\delta_{\text{см}}; \end{cases} \quad (2.32)$$

– на різній відстані від осі обертання диска (рисунок 2.10, б):

$$\begin{cases} nd_{\text{не}} < \frac{\pi \Theta (r_{\text{зобн}} - r_{\text{бн}})}{360} - 2n\delta_{\text{см}}, \\ md_{\text{не}} \leq (r_{\text{зобн}} - r_{\text{бн}}) - 2n\delta_{\text{см}}. \end{cases} \quad (2.33)$$

Висвітлений матеріал в поданих розділах дозволяє говорити про ефективне використання простору колодки при застосуванні поліпритискаючих елементів в приводі гальмівного пристрою. Виконання умов (2.32) та (2.33) призводить до складнощів реалізації у приводі із застосуванням передавального механізму:

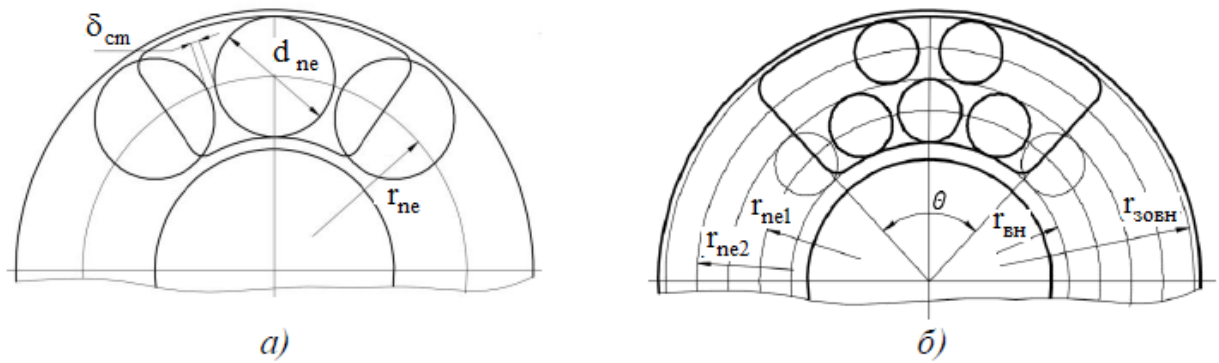


Рисунок 2.10 – Умови вибору кількості притискаючих елементів, що знаходяться на рівному (а) та на різному (б) віддаленні від осі обертання диска.

Для визначення оптимальної кількості поршнів багатопоршневого супорта в залежності від розподілу p_i по $A_{фн}$ була розроблена модель кінцевих елементів у програмі ABAQUS. Як об'єкти комп'ютерного моделювання досліджувалися трициліндрові супорти гальмівного пристрою дисково-колодкового типу з різними довжинами вільного краю колодки щодо крайніх притискних елементів.

Діаметри притискаючих елементів були незмінними для різних випадків силових пристроїв. Товщина накладки входила в товщину колодки, що визначало їх як єдине тіло. Довжини визначалися виходячи із співвідношення вільного краю колодки та діаметру притискаючих елементів: $(l_{ск} \leq d_{пе}/2)$ і $(l_{ск} > d_{пе}/2)$. Вхідними даними для моделей кінцевих елементів були ω обертання диска змінна c^{-1} , і постійний тиск поршнів – 0,5 МПа [8]. Результати моделювання представлені на рисунку 2.11.

Зі збільшенням вільного краю колодки зростає зона зі зниженими значеннями p_i в гальмівному пристрої. Внаслідок деформації колодки центральний притискний елемент є найбільш навантаженим, а нижній притискний елемент на периферії колодки забезпечує нерівномірне p_i за своєю

$A_{\text{фн}}$. Зі збільшенням довжини вільного кінця колодки на 12 % площа зони зниженого p_i збільшилася на 24,8 %. На підставі отриманих результатів доцільно додати ще одне обмеження для вибору кількості притискних елементів: $l_{\text{ск}} \leq d_{\text{пе}}/2$.

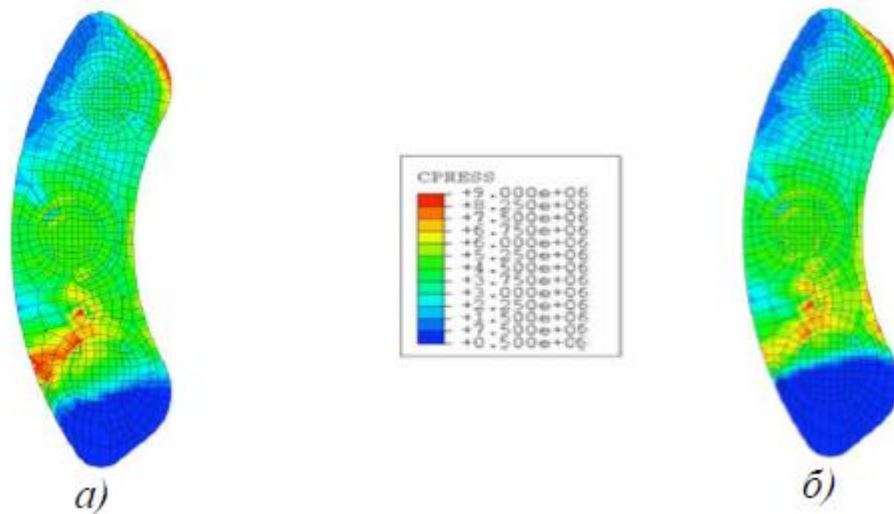


Рисунок 2.11 – Результати моделювання розподілу p_i по $A_{\text{фн}}$ силового пристрою дисково-колодкового типу для двох співвідношень: а – $l_{\text{ск}} \leq d_{\text{пе}}/2$; б - $l_{\text{ск}} > d_{\text{пе}}/2$.

Після розгляду розподілу p_i по $A_{\text{фн}}$ в тангенціальному напрямку необхідно проаналізувати розподіл p_i в радіальному напрямку. Об'єктами дослідження є трициліндрові супорти з різним видаленням елементів, що притискають, від осі обертання диска [9]. Результати моделювання показано на рисунку 2.12.

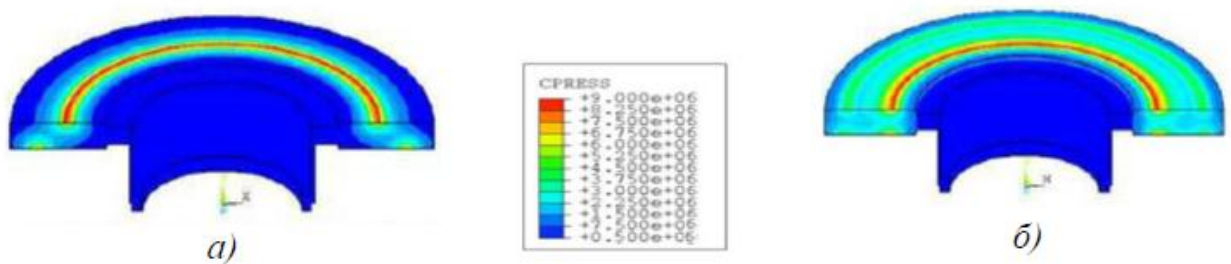


Рисунок 2.12 – Результати моделювання розподілу p_i по робочій площі силових пристроїв для двох різних випадків: з однаковим (а) та різним (б) віддаленнями від осі обертання диска.

З рисунку (2.12, а) видно, що в результаті дії тиску від притискаючих елементів та обертання диска на робочій поверхні утворюється кільце

розподіленого p_i , що діє від трьох рівновіддалених притискаючих елементів. Дане кільце розташоване ближче до діаметра маточини диска, ніж до периферії. Площа цього кільця і буде забезпечуватиме M_T силового пристрою, величина якого залежатиме від p_i елементів.

З рисунку (2.12, б) видно, що крім яскраво вираженого кільця двох притискаючих елементів, розташованих рівновіддалено від осі обертання, є ще пояс розподіленого p_i від притискаючого 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 притискаючими елементами.

2.4. Визначення положення центру тиску в парі «фрикційна накладка - гальмівний диск».

Положення центру тиску в парі «фрикційна накладка – гальмівний диск» впливає розподіл p_i по робочій поверхні диска і пояс взаємодії контактуючих поверхонь [5, 10]. Визначення центру тиску в парі «фрикційна накладка – гальмівний диск» проводилося у двох напрямках: тангенційному та радіальному. На відміну від системи «притискаючий елемент – гальмівна колодка – гальмівний диск» зусилля, що прикладається до поверхні накладки, реалізується у вигляді розподіленого навантаження (q), а не елементарної сили. При цьому навантаження розподіляється нерівномірно по всій площі накладки через усунення центру тиску в системі «притискний елемент – гальмівна колодка – гальмівний диск». Наприклад розглянемо статичні моделі «фрикційна накладка – гальмівний диск» із суцільною та сегментарною фрикційними накладками рисунок 2.13.

Складемо систему рівнянь для визначення положення центру тиску в парі «фрикційна накладка – гальмівний диск» у тангенційному напрямку:

- для суцільної накладки:

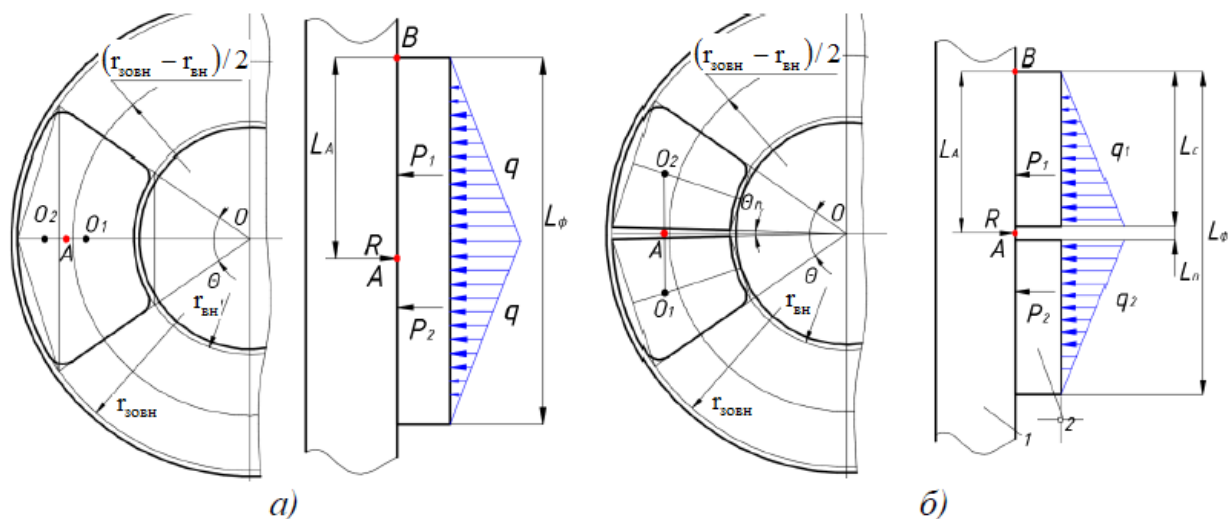


Рисунок 2.13 – Статичні моделі пари «фрикційна накладка – гальмівний диск» із суцільною (а) та сегментарною (б) накладками: 1 – гальмівний диск; 2 – колодка.

$$\begin{cases} R - P_1 - P_2 = 0, \\ P_2 \left(\frac{2L_\phi}{3} \right) - RL_A + P_1 \frac{2}{6} L_\phi = 0. \end{cases} \quad (2.34)$$

- для сегментної накладки:

$$\begin{cases} R - P_1 - P_2 = 0, \\ P_2 \left(\frac{2}{3} L_c + L_n \right) - RL_A + P_1 \frac{2}{3} L_c = 0. \end{cases} \quad (2.35)$$

де P_1, P_2 – елементарні сили, що замінюють навантаження $q=q_1=q_2, H$;

L_ϕ, L_c, L_n – довжина накладки, її сегмента та прорізи, м.

Відстані до положення центру тиску в різних напрямках визначаються залежно від:

- для суцільної накладки у тангенціальному напрямку:

$$L_A = \frac{1}{2} L_\phi; \quad (2.36)$$

- для радіального напрямку:

$$r_y = \left\{ r_{30BH} \cos \left[\frac{\Theta}{2} \right] - \frac{1}{3} (r_{30BH} - r_{BH}) \cos \left[\frac{\Theta}{2} \right] \frac{2r_{30BH} \sin \left[\frac{\Theta}{2} \right] + r_{BH} \sin \left[\frac{\Theta}{2} \right]}{r_{30BH} \sin \left[\frac{\Theta}{2} \right] + r_{BH} \sin \left[\frac{\Theta}{2} \right]} + r_{30BH} \left(\frac{1}{3} + \frac{2}{3} \cos \left[\frac{\Theta}{2} \right] \right) \right\} / 2, \quad (2.37)$$

- для сегментної накладки у тангенціальному напрямку:

$$L_A = L_c + \frac{1}{2} L_n; \quad (2.38)$$

- для радіального напрямку:

$$r_y = \left\{ r_{30BH} \cos \left[\frac{\Theta}{2} \right] - \frac{1}{3} (r_{30BH} - r_{BH}) \cos \left[\frac{\Theta}{2} \right] \frac{2r_{30BH} \sin \left[\frac{\Theta}{2} \right] + r_{BH} \sin \left[\frac{\Theta}{2} \right]}{r_{30BH} \sin \left[\frac{\Theta}{2} \right] + r_{BH} \sin \left[\frac{\Theta}{2} \right]} \right\} \cos \left[\frac{\Theta}{2} \right]. \quad (2.39)$$

При розгляді динамічних моделей пари «фрикційна накладка – гальмівний диск» (рисунок 2.14) крім прикладених сил у статичній моделі додається зусилля зрізу накладки з колодки Q та сили тертя у кожній точці контакту P_{mpi} та сумарна сила тертя у точці A ($P_{mp\Sigma}$).

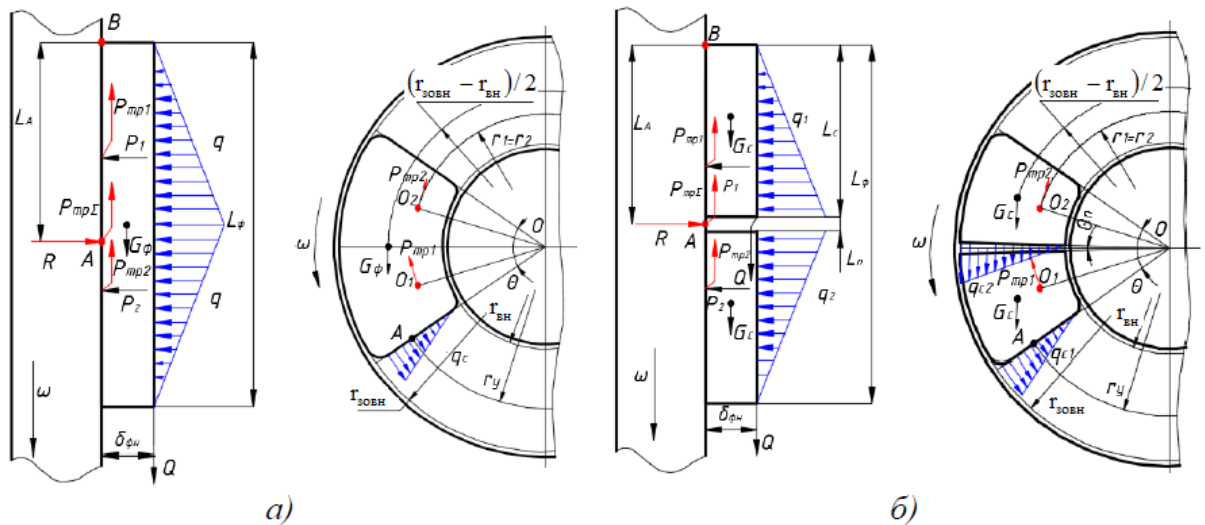


Рисунок 2.14 – Динамічні моделі пари «фрикційна накладка – гальмівний диск» із суцільною (а) та сегментарною (б) накладками.

