

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра інжинірингу технічних систем

П о я с н ю в а л ь н а з а п и с к а

до дипломної роботи

освітнього ступеня "Магістр"

на тему:

**ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ
АВТОМОБІЛЯ ВСТАНОВЛЕННЯМ БІМЕТАЛЕВИХ ЕЛЕМЕНТІВ**

Виконав: студент 2 курсу, групи МГМ-2-23
за спеціальністю 208 "Агроінженерія"

_____ Комісаров сергій Сергійович

Керівник: _____ Васильєв Леонід Дмитрович

Рецензент: _____

Дніпро 2024

ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра: Інжинірингу технічних систем

Освітній ступінь: "Магістр"

Спеціальність: 208 "Агроінженерія"

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

ІТС

(назва кафедри)

К.Т.Н. ДОЦЕНТ

(вчене звання)

Дудін В.Ю.

(підпис)

(прізвище, ініціали)

„_____” _____ 2024 р.

З А В Д А Н Н Я

НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Комісарову Сергієві Сергійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Підвищення довговічності гальмівної системи автомобіля встановленням біметалевих елементів

керівник роботи д.т.н. доц. Васильєв Л.Д.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від 12.11.2024 року
№ 3784

2. Строк подання студентом роботи до 1.10.2024

3. Вихідні дані до роботи Технічні характеристики існуючих гальмівних систем. Характеристики біметалевих матеріалів. Причини виходу з ладу стандартних гальмівних барабанів (зношення, тріщини, корозія, деформація). Нормативні документи, що регулюють вимоги до гальмівних систем.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Аналіз актуальності та визначення завдань дослідження 2. Теоретичні дослідження процесів тертя та теплопередачі в барабанних гальмах 3. Методика проведення досліджень та їх результати 4. Безпека праці та захист у разі надзвичайних ситуацій 5. Економічна оцінка роботи
Загальні висновки. Література. Додатки

5. Перелік демонстраційного матеріалу

1. Тема роботи (1 слайд, А4). 2. Мета і задачі досліджень (1 слайд, А4). 3. Аналіз надійності гальмівних механізмів (1 слайд, А4). 4. Дослідження виду та характеру зносу (1 слайд, А4). 5 Дослідження теплового стану гальмівного мех. (1 слайд, А4). 6. Методика експериментальних досліджень (1 слайд, А4). 7, 8 Результати експериментальних досліджень (2 слайди, А4). 9. Охорона праці (1 слайд А4) 10. Економічні показники (1 слайд, А4). 11. Висновки (1 слайд, А4)

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1, 2,3, 4, 5	Васильєв Л.Д., д.т.н., доцент		
Нормоконтролер	Івлєв В.В., к.т.н., доцент		

7. Дата видачі завдання: _____.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналітичний розділ дослідження	до 2.10.2024	
2	Теоретична основа дослідження	до 26.10.2024	
3	Практичне підтвердження результатів	до 16.11.2024	
4	Розділ з охорони праці та забезпечення безпеки	до 21.11.2024	
5	Економічний аналіз ефективності	до 26.11.2024	
6	Презентація результатів дослідження	до 2.12.2024	

Студент

_____ Комісаров С.С. .
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ Васильєв Л.Д. .
(підпис) (прізвище та ініціали)

Перв. примеч.		46ДР.074 000.000 ВР								
		№ п/п	Формат	Позначення	Найменування	Кіл. аркушів	№ аркуша	Примітка		
Спроб. №		1			Текстові документи					
		2								
		3	A4	46ДР.074 0000.000ПЗ	Пояснювальна записка	97				
		4								
		5			Демонстраційні матеріали					
		6								
		7	A4		Тема	1	1			
		8	A4		Мета і задачі досліджень	1	2			
		9	A4		Аналіз надійності гальмівних механізмів	1	3			
		10	A4		Дослідження виду та характеру зносу	1	4			
		11	A4		Дослідження теплового стану гальмівного мех.	1	5			
		12	A4		Методика експериментальних досліджень	1	6			
		13	A4		Результати експериментальних досліджень	1	7			
		14	A4		Результати експериментальних досліджень	3	8			
		15	A4		Охорона праці	1	9			
		16	A4		Економічні показники	1	10			
Взам. шиф. №					Висновки		11			
Подп. и дата					46ДР.074 000.000 ВР					
Ив. № подл.		Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Відомість дипломної роботи	Лист	Масша	Масштаб
		Разраб.	Комісаров С.С.							
Ив. № подл.		Проб.	Васильєв Л.Д.					Лист	Листов	1
		Т.контр.								
Ив. № подл.		И.контр.	Івлев В.В.					M2A1-2-23		
		Утв.	Дудін В.Ю.							

РЕФЕРАТ

У дипломній роботі на тему «Підвищення довговічності гальмівної системи автомобілів встановленням біметалевих елементів» розглядається актуальна проблема підвищення надійності та довговічності гальмівних механізмів.

У першому розділі проаналізовано сучасні конструкції гальмівних систем, їх експлуатаційні характеристики та матеріали, що використовуються у виробництві. Визначено основні завдання дослідження.

Другий розділ присвячено теоретичному обґрунтуванню процесів тертя та теплопередачі в гальмівних механізмах. Особлива увага приділена аналізу впливу температурних і механічних факторів на знос пари тертя, а також моделюванню температурного стану біметалевих елементів.

У третьому розділі описано методику експериментальних досліджень, зокрема розрахунки гальмівного моменту, коефіцієнта тертя та температурного режиму біметалевих елементів. Представлено результати, що підтверджують ефективність запропонованої конструкції.

Четвертий розділ розглядає аспекти охорони праці та безпеки під час експлуатації обладнання для ремонту гальмівних механізмів. Запропоновано заходи щодо усунення небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

У п'ятому розділі виконано економічне обґрунтування розробки. Встановлено, що термін окупності капіталовкладень складає 0,2 року, а річний економічний ефект досягає 840 000 грн.

Результати роботи доводять, що застосування біметалевих елементів дозволяє знизити знос, продовжити термін служби гальмівних механізмів і підвищити безпеку автомобілів.

ЗМІСТ

Вступ.....	8
РОЗДІЛ 1. Аналіз актуальності та визначення завдань дослідження.....	10
1.1. Експлуатаційні характеристики й види конструкцій гальмових пристроїв.....	10
1.2. Характеристика гальмівних систем автомобіля.....	13
1.3. Аналіз матеріалів, що використовуються при конструюванні гальмових пристроїв.....	19
1.4. Загальні висновки та задачі роботи.....	26
2. Теоретичні дослідження процесів тертя та теплопередачі в барабанних гальмах.....	29
2.1. Аналіз надійності гальм автомобілів та їх вплив на безпеку.....	29
2.2. Характеристика процесу зношування й фактори, що впливають на зношування пари фрикційна накладка - контртіло колісних гальмових механізмів.....	36
2.3. Методика розрахунків розподілу температур у біметалічному поверхневому шарі при терті.....	41
2.4. Дослідження теплового стану гальмівних механізмів з використанням методу скінчених елементів.....	48
2.5. Висновок.....	59
РОЗДІЛ 3. Методика проведення досліджень та їх результати.....	60
3.1. Методика розрахунку та експериментального визначення гальмівного моменту.....	60
3.2. Методика проведення експериментальних досліджень по визначенню температури поверхневого шару й коефіцієнта тертя.....	64
3.3. Експериментальне визначення температури нагрівання й коефіцієнта тертя гальмових пристроїв.....	67
3.4. Висновок	72
РОЗДІЛ 4. Безпека праці та захист у разі надзвичайних ситуацій.....	74

4.1. Характеристика шкідливих виробничих факторів, що впливають на процес ремонту машин і заходи для їхнього усунення.....	74
4.2. Можливі небезпечні ситуації при експлуатації пристрою для наплавлення барабанів. Технічні й організаційні заходи щодо їхнього усунення.....	76
4.3. Організація пожежної безпеки в майстерні.....	78
4.4. Розробка організаційно-технологічної карти безпечної роботи на робочому місці по наплавленню барабанів.....	81
4.5. Висновок.....	82
РОЗДІЛ 5. Економічна оцінка роботи.....	83
Загальні висновки.....	92
Література.....	94
Додатки.....	97

ВСТУП

Гальмівна система автомобіля є ключовим компонентом, який забезпечує безпеку дорожнього руху. Її надійність впливає на здатність транспортного засобу ефективно уповільнюватися, зупинятися та уникати небезпечних ситуацій. За даними Всесвітньої організації охорони здоров'я (ВООЗ), щороку у світі внаслідок дорожньо-транспортних пригод (ДТП) гине понад 1,3 мільйона людей, причому близько 20% таких аварій відбувається через технічні несправності транспортних засобів, включаючи збої в роботі гальмівної системи [1].

Інтенсивне використання автомобілів, особливо в умовах міських доріг із частими зупинками і стартами, а також на високошвидкісних трасах, створює підвищене навантаження на гальмівну систему. Сучасні автомобілі дедалі частіше експлуатуються у складних умовах, таких як нерівні дороги, високі температури чи вологе середовище, що посилює зношення гальмівних компонентів. Статистичні дані свідчать, що середній термін служби гальмівних барабанів у легкових автомобілях становить близько 80-100 тисяч кілометрів пробігу, причому в умовах інтенсивної експлуатації цей показник може знижуватися до 50-70 тисяч кілометрів [2].

Основними проблемами, що виникають у процесі експлуатації гальмівної системи, є: механічне зношення — стирання робочих поверхонь гальмівних барабанів і колодок, що знижує ефективність гальмування; перегрів — унаслідок тривалого або інтенсивного гальмування робоча температура може досягати 300–500 °С, що призводить до зниження коефіцієнта тертя і утворення тріщин; корозія — особливо актуальна в умовах високої вологості або застосування антижеледних реагентів; деформація деталей — під впливом теплових і механічних навантажень.

Актуальність проблеми підвищення довговічності гальмівної системи зумовлена не лише зростанням вимог до безпеки дорожнього руху, але й економічними аспектами. За оцінками аналітиків, витрати на ремонт

гальмівної системи в автомобілі середнього класу складають від 5% до 10% від загальних витрат на технічне обслуговування [3].

Одним із перспективних технічних рішень є впровадження біметалевих елементів у конструкцію гальмівних барабанів. Використання біметалу, що поєднує в собі переваги різних матеріалів, дозволяє значно підвищити термічну і механічну стійкість деталей. Наприклад, внутрішній шар з термостійкого чавуну забезпечує стабільну роботу в умовах високих температур, тоді як зовнішній шар з алюмінію або сталі сприяє зниженню ваги барабана та покращенню тепловідведення.

Дослідження показують, що впровадження біметалевих барабанів дозволяє збільшити їх ресурс роботи на 30-50% порівняно з традиційними аналогами, знижуючи ймовірність їх передчасного виходу з ладу. Це робить питання використання біметалевих елементів у конструкції гальмівної системи не лише актуальним, а й стратегічно важливим для підвищення безпеки дорожнього руху та економічної ефективності автомобільного транспорту.

Апробація роботи. За матеріалами дослідження опубліковано 1 статтю та виконано доповідь на міжнародній науково-технічній конференції

Комісаров, С., (2024). Дослідження зносу колодкових гальм та прогнозування їх довговічності. У: *Інжиніринг технологій і технічних систем агропромислового комплексу, 15 листопада 2024, Дніпро, Україна*. Дніпро: ДДАЕУ. с. 101–103.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ АКТУАЛЬНОСТІ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Експлуатаційні характеристики й види конструкцій гальмових пристроїв

Гальмові пристрої є найбільш широко застосовуваним і високовідповідальним видом фрикційних пристроїв. Основні завдання, розв'язувані гальмовими пристроями, показано на рис. 1.1 (класифікація по призначенню).

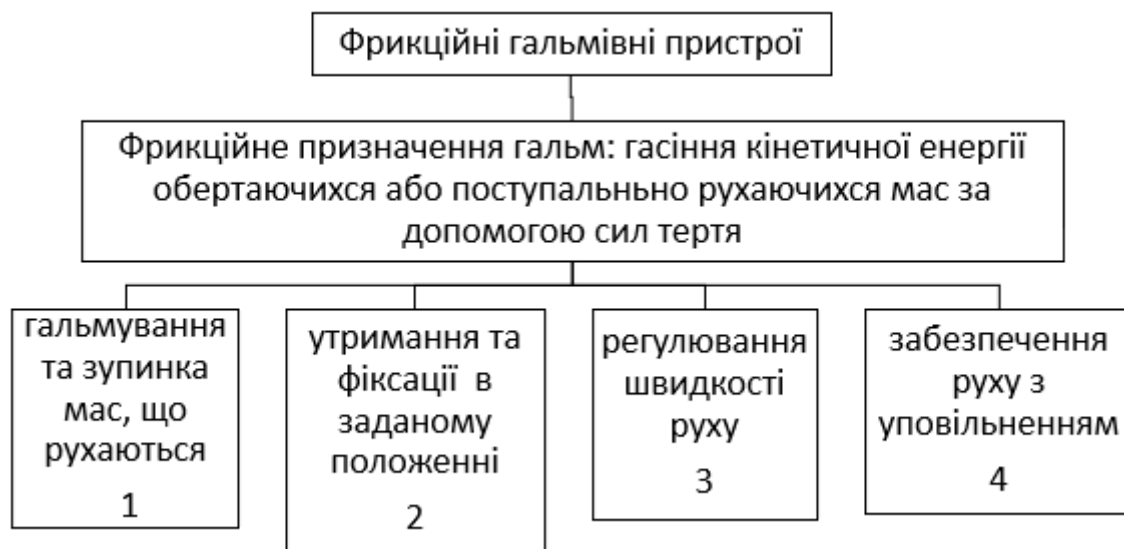


Рисунок 1.1 - Класифікація гальмових пристроїв по призначенню [4]

Відповідно до розв'язуваних завдань гальмові пристрої використовуються як зупинні (завдання 1, рис. 1.1) і підгальмовуючі (завдання 1,3 і 4, рис. 1.1). У більшості випадків гальмові пристрої вирішують усі чотири завдання з перевагою деяких, залежно від режиму роботи, наприклад, автомобільні гальма, гальмові пристрої залізничного транспорту, гальмо бурової лебідки й ін. Деякі гальма працюють тільки як зупинні, наприклад гальма ковальсько-пресового встаткування [4, 5].

Відповідно до призначення виділяються наступні основні типи фрикційних гальм:

- короткочасної дії, які пристосовані, насамперед, для відносно короткочасної роботи з великою ефективністю, тобто більші значення, що дають, сповільнення руху, особливо в небезпечних, аварійних ситуаціях;

- постійної дії, так звані сповільнювачі, які пристосовані для роботи протягом досить тривалого часу й забезпечують незначне збільшення або підтримка постійної швидкості, незважаючи на дію сил, що прагнуть її збільшити (наприклад, рух автомобіля під нахил з висоти, опускання вантажу на тросі в піднімальних механізмах);

- стояночні, які призначені для блокування, тобто забезпечення нерухомості транспортного екіпажа на нахилі або вантажу, що піднімається, протягом необмеженого часу.

У найбільш важких умовах працюють гальма короткочасної дії, як при однократному, так і повторному режимі. Гальма повинні поглинути (перетворити в теплоту) іноді величезні кількості кінетичної енергії, особливо тоді, коли велика початкова швидкість транспортного засобу (вантаж) і проводиться аварійне гальмування. У випадку щодо помірному гальмування механічних транспортних засобів (автомобілів) частина енергії поглинається за рахунок опору повітря. Тому при аварійному гальмуванні, що триває нетривалий час, при величезному виділенні теплоти в одиницю часу, загальна кількість кінетичної енергії, преутвореної в гальмах у теплоту, буде найбільшим (таблиця 1.1).

Таблиця 1.1 - Теплове навантаження й температура гальм машин [4]

Параметр	Об'єкт			
	Автомобіль	Літак	Екскаватор	Бурова машина
Питома кількість теплоти на поверхні тертя Q_a , ккал/см ²	0,1...4,5	2,5...6.5	1,5...3,0	2,0...4,0
Середня температура поверхні тертя, °С	300...400	1000 і більш	400...500	600...800

Умови навантаження гальмових пристроїв ілюструють наступні дві таблиці (таблиця 1.2, таблиця 1.3):

Таблиця 1.2 - Класифікація гальм по тривалості процесу тертя

Характеристика	Час проковзування, t_T , с
Короткочасне ковзання	$t_T < 60$
Тривале ковзання	$60 < t_T < 300$
Квазістаціонарні умови ковзання	$300 < t_T < 1000$
Стаціонарні умови ковзання	$t_T > 1000$

Таблиця 1.3 - Умови навантаження фрикційних пристроїв

Призначення пари тертя	Питоме навантаження на контакт, МПа	Коефіцієнт тертя
Легкі умови роботи, без мащення	1,00	0,3-0,35
Середні умови роботи, без мащення	1,50	0,25-0,28
Важкі умови, без мащення	6,00	0,22-0,25
Легкі умови роботи, з мащенням	3,50	<0,12
Важкі умови роботи, зі змащенням	6,00-7,00	<0,1
Важкі умови роботи у спеціальних умовах	150,00	0,22-0,25

На сьогоднішній день найбільш розповсюдженим типом гальмівних систем у автомобілях є дискові гальма, які вирізняються високою ефективністю роботи. Основним компонентом такої системи виступає гальмівний диск, на поверхню якого впливає виконавчий механізм у вигляді гальмівних колодок, створюючи необхідне зусилля для уповільнення руху автомобіля. Пари гальмовий диск - колодка є одним із самих обмежених по ресурсу автомобільним вузлом. Умови її роботи можна охарактеризувати як особливо важкі. Це обумовлене високими контактними тисками (до 10 МПа) і інтенсивним фрикційним розігрівом (до 600 °С) [6].

Але дискові гальма значно підвищують вартість виготовлення автомобіля, і по даним різних авторів ефективність їх використання починається коли швидкість машини перевищує 100 км/год. Тому більшість вітчизняних автомобілів таких марок як: КраЗ та його модифікації, автомобілі, що використовуються у карерах та самоскиди такі як Daf, Man, Iveco, Scania, Renault та інші оснащені дисковими гальмівними механізмами [7]. легкові автомобілі в основному працюють по змішаній гальмівній схемі, тобто передня вісь оснащена дисковим гальмом, а задня барабанним.

1.2. Характеристика гальмівних систем автомобіля

На сучасних автомобілях для забезпечення високого рівня безпеки встановлюється кілька гальмівних систем, які за своїм призначенням поділяються на такі види (рис. 1.2.):

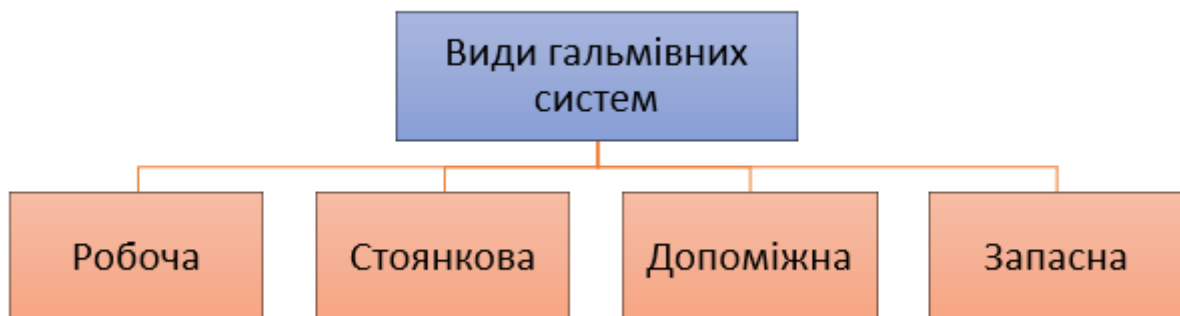


Рисунок 1.2 - Види гальмівних систем

Основною є **робоча гальмівна система**, що забезпечує зниження швидкості та повну зупинку автомобіля під час руху. Вона застосовується на всіх типах транспортних засобів, таких як легкові автомобілі, вантажівки, автобуси та навіть спортивні машини, причому на легкових авто зазвичай використовуються гідравлічні системи, тоді як на великих транспортних засобах – пневматичні.

Ще одним важливим типом є **стоянкова гальмівна система**, яка відповідає за утримання автомобіля в нерухомому стані, особливо на ухилах.

Її встановлюють на всі автомобілі, і вона може бути як механічною (з ручним важелем або педаллю), так і електронною (з кнопковим керуванням).

Допоміжна або резервна гальмівна система використовується у випадку виходу з ладу основної, забезпечуючи додатковий рівень безпеки. Найчастіше вона застосовується у вантажівках, автобусах і спецтехніці, де потрібне дублювання основних гальмівних механізмів. У легкових автомобілях її функції можуть бути частково інтегровані у стоянкову систему.

Окрему роль відіграє **запасна (екстрена) гальмівна система**, яка використовується для швидкого і потужного гальмування в аварійних ситуаціях. Вона часто інтегрується з такими сучасними системами, як ABS або BAS, які автоматично підсилюють зусилля гальмування. На вантажівках і автобусах для цієї мети застосовуються додаткові уповільнювачі, наприклад, електромагнітні або моторні гальма, а в сучасних автомобілях активно розвиваються системи автоматичного екстреного гальмування на основі камер і радарів.

Гальмівна система автомобіля призначена для зменшення швидкості, зупинки транспортного засобу та утримання його в нерухомому стані. Вона є однією з найважливіших систем безпеки автомобіля, тому її робота базується на точній взаємодії всіх компонентів.

Основою більшості сучасних гальмівних систем є гідравлічний принцип. Він полягає в тому, що зусилля, прикладене водієм до педалі гальма, передається через гальмівну рідину до виконавчих механізмів – гальмівних колодок або барабанів. Цей процес можна поділити на кілька ключових етапів.

1. Передача зусилля від педалі до виконавчих механізмів.