На відміну від пари «гальмівна колодка – притискний елемент» положення точок O_1 і O_2 визначає не елементарні сили P_1 і P_2 , а розподіл навантаження в радіальному напрямку по ширині фрикційної накладки, який ідентичний розподілу в тангенціальному напрямку. Для визначення положення центру тиску у різних напрямках складемо систему рівнянь:

- для суцільної накладки:

$$\begin{cases} Q - P_{\text{мп}\Sigma} - P_{\text{мп}1} - P_{\text{мп}2} + G_{\phi} = m\ddot{z}, \\ R - P_1 - P_2 = m\ddot{z}, \\ \frac{2}{3}P_2L_{\phi} - RL_A + \frac{1}{3}P_1L_{\phi} + Q\delta_{\phi\text{н}} + G_{\phi}\frac{\delta_{\phi\text{н}}}{2} = J_{\text{д}}\varepsilon + J_{\text{к1}}\ddot{\phi}_1; \end{cases} \quad (2.40)$$

- для сегментарної накладки:

$$\begin{cases} 2Q - P_{\text{мп}\Sigma} - P_{\text{мп}1} - P_{\text{мп}2} + 2G_c = m\ddot{z}, \\ R - P_1 - P_2 = m\ddot{x}, \\ P_2\left(\frac{2}{3}L_c + L_n\right) - RL_A + \frac{2}{3}P_1L_c + 2Q\delta_{\phi\text{н}} + G_c\delta_{\phi\text{н}} = J_{\text{д}}\varepsilon + J_{\text{к1}}\ddot{\phi}_1, \end{cases} \quad (2.41)$$

де G_{ϕ} , G_c - вага суцільної накладки та її окремих сегментів, Н;

m - маса фрикційної накладки, кг.

Відстань до положення центру тиску в різних напрямках:

- у тангенціальному напрямку для суцільної накладки:

$$L_A = \frac{\left\{ \frac{1}{2}qL_{\phi}^2 - J_{\text{д}}\varepsilon - J_{\text{к1}}\ddot{\phi}_1 + \delta_{\phi\text{н}}\left[\frac{[\tau]\Theta}{180}(r_{\text{зобн}}^2 - r_{\text{вн}}^2) + G_{\phi}\right] \right\}}{\{qL_{\phi} + 2m\ddot{x}\}}; \quad (2.42)$$

- у радіальному напрямку:

$$r_y = \frac{\left[\frac{5}{6}fq(r_{\text{зобн}} - r_{\text{вн}}) - G_{\phi} + \frac{2J_{\text{д}}\varepsilon + J_{\text{к1}}\ddot{\phi}_1}{(r_{\text{зобн}} - r_{\text{вн}})} \right]}{q_c}, \quad (2.43)$$

- у тангенціальному напрямку для сегментарної накладки:

$$L_A = \frac{\left[q(L_c^2 + L_cL_n) - J_{\text{д}}\varepsilon - J_{\text{к1}}\ddot{\phi}_1 + \delta_{\phi\text{н}}\left(\frac{[\tau]\Theta}{180}(r_{\text{зобн}}^2 - r_{\text{вн}}^2) + G_c\right) \right]}{[qL_c + m\ddot{x}]}; \quad (2.44)$$

- у радіальному напрямку:

$$r_y = \frac{\left[\frac{5}{12}fq(r_{\text{зобн}} - r_{\text{вн}}) - 2G_c + \frac{2J_{\text{д}}\varepsilon + J_{\text{к1}}\ddot{\phi}_1}{(r_{\text{зобн}} - r_{\text{вн}})} \right]}{q_c}, \quad (2.45)$$

Для повнофакторного аналізу зміни положення центру тиску в залежності від форми контакту площадок накладок необхідно розглянути статичні

(рисунок 2.15) та динамічні моделі (рисунок 2.16). Як об'єкти аналізу наведені накладки з 12 циліндричними та призматичними сегментами однакової площі поперечного перерізу та розташуванням щодо краю накладки та осі обертання диска.

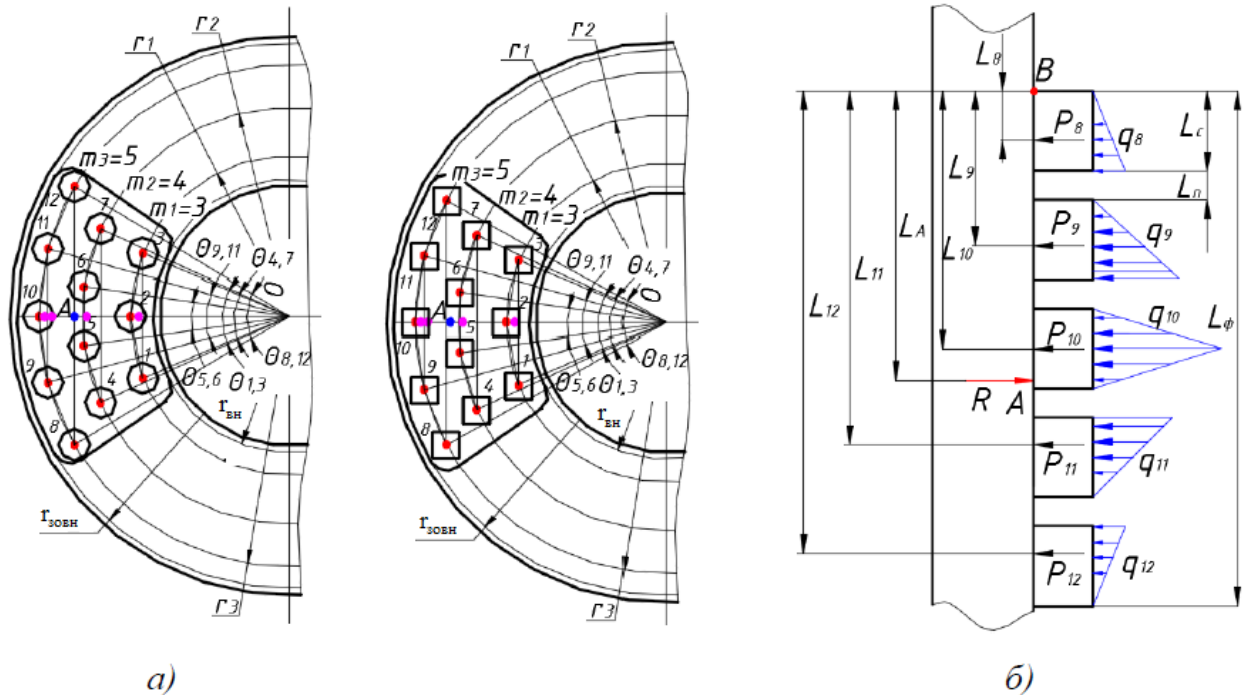


Рисунок 2.15 – Статичні моделі пари «фрикційна накладка – гальмівний диск» із сегментарними накладками при використанні циліндричних (а) та призматичних (б) сегментів.

Для того, щоб не перевантажувати статичну модель пари «фрикційна накладка – гальмівний диск» у тангенціальному напрямку, вказано лише п'ять сегментів накладки, що знаходяться на периферії диска (рисунок 2.15, б). Розподілене навантаження на кожному сегменті має своє значення q_i , це обумовлюється близькістю до центру тиску системи «притискаючий елемент – гальмівна колодка – гальмівний диск».

Сегменти накладки, що знаходяться на периферії, мають менше навантаження по модулю, ніж ті, що розташовані в центрі колодки.

Для визначення відстані від краю накладки до положення центру тиску в тангенціальному напрямку складемо систему рівнянь у загальному вигляді:

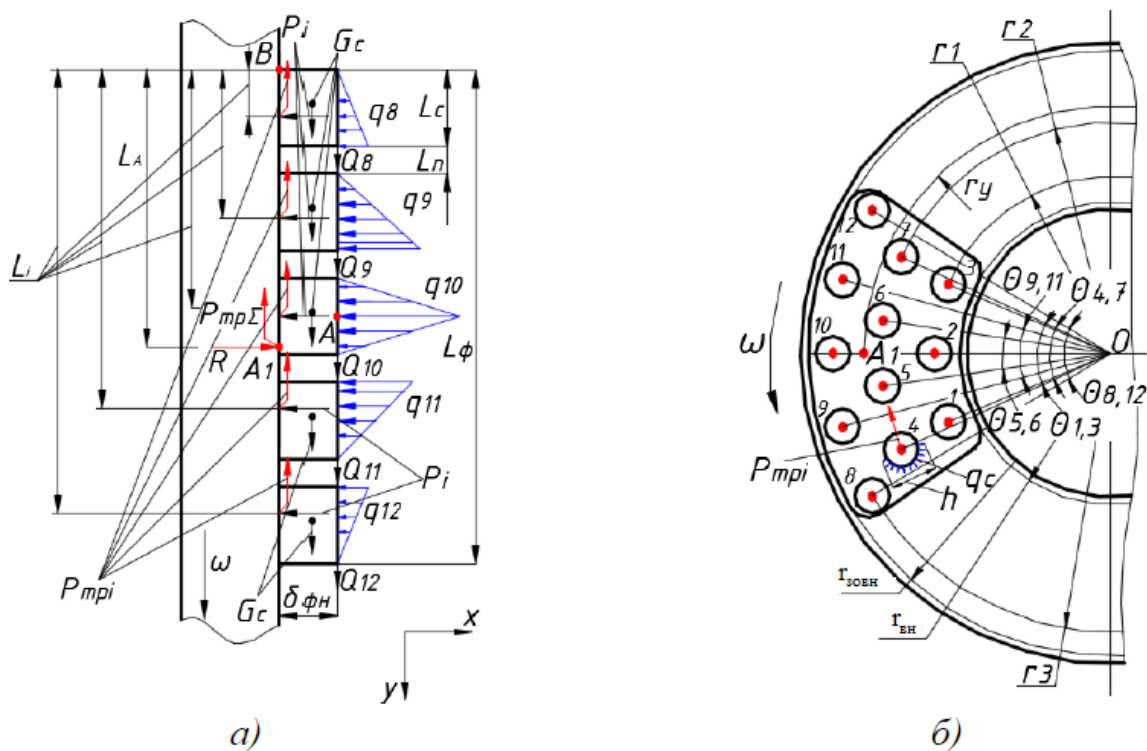


Рисунок 2.16 – Динамічні моделі пари «фрикційна накладка – гальмівний диск» із сегментарними накладками для визначення положення центру тиску в тангенціальному (а) та радіальному (б) напрямках.

$$\begin{cases} R - \sum_{i=1}^n P_i = 0, \\ \sum_{i=1}^n P_i L_i - R L_A = 0. \end{cases} \quad (2.46)$$

Відстань до положення центру тиску в різних напрямках:

- у тангенціальному напрямку:

$$L_A = \frac{\sum_{i=1}^n q_i L_i}{\sum_{i=1}^n q_i}. \quad (2.47)$$

- у радіальному напрямку:

$$r_y = \left\{ \begin{aligned} & r_1 \left(\frac{1}{3} + \frac{2}{3} \cos \left[\frac{\Theta_{13}}{2} \right] \right) + \frac{1}{3} r_2 \left(\cos \left[\frac{\Theta_{56}}{2} \right] - \cos \left[\frac{\Theta_{47}}{2} \right] \right) \frac{2 \sin \left[\frac{\Theta_{47}}{2} \right] + \sin \left[\frac{\Theta_{56}}{2} \right]}{\sin \left[\frac{\Theta_{47}}{2} \right] + \sin \left[\frac{\Theta_{56}}{2} \right]} + \\ & + r_2 \cos \left[\frac{\Theta_{47}}{2} \right] + r_3 \left(\cos \left[\frac{\Theta_{911}}{2} \right] - \cos \left[\frac{\Theta_{812}}{2} \right] \right) \frac{2 \sin \left[\frac{\Theta_{812}}{2} \right] + \sin \left[\frac{\Theta_{911}}{2} \right]}{\sin \left[\frac{\Theta_{812}}{2} \right] + \sin \left[\frac{\Theta_{911}}{2} \right]} + \\ & + r_3 \cos \left[\frac{\Theta_{812}}{2} \right] + r_3 \left(\frac{1}{3} + \frac{2}{3} \cos \left[\frac{\Theta_{911}}{2} \right] \right) \end{aligned} \right\} / 4, \quad (2.48)$$

Виходячи із залежностей (2.47) і (2.48) площа поперечного перерізу не впливає на положення центру тиску в статичній моделі як у тангенціальному, так і в радіальному напрямках.

Використовуючи динамічні моделі (див. рисунок 2.16), складемо систему рівнянь у загальному вигляді:

- у тангенціальному напрямку:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n Q_i - P_{mp\Sigma} - \sum_{i=1}^n P_{mpi} - P_{mp2} + \sum_{i=1}^n G_{ci} = m\ddot{z}, \\ R - \sum_{i=1}^n P_i = m\ddot{x}, \\ \sum_{i=1}^n P_i L_i - R L_A + \delta_{\phi H} \sum_{i=1}^n Q_i + \frac{\delta_{\phi H}}{2} \sum_{i=1}^n G_{ci} = J_d \varepsilon + J_{\kappa 1} \ddot{\phi}_1 + J_{\kappa 2} \ddot{\phi}_2; \end{cases} \quad (2.49)$$

- у радіальному напрямку:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n Q_i \cos \left[\frac{\Theta_i}{2} \right] - \sum_{i=1}^n P_{mpi} + \sum_{i=1}^n G_{ci} = 0, \\ \sum_{i=1}^n Q_i r_{yi} - \sum_{i=1}^n P_{mpi} r_i + \sum_{i=1}^n G_{ci} r_i = J_d \varepsilon + J_{\kappa 1} \ddot{\phi}_1 + J_{\kappa 2} \ddot{\phi}_2, \end{cases} \quad (2.50)$$

Відстань від положення центру тиску:

- у тангенціальному напрямку:

$$L_A = \left[\frac{1}{2} L_c \sum_{i=1}^n q_i L_i - J_d \varepsilon - J_{\kappa 1} \ddot{\phi}_1 + \delta_{\phi H} \left(\frac{1}{2} \sum_{i=1}^n G_{ci} + n [\tau_c] \sum_{i=1}^n F_{ci} \right) \right] / \frac{1}{2} L_c \sum_{i=1}^n q_i. \quad (2.51)$$

- у радіальному напрямку:

$$r_y = \left(J_{\delta} \varepsilon + J_{\kappa 1} \ddot{\Phi}_1 + n[\tau_c] \sum_{i=1}^n F_{ci} \cos \left[\frac{\Theta_i}{2} \right] r_i \right) / n^2 [\tau_c] \sum_{i=1}^n F_{ci}. \quad (2.52)$$

Аналізуючи залежності (2.81) та (2.82), можна зробити висновок про те, що з урахуванням динамічних процесів при гальмуванні площа нарівні з кількістю сегментів впливає на положення центру тиску в парі «фрикційна накладка – гальмівний диск».