Коли водій натискає на педаль гальма, зусилля передається через педальний механізм до головного гальмівного циліндра. У головному циліндрі створюється тиск у гідравлічній системі завдяки гальмівній рідині, яка є несжимаючим середовищем. Цей тиск передається по трубках і шлангах до робочих циліндрів, розташованих у колесах.

2. Робота виконавчих механізмів.

У робочих циліндрах тиск гальмівної рідини змушує поршні рухатися. Ці поршні, у свою чергу, притискають гальмівні колодки до гальмівних дисків або барабанів, створюючи силу тертя. Це тертя сповільнює обертання коліс, а отже, і швидкість автомобіля.

У дискових гальмах: Гальмівні колодки притискаються до обох боків гальмівного диска, що обертається разом із колесом. Такий тип гальм вирізняється високою ефективністю, гарною теплоємністю та швидким охолодженням, тому він широко використовується на передніх і задніх колесах легкових автомобілів.

У барабанних гальмах: Колодки розширюються всередині гальмівного барабана, що також уповільнює обертання колеса. Ця система простіша та дешевша у виробництві, але має нижчу ефективність охолодження, тому зазвичай встановлюється на задніх колесах.

3. Підсилювач гальм.

Для зниження зусилля, яке водій повинен прикласти до педалі гальма, сучасні автомобілі оснащуються вакуумним або електричним підсилювачем гальм. Вакуумний підсилювач використовує різницю тисків у впускному колекторі двигуна та атмосферному середовищі, щоб підсилити натиск на головний циліндр. Електричні підсилювачі зустрічаються на електромобілях і гібридах, де вакуумний підсилювач неефективний.

4. Додаткові системи безпеки.

Сучасні гальмівні системи доповнюються низкою електронних компонентів, які підвищують їхню ефективність і безпеку:

- ABS (антиблокувальна система): запобігає блокуванню коліс під час різкого гальмування, забезпечуючи кращу керуваність автомобіля.

- EBD (розподіл гальмівних зусиль): регулює силу гальмування на кожному колесі залежно від навантаження автомобіля.

- ESP (система стабілізації): контролює стабільність автомобіля, знижуючи ризик заносу.

- BAS (підсилювач екстреного гальмування): автоматично підвищує зусилля гальмування у разі аварійної ситуації.

5. Стоянкова гальмівна система.

Окрім робочої, автомобілі оснащуються стоянковою гальмівною системою, яка забезпечує утримання автомобіля на місці під час стоянки. У механічних системах це досягається за рахунок натягування троса, що притискає колодки до гальмівного диска або барабана. У сучасних електронних стоянкових гальмах це виконується за допомогою електромотора.

Коли водій відпускає педаль гальма, тиск у гідравлічній системі знижується, а пружини повертають колодки в початкове положення. Колеса знову обертаються вільно, і автомобіль продовжує рух.

Щоб забезпечити високу надійність гальмівних систем автомобілів, у їх конструкцію інтегрують спеціальні пристрої, які дозволяють зберігати функціональність навіть у разі часткових несправностей. Так, у моделі ГАЗ-24 Волга передбачено механізм розділення, який автоматично ізолює несправну ділянку гальмового приводу при виникненні проблем під час гальмування. Водночас на автомобілях КрАЗ і КамАЗ реалізовано систему екстреного блокування гальм причепа, що активується у разі його раптового від'єднання від основного транспортного засобу.

Робоча гальмівна система реалізована з використанням роздільного принципу гальмування по осях, тобто обладнана двома незалежними контурами. Кожен із цих контурів також виконує функцію запасної гальмівної системи, забезпечуючи додаткову надійність у разі виходу з ладу одного з них. Система складається з гальмівних механізмів передніх коліс (поз. 1) та задніх коліс (поз. 9), а також приводу, що забезпечує передачу зусилля від гальмівної педалі до механізмів. У прикладі на рисунку 1.3 продемонстровано конструкцію для двовісного автомобіля, яка забезпечує ефективне та безпечне гальмування кожної осі.

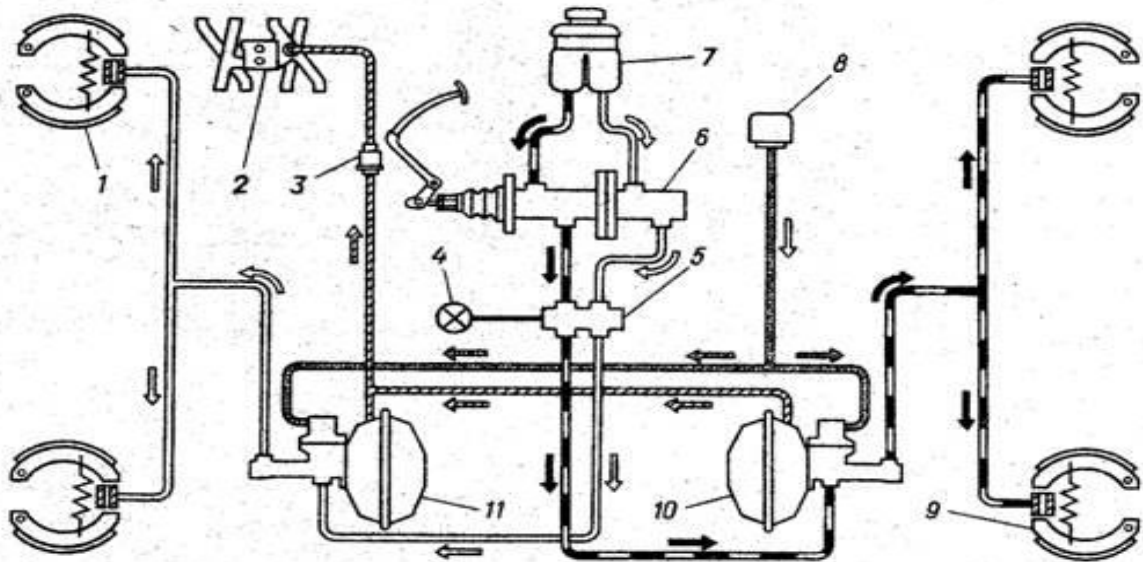


Рисунок 1.3 - Схема привода гальмівної системи

1 – передні колодки, 2 – впускний колектор; 3 – запорний односторонній клапан; 4 – сигналізатор світловий ; 5 – сигналізатор про поломку гідроприводу гальма; 6 – головний циліндр; 7 – розширювальний бак; 8 – фільтр для забору повітря; 9 – задні колодки, 10 – підсилювач гальм передніх, 11 – підсилювач гальм задніх

Гальмівні механізми передніх, середніх і задніх коліс автомобіля ГАЗ-3307, 3309 виконані за однаковим конструктивним принципом, однак відрізняються за розмірами окремих компонентів. У передніх гальмівних механізмах використовуються циліндри з поршнями діаметром 35 мм і гальмівні накладки шириною 80 мм. Натомість у задніх гальмівних механізмах встановлено циліндри з поршнями діаметром 38 мм і накладки шириною 100 мм. Такий підхід до розмірності дозволяє оптимально розподілити гальмівне зусилля між осями автомобіля для забезпечення стабільного і безпечного гальмування.

Гальмівний механізм колеса (рис. 1.4) включає одну заклинюючу та одну віджимну колодки, що забезпечують ефективне гальмування. Основними компонентами механізму є гальмівний щит (поз. 6), який слугує основою для кріплення деталей, та колісний циліндр (поз. 2) із захисним екраном (поз. 3).

Розташування та робота гальмівних колодок (поз. 1) регулюються за допомогою латунних ексцентриків (поз. 10), які встановлюються на опорних пальцях (поз. 9). Для точного налаштування використовується регулювальний ексцентрик (поз. 16), що дозволяє оптимально встановити колодки, забезпечуючи ефективне тертя між ними та гальмівним барабаном. Така конструкція сприяє рівномірному зносу колодок і стабільній роботі гальмівного механізму.

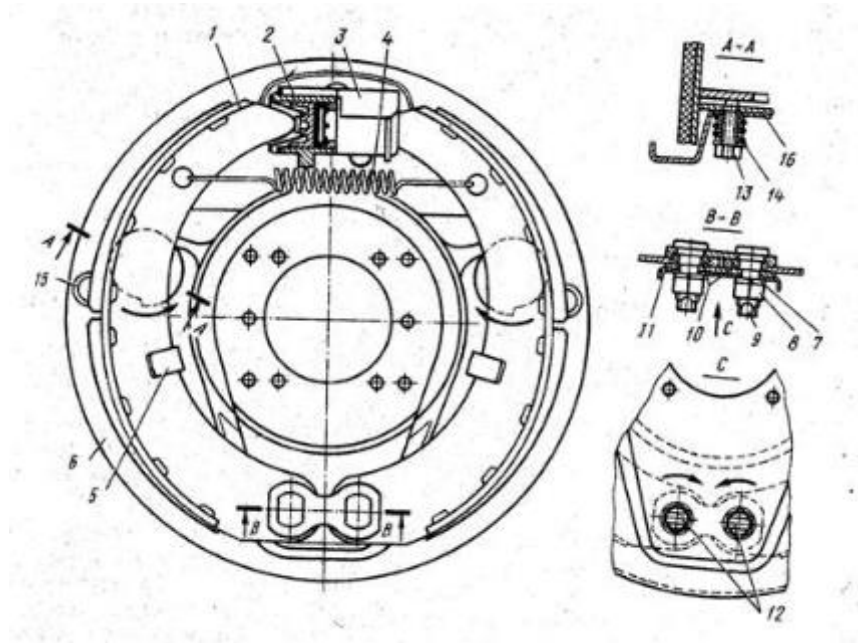


Рисунок 1.4. Гальмівний механізм колеса.

Гальмівні колодки притискаються до регулюючих ексцентриків за допомогою стяжної пружини (поз. 4), яка забезпечує їх надійне утримання в робочому положенні. Кожна колодка центрується незалежно, що сприяє рівномірному розподілу навантаження та ефективності гальмування.

На зовнішньому торці кожного опорного пальця є спеціальна мітка (поз. 12) у вигляді виїмки глибиною 2 мм, яка вказує положення найбільшого ексцентриситету ексцентрика. Правильне встановлення колодок передбачає, що мітки 12 мають бути спрямовані одна до одної, як це показано на рис. 2. При цьому допускається незначне відхилення повороту міток у межах 40°. Така точність установки забезпечує правильну взаємодію колодок із барабаном і стабільну роботу механізму.

На рис 1.5. наведено гальмівну систему тривісного автомобіля КрАЗ.

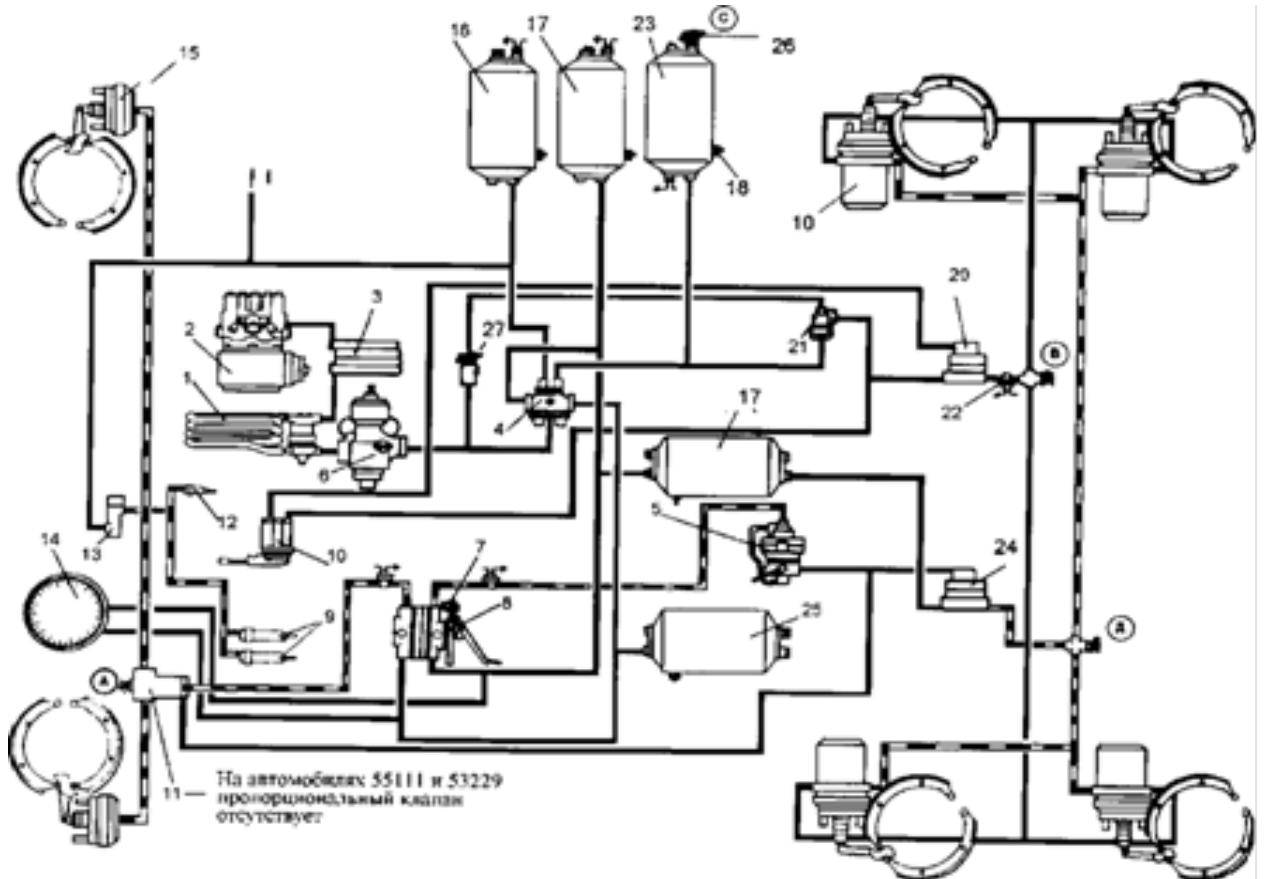


Рисунок 1.5 - Пневматичний привід вантажного автомобіля КрАЗ

Позиції наведено в додатку А.

1.3. Аналіз матеріалів, що використовуються при конструюванні гальмових пристроїв

Контактні поверхні гальмових пристроїв характеризуються істотними відмінностями в підходах до вибору матеріалів для їхнього виготовлення. Слід розділити матеріали, призначені для створення в зоні тертя високого коефіцієнта тертя й стосовні до групи фрикційних матеріалів і матеріали, використовувані для виготовлення відповідної поверхні й сприймаючі на себе основну частину енергії, виділюваної при гальмуванні.

Фрикційні матеріали мають високий і стабільний коефіцієнт тертя й високою зносостійкістю; застосовуються для виготовлення гальмових вузлів, муфт зчеплення й ін. пристроїв, у яких використовується сила тертя.

Фрикційні матеріали зберігають високий коефіцієнт тертя (0,2 - 0,6) і мінімальний рівень зношування (лінійна інтенсивність зношування) в умовах великого діапазону швидкостей ковзання, навантажень і температур.

$$I = h / L = 10^{-7}, \quad (1.1)$$

де h - товщина стертого шару,

L - шлях тертя.

Вони також вирізняються високою механічною міцністю, здатністю протистояти схоплюванню, задиру та заїданню, а також швидкою та якісною припрацьовуваністю. Матеріал демонструє високу стійкість до теплової утоми та здатність витримувати теплові удари, що виникають через інтенсивне виділення тепла під час процесу тертя.

Ці матеріали відзначаються значною механічною міцністю, здатністю ефективно протидіяти схоплюванню, задиркам і заїданням, а також швидким і якісним пристосуванням до робочих поверхонь. Вони мають високий рівень опору тепловій втомі та стабільність під час теплових ударів, що виникають внаслідок інтенсивного тепловиділення під час тертя.

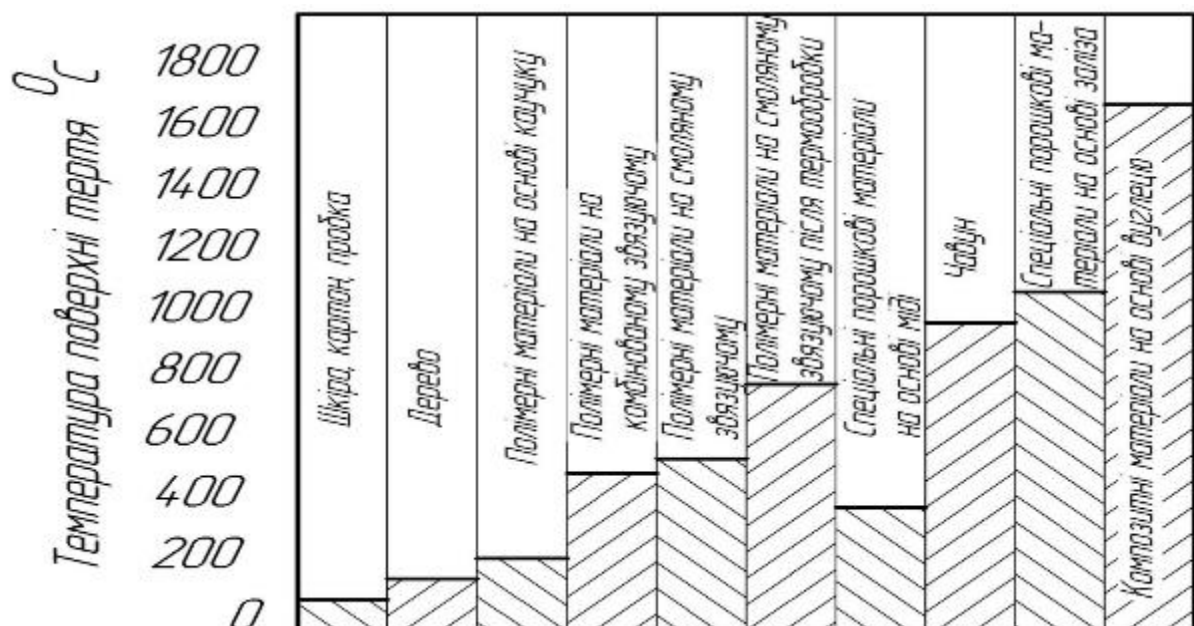


Рисунок 1.6 - Допустимі рівні середньої температури тертьової поверхні для різних матеріалів, що використовуються у фрикційних вузлах [4]

До металевих фрикційних матеріалів відносять різновиди чавуну та сортаменти сталі. Головним чином вони застосовуються у незамінних або рідко замінних елементах гальмових і фрикційних пристроїв у якості так званих контртіл (силові диски, барабани, шайби й т.п.), термін служби яких порівнюємо з терміном служби всього гальмового механізму. При легких умовах експлуатації металеві фрикційні матеріали застосовують також у якості відповідних деталей (тіл); найпоширеніші такі комбінації матеріалів, як сталь - сталь, чавун - сталь, бронза - сталь. Для залізничних гальмових колодок активно застосовується сірий чавун. Цей матеріал відзначається стійкістю до жолоблення, проте при нагріванні понад 400–600°C його коефіцієнт тертя різко зменшується, що обмежує можливості використання в умовах високих температур. Основні недоліки таких фрикційних матеріалів включають нестабільність коефіцієнта тертя при різких перепадах температури та схильність до схоплювання поверхонь тертя. Через ці недоліки чавун поступово витісняється неметалічними фрикційними матеріалами.

Неметалічні фрикційні матеріали виготовляють головним чином з використанням базальтових, вуглецевих, кевларових, рідше азбестових і інших високомодульних волокон; сполучні - каучуки, смоли і їх комбінації; наповнювачі - кремнезем, сурик, барит, мідний, латунний, бронзовий дріт або стружка і інші. Через застосування полімерного сполучного такі фрикційні матеріали часто називають полімерними. Пластмасові матеріали на основі каучукового сполучного характеризуються відносно високим і стабільним коефіцієнтом тертя, який зберігається до температури 220–250°C. Їх широко застосовують у виготовленні накладок для автомобільних гальм і кілець зчеплення. У свою чергу, пластмасові матеріали на смоляному сполучному мають кращу зносостійкість, але трохи нижчий коефіцієнт тертя.

Одним із найефективніших представників цієї групи є ретинакс. Він створюється на основі фенолоформальдегідної смоли з додаванням бариту, азбесту та інших компонентів. Цей матеріал розроблений для використання у

гальмівних вузлах, які працюють у важких умовах експлуатації, наприклад, в авіаційних гальмах, де температура поверхні тертя може досягати 1000°C .

Спечені фрикційні матеріали широко використовуються у важконавантажених гальмівних пристроях і фрикційних муфтах завдяки їхній високій зносостійкості, стабільному коефіцієнту тертя, теплостійкості, теплопровідності та іншим цінним властивостям. Їхні чудові експлуатаційні характеристики в умовах значних навантажень обумовлені компонентами, що входять до складу матеріалу.

Одні складові, такі як карбіди й оксиди металів, забезпечують високу зносостійкість і коефіцієнт тертя. Інші, наприклад, графіт, азбест, барит чи дисульфід молібдену, сприяють стабільності фрикційних властивостей і зменшують ризик схоплювання поверхонь.

Ці матеріали застосовуються для виробництва дисків, секторів і колодок. Їх виготовляють методом спікання, спресовуючи порошкові суміші в заготовки. Для збільшення міцності матеріали створюються на основі сталі, яка з'єднується із фрикційною частиною під час процесу спікання.

Спечені матеріали найбільш широко використовуються на основі міді та заліза. Фрикційні матеріали на мідній основі, до складу яких входять олово, графіт, свинець та інші компоненти, демонструють коефіцієнт тертя в діапазоні від 0,08 до 0,12 при роботі в умовах змащення маслом, і від 0,17 до 0,25 при сухому терті. Їхній температурний ліміт становить 300°C .

Матеріали на залізній основі мають значно вищу міцність у порівнянні з мідними, здатні витримувати більші питомі навантаження і функціонувати при значно вищих температурах. Їхній коефіцієнт тертя в умовах гальмування залежить від складу і варіюється в межах 0,2–0,4. До складу таких матеріалів зазвичай входять мідь, нікель, хром, барит, азбест, графіт, карбіди металів та інші добавки. Завдяки цьому вони можуть витримувати температуру на поверхні тертя до 1200°C , що робить їх особливо ефективними для використання в гальмівних пристроях.