РОЗДІЛ 3. МЕТОДИ ТА СПОСОБИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТАБІЛЬНОСТІ СИЛОВИХ ФАКТОРІВ ГАЛЬМІВНИХ ПРИСТРОЇВ З ПОВІТРЯНИМ ОХОЛОДЖЕННЯМ.

3.1. Алгоритм методу розробки гальм дисково-колодкового типу.

Перед описом алгоритму методу розробки було сформульовано ряд вимог до нього:

- основними результатами методики, що розробляється, повинні стати критерії оцінки стабільності, ефективності та енергоємності силових пристроїв;
- універсальність розрахунків для різних конструктивних рішень силових пристроїв;
- зв'язок між експлуатаційними параметрами робочих пар взаємодіючих площин гальм та характеристиками його вузла та режиму охолодження.

Основою розроблюваних методик були розроблені методи визначення положення центру тиску в системі «притискний елемент – гальмівна колодка – гальмівний диск» та парі «фрикційна накладка – гальмівний диск», методи розподіленого навантаження за товщиною колодок, методи визначення температури в кінцевій фазі гальмування робочих поверхонь та розподілу температурного поля по товщині та площі контактуючих площин. Зв'язок між експлуатаційними параметрами гальм та характеристиками вузла та режиму охолодження базувався на методі структурно-параметричного синтезу з результатами у формі структури вузла та режиму охолодження. Функціонально-структурні моделі структурно-параметричного синтезу силових пристроїв дисково-колодкового типу представлені на рисунку 3.1. Особливістю методу структурно-параметричного синтезу була наявність у математичній моделі методу розробки елемента заміщення.

У розроблюваній методиці як елемент заміщення виступав вузол охолодження. Використовуючи критерії впливу, гальмівні пристрої могли мати різні вузли охолодження, що працюють у різних режимах.

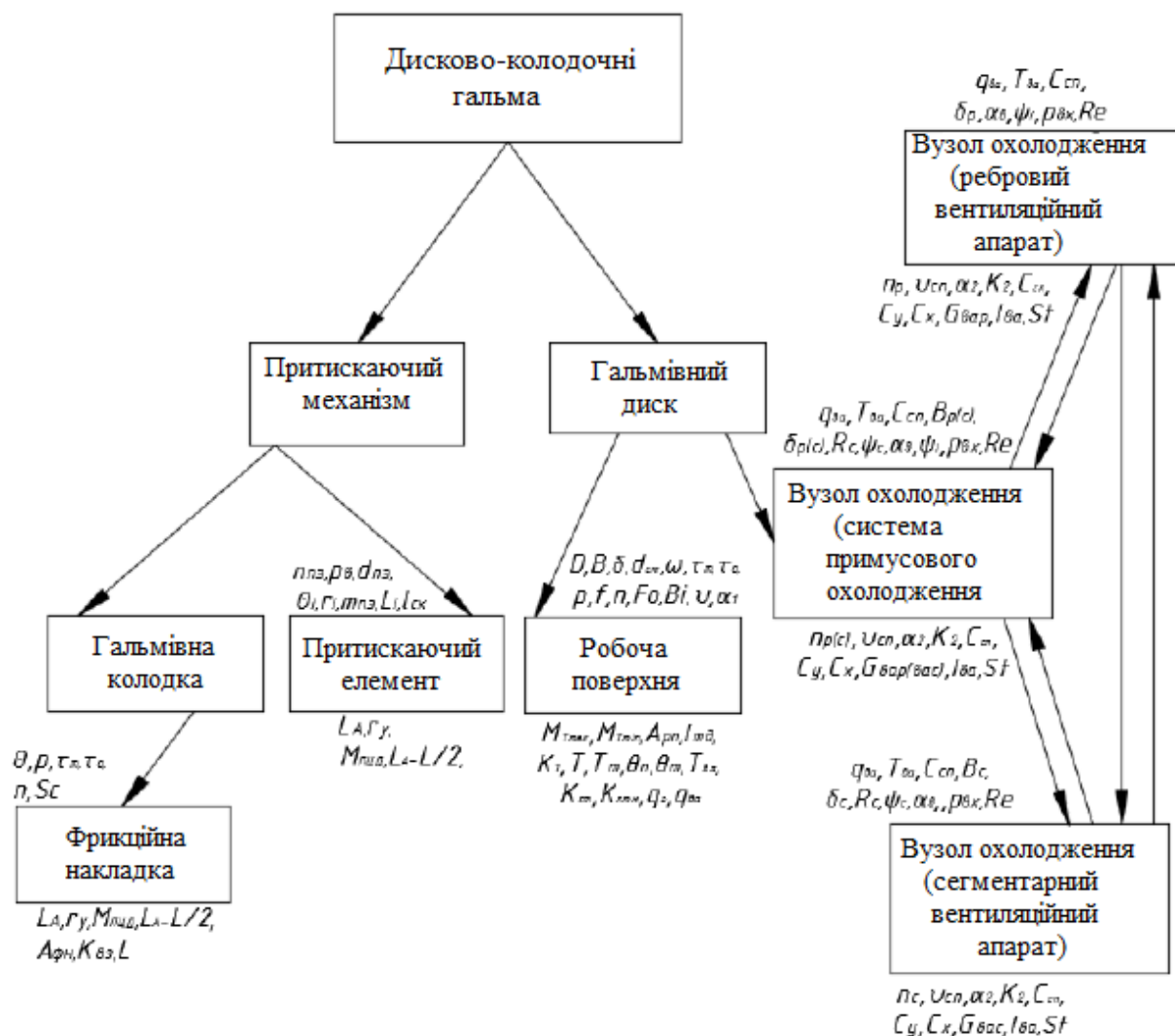


Рисунок 3.1 – Функціонально-структурна модель дисково-колодкового гальма.

Алгоритм створеного методу розробки силового пристрою дисково-колодкового типу представлений у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Послідовність розрахунку методу розробки силового пристрою дисково-колодкового типу.

Послідовність розрахунку	Номер залежності
1	2
1. Введення вихідних даних: зовнішній діаметр гальмівного диска (D), початкова кутова швидкість (ω), тиск у приводі (p), діаметр маточини диска (d_{cm}), діаметр (d_i) та відстані до i -го притискаючого елемента (i -го сегмента накладки) (L_i, r_i, θ_i), кількість притискаючих елементів, сегментів ($n_{пе}, n$), площа i -го сегмента накладки (F_i), кут обхвату колодкою накладки (Θ), товщина напівдисків (δ), коефіцієнт тертя (f),	

1	2
коефіцієнт розподілу теплових потоків (σ_{TM}), час і-го гальмування та охолодження (τ_{mi} , τ_{oi}), критерії Фур'є та Біо (Fo , Bi), температура зовнішнього середовища (T_0), товщина ребра (сегменту) ($n_{p(c)}$).	
2. Перевірка діаметра (-ів) притискаючого (их) елемента (-ів) згідно з умовами застосування.	(2.32), (2.33)
3. Розрахунок положення центру тиску в системі «притискний елемент – гальмівна колодка – гальмівний диск» у парі «фрикційна накладка – гальмівний диск» у радіальному (r_y) та тангенціальному напрямках (L_A).	(2.24), (2.25), (2.28), (2.29), (2.51), (2.52)
4. Розрахунок параметрів ефективності гальмівного пристрою: максимального ($M_{\Gamma_{\text{max}}}$), мінімального гальмівних моментів ($M_{\Gamma_{\text{min}}}$) та гальмівного моменту в центрі тиску ($M_{\Gamma_{\text{ЦТ}}}$), коефіцієнтів стабільності (K_{CT}) та коливання гальмівного моменту ($K_{\text{КГМ}}$), ефективності (β_{ef}).	(3.1) – (3.6)
5. Визначення параметрів енергоємності пристрою: генеруючий тепловий потік (q_r), температура в зоні контакту робочих поверхонь (T), температура в кінцевій фазі гальмування (T_r), перепад температур по товщині та робочої поверхні (θ_m , θ_n), температура на поверхні вентиляційного апарату ($T_{\text{ва}}$)	(3.7)
6. Визначення структури та параметрів вузла охолодження диска: коефіцієнт тепловіддачі (K_2), швидкості, що протікає через вентиляційний апарат (v_{cn}), коефіцієнт тертя повітряного потоку (C_{cn}).	(3.9)
7. Вибір структури та режиму охолодження, розрахунок параметрів: кількість ребер (сегментів) $n_{p(c)}$, аеродинамічні коефіцієнти опору апарату C_y , C_x	(3.11) – (3.15)

Значення гальмівних моментів дисково-колодкового силового пристрою визначалися за формулами:

- максимального:

$$M_{T_{\text{max}}} = \frac{\pi f p \Theta (D^2 - d_{\text{cm}}^2) \cdot r_{\text{max}}}{1440}, \quad (3.1)$$

- мінімального:

$$M_{T_{\text{min}}} = \frac{\pi f p \Theta (D^2 - d_{\text{cm}}^2) \cdot r_{\text{min}}}{1440}, \quad (3.2)$$

- в положенні центра тиску:

$$M_{\text{ТЦД}} = \frac{\pi f p \Theta (D^2 - d_{\text{cm}}^2) \cdot r_y}{1440}, \quad (3.3)$$

де $r_{\max}$, $r_{\min}$ - відстань від центру обертання диска до найбільш і найменш віддалених точок притискаючого (-их) елемента (-ів) пристрою, м.

Критерії стабільності та ефективності визначалися з наступних залежностей:

- коефіцієнт стабільності гальмівного моменту:

$$K_{cm} = \frac{M_{ТПЦД}}{M_{T \max}}, \quad (3.4)$$

- коефіцієнт коливання гальмівного моменту:

$$K_{cm} = \frac{M_{T \min}}{M_{T \max}}, \quad (3.5)$$

- ефективність гальмування:

$$\beta_{ef} = \frac{K_{cm}}{\tau_m^2}. \quad (3.6)$$

Величина T_m на робочій поверхні диска визначалася з залежності:

$$T_m = e^{\frac{-K_1 Fo}{\tau_{oa}}} (T - T_0) + T_0, \quad (3.7)$$

де K_1 – коефіцієнт теплопередачі від робочих поверхонь багатошарової моделі, Вт/(м² К).

Коефіцієнт теплопередачі K_1 було визначено за формулою:

$$K_1 = \frac{1}{\left[\frac{\pi}{360} \left(\frac{2B}{\lambda} [360 - \Theta] + \frac{\delta_d}{\lambda_n} \right) + \frac{1}{\alpha_1} \right]}, \quad (3.8)$$

де λ_n – коефіцієнт теплопровідності приграничного шару повітряного потоку, Вт/(м К).

З урахуванням багатошарової моделі теплоперенесення коефіцієнт теплопередачі від неробочих поверхонь K_2 визначався з наступної залежності:

$$K_2 = \frac{1}{\left[\frac{1}{\lambda} \left(\frac{2\pi B}{360} \right) + \frac{\delta_e}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_2} \right]}. \quad (3.9)$$

З величини K_2 необхідна v_{cn} підбиралася з номограми, наведеної у джерелі [11]. Товщини приграничного шару визначалися із співвідношень товщини

приграничного шару та ширини робочої поверхні диска. Задавшись співвідношенням A_{rp}/A_{eo} , розраховували коефіцієнт тепловіддачі від неробочих поверхонь за формулою:

$$\alpha_2 = \frac{q_z \Theta_m}{A_{np} \tau_o (T_{ва} - T_0)}, \quad (3.10)$$

де A_{np} – площа неробочих поверхонь диска ($A_{rp} + A_{eo}$), m^2 .

Діапазони значень критеріїв, що визначають режим та структуру охолодження [12], зведені в таблицях 3.2 та 3.3. Діапазони значень критеріїв отримані експериментально.

Таблиця 3.2 – Діапазон θ_m диска.

Режим охолодження	Вузол охолодження	θ_m після 5 с охолодження
Вимушений	Штатний вузол охолодження	від 0,01 до 0,55
Примусовий	Встановлена система охолодження	0,55 і більше

Таблиця 3.3 – Діапазони C_{cn} повітряного потоку поверхні залежить від структури вузла охолодження.

Спроектована структура вузла охолодження	Діапазон C_{cn}
з радіальними вентиляційними каналами	$C_{cn}=0,0065...0,00887$
з криволінійними каналами	$C_{cn}=0,0089...0,0108$
з призматичними сегментами	$C_{cn}=0,0109...0,0126$
з циліндричними сегментами	$C_{cn}=0,0127...0,0155$
з сегментами «лапка кенгуру»	$C_{cn}=0,0156...0,021$

Після визначення структури було розраховано необхідне $n_{p(c)}$ у вузлі охолодження [12]:

– з радіальними каналами:

$$n_p = \frac{A_{eo}}{B \delta_p}, \quad (3.11)$$

– з криволінійними каналами:

$$n_p = \frac{A_{eo}}{l \delta_p}, \quad (3.12)$$

– із призматичними сегментами:

$$n_c = \frac{A_{eo}}{4B_c \delta_c}, \quad (3.13)$$

– із циліндричними сегментами:

$$n_c = \frac{A_{eo}}{2\pi r_c \delta_c}, \quad (3.14)$$

– із сегментами «лапка кенгуру»:

$$n_c = \frac{A_{eo}}{A_c}. \quad (3.15)$$

де l – довжина криволінійного ребра, м;

B_c – ширина грані призматичного сегмента, м;

r_c – радіус циліндричного сегмента, м;

A_c – бічна площа складної форми, м².

При необхідності встановлення додаткової системи охолодження з $v_{сп}$, що протікає через апарат, розраховувалося РВХ. Витрата повітря, що протікає через вентиляційний апарат, розраховувався із залежностей, поданих у літературі [9].

Для прикладу був здійснений розрахунок експлуатаційних параметрів силових пристроїв із серійним монопритискаючим та альтернативними поліпритискними елементами при збереженні єдиних геометричних розмірів диска та колодок. Як вихідні дані задавалися ідентичні геометричні та експлуатаційні параметри: $D=0,43$ м; $d_{ст}=0,17$ м; $B=0,13$ м; $\delta=0,012$ м; $\Theta=90$ град.; $\omega=41,7$ с⁻¹; $p_b=0,92$ МПа; $f=0,3$; $\sigma_{тм}=0,96$; $v=8$ м/с; $\tau_{м1}=0,85$; $\tau_{o1}=0,54$ с; $\tau_{м2}=0,92$; $\tau_{o2}=0,72$ с; $\tau_{м3}=1,33$; $\tau_{o3}=0,88$ с; $\tau_{м4}=1,49$ с; $\tau_{o4}=0,95$ с; $\tau_{м5}=1,73$ с; $\tau_{o5}=1,02$ с; $T_0=293$ К; $B_i=2$; $A_{рп}/A_{eo}=0,7$; $\alpha_1=46,4$ Вт/(м²·К); $\delta_{p(c)}=0,017$ м; $\alpha_b=10$ град. В якості змінюваних параметрів виступав $d_{пе}$: для серійного пристрою $d_{пе1}=0,071$ м, і для пропонованих пристроїв $d_{пе2}=d_{пе3}=0,071$ м; $d_{пе4}=d_{пе5}=d_{пе6}=0,027$ м. Результати розрахунку зведені до таблиці 3.4.