Найбільш відомими фірмами, що займаються виготовленням фрикційних матеріалів і, зокрема, матеріалів для гальмових колодок, є: АТЕ (Німеччина), QH (Великобританія), Lucas (Великобританія), Samko (Італія), Dafmi (Україна), Trans Master (Україна), Roulunds (Данія), ВАТИ (Росія), STS (Росія), AP Lockheed (Великобританія), Bosch (Німеччина), Rona (Угорщина), ТИИР (Росія), ЕЗАТИ (Росія), Ferodo (Великобританія).

Таким чином, проведений аналіз фрикційних матеріалів показує, що їх основною експлуатаційною характеристикою є створення й збереження на високому рівні коефіцієнта тертя. Найбільшу проблему при їхній експлуатації являє собою температура розігріву зони тертя, яка може змінюватися з 100 до 1200°C. Тепловідвід теплоти, що виділяється, із зони тертя повинен здійснюватися матеріалом контртіла (гальмового диска). Через різницю в теплофізичних властивостях матеріалів гальмових пристроїв температура переважно поглинається контртілом, тобто гальмовим диском або барабаном.

Гальмові барабани зазвичай виготовляються з чавуну, що зумовлено його відмінними фрикційними характеристиками та доступною вартістю виготовлення. Однак, незважаючи на ці переваги, чавун має ряд суттєвих обмежень, що впливають на його використання. Під час частих і інтенсивних гальмувань, коли температура може підвищуватися до 400 °C і вище, на поверхні диска можуть з'являтися жолоблення. Якщо на перегріту поверхню потрапляє вода, наприклад, з калюжі, чавун може тріскатися або навіть руйнуватися. До того ж, чавунні диски мають значну вагу, а після тривалих перерв у використанні їх поверхня може покриватися іржею.

У роботі [5] проведені роботи з дослідження зносостійкості гальмових дисків. Так, за допомогою сучасних методів металографічного й мікрорентгеноспектрального аналізу було встановлено, що реальний процес тертя в парі гальмовий диск- колодка містить у собі три складових: мікрорізання, інтенсивне окиснення, перенос і намазування полімерного сполучного й композитів, що входять до складу матеріалу гальмової колодки,

а також продуктів, що утворюються при роботі у фрикційному контакті, на поверхні гальмового барабана.

Якщо повернутися до спортивних автомобілів Формули-1, то найбільш істотні відмінності гальмових систем криються в матеріалі гальмового диска. Потужність, що обрушується на гальмовий диск настільки велика, що швидкість наростання температури може досягати 800 °C у секунду! Сталеві гальмові диски, що застосовувалися у Формулі-1 до кінця 80-х років, зрештою перестали задовольняти вимогам термостійкості: при температурі близько 600 °C сталевий гальмовий диск починає деформуватися. І був знайдений значно більш оптимальний до теплових навантажень матеріал - вуглець (точніше, вуглець - вуглецевий композиційний матеріал, одержуваний за допомогою високотемпературної обробки склопластикової заготовки). Тому з початку 1990-х гальмові колодки й диски роблять із високотехнологічних вуглецевих композитів, які набагато легше сталей, використовуваних у гальмах звичайних автомобілів. Однак на відміну від сталевих, такі гальма максимально ефективні в нагрітому стані. У сучасній Формулі-1 вуглецеві композити застосовуються як для виготовлення дисків, так і накладок. Діапазон ефективної роботи вуглецевих гальм перебуває в межах 400-700 °C [7].

Однак, незважаючи на такі якісні характеристики, і вуглецеві гальма потребують охолодження, для чого в гальмовому диску застосовуються радіальні отвори. Основними недоліками вуглецевих гальм є їхня висока вартість і досить невеликий робочий ресурс. Іншим недоліком вуглецевих гальм, на відміну від сталевих (виходячи із практики пілотів), є висока чутливість їх дії. Виникає проблема механізм - людська реакція. Справа в тому, що вуглецеві гальма схоплюються практично миттєво, не дозволяючи пілотові досить плавно дозувати гальмове зусилля (ситуація нагадує керування комп'ютерним автомобілем Формули-1 на клавіатурі: нажав - працює, відпустив - не працює; в 1999 році Александро Занарди навіть попросив обладнати його Williams сталевими гальмовими дисками, до яких він звик, борючись за чемпіонські титули в серії CART). При використанні

сталевих дисків гальмове зусилля змінюється залежно від сили притиснення накладок більш плавно, що забезпечує гонщикам зворотний зв'язок у процесі гальмування [7].

Керамічні гальмівні системи не можуть похвалитися таким високим коефіцієнтом тертя, як вуглецеві, але вони мають низку важливих переваг. Кераміка демонструє набагато більший потенціал порівняно з металами чи іншими композитними матеріалами. Вона володіє відмінною термостійкістю, стійкістю до корозії та зносу, низькою густиною і високою міцністю. Керамічні гальмівні диски в 50% легші за свої аналоги з сірого чавуну. Наприклад, керамічний диск для PORSCHE 911 має вагу в два рази менше за звичайний. Крім того, використання кераміки дозволяє підвищити коефіцієнт тертя на 25% і значно покращити ефективність гальмування при високих температурах. Ще однією перевагою є надзвичайна довговічність — керамічні диски можуть служити до 300 тис. км без заміни. Однак є й недоліки: по-перше, при низьких температурах керамічні диски менш ефективні в гальмуванні порівняно з металевими; по-друге, вони погано працюють в умовах дуже низьких температур; по-третє, такі диски можуть видавати неприємний скрип під час роботи; і, нарешті, їх вартість є дуже високою.

Таким чином, проведений аналіз матеріалів гальмових дисків, та барабанів показує, що широко використовувані матеріали мають істотні обмеження по температурі експлуатації. Зокрема, чавун, один з найбільше широко використовуваних матеріалів при виготовленні гальмових дисків і барабанів, має температурну межу експлуатації 400 - 600 °С. Температурна межа експлуатації найпоширеніших і відносно недорогих вуглецевих сталей також становить близько 300 - 400 °С. Підвищення температури експлуатації за рахунок збільшення ступені легування не завжди є економічно вигідним. Інші ж матеріали, здатні працювати при підвищених температурах, у цей час не знайшли широкого застосування у зв'язку з їхньою високою вартістю. Тим часом, при зношуванні гальмових дисків чи барабанів навіть на незначну

величину знижуються гальмові характеристики, і потрібна заміна зношеного диска на новий або проточування чи заміни барабану.

1.4. Загальні висновки та задачі роботи

Основною характеристикою гальмових пристроїв є перетворення кінетичної енергії руху в теплову енергію;

Параметром, що лімітують експлуатаційні характеристики гальмових пристроїв є температура розігріву контактних поверхонь, що викликає зміну коефіцієнта тертя й ефективності гальмування.

Основною експлуатаційною характеристикою фрикційних матеріалів є створення й збереження на високому рівні коефіцієнта тертя. Найбільшу проблему при їхній експлуатації являє собою температура розігріву зони тертя, яка може змінюватися з 100 до 1200°C. Тепловідвід теплоти, що виділяється, із зони тертя повинен здійснюватися матеріалом контртіла (гальмового диска або барабану). Через різницю в теплофізичних властивостях матеріалів гальмових пристроїв температура переважно поглинається контртілом, тобто гальмовим диском або барабаном.

Широко використовувані матеріали гальмових дисків і барабанів мають істотні обмеження по температурі експлуатації. Зокрема, чавун, один з найбільше широко використовуваних матеріалів при виготовленні гальмових дисків і барабанів, має температурну межа експлуатації 400 - 600 °С. Температурна межа експлуатації найпоширеніших і відносно недорогих вуглецевих сталей також становить близько 300 - 400 °С. Підвищення температури експлуатації за рахунок збільшення ступені легування не завжди є економічно вигідним. Інші ж матеріали, здатні працювати при підвищених температурах, сьогодні не знайшли широкого застосування у зв'язку з їхньою високою вартістю.

Огляд літературних джерел щодо енергетичного балансу при терті показує, що у більшості випадків основна частина енергії, яка витрачається на

зовнішнє тертя, перетворюється на теплоту, що призводить до підвищення температури контактуючих поверхонь. Лише незначна частина цієї енергії сприяє змінам внутрішньої енергії поверхневих шарів металу, таких як мікроструктурні зміни або деформації. При використанні високоміцних матеріалів і відсутності помітних залишкових деформацій поверхневих шарів практично вся робота зовнішнього тертя трансформується в теплоту. Це визначає провідне значення процесів тепловиділення й теплорозподілу при роботі гальмових пристроїв. У той же час на основі представлених досліджень не можна зробити остаточного висновку про вплив на процес перетворення кінетичної енергії при терті характеристик матеріалу контактних поверхонь, нормального тиску, швидкості відносного переміщення й шляхи тертя.

Проведений огляд робіт з експериментального визначення температур нагрівання при терті показав, що розігрів поверхонь тертя без мастильного матеріалу при високих швидкостях ковзання дуже великий, що прямо впливає на міцнісні властивості тертьових поверхонь. При тенденції, що спостерігається, до збільшення навантажень і швидкостей ковзання в сучасних механізмах, температура розігріву деталей машин буде неухильно рости. Існуючі матеріали вже не справляються з вимогами сучасних механізмів. У зв'язку із цим, першочерговим завданням є зниження температури контактних поверхонь тертьових матеріалів, що спричинить збереження міцнісних властивостей матеріалів на високому рівні.

Проведений огляд робіт з розрахункового визначення температур нагрівання при терті показує, що визначення температури нагрівання при сухому терті головним чином зводиться до визначення коефіцієнта розподілу теплових потоків, який показує, у якому відношенні тертьові тіла поглинають теплову енергію, що виникає внаслідок тертя. Формули по визначенню теплових потоків є неоднозначними й не дають точного його визначення. Значення теплових потоків, обчислені по формулах різних авторів, кардинально протилежні. У гальмових пристроях, через різницю в теплофізичних характеристиках, більшість теплоти, що виділяється,

поглинається сталевим гальмовим диском або чавунним барабаном, внаслідок чого значення теплового потоку можна приблизно прийняти за одиницю і вважати, що все тепло йде вглиб гальмового диска або барабану.

Об'єктом досліджень у даній роботі є барабанно-колодкові гальмові пристрої автомобілів і технологічного встаткування, що працюють в умовах інтенсивного циклічного навантаження.

Метою магістерської роботи є підвищення тепловіддачі й зносостійкості гальмового пристрою й розробка методики визначення раціональних геометричних параметрів вхідних у нього елементів, що сприяють зниженню температури розігріву контактних поверхонь при гальмуванні.

Для реалізації поставленої мети в ході дослідження були розв'язані наступні завдання:

Визначити методику й виконати експериментальні дослідження з визначення температури нагрівання зони контакту гальмових барабанів різної конструкції при терті для оцінки ефективності тепловідводу.

Виконати експериментальні дослідження з визначення залежності коефіцієнта тертя гальмових пристроїв від температури нагрівання.