Розміри і розташування механізмів притискання для шести різних варіантів силових пристроїв наведені в Таблицях 2.1, 2.2. Відповідно до обраних діаметрів притискних елементів гальмівних пристроїв з 2, 3, 5, 6

елементами відповідали умовам застосування (2.43) і (2.44). Лише гальмівний пристрій з чотирма притискними елементами не виконував умови застосування (2.43).

Таблиця 3.4 - Результати розрахунків експлуатаційних параметрів дисково-колодкових гальм вантажного автомобіля.

Результати розрахунків						
Розрахунок експлуатаційних параметрів робочих поверхонь						
	серійний	запропонований				
	з 1*	з 2*	з 3*	з 4*	з 5*	з 6*
d _{пе} , м	0,071**	0,071	0,071	0,027	0,027	0,027
M _{Гmax} , Н м	1520	1732,5				
M _{Гmin} , Н м	934,9	1103,2	988,8	не виконується умова розміщення притискного елемента	923,5	773,1
M _{ГЦТ} , Н м	955,7	1126,9	1097,5		1066,8	976,6
Г _у , м	0,106	0,138	0,134		0,131	0,119
q _з , Вт	39853,5	46992,8	45765		44484,8	40725,9
T, К	928,8	1046,4	1026,1		1005	943,2
T _м , К	797,6	891,6	875,5		858,6	809,1
E _Т , Вт/К	49,9	52,7	52,3		51,8	50,3
L _A -L/2, м	0,0906	0,081	0,0904		0,0909	0,0948
K _{ст}	0,628	0,65	0,633		0,615	0,563
K _{КТМ}	0,615	0,637	0,57		0,533	0,446
β _{еф}	0,0058	0,006	0,0058	0,0056	0,0052	
K ₁ , Вт/(м² К)	5,122					
Розрахунок параметрів ефективності вузла охолодження						
θ _м	0,628					
T _{ва} , К	602,2	661,2	651,1	-	640,5	609,4
q _{ва} , Вт	25008,9	29488,9	28718,5	-	27915,1	25556,3
α ₂ , Вт/(м² К)	372,18					
K ₂ , Вт/(м² К)	44,6					
υ _{сп} , м/с	11		п _с		51	
с _{сп}	0,0138		р _{вх} , МПа		0,2	
Структура вентиляційного апарату			вузол охолодження з циліндричними сегментами			
			примусове охолодження			
G _{вас} , м³/с			0,000082			
C _х			85695,1			
C _у			1947,6			

* кількість елементів, що притискають, вказано тільки з урахуванням з одного боку диска;

** діаметр притискаючого елемента прийнятий на підставі серійного транспортного засобу.

Для максимізації величин $M_{Г}$ гальма всі притискаючі елементи запропонованих пристроїв були розташовані якомога ближче до D диска відповідно до умов застосування, що підтверджувало максимальне значення гальмівного моменту $M_{Гmax}=1732,5 Н м$. Відмінності заключалися в $M_{Гmin}$ і $M_{ГЦД}$. Найбільші величини гальмівного моменту ($M_{Гmin}=1103,2 Н м$;

$M_{ГЦД}=1126,9 \text{ Н м}$) досягалися при застосуванні гальмівного пристрою з двома притискними елементами. У порівнянні з серійним силовим пристроєм запропоноване дисково-колодкове гальмо з двома притискаючими елементами розвивав великі $M_{ГЦД}$ і $M_{Гmin}$ на 18 %. $K_{ст}$ та $K_{кТМ}$ збільшилися на 3,5 та 3,6 % відповідно. У порівнянні з іншими запропонованими варіантами гальмівний пристрій дисково-колодкового типу з двома притискаючими елементами має більший $M_{ГЦД}$: на 2,7 %, ніж у запропонованого силового пристрою з трьома притискними елементами; на 5,6 %, ніж у запропонованого силового пристрою з п'ятьма елементами; на 15,3 %, ніж у запропонованого гальмівного пристрою з шістьма елементами. Силловий пристрій з двома притискаючими елементами мало мінімальне значення відхилення центру тиску в тангенціальному напрямку від осі симетрії ($L_A-L/2$), що дозволяє прагнути до рівномірного зносу по всій площі накладки. Згідно з отриманими розрахунками зі збільшенням $M_{ГЦД}$ зростала і величина q_r на робочих поверхнях пристрою. Залежно від ідентичних вихідних даних (α_1 , a , F_o , B_i , τ_o) t_r однаковий для п'яти варіантів гальмівних пристроїв. Як і у випадку з q_r , температура в зоні контакту (T), температура в кінцевій фазі гальмування (T_m) та загальна енергоємність (E_T) максимальні для гальмівного пристрою, оснащеного двома притискними елементами.

В результаті розрахунків для всіх п'яти варіантів притискаючих механізмів силових пристроїв K_2 однаковий. Відповідно до значення K_2 визначалася величина відповідної швидкості повітряного потоку $v_{сп}=11 \text{ м/с}$, що протікає через вентиляційний апарат диска. З швидкості повітряного потоку розраховувався $c_{сп}=0,0138$. Відповідно до розрахованих $c_{сп}$ і θ_m , для серійного та пропонованих силових пристроїв як структуру вузла та режиму охолодження рекомендується вентиляційний апарат з циліндричними сегментами, що працює при примусовому режимі охолодження. Для реалізації цього $q_{ва}$ вузол охолодження повинен налічувати 51 сегмент і тиск повітря на вході у вентиляційний апарат має бути не нижче 0,2 МПа.

3.2. Способи забезпечення підвищення ефективності та стабільності гальмівних пристроїв різних типів.

Розроблені методи розробки не дозволяють забезпечити максимальні значення стабільності та ефективності силових пристроїв різних типів. Для зміни ситуації моделювалися гальмівні пристрої на основі взаємозв'язку $x(\tau)$ у процесі взаємодії та розвивається M_T силовими пристроями [16]. Згідно з отриманими розрахунками силові пристрої дисково-колодкового типу досягали найбільших значень стабільності та ефективності при використанні механізму притискання з умовою $n > 1$. З дослідження, відомо, що $x(\tau)$ колодки щодо робочої поверхні диска пов'язані зміною M_T , що формується в результаті контакту пар тертя вузла. Близькість точок амплітуди $x(\tau)$ колодки до осі X визначає величину M_T . Якщо точка $x(\tau)$ перебувала у негативній зоні, то величина M_T була вищою, ніж при знаходженні точки коливань у позитивній зоні. При цьому повного перекриття власних коливань двома колодками не досягнуто, тому вважаємо за необхідне збільшити кількість притискаючих елементів з сегментними колодками. Особливістю даної перспективної конструкції гальмівного пристрою є реалізація принципу зміни для кожного притискаючого елемента з індивідуальною гальмівною колодкою. На основі двох принципів забезпечення підвищення ефективності та стабільності гальмівних пристроїв різних типів: збільшення кількості притискаючих елементів (таблиця 3.4) і взаємозв'язку $x(\tau)$ колодки та розвиваємого M_T були розроблені способи підвищення зазначених властивостей силових пристроїв.

Для реалізації даних способів була передбачена реконструкція силового пристрою дисково-колодкового типу зі створенням сегментних колодок для кожного притискаючого елемента. На рисунку 3.2 представлено конструктивне рішення гальмівного пристрою дисково-колодкового типу з сегментними колодками.

Кожному притискаючому елементу 1 відповідає сегментна гальмівна колодка 2 з наклеєною накладкою 3. Розташування притискних елементів 1 з

сегментними колодками 2 відповідало умовам застосування (2.43), (2.44). Червоними точками позначені центри тиску кожного притискаючого елемента 1. Час контакту сегментної гальмівної колодки 2 з робочою поверхнею диска 4 визначалося індивідуально. Критерієм вибору кількості притискних елементів ($n_{\text{пе}}$) і часу зсуву ($\Delta\tau$) між спрацьовуванням притискних елементів була величина результуючого гальмівного моменту ($M_{\text{Гр}}$) при циклічній взаємодії сегментних колодок, $K_{\text{см}}$ та $K_{\text{кмм}}$. Досконала вважалася конструкція при найбільшому значенні двох коефіцієнтів: $K_{\text{см}} \rightarrow \max$; $K_{\text{кмм}} \rightarrow \max$.

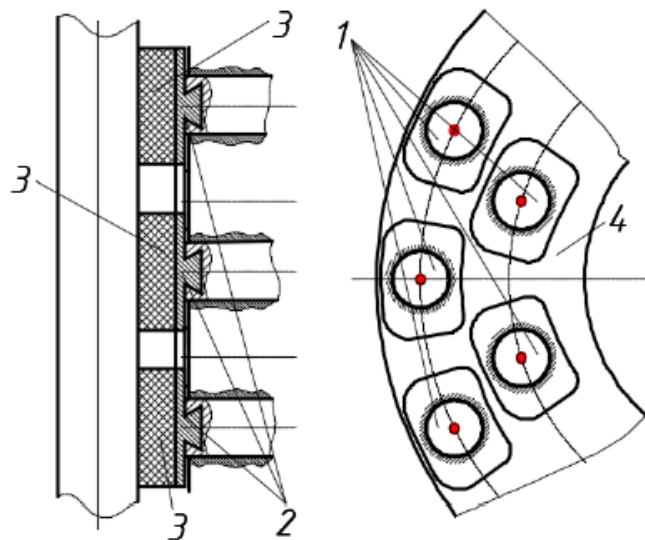


Рисунок 3.2 – Гальмівний пристрій дисково-колодкового типу із сегментними колодками: 1 – притискаючий елемент; 2 – колодка; 3 – накладка; 4 – диск.

Система управління притискаючими механізмами гальмівних пристроїв з різними типами приводів гальмівної системи представлена на рис. 3.3. Система управління гідроприводом притискних механізмів гальмівного пристрою складалася з гідроциліндрів, кількість яких дорівнює кількості притискних елементів 1. Перед кожним елементом притискання встановлений соленоїд 2, який перекривав потік рідини з нагнітальної магістралі і зливної магістралі гідроблоку гальмівної системи. Плата управління притискаючим механізмом подавала керуючі сигнали на соленоїд. На соленоїді присутні три виходи: 1 – «відкрити/закрити нагнітальну магістраль (+12 В)», 2 – «відкрити/закрити зливну магістраль (+12 В)», 3 – маса (–12 В).

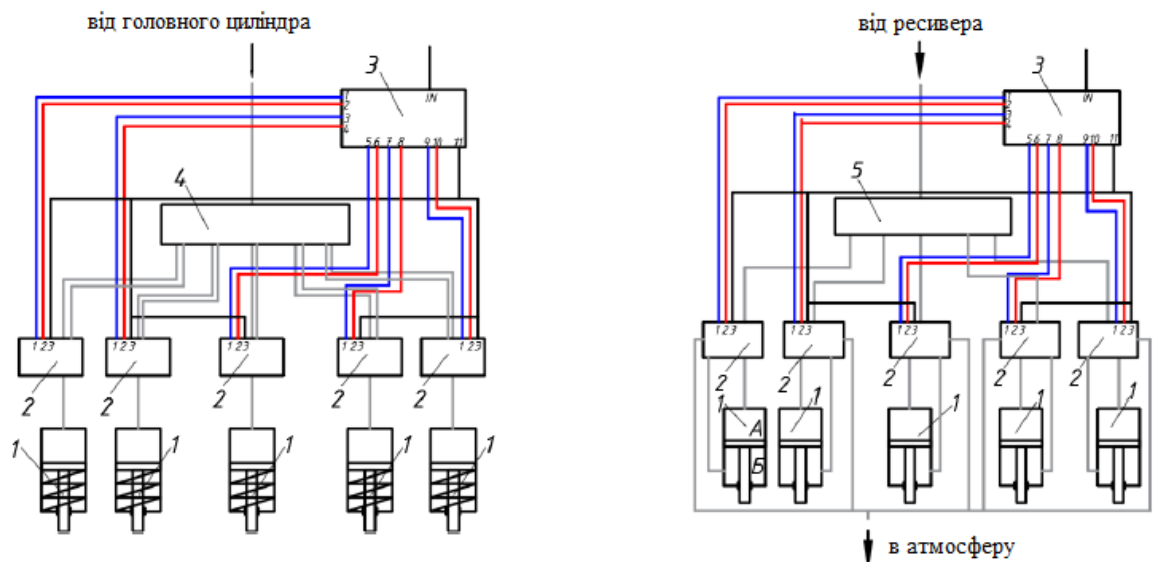


Рисунок 3.3 – Система управління притискаючими механізмами гальмівних пристроїв з гідравлічним (а) та пневматичним (б) приводами гальмівної системи: 1 – притискаючий елемент; 2 – соленоїд; 3 – плата управління притискаючим механізмом; 4 – гідроблок ABS; 5 – пневморозподільник.

Принцип роботи системи управління полягав у створенні тиску гальмівної рідини в нагнітальній магістралі. Згідно з інформацією від реле часу, вбудованого в плату управління, керуючі сигнали надходили соленоїдам притискних елементів за заздалегідь закладеним алгоритмом на певний Δt . Після скидання тиску соленоїд відкривав клапан зливної магістралі, відводячи рідину назад у гідроблок. Поперемінне включення клапани соленоїдів змушувало рідину в гальмівній системі циркулювати з гідроблоку по нагнітальній магістралі та назад у гідроблок по зливній магістралі.

Відмінністю конструкції системи управління пневматичним приводом полягало в конструкції соленоїдів та виконавчих пристроїв. Соленоїди мають три виходи: 1 – «відкрити (+12 В)»; 2 – «закрити (+12 В)»; 3 – «маса (-12 В)». Виконавчі пристрої не мали пружних елементів а були пневмоциліндрами подвійної дії. При натисканні на орган керування повітря з ресивера нагнітається в пневморозподільник. Під час спрацьовування притискаючого елемента клапан соленоїда нагнітає стиснене повітря до пневмоциліндра в порожнину А. Після закриття стиснене повітря з порожнини А виходило у

навколишнє середовище, через отвір у пневмоциліндрі. При цьому відкривався клапан соленоїда наповнюючи стисненим повітрям порожнину Б. Після завершення циклу клапан соленоїда відкривав доступ стисненого повітря до порожнини А, а з порожнини Б стиснене повітря видалялося через клапан у навколишнє середовище.

Було проведено математичне моделювання способу стабілізації силових факторів гальмівних пристроїв дисково-колодкового типу з 3, 5 і 6 притискаючими елементами рис. 3.4.

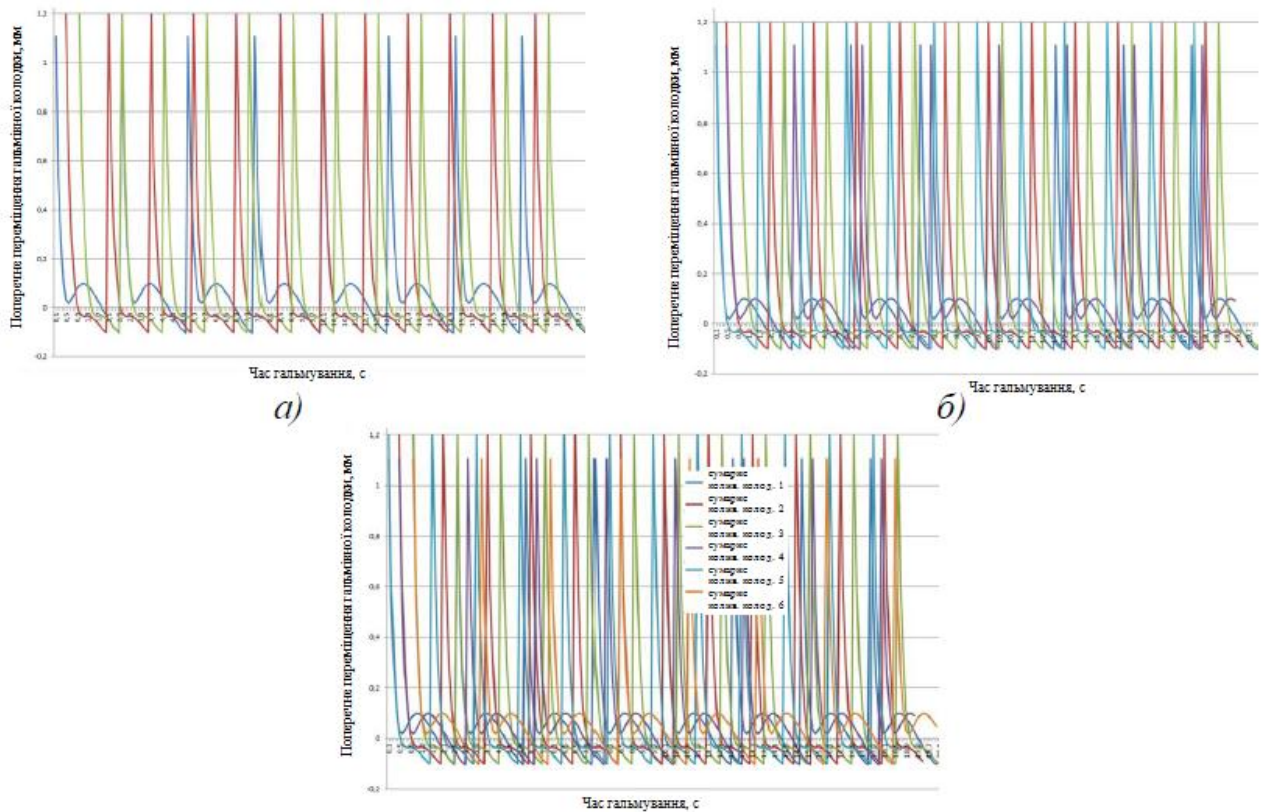


Рисунок 3.4 – Зміна поперечних колодок гальмівних пристроїв в τ_m при циклічній взаємодії: а – з трьома, б – з п'ятьма, в – з шістьма сегментними колодками.

Зі збільшенням n притискаючих елементів із сегментними колодками наявність екстремумів (мінімумів) залежностей x збільшилася, що дозволило стверджувати про наявність стійкої взаємодії робочих поверхонь фрикційного вузла з сегментними колодками. Для одного з притискаючих елементів ряду пристрою була отримана зміна M_T за один цикл ($\Delta\tau$), після чого ці криві екстраполювалися на проміжки часу, що залишилися (рис. 3.5).

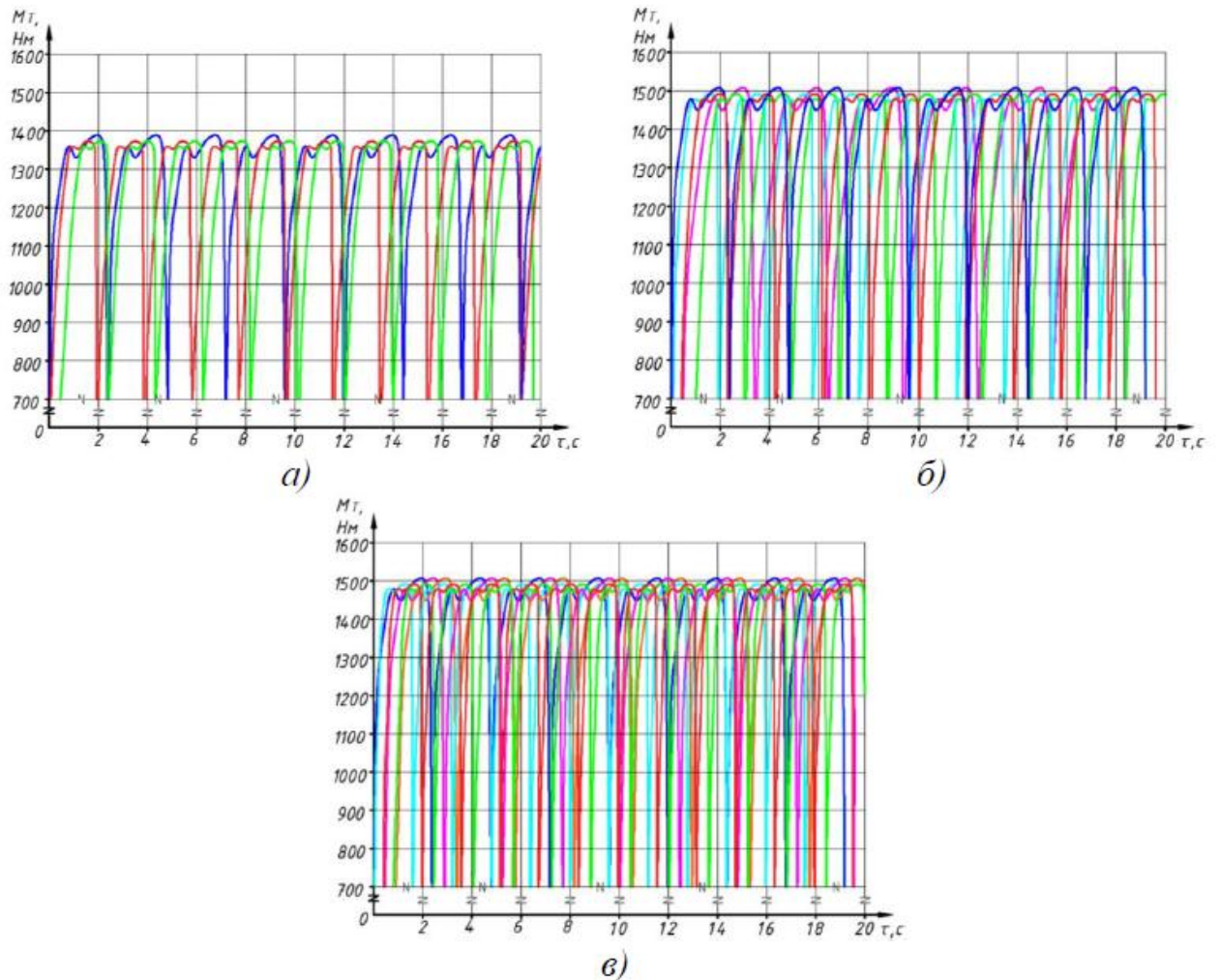


Рисунок 3.5 – Змодельовані діаграми M_T силових пристроїв дисково-колодкового типу в τ_m при циклічній взаємодії: а – з трьома; б – з п'ятьма; в – з шістьма притискаючими елементами.

На основі змодельованих діаграм M_T (рис. 3.5) були розроблені діаграми результуючих M_T для силових пристроїв із сегментними колодками (рис. 3.6).

Як видно з графіків результуючого M_T , для силового пристрою з трьома притискаючими елементами крива M_T мала періодичні коливання по всьому діапазону гальмування. Це забезпечувалося зміщенням роботи циклів кожного елемента притискання щодо інших. На всій діаграмі зустрічалися чотири просідання M_T через збіг поперечних переміщень трьох притискаючих елементів з сегментними колодками. Для оцінки стабільності та ефективності силових факторів розрахунок проводився від часу сталого гальмівного моменту (0,5 с). Коефіцієнти стабільності та коливання гальмівного моменту склали

0,965 і 0,77 відповідно, що вище значень параметрів стабільності розрахованого гальмівного пристрою з одним елементом притискання (таблиця 3.4) на 53,7 і 25,2 % відповідно.

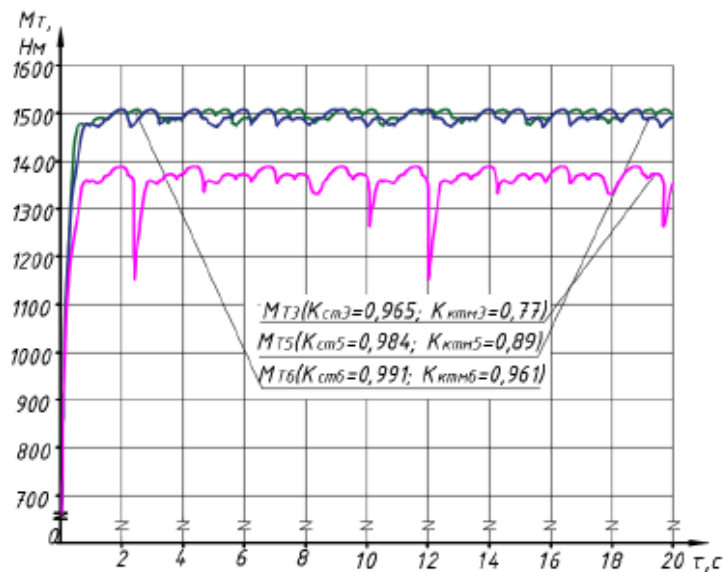


Рисунок 3.6 – Модульовані діаграми результуючого M_T силових пристроїв дисково-колодкового типу в τ_m при циклічній взаємодії: з 3, 5 і 6 притискаючими елементами.

При моделюванні результуючого M_T силового пристрою з п'ятьма притискаючими елементами крива M_T протягом усього часу гальмування, що встановився, мала незначні коливання значень, що визначалося достатньою кількістю перекриття x притискаючих елементів пристрою в цілому. K_{cm} і K_{kpm} склали 0,984 та 0,89 відповідно. У порівнянні з параметрами стабільності та ефективності розрахованого гальмівного пристрою з одним притискним елементом (таблиця 3.4) збільшення склало на 56,7 та 44,7 % відповідно.

Додаток до силового пристрою з п'ятьма елементами притискання ще одного притискаючого елемента дозволило збільшити коефіцієнти стабільності і коливання гальмівного моменту до значень 0,991 і 0,961. У порівнянні з розрахованим гальмівним пристроєм з одним елементом притискання коефіцієнт стабільності збільшився на 57,8 %. Коефіцієнт коливання гальмівного моменту збільшився на 56,2 % щодо розрахованого гальмівного пристрою з одним елементом притискання.

РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ГАЛЬМІВНИХ ПРИСТРОЇВ.

4.1. Методика проведення експериментальних досліджень.

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

Для досягнення мети експериментальних випробувань були сформульовані завдання випробувань, що проводяться:

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

Для розробки методології забезпечення стабільності, ефективності та енергоємності гальмівних пристроїв дисково-колодкового типу необхідно було провести експериментальні дослідження для апробації аналітичних викладок та порівняння. Було сформульовано перелік експериментальних випробувань гальмівних пристроїв з виділенням діапазонів вимірюваних факторів впливу на вихід дослідження (таблиця 4.1). Для однофакторних експериментів вплив основного параметра зрозумілий на виході дослідження, але для двофакторного експерименту було проведено ранжування параметрів впливу.

Ранжування полягало у встановленні першорядної значущості одного чинника щодо іншого. Для ранжування факторів застосовувався метод випадкового балансу [17].

Таблиця 4.1 – Постановка задач експериментальних досліджень гальм

Найменування дослідження	Параметр виходу	Фактори впливу	Діапазон зміни факторів впливу, умови випробувань
1	2	3	4
1. Розподіл навантаження за	$I, \text{м}$	Розташування засвердлень на	На фрикційних накладках виконували

1	2	3	4
площею накладки гальмівних пристроїв		тілі накладок	засвердлення (1–12)
2. Визначення впливу кутових переміщень колодок на стабільність та коливання M_T гальмівних пристроїв дисково-колодкового типу в процесі гальмування	$M_T, H_m;$ $K_{ст}; K_{к\tau m}$	Час гальмування (τ_m); зазори між тілом супорта та колодкою силового пристрою; частота обертання диска	Процес безперервного гальмування – 20 секунд; зазори між тілом супорта і встановленими колодками 1,2 і 2 мм; частота обертання диска 1500 та 2500 об/хв.
3. Вплив кількості притискних елементів дисково-колодкових гальм (з серійними колодками) на реалізований M_T	$M_T, H_m;$ $K_{ст}; K_{к\tau m}$	Кількість притискаючих елементів гальмівного пристрою (і); час гальмування (τ_m)	Вимірювання проводилися з різними і (1; 6) та діаметрами притискаючих елементів із серійними колодками

4.2. Опис об'єктів та лабораторної бази досліджень.

Стендові випробування, що проводяться в рамках дипломної роботи був пов'язаний з дослідженням параметрів ефективності та стабільності фрикційних вузлів гальмівного пристрою.

Для даного напрямку досліджень було розроблено дослідницькі стенди для визначення експлуатаційних параметрів силових пристроїв дисково-колодкового типу (рисунк 4.1).

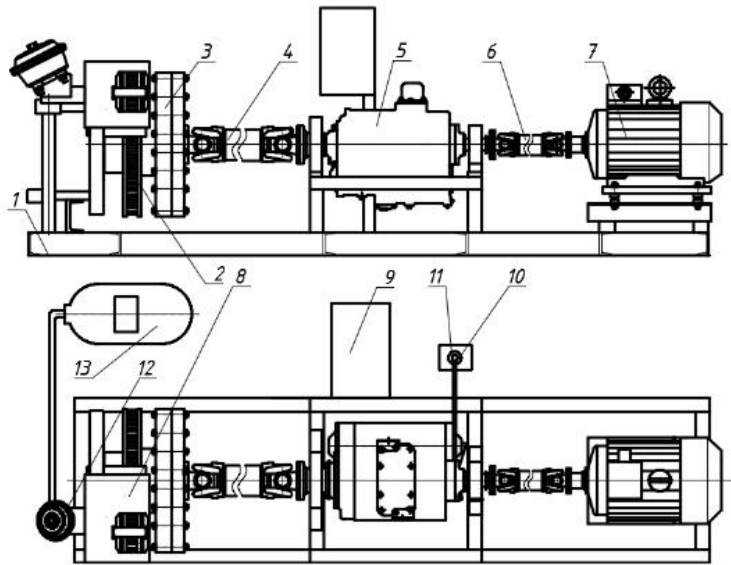
Обертання досліджуваного диска здійснювалося за допомогою електродвигуна через коробку змінних передач та кардан. Гальмування здійснювалося за допомогою штатного гальмівного пристрою передньої осі вантажного автомобіля.

Для вимірювання величин поперечних та кутових переміщень колодок пристроїв різних типів використовувався віброметр КАМЕРТОН-Д (рис. 4.2). Чотири вібродатчики кріпилися на площині супорта гальмівного пристрою (рис. 4.3) або безпосередньо на колодках. Вимірювання M_T виконували за

допомогою тензометричного датчика (рис. 4.4). За допомогою параметрів довжини важеля та зусилля обчислювався реактивний момент, що виникає у процесі гальмування. Для розрахунку M_T величина реактивного моменту множилася на передавальні числа передачі коробки передач.



а)



б)

Рисунок 4.1 – 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 – електропривод; 8 – притискаючий механізм; 9 – пульт управління; 10 – тензометричний датчик; 11 – важіль; 12 – пневмокамера; 13 – компресор.



Рисунок 4.2 – Віброметр КАМЕРТОН-Д.



Рисунок 4.3 – Вібродатчики закріплені на площині супорта.