Розробити новий підхід до конструкції гальмового барабана, що забезпечує підвищення ефективності тепловідводу в зоні контакту при гальмуванні й провести його експериментальну апробацію.

Розробити рекомендації щодо робіт по усуненню несправностей барабанного гальма.

Розробити комплекс заходів, спрямованих на забезпечення безпеки працівників та охорону їхнього здоров'я, а також на ефективне реагування і мінімізацію ризиків під час надзвичайних ситуацій.

Здійснити техніко-економічний аналіз виконаної роботи.

2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕРТЯ ТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ В БАРАБАННИХ ГАЛЬМАХ

2.1. Аналіз надійності гальм автомобілів та їх вплив на безпеку

Щорічно до 40 % дорожньо-транспортних пригод трапляються із-за несправності гальмівних систем автомобіля [2]. При оцінці надійності гальмівної системи автомобіля можна зробити висновок, що дискові гальма забезпечують вищий рівень безпеки, однак майже 60 % всіх випадків відмов припадає саме на дискові гальмівні механізми, що спричиняються зносом гальмівних колодок та самих дисків (рис. 2.1). Крім того, термін служби дискових гальм значно коротший у порівнянні з барабанними гальмами, що вказує на їхню меншу довговічність.

На більшості марок вантажних автомобілів, наприклад, таких як КрАЗ, МАЗ, КамАЗ, використовуються барабанні гальма. Спостереження показали, що найбільший знос спостерігається на гальмівних накладках і дисках середнього та заднього мосту. Так, середнє напрацювання на відмову барабанного гальма заднього моста на автомобілі КрАЗ становить від 50 до 60 тис. км. Крім того, знос гальмівних елементів середнього моста виявляється на 7-12 % більшим порівняно з заднім мостом, що свідчить про більшу ступінь зношення гальм середнього моста [3] рис. 2.1.

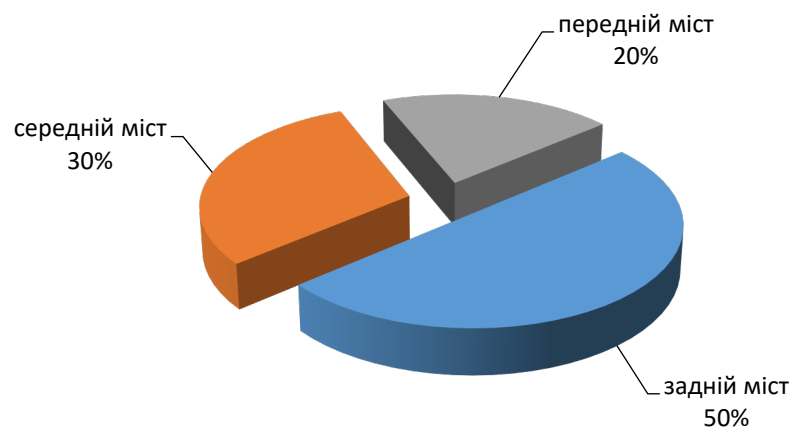


Рисунок 2.1 - Відсотки по відмовах гальм у залежності від розташування

Відмови гальм розподіляються наступним чином (рис. 2.2).

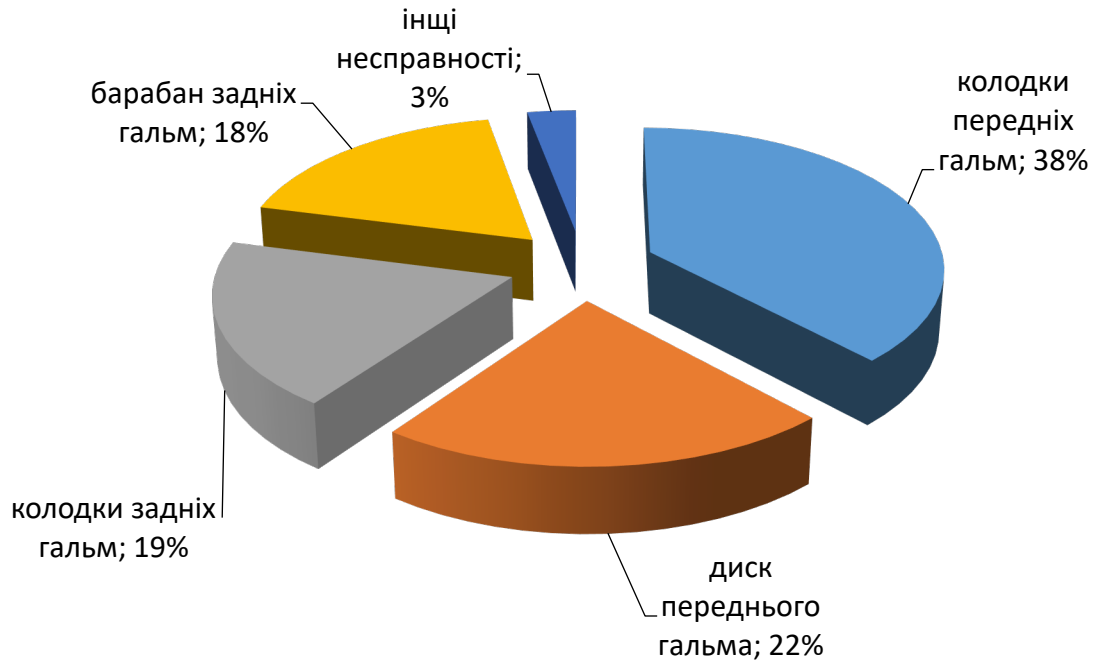


Рисунок 2.2 - Відсоток відмов гальм автомобіля ВАЗ 2107

Як видно з малюнку барабанні гальма досить надійні, про що свідчать і їх напрацювання, так напрацювання дискових гальм в середньому становить 20000 км пробігу, а для барабанних 60000-70000 км.

Результати статистичної обробки даних отриманих в процесі спостережень за автомобілями КрАЗ та МАЗ рис. 2.3.

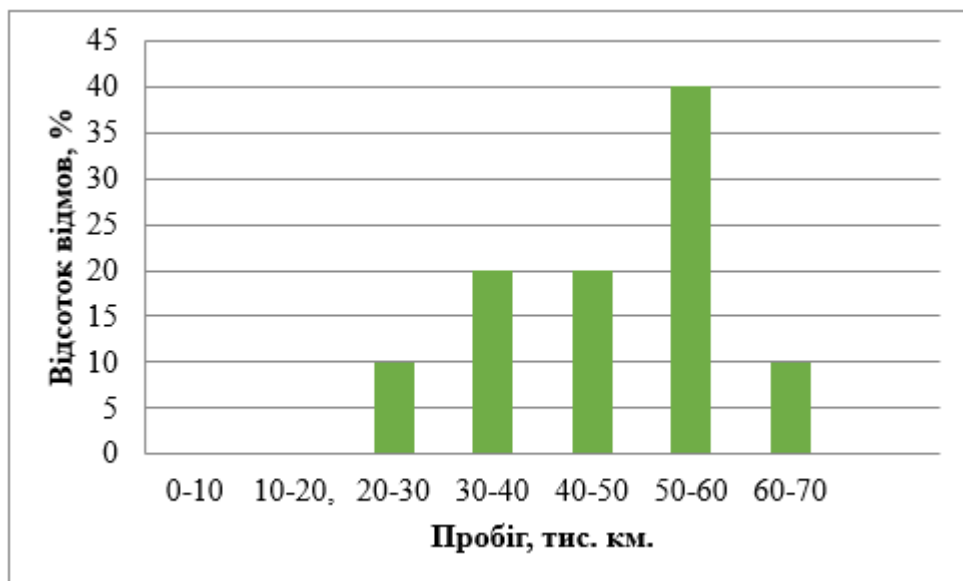


Рисунок 2.3 - Відмови гальмівних механізмів

Для визначення довірчих границь розсіювання середнього значення показника надійності для розподілу Вейбулла-Гнеденко будемо використовувати наступні рівняння:

$$T_{n1} = T_1 \sqrt[r_3]{r_3} = 57447 \cdot \sqrt[3,14]{0,83} = 54000 \text{ км.} \quad (2.1)$$

$$T_{e1} = T_1 \sqrt[r_1]{r_1} = 57447 \cdot \sqrt[3,14]{1,24} = 61520 \text{ км.} \quad (2.2)$$

з яких коефіцієнти r_1 і r_3 – це величини Вейбулла, визначені по [8, 9] з урахуванням α і N .

Таким чином, з імовірністю 0,9 можна зробити висновок, що значення середнього наробітку колінчатого валу до моменту ремонту, скоріше за все, буде перебувати в діапазоні від 54 тисяч до 62 тисяч кілометрів. Це означає, що з 90% ймовірністю наробіток валу до ремонту потрапить в цей інтервал.

Спостереження проводились на 10 автомобілях (2 КамАЗ, 4 МАЗ і 4 КрАЗ), які експлуатуються в ТОВ "Суворова" Павлоградського району, а також були зібрані статистичні дані з автотранспортного підприємства АТП 11236 міста Дніпро. За результатами спостережень були отримані досить позитивні результати: середнє напрацювання на відмову склало 56 000 км, що відповідає характеристикам, заявленим заводом-виробником. Однак не всі гальма показали такі результати. Зокрема, на автомобілях КрАЗ сталися відмови гальмівних механізмів середнього моста, коли колодки перегрілися та розсипались. Причиною перегріву стало використання колодок низької якості, які були придбані у ненадійного постачальника (імовірно, підроблені).

Спостереження також показали, що знос гальмівних колодок і барабанів розподіляється нерівномірно між осями. Найменший ступінь зносу спостерігається на гальмах передніх мостів, тоді як на середньому мосту знос є дещо більшим. Найзначніший знос фіксується на гальмах заднього моста, що може бути пов'язано з особливостями навантаження та роботи гальмівної системи в різних умовах експлуатації.

Нижче наведено основні види зносу гальмівних механізмів, а також їх характер залежно від марки автомобіля.



Рисунок 2.4 - Задній гальмівний механізм автомобіля ГАЗ 32213 пробіг 26364

КМ



Рисунок 2.5 - Поверхня гальмівного барабану



Рисунок 2.6 - Стан гальмівної колодки автомобіля МАЗ пробіг 42467 км



Рисунок 2.7 - Стан гальмівного барабану автомобіля МАЗ пробіг 42467 км



Рисунок 2.8 - Гальмівні колодки КрАЗ, який має пробіг 42467 км



Рисунок 2.9 - Стан гальмівного барабану автомобіля КрАЗ пробіг 32641 км



Рисунок 2.10 - Гальмівні колодки КрАЗ, який має пробіг 44168 км



Рисунок 2.11 - Гальмівний барабан КрАЗ, який має пробіг 44168 км



Рисунок 2.12 - Руйнування колодки автомобіля КрАЗ внаслідок перегріву



Рисунок 2.13 - Тріщина гальмівного барабану автомобіля КраЗ

2.2. Характеристики процесу зношування й фактори, що впливають на зношування пари фрикційна накладка - контртіло колісних гальмових механізмів

Зношування - процес руйнування поверхневих шарів твердого тіла при механічному впливі на нього іншого тіла або середовища. Якщо механічний вплив проявляється у вигляді сили тертя, то говорять про зношування при терті.