Рисунок 4.4 – Тензометричний датчик для визначення гальмівного моменту, що розвивається.

4.3. Експериментальні дослідження ефективності та стабільності гальмівних пристроїв.

Для апробації методу визначення положення центру тиску в системі «притискний елемент – гальмівна колодка – гальмівний диск» було обрано метод засвердлюнок, отвори циліндричного діаметра розташовувалися за площею накладки згідно зі схемою (рис. 4.5, а). Досліджуваний пристрій дисково-колодкового типу легкового автомобіля складався з однопоршневого супорта з плаваючою скобою. Для порівняння математичної моделі положення центру тиску (2.33), (2.34) та стендових випробувань було здійснено розрахунок притискаючого механізму щодо осі симетрії колодки. Положення

центру тиску розрахованого гальмівного пристрою представлено радіусом $r_y=0,11$ м та відхиленням від осі симетрії колодки $L/2-L_A=0,0087$.



Рисунок 4.5 – Схема засвердлення отворів для визначення лінійного зносу накладки силового пристрою (а), загальний вигляд колодок легкового та вантажного автомобілів (б).

Для порівняння параметрів було визначено зони зносу площею накладки. При експериментальних дослідженнях було проведено 96 вимірів та три паралельні досліди, отримані результати лінійного зносу серійного гальма представлені на рис. 4.6.

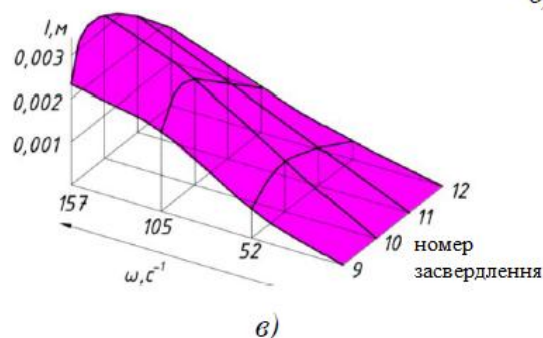
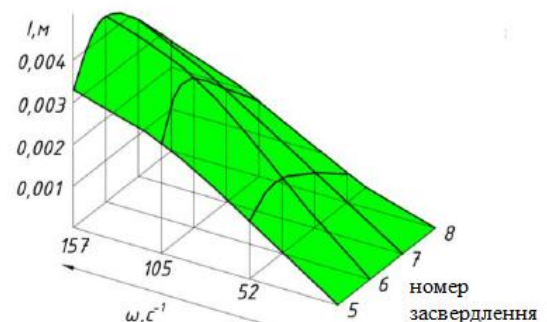
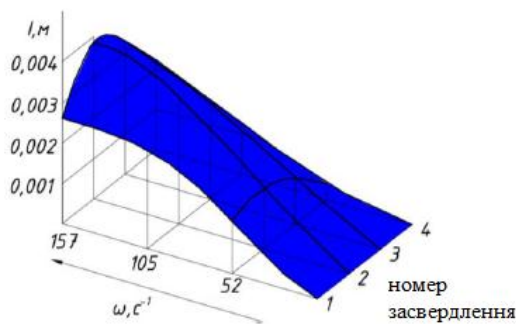


Рисунок 4.6 – Результати дослідження лінійного зношування накладки серійного дисково-колодкового гальма легкового автомобіля в залежності від номера засвердлення.

Згідно з отриманими результатами лінійне зношування було нерівномірне за площею [18]. Це свідчило про те, що частина накладок, що сходять (засвердлення 1, 2, 5, 6) найбільш навантажена, тоді як набігаюча частина (засвердлення 3, 4, 7, 8) використовувала свій потенціал не до кінця.

В результаті положення центру тиску було зміщене щодо середини колодки у бік частини, що сходить, це відповідало представленим розрахункам положення центру тиску математичної моделі. Зона підвищеного зносу накладки частини, що сходить (засвердлювання 1, 2, 5, 6) більше зони зносу набігаючої частини (засвердлювання 3, 4, 7, 8) на 34 % по довжині. Крім усунення положення центру тиску в тангенціальному напрямку накладки положення в радіальному напрямку було зміщено до центру диска. В результаті нижня частина накладки (1, 2, 3, 5, 6, 7) сприймала на себе все p взаємодіючих площин при гальмуванні. Тоді як верхня зона накладки (9, 10, 11) не використовувалася повноцінно при взаємодії контактуючих площин робочих поверхонь. Отримані значення розрахункового положення центру тиску відповідали зоні максимального зношування накладки.

Результати дослідження лінійного зносу серійного силового пристрою дисково-колодочного типу вантажного автомобіля представлені на рис. 4.7. Найбільші значення лінійного зносу досягалися в частині накладки, що сходить, в нижній зоні. Зміщення положення центру тиску у бік частини свідчить про неповний потенціал товщини фрикційної накладки. Перепад товщин за площею накладки після проведених експериментальних досліджень можна оцінити в середньому на 28 %.

При зовнішньому діаметрі диска рівному 430 мм положення центру тиску в радіальному напрямку, як і у випадку з гальмами легкового автомобіля, знаходилося в нижній половині робочої поверхні диска, що вимірюється діапазоном $r_y = [0,155; 0,182]$. Розрахунок параметрів положення центру тиску механізму притискання гальмівного пристрою вантажного автомобіля показав, що радіус становив 0,168 м, тоді як $(L/2 - L_A)$ колодки становило 0,00123 м, що близько розташоване до осі симетрії колодки. Це пояснюється меншою

частотою обертання диска, порівняно з гальмівним механізмом легкового автомобіля.

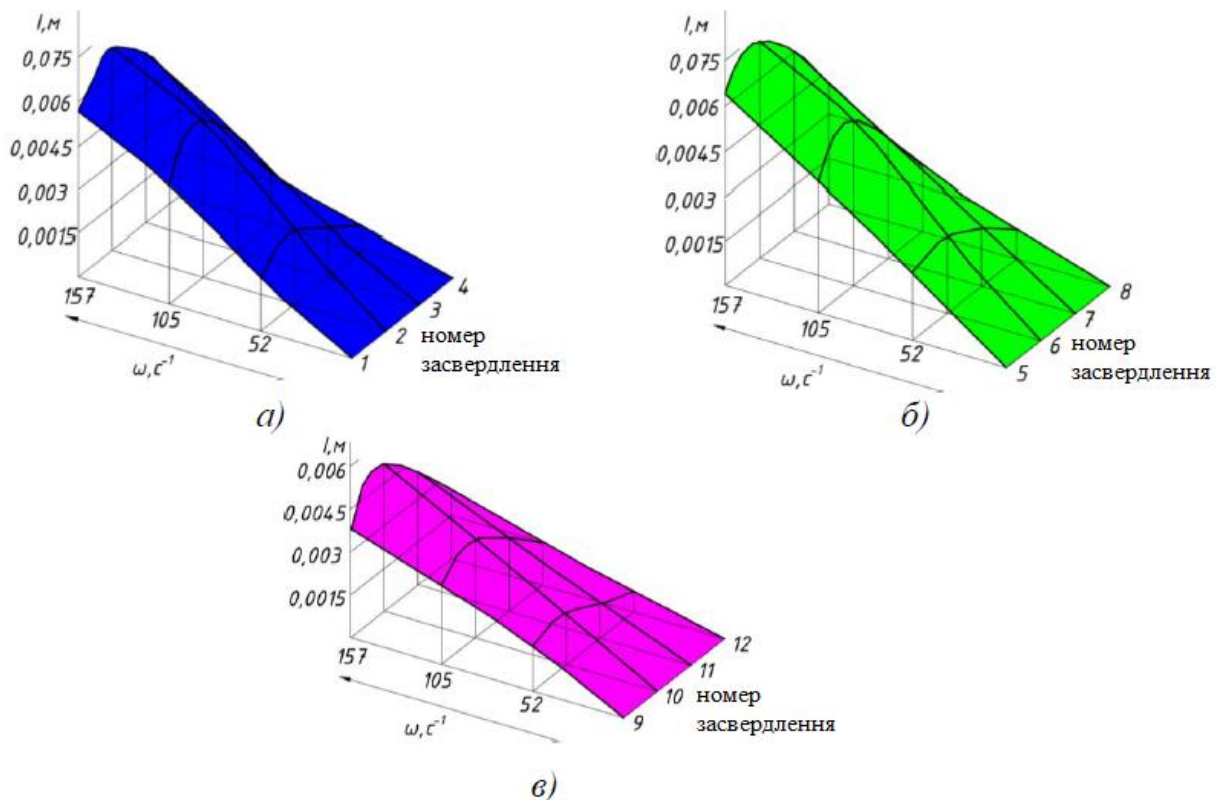


Рисунок 4.7 – Результати дослідження лінійного зношування накладки серійного дисково-колодкового гальма вантажного автомобіля від номера засвердлення.

Для оцінки параметрів ефективності та стабільності силових пристроїв дисково-колодкових гальм були проведені стендові випробування впливу поперечних переміщень колодок у процесі гальмування на величину та параметри стабільності гальмівного моменту.

На стенді з силовим пристроєм дисково-колодочного типу проводилися одночасні виміри результуючої амплітуди поперечних переміщень, отриманих за допомогою чотирьох вібродатчиків, та величини M_T у процесі гальмування перманентного ($\tau=20$ с). Заміри проводилися для колодок з рівномірним та нерівномірним зносом за площею накладок (рисунок 4.8). Перепад товщин між засверленими накладками з нерівномірним зношуванням становив 3,2 мм.

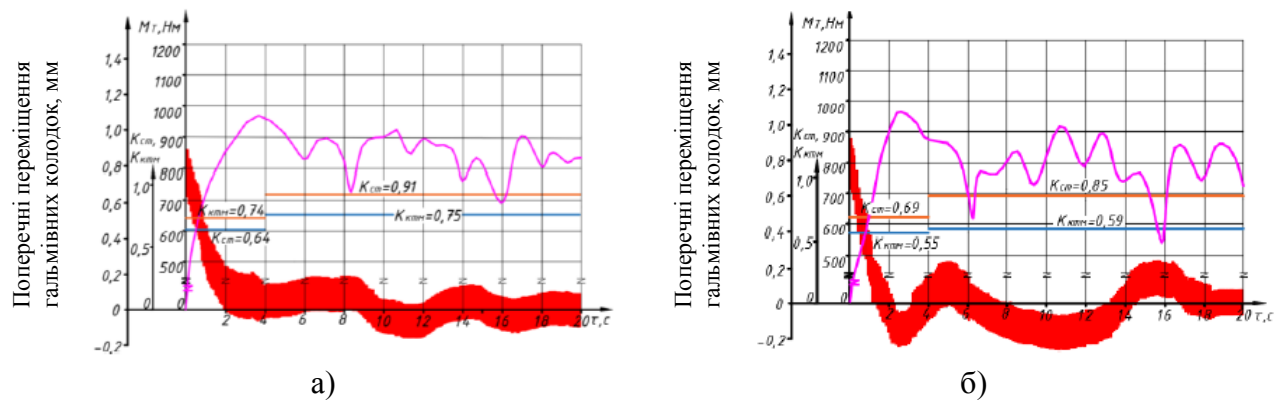


Рисунок 4.8 – Зміни x від вібродатчиків, встановлених на площинах супорта, та M_T гальмівного пристрою дисково-колодкового типу: з рівномірним (а) та нерівномірним (б) лінійним зносом накладок

Для апробації математичної моделі зміни поперечних переміщень було збудовано графіки зміни сумарних коливань, виконаних на підставі залежностей системи рівнянь (2.16). Інерційні дані гальма та значення початкової амплітуди були підставлені в рівняння згідно з випробуваними об'єктами дослідження. В якості жорсткості і демпферних параметрів були підставлені ідентичні значення для рівномірно і нерівномірно зношених накладок. Частоти для математичної моделі вибиралися виходячи з даних, отриманих для дослідження поперечних переміщень (віброшвидкості). Розрахункові дані зміни амплітуд поперечних переміщень представлені на рисунку 4.9 з інтервалом похибок $\pm 0,05$ мм.

Експериментальні дослідження від чотирьох вібродатчиків створювали інтервали результуючих значень протягом усього часового інтервалу гальмування, які пов'язані з нерівномірністю дотику взаємодіючих площин гальма.

Криві x колодки, отримані в ході експерименту, були порівняні з результатами розрахунків поперечних переміщень колодок. Розбіжність розрахункових кривих і результатів експериментів виявлялося у величині зсуву і-ї фази екстремумів (ψ_i) в τ_m : для колодок з рівномірно зношеними накладками ($\psi_{B1} = -1,9$ с; $\psi_{B2} = -0,4$ с); для колодок з нерівномірно зношеними накладками ($\psi_{B1} = 0,3$ с; $\psi_{B2} = 0,5$ с). Для колодок з рівномірно зношеними накладками після $t =$

5 с починався процес стабілізації коливань. Для колодок з нерівномірним зношуванням процес стабілізації коливань відбувався набагато повільніше. Амплітуда x трохи зменшувалася, як і період між відскоками колодки від поверхонь диска, у порівнянні з колодками з рівномірно зношеними накладками.

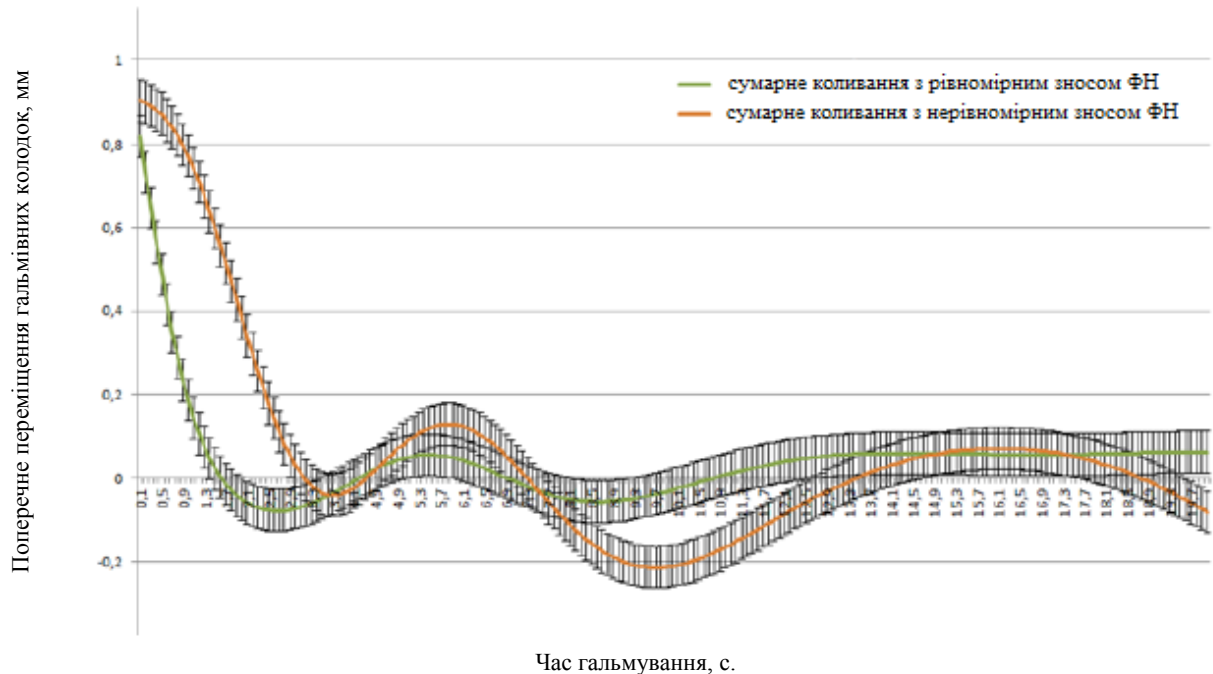


Рисунок 4.9 – Порівняння розрахункових та експериментальних кривих колодок силового пристрою дисково-колодкового типу.