Закономірність зношування більшості деталей описується загальноприйнятою кривій, представленої на рис. 2.14.

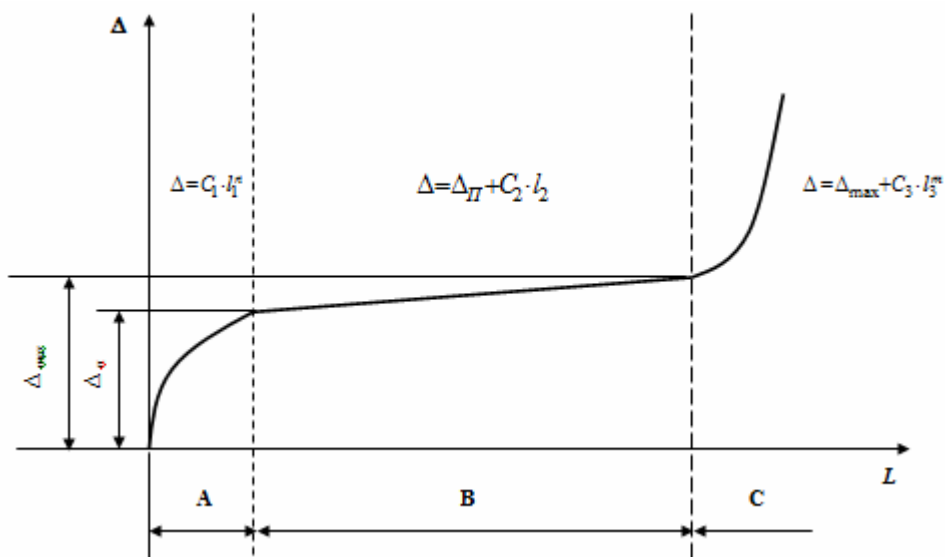


Рисунок 2.14 - Залежність зношування Δ від шляху тертя L по І.В.

Крагельському [10]:

А - зона припрацювання; В - зона сталого зношування; З - зона критичного зношування.

Величина зношування при цьому залежить від інтенсивності зношування $\frac{dh}{dL}$. Залежність інтенсивності зношування $\frac{dh}{dL}$ від шляху тертя L

буде мати вигляд представлений на рис. 2.15.

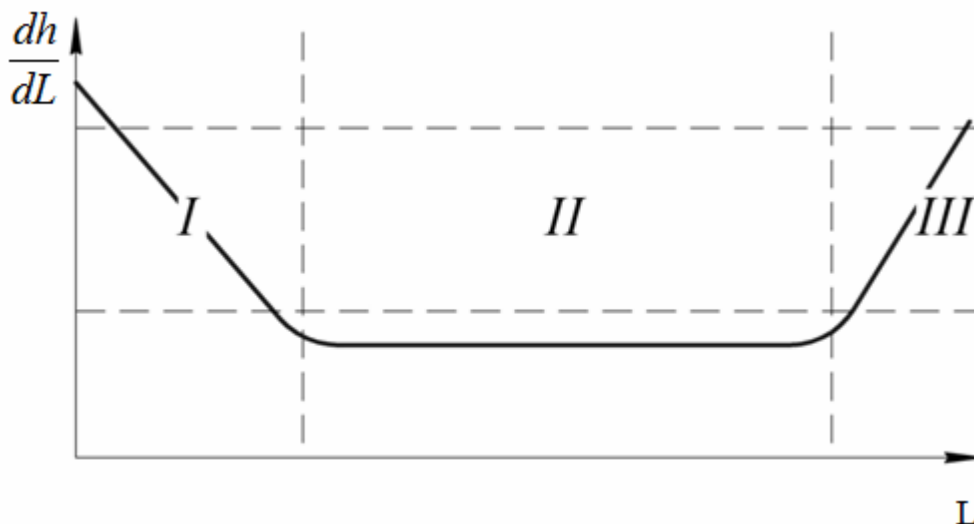


Рис. 2.15 - Залежність інтенсивності зношування від шляху тертя L по

І.В. Крагельському [10]:

І - зона припрацювання; ІІ - зона сталого зношування; ІІІ - зона критичного зношування

У роботах І.В. Крагельського [10, 11, 12] говориться, що при зношуванні акт руйнування локалізується в малому обсязі матеріалу, який віддаляється із зони тертя у вигляді часток зношування. Про величину зношування звичайно судять по зменшенню розміру тіла в напрямку, перпендикулярному до поверхні тертя (лінійне зношування) [10].

Для типових залежностей зношування й інтенсивності зношування від шляху тертя (часу) розрізняють три стадії процесу: припрацювання; зношування, що встановилося; критичне зношування.

Перша стадія процесу (припрацювання) - нерівновагова стадія процесу зношування, частка якої в загальному ресурсі (часу роботи) сполучення мала.

Вона характеризується значною інтенсивністю зношування $\frac{dh}{dL}$ яка по мірі роботи сполучення падає. Математично процес припрацювання описується наступною залежністю:

$$h_n = C_1 \cdot L^n. \quad (2.3)$$

Друга стадія процесу (зношування, що встановилося) - сама тривала за часом і характеризується постійним значенням інтенсивності зношування $\frac{dh}{dL} = \text{const}$. При цьому зношування описується лінійною залежністю:

$$h = h_{\Pi} + C_2 \cdot L. \quad (2.4)$$

Третя стадія процесу (критичне зношування) - нерівновагова, що характеризується значною інтенсивністю зношування, яка в міру роботи сполучення безупинно зростає. Математично процес критичного зношування описується наступною формулою:

$$h = h_{\max} + C_3 \cdot L^m \quad (2.5)$$

де h_{\max} - гранично-припустима величина зношування.

На даний момент усі заводи-виготовлювачі транспортних засобів рекомендують здійснювати заміну гальмових накладок до досягнення ними граничного стану, тобто зони критичного зношування.

Таким чином, гальмові накладки проходять зону припрацювання й зону зношування, що встановилося. Звичайно для зони припрацювання характерне зношування за експонентним законом, а в зоні зношування, що встановилося, - по лінійному.

У міру розвитку методів розрахунків на зношування з'являлися все нові й нові теорії зношування. Одна з них - втомна теорія зношування твердих тіл, запропонована вченими в 1957 р. У даній теорії вводиться поняття про одиничний фрикційний зв'язок, деформований обсяг третьових тіл, розглядається напружений стан цього об'єму залежно від навантаження, тертя й геометричного обрису мікронерівностей. Вид напруженого стану визначає характер порушення фрикційних зв'язків. Основна концепція цієї теорії полягає в необхідності багаторазового фрикційного впливу для руйнування поверхонь тертя.

Так, для визначення інтенсивності зношування запропонована наступна залежність:

$$I_h = \frac{\Delta H}{L_{тр}} \quad (2.6)$$

де ΔH - величина зношування;

$L_{тр}$ - шлях тертя.

Але дана формула досить ідеалізована і не враховує багато факторів тому доцільно використовувати вираз який враховував би умови експлуатації,

геометричні параметри та інше. Це можна зробити за виразом для визначення швидкості зношування елементів фрикційної пари:

$$\lambda_n = \frac{p \cdot K_H \cdot Q \cdot \cos \alpha_1 \cdot (2\pi \cdot K_H + K_\delta \cdot \beta_2 - K_\delta \cdot \beta_1) \cdot V_{СК}}{b \cdot R \cdot [(2\pi \cdot K_H + K_\delta \cdot \beta_2 - K_\delta \cdot \beta_1) - (K_\delta \cdot \sin \beta_1 - \sin \beta_2)]}, \quad (2.7)$$

де $R = \frac{C}{\sqrt{A^2 + b^2}}$ - відстань точки додатка результуючої тангенціальної

сили від центру гальмового барабана, а параметри визначаються наступними співвідношеннями:

$$Q = \frac{a + C}{B_C - \mu \cdot (R_C + C \cdot A)}, \quad A = \frac{\sin^2 \beta_2 - \sin^2 \beta_1}{2},$$

a - відстань від центру гальма до точки додатка розтискної сили;

μ - коефіцієнт тертя;

C - відстань від опори колодки до центру гальма;

P - зусилля, що приходить на колодку;

β_1, β_2 - кути обхвату гальмового барабана накладками;

K_H - коефіцієнт, що враховує вплив експлуатаційних факторів на зношування накладки;

K_δ - коефіцієнт, що враховує вплив експлуатаційних факторів на зношування барабана;

V_α -швидкість відносного руху ковзання між елементами пари;

b - ширина гальмової накладки;

α_1 - кут прикладання сили, що розтискає колодки.

Провівши аналіз процесу зношування елементів гальмового механізму, можна констатувати, що його величина пропорційна швидкості відносного ковзання й питомому тиску на накладку.

2.3. Методика розрахунків розподілу температур у біметалічному поверхневому шарі при терті

Зниження температури розігріву поверхні тертя в гальмових пристроях за рахунок використання матеріалів з високим коефіцієнтом теплопровідності є одним з найбільш ефективних конструкторських розв'язків. Однак, його практичне використання утрудняється низькими міцнісними характеристиками контактної поверхні тертя, що призводить до підвищеної швидкості зношування гальмового барабана. Для збереження високої контактної зносостійкості поверхні тертя в комбінації з підвищеною тепловідвідною здатністю пропонується використовувати в конструкції гальмових барабанів і дисків біметалічні поверхні. Зовнішня поверхня такого диска являє собою сталеву пластину, що сприймає силовий вплив, що зношує, а внутрішня частина виконана з металу з високими теплопровідними характеристиками — міді або алюмінію.

Для оцінки ефективності запропонованого підходу була розроблена методика розрахунків розподілу температур у біметалічному поверхневому шарі.

Однією з основних особливостей гальмових пристроїв є значна різниця в теплофізичних властивостях між контактуючими поверхнями. У результаті, тепловий потік, що формується в зоні контакту фрикційна колодка - контртіло, поглинається переважно обсягом металевої деталі й спрямований углиб деталі по осі X, перпендикулярної її контактної поверхні (рис. 2.16).

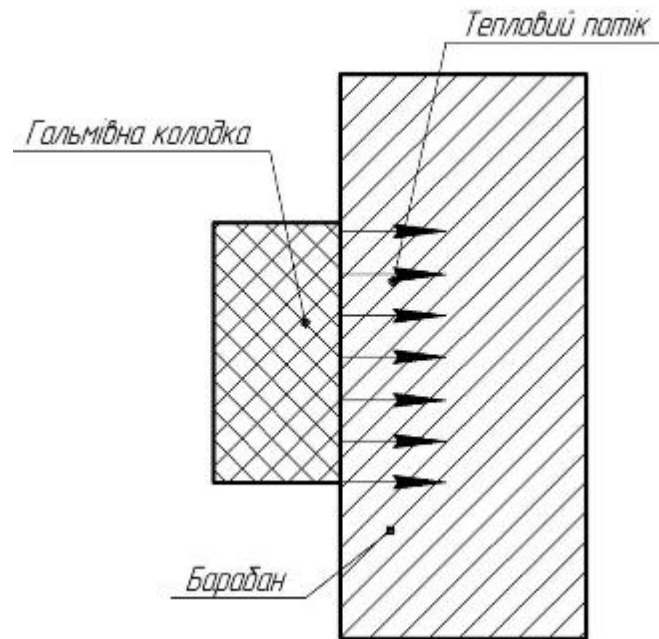


Рисунок 2.16 - Схема розподілу теплового потоку

При розрахунках процесів розподілу теплоти в об'ємі деталі її схематично можна розглядати як напівнескінченне тіло з однією обмежуючою площиною, відповідної до поверхні контакту. При рівномірному розподілі навантаження по поверхні контакту потужність теплового потоку однакова на всій поверхні тертя. Теплове поле від такого рівномірно розподіленого джерела нагрівання являє собою набір ізотерм, паралельних поверхні контакту, температура яких знижується в міру видалення від поверхні вглиб деталі.