Проведений регресійний аналіз кривих колодок показав, що при випробуваннях колодок з рівномірно зношеними накладками регресійні криві близькі до осі O_x , що показувало якнайшвидше прагнення досягти положення рівноваги. Тоді як у колодок з нерівномірними зношеними накладками спостерігався запас енергії для подальших коливань.

На діаграмах M_T видно поділ кривої на часові інтервали: зона припрацювання, що характеризується інтенсивним зростанням M_T по модулю до максимуму та плавним зниженням; зона стабілізації, що характеризується аперіодичним коливанням значень M_T у деякому інтервалі значень. Порівняльні характеристики M_T у силовому пристрої дисково-колодкового типу зведені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 - Порівняльні характеристики гальмівного моменту в силовому пристрої дисково-колодкового типу.

Часовий інтервал, с	M_{Tmax} , Н м	M_{Tmin} , Н м	M_{Tcp} , Н м	K_{cm}	K_{kmm}
Робочі поверхні з рівномірно зношеними накладками					
Зона припрацювання					
з 0 до 4	963,3	617,6	693,8	0,72	0,64
Зона стабілізації					
з 4 до 20	918,6	689,5	838,5	0,91	0,75
Робочі поверхні з нерівномірно зношеними накладками (перепад 3,2 мм)					
Зона припрацювання					
з 0 до 4	961,7	532,2	670,9	0,69	0,55
Зона стабілізації					
з 4 до 20	914,7	544,4	775,8	0,85	0,59

Сплеск модуля M_T характеризувався в зоні припрацювання формуванням робочих поверхонь контактуючих поверхонь, тоді як друга зона свідчила про взаємодію контактуючих поверхонь у зоні, розташованій у точці положення центру тиску. Максимальні досягнення M_T збігалися з зонами негативних значень x колодок в негативну область ординати. При цьому мінімуми M_T відповідали положенню точок x вище від осі O_x (відскоку колодки від робочих поверхонь). Експлуатація колодок з нерівномірно зношеними накладками знижувала M_T на 3,4 % у зоні припрацювання та на 8,1 % у зоні стабілізації. Зниження K_{cm} та K_{kmm} досягало 4,3 та 16,4 % у зоні припрацювання; 7,1 та 27,1 % у зоні стабілізації.

Для порівняння були проведені випробування впливу x колодки на величину та стабільність M_T у циклічному режимі (рисунок 4.10). Інтервал гальмування становив 2,5 с. Для порівняння з кривими експерименту проводилися розрахунки x (рисунок 4.11), вихідні параметри були запозичені в математичній моделі x колодки при тривалому режимі.

Відмінність випробувань при циклічному режимі полягала у збільшенні проміжку між робочими поверхнями гальмівного пристрою до 1,21 мм. При використанні однакових гальмівних дисків ω_b залишалася незмінною. Для оцінки кривих x , отриманих в результаті експерименту від чотирьох вібродатчиків, було проведено розрахунки x з коридорами $\pm 0,05$ мм.

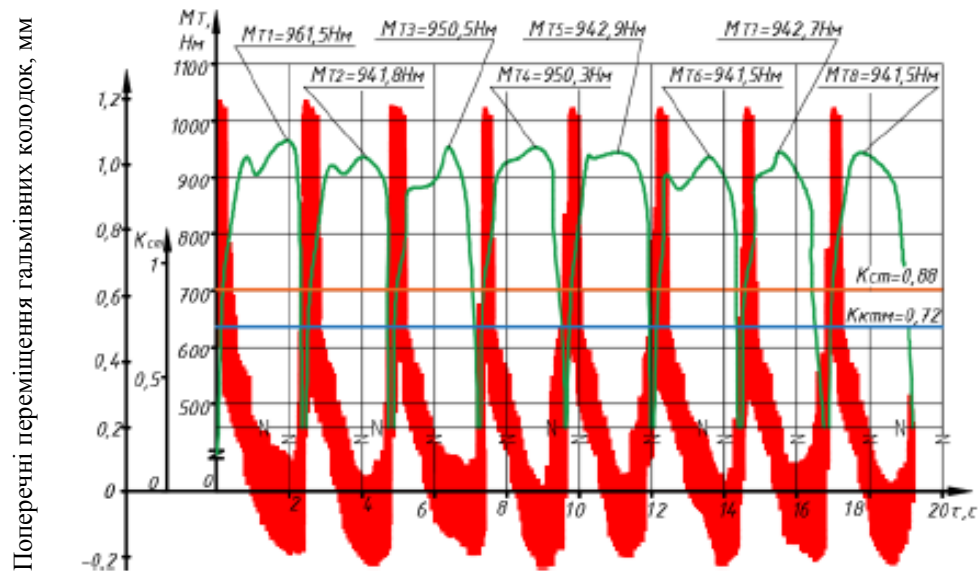


Рисунок 4.10 – Зміни x від вібродатчиків, встановлених на площині супорта та M_T гальмівного пристрою дисково-колодкового при циклічному режимі взаємодії.

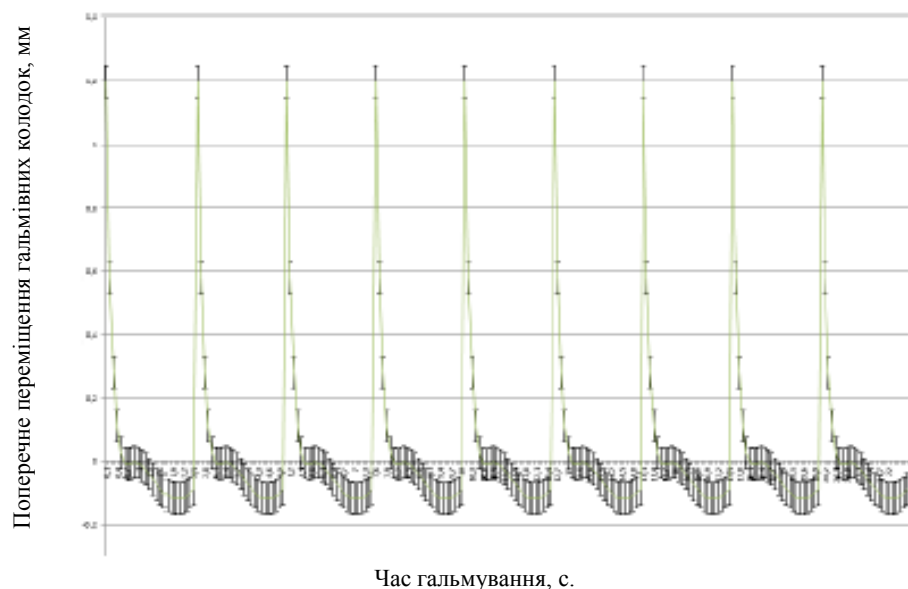


Рисунок 4.11 – Зміни розрахункових значень x колодок гальмівного пристрою дисково-колодкового типу при циклічному режимі взаємодії.

На початку процесу гальмування силовий пристрій отримав $M_{T1}=961,5$ Н·м, тоді як на завершення (8 цикл) мало значення $M_{T8}=941,5$ Н·м. Середні значення K_{cm} та K_{kmm} становили 0,89 та 0,72 відповідно. Зниження M_T

досягалося через розігрів і достатню кількість тепла, що залишається на накладці замість постійного стоку в товщину тіла диска.

Крім впливу x були розглянуті зміни M_T у часі від колодок ϕ . В якості параметрів впливу розглядалися зазори між тілом супорта і колодками (величина зазору 1,2 і 2,0 мм), а також частота обертання диска (рисунок 4.12).

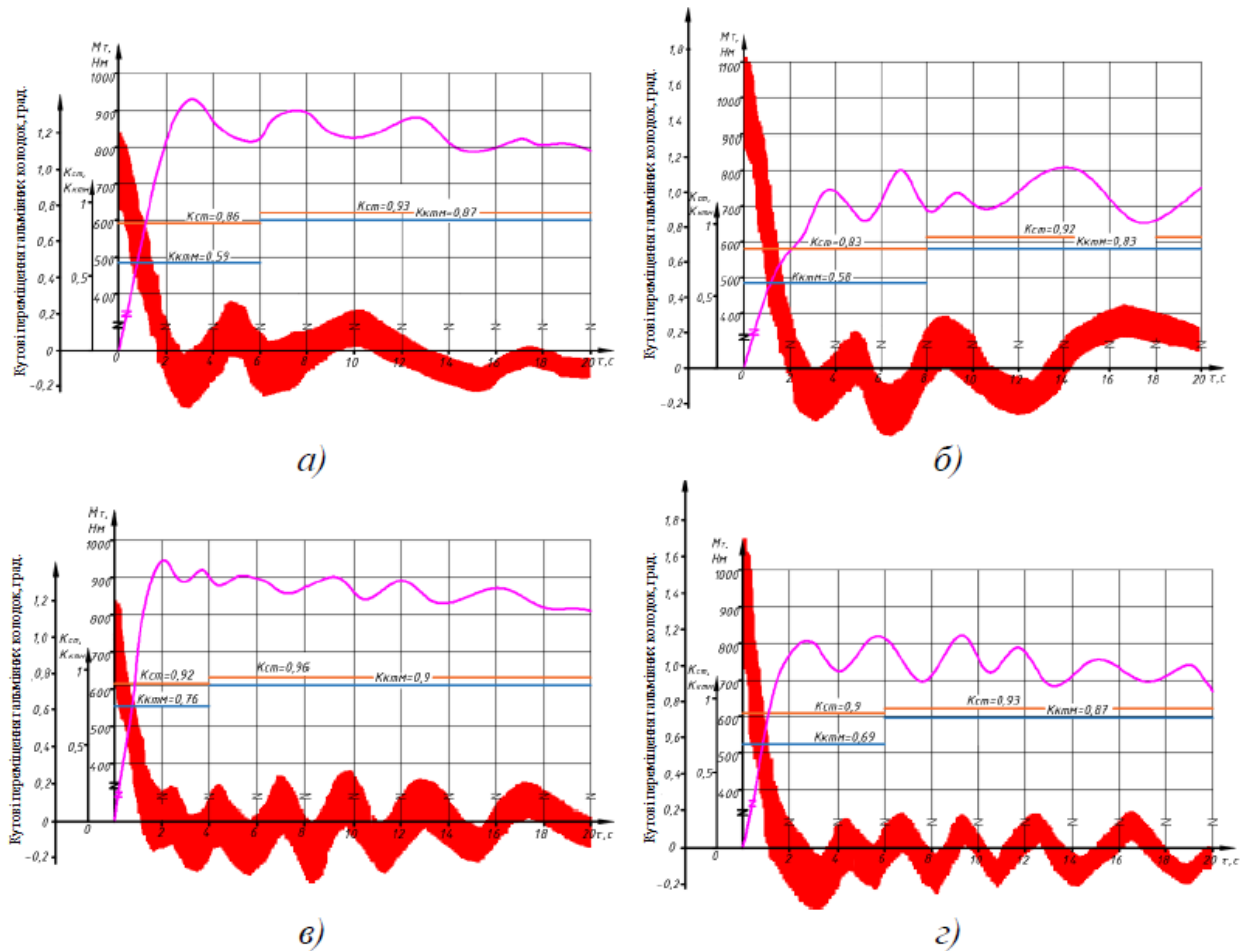


Рисунок 4.12 – Зміни колодок ϕ , встановлених з різними зазорами, і M_T : зазори 1,2 мм (а, в) і 2,0 мм (б, г) з частотою обертання 1500 (а, б) і 2500 об/хв (в, г).

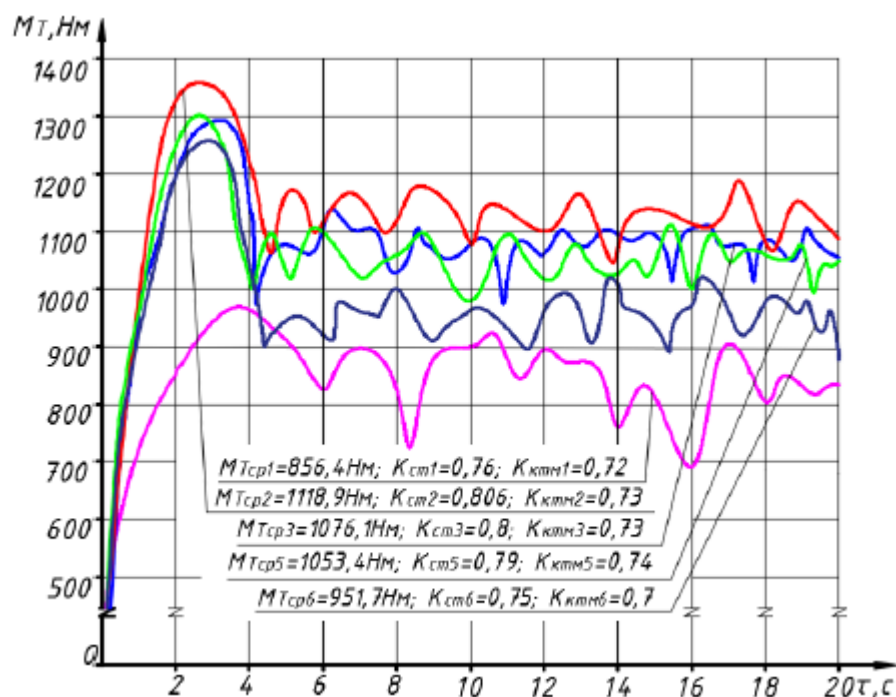
Амплітуда коливань визначалася за допомогою двох вібродатчиків, встановлених навпроти кожної колодки. Частота обертання диска змінювалася за допомогою вибору передавальних чисел у КП стану. Результати вимірювань M_T представлено в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Порівняльні характеристики M_T у силовому пристрої дисково-колодкового типу.

Часовий інтервал, с	M_{Tmax} , Н м	M_{Tmin} , Н м	M_{Tcp} , Н м	K_{cm}	K_{kmm}
Зазор між супортом і колодками (1,2 мм) при частоті обертання 1500 об/хв.					
Зона припрацювання					
з 0 до 6	922,3	545,9	796,9	0,86	0,59
Зона стабілізації					
з 6 до 20	894,1	783,4	829,1	0,93	0,87
Зазор між супортом і колодками (2,0 мм) при частоті обертання 1500 об/хв.					
Зона припрацювання					
з 0 до 8	795,7	462,3	663,9	0,83	0,58
Зона стабілізації					
з 8 до 20	792,7	726,8	657,5	0,92	0,83
Зазор між супортом і колодками (1,2 мм) при частоті обертання 2500 об/хв.					
Зона припрацювання					
з 0 до 4	939,1	712,2	861,9	0,92	0,76
Зона стабілізації					
з 4 до 20	899,6	810,6	851,9	0,96	0,9
Зазор між супортом і колодками (2,0 мм) при частоті обертання 2500 об/хв.					
Зона припрацювання					
з 0 до 6	815,5	564,1	735,3	0,9	0,69
Зона стабілізації					
з 6 до 20	793,1	692,6	738,2	0,93	0,87

Зміни M_T залежно від величини зазорів між тілом супорта та колодками розділені на два етапи: перший етап полягав у припрацюванні робочих поверхонь гальмівного пристрою, а другий визначався стабілізацією M_T . При експлуатації силових пристроїв дисково-колодочного гальма із зазором ($\varphi_0=2,0$ мм) при частоті обертання 1500 об/хв. експлуатаційні параметри характеризувалися зниженням M_T на 15,9 % у зоні припрацювання та на 26,1 % у зоні стабілізації; зниженням K_{cm} на 3,6 % у зоні приробітку та на 1,1 % у зоні стабілізації; зниженням K_{kmm} на 1,7 % у зоні припрацювання та на 4,8 % у зоні стабілізації. При збільшенні частоти обертання до 2500 об/хв. експлуатаційні параметри гальм зі збільшеним зазором ($\varphi_0=2,0$ мм) характеризувалися зниженням M_T на 17,2 % у зоні припрацювання та на 15,4 % у зоні стабілізації; зниженням K_{cm} на 2,2 % у зоні припрацювання та на 3,2 % у зоні стабілізації; зниженням K_{kmm} на 10,1 % у зоні припрацювання та на 3,4 % у зоні стабілізації.

Для верифікації методу розробки були проведені випробування силових пристроїв дисково-колодкового типу з єдиною колодкою гальмівною і різною кількістю притискаючих елементів: двома, трьома, п'ятьма і шістьма. Розміри притискаючих елементів та геометрія розміщення їх щодо колодки відповідали розрахунковим схемам. Порівняльна характеристика середніх гальмівних моментів (M_{Tcr}) у встановленому режимі та параметри стабільності серійного гальмівного пристрою та запропонованих альтернатив представлені на рисунку 4.13.



Таблиця 4.13 – Діаграми гальмівних моментів серійних та пропонованих силових пристроїв дисково-колодкового типу в залежності від кількості притискаючих елементів (з одним, двома, трьома, п'ятьма та шістьма).

Середні величини гальмівних моментів в зоні стабілізації (після 4 с) відповідали розрахунковим значенням для відповідної n -ї кількості притискаючих елементів: $M_{Tcr2}=1126,9$ Н·м; $M_{Tcr3}=1097,5$ Н·м; $M_{Tcr5}=1066,8$ Н·м; $M_{Tcr6}=976,6$ Н·м.

Відхилення від розрахункових значень $M_{TЦД}$, отриманих на підставі розробленої методики, у середньому склали 1,6 %, тоді як $K_{ст}$ та $K_{кпм}$ були збільшені порівняно з отриманими результатами методу розробки. Відхилення

за K_{cm} в середньому для п'яти варіантів силових пристроїв становило 22,5 %, а за K_{kmm} – 22,7 %. Але при збільшених значеннях відхилень K_{cm} і K_{kmm} результати експерименту повторювали тенденцію розрахункових даних, а саме найбільші значення критеріїв оцінки стабілізації при гальмуванні досягалися за допомогою двох притискних елементів в гальмівному пристрої.

Значення K_{cm} гальмівного пристрою дисково-колодкового типу з двома елементами, що притискають, більше на 6 %, ніж у серійного пристрою; на 0,75 % вище, ніж у силового пристрою з трьома притискаючими елементами; на 2 % вище, ніж у силового пристрою з п'ятьма притискаючими елементами; на 7,5 % вище, ніж у силового пристрою з шістьма притискаючими елементами.

Значення K_{kmm} пристрою дисково-колодочного типу з двома притискаючими елементами більше на 1,4 %, ніж у серійного пристрою; ідентично силовому пристрою з трьома притискаючими елементами; менше на 1,4 %, ніж у силового пристрою з п'ятьма притискаючими елементами; менше на 4,1 %, ніж у силового пристрою з шістьма притискаючими елементами.

Для апробації розрахункового методу результуючого M_T силових пристроїв з сегментними гальмівними колодками були проведені експериментальні випробування гальмівних пристроїв дисково-колодкового типу з трьома, п'ятьма і шістьма сегментними колодками (рисунок 4.14). Кількість циклів, початок роботи, тривалість роботи притискних елементів силових пристроїв різних типів зведені в таблицю 4.4.

Таблиця 4.4 - Кількість циклів, початок роботи, тривалість роботи притискних елементів силових пристроїв дисково-колодкового типу із сегментними колодками.

Номер притискаючих елементів	Тривалість роботи, с	Кількість циклів	Час початку роботи, с.
Перший	2,4	9	0
Другий	2,0	11	0
Третій	2,0	10	+0,5
Четвертий	2,4	6	+0,5
П'ятий	2,0	10	+1,1
Шостий	2,4	8	+1,1

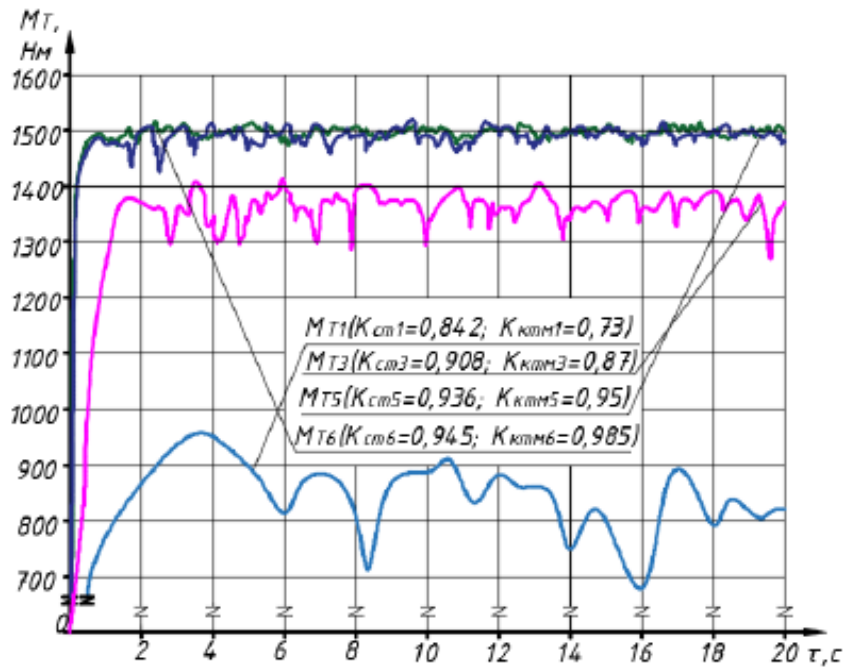


Рисунок 4.14 – Діаграми M_T силових пристроїв із сегментними колодками залежно від кількості притискаючих елементів та серійних пристроїв дисково-колодкового типу.

Отримані результати стендових випробувань силових пристроїв дисково-колодкового типу з сегментними колодками показали, що найкращі значення M_T і параметрів його стабільності досягалися при експлуатації механізму притискання, оснащеного шістьма елементами.

Згідно з отриманими результатами K_{cm} силового пристрою дисково-колодкового типу з шістьма притискними елементами був збільшений у порівнянні з серійним пристроєм на 12,2 %; порівняно з силовим пристроєм із трьома сегментними колодками на 4,1 %; порівняно із силовим пристроєм із п'ятьма сегментними колодками на 0,96 %. K_{kmm} силового пристрою дисково-колодочного типу з шістьма елементами, що притискають, збільшився в порівнянні з серійним пристроєм на 34,9 %; порівняно з силовим пристроєм із трьома сегментними колодками на 13,2 %; порівняно з силовим пристроєм із п'ятьма сегментними колодками на 3,6 %. Відхилення за K_{cm} у середньому для трьох варіантів силових пристроїв щодо розрахункового методу склало 5,1 %, а за K_{kmm} – 6,7 %.

ВИСНОВКИ.

Розроблено математичні моделі нестационарних процесів для дисково-колодкових фрикційних гальмівних пристроїв з різними притискними механізмами для визначення залежностей кутових та поперечних переміщень гальмівних колодок у процесі гальмування на основі взаємозв'язку інерційних характеристик, жорстких та демпфувальних параметрів елементів силових пристроїв.

Запропоновано метод визначення положення центру тиску в системі «гальмівна колодка – притискний елемент – гальмівний диск» з урахуванням конструктивних параметрів (кількість, площа та розташування притискних елементів, кількість та площі сегментів фрикційної накладки).

Визначено зони нерівномірного розподілу нормальних і тангенційних сил по довжині сегментів фрикційних накладок, що набігають і збігають, у системі «гальмівна колодка – гальмівний диск».

На основі рівнянь аеродинаміки розроблено моделі визначення коефіцієнтів аеродинамічного опору ребер та сегментів вентиляційного апарату гальмівного диска з урахуванням впливу напрямку та швидкості повітряного потоку.

На основі розрахунків алгоритмів розподілених силових факторів за площею робочих поверхонь та структурно-параметричного синтезу запропоновано методи розробки фрикційних гальмівних пристроїв різних типів, що дозволяють виходячи з кількості та розмірів притискних елементів оцінювати ефективність гальмівних пристроїв за допомогою критеріїв стабільності та змінювати структуру та режими вузла від параметра енергоємності.

На основі використання взаємозв'язків переміщень гальмівних колодок та гальмівного моменту запропоновано спосіб забезпечення стабільності силових факторів гальмівних пристроїв дисково-колодкового типу з різною кількістю притискних елементів та сегментів гальмівних колодок.

Для апробації створеного методу розробки гальмівних пристроїв дисково-колодкового типу були проведені стендові випробування силових пристроїв з різною кількістю притискних елементів механізмами (з 1, 3, 5 і 6 притискаючими елементами), в результаті було доведено зростання значень гальмівного моменту та показників стабільності у силових з двома притискаючими елементами щодо гальма з монопритискаючим механізмом:

- середнє значення гальмівного моменту в зоні стабілізації більше на 30,6 %;
- коефіцієнти стабільності та коливання гальмівного моменту збільшилися на 6 та 1,4 % відповідно;
- різниця між експериментально отриманими та розрахунковими значеннями гальмівних моментів склала в середньому 1,6 %.

Результати проведених стендових випробувань взаємозв'язку значень поперечних переміщень колодок і величин гальмівних моментів, що розвиваються, при тривалому режимі гальмування для силового пристрою дисково-колодкового типу з нерівномірно зношеними накладками (перепад по засверленню 3,2 мм) довели зниження значень гальмівного моменту і показників стабільності щодо гальмівного пристрою з рівномірно зношеними накладками:

- гальмівний момент менший на 3,4 % у зоні приробітку та на 8,1 % у зоні стабілізації;
- коефіцієнт стабільності гальмівного моменту менший на 4,3 % у зоні приробітку та на 7,1 % у зоні стабілізації;
- коефіцієнт коливання гальмівного моменту менший на 16,4 % у зоні приробітку та на 27,1 % у зоні стабілізації.

Використання при натурних випробуваннях гальмівного пристрою дисково-колодкового типу з шестипоршневим супортом довело зниження лінійного зношування накладок у радіальному напрямку на 58,6 % та в тангенціальному напрямку на 68,4 % щодо силового пристрою з однопоршневим супортом.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.

1. Звіт з переддипломної практики на АТ «Таксомоторний парк» м. Кропивницький – Кропивницький ЦНТУ – 2024. – 17 с.
2. Оцінка експлуатаційних гальмових властивостей автомобілів в умовах неточності вихідних даних: монографія /А. А. Кашканов, В. М. Ребедайло, В. А. Кашканов. – Вінниця: ВНТУ, 2010. – 148 с.
3. Волощук В.В. Моделювання теплового стану та енергоємності автомобільних барабанних гальм та визначення їх раціональних конструктивних параметрів: дис. ... канд. техн. наук. Харків, 2011. – 217 с.
4. Розанов В.Г. Гальмування автомобіля та автопоїзда. Елементи теорії гальмування, методи оцінки гальмівних властивостей, шляхи вдосконалення гальмівних систем. - М.: Машинобудування, 1984. – 234 с.
5. Сосик А.Ю. Підвищення ефективності приводу дискових гальмівних механізмів автомобілів категорії М1 : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.02 / Андрій Юрійович Сосик. Київ, 2012. – 200 с.
6. Дік А.Б. Взаємозв'язок силових та кінематичних параметрів гальмуючого коліс в загальному випадку руху на площині // Дослідження робочих процесів агрегатів автомобілів. М.: Праці МАДІ, Вип. 173. - 1999. - С. 105-109.
7. Підвищення ефективності гальмування автотранспортних засобів із пневматичним гальмівним приводом / О.М. Туренко [та ін.]. Харків: Вид-во ХНАДТУ, 2000. – 472 с.
8. Варфоломеев В.Н. Дослідження методів діагностування технічного стану гальм автомобіля: Дис. канд. техн. наук: 05.22.10. - Харків, 1969. - 177 с.
9. Вольченко А.І. Тепловий розрахунок гальмівних пристроїв. Львів : Вища школа, 2001. – 133 с.
10. Гудз Г.С. Обґрунтування методів досліджень та теплового розрахунку фрикційних вузлів автотранспортних засобів : дис... д-ра техн. наук. Харків, 1998. – 293 с.

11. Дем'янук В. А. Науково-прикладні основи системного аналізу та оптимального проектування гальмівних керувань автобусів: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Львів, 2005. – 45 с.
12. Моїсеєнко М.А. Математичне моделювання нестационарних температурних полів та напруг у деталях дискового гальма, обумовлених пульсуючим підведенням теплової потужності : дис. ... канд. техн. наук. Харків, 2012. – 128 с.
13. Елліс Д.Р. Керованість автомобіля: Пер. з англ. - М. : Машинобудування, 2005. – 216 с.
14. О.В. Бевз, С.О. Магопєць, О.О. Матвієнко «Дослідження характеристик гальмівного механізму автомобіля Hyundai Accent». Центральноукраїнський науковий вісник «Технічні науки». Вип. 1, № 1 – Кропивницький, ЦНТУ, 2019. – С.122-134. <http://dspace.kntu.kr.ua/jspui/handle/123456789/9051>
15. О.В. Бевз, Ш.Р. Алієв «Результати тестування гальмівного механізму автомобіля Ford Focus III». Центральноукраїнський науковий вісник «Технічні науки». Вип. 1, № 1. Кропивницький, ЦНТУ, 2019. – С.131-141. DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2019.1\(32\).46-58](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2019.1(32).46-58)
16. Поляков П. А. Напрями розвитку гальмівних механізмів дисково-колодкового типу: монографія. Харків: ХНАДУ, 2021. – 118 с.
17. Генба Б.Б. Питання динаміки гальмування та теорії гальмівних систем автомобілів / Б.Б. Генба, Г.С. Гудз, В.А. Дем'янук та ін. - Львів: Вища школа, 1974. - 243 с.
18. Балабін І.В., Сальников В.І., Нікульніков Е.Р. Полігонні випробування автомобілів з визначення ефективності дії гальмівних систем. - М.: НІІН Автопром, 2002. – 46 с.
19. Волков, В.П. Теорія руху автомобіля: підручник / В.П. Волков, Г.Б. Вільський. – Суми : Університетська книга, 2010. – 320 с.
20. Форнальчик Є. Ю. Технічна експлуатація та надійність автомобілів : навчальний посібник / Є.Ю. Форнальчик, М.С. Олісевич, О.Л. Мاستикаш, Р.А. Пельо. – Львів : Афіша, 2004. – 492 с.