Процес передачі теплової енергії в біметалічній поверхні трохи міняє розподіл теплових полів при терті. У цьому випадку процес теплопередачі можна розбити на ряд етапів.

Виділення теплоти на контактній поверхні сталевій пластини при терті формує плоске рівномірно розподілене джерело нагрівання з питомою потужністю. Теплова потужність цього джерела залежить від характеристик процесу тертя й може бути визначена в такий спосіб:

$$q_1 = \eta \cdot N \cdot v \cdot f_{тер} \quad (2.8)$$

де: $f_{\text{тер}}$ - коефіцієнт тертя;

N - навантаження на контактї, Н;

v - відносна швидкість переміщення, м/с.

η - коефіцієнт розподілу енергії тертя по складових енергетичного балансу.

Зміна температури в чавунній пластині на різній відстані від її контактної поверхні протягом часу тертя можна розрахувати в такий спосіб:

$$\Delta T = \frac{q_1 \cdot x}{F \lambda} \left\{ \frac{e^{-u^2}}{\sqrt{\pi} \cdot u} - [1 - \Phi(u)] \right\} \quad (2.9)$$

При цьому

$$\Phi(u) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} u \left(1 - \frac{u^2}{113} + \frac{u^4}{215} + \frac{u^6}{317} + \frac{u^8}{419} - \dots \right) \quad (2.10)$$

$$u = \sqrt{\frac{x^2}{4 \cdot a \cdot t}} \quad (2.11)$$

де: λ - коефіцієнт теплопровідності, Дж/мм с $^{\circ}\text{C}$;

F - площа контактної поверхні, мм^2 ;

a - коефіцієнт температуропровідності, $\text{мм}/\text{с}$;

t - час, с.

Підвищення температури чавунної пластини в процесі тертя викликає зниження потужності теплового потоку в кожному її перетині. Кількість теплоти витрачене на її нагрівання за якийсь проміжок часу, приблизно можна визначити в такий спосіб:

$$Q_1 = c \cdot \rho \cdot F \cdot z \cdot \left(\frac{T_1 + T_2}{2} \right), \quad (2.12)$$

де: c - питома теплоємність;

ρ - щільність чавуна;

F - площа поперечного переріза;

z - товщина чавунної пластини,

T_1 й T_2 - зміна температури нагрівання чавунної пластини на поверхні тертя й поверхні контактуючої з тепло відвідною вставкою за час t відповідно.

Середні втрати потужності теплового потоку Δq_1 , витрачені на нагрівання чавунної пластини, за розглянутий проміжок часу t складуть відповідно:

$$\Delta q_1 = \frac{Q_1}{t} \quad (2.13)$$

Враховуючи теплові втрати на нагрівання чавунної пластини потужність джерела теплоти, що діє на контактній поверхні тепловідвідної вставки можна визначити в такий спосіб:

$$q_2 = q_1 - \Delta q_1 \quad (2.14)$$

Розподіл температур по товщині тепловідвідної вставки може бути визначене також як і для сталевій пластини з урахуванням зміни потужності теплового потоку й теплофізичних коефіцієнтів, що характеризують матеріал вставки по формулах (2.9) - (2.14).

Через різницю в теплофізичних властивостях чавунної пластини й тепловідвідної вставки на межі їх контакту температурне поле змінюється стрибкоподібно, за рахунок того, що кількість теплоти Q_1 , що надійшло до внутрішньої поверхні сталевій пластини, що контактує з тепловідвідною вставкою за час тертя t менше, чим кількість теплоти Q_2 , що пройшло через поверхню тепловідвідної вставки за той же інтервал часу t . В результаті температура нагрівання двох контактуючих поверхонь T_1 і T_2 різна, що

забезпечує формування додаткового теплового потоку, який викликає перерозподіл теплоти між двома різнорідними частинами поверхневого шару. Цей додатковий тепловий потік можна представити, як фіктивне плоске джерело теплоти ($q_{\text{фік}}$), що діє в зазорі між чавунною пластиною й тепловідвідною вставкою, що й забезпечує вирівнювання температур між контактуючими поверхнями чавунної пластини й тепловідвідної вставки.

$$T_2 - T_{\text{ст}}^{\text{фік}} = T_3 + T_{\text{м}}^{\text{фік}} \quad (2.15)$$

де: $T_{\text{ст}}^{\text{фік}}, T_{\text{м}}^{\text{фік}}$ - температура від фіктивного джерела в мідній і чавунній пластинах.

T_2 - температура на поверхні чавунної пластини, що контактує з тепловідвідною вставкою.

T_3 - температура на поверхні тепловідвідної вставки, що контактує з чавунною пластиною.

Для визначення питомої теплової потужності фіктивного джерела ($q_{\text{фік}}$) у представлене вище рівняння необхідно підставити вираз для розрахунків температури від фіктивного джерела, згідно виразу (2.9):

$$q_{\text{фік}} = \frac{(T_2 - T_3)}{\left(\frac{x}{F \cdot \lambda_{\text{ст}}} \left\{ \frac{e^{-u_{\text{ст}}^2}}{\sqrt{\pi} \cdot u_{\text{ст}}} - [1 - \Phi(u_{\text{ст}})] \right\} + \frac{x}{F \cdot \lambda_{\text{м}}} \left\{ \frac{e^{-u_{\text{м}}^2}}{\sqrt{\pi} \cdot u_{\text{м}}} - [1 - \Phi(u_{\text{м}})] \right\} \right)} \quad (2.16)$$

де: x - відстань від площини контакту чавунної і мідної пластин, прийняте в розрахунках рівним шорсткості поверхонь;

$\lambda_{\text{ст}}$ і $\lambda_{\text{м}}$ - коефіцієнти теплопровідності чавуну й міді відповідно.

Для чавунної пластини фіктивне джерело виконує роль стоку теплоти й сприяє зниженню температур по її товщині. Віднімаючи отримані на підставі вираження (2.7) і величини $q_{\text{фік}}$ значення температури від фіктивного джерела в чавунній пластині з вихідних температур її нагрівання одержуємо

результуюче теплове поле, що формується в поверхні біметалічного гальмового барабану.

З використанням представленої методики був проведений розрахунки зміни температури нагрівання по товщині біметалічного диска за 300 секунд, поверхня якого контактує із фрикційним матеріалом з коефіцієнтом тертя рівним 0,5 при контактному навантаженні 0,15 МПа й швидкості відносного переміщення 15 м/с. Теплофізичні характеристики матеріалу деталі ухвалювалися рівними:

для чавуну:

коефіцієнт теплопровідності: $\lambda = 0,038$ Дж/(мм с $^{\circ}$ С);

коефіцієнт температуропровідності: $a = 13$ мм² / с;

для мідного сплаву:

коефіцієнт теплопровідності: $\lambda = 0,16$ Дж/(мм с $^{\circ}$ С);

коефіцієнт температуропровідності: $a = 36$ мм² / с;

Товщина чавунної пластини ухвалювалася рівною 1 мм, а висота виступів шорсткості контактуючих поверхонь 0,01 мм. Результати розрахунків представлено на рис. 2.17.

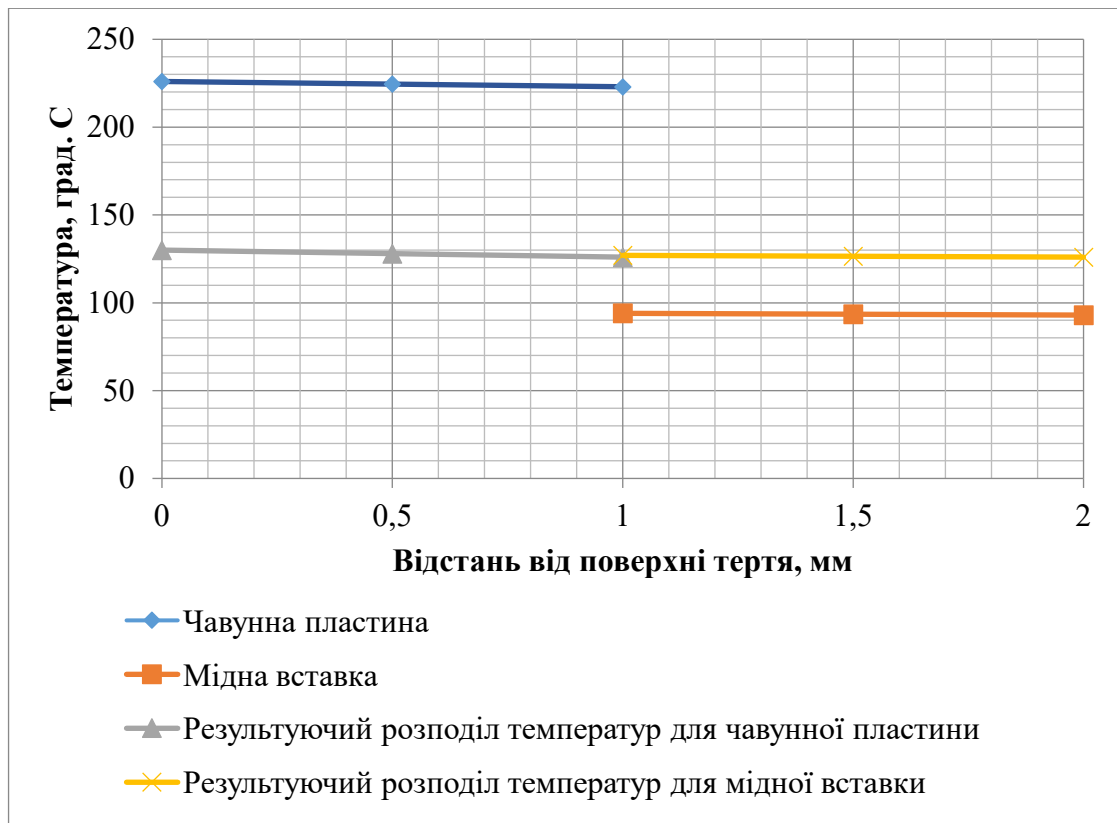


Рисунок 2.17 - Розподіл температур у біметалічній поверхні гальмового барабану через 300 секунд із моменту початку гальмування

Як видно з отриманих графіків вихідне значення температури нагрівання чавунної поверхні в процесі тертя через 300 секунд досягло на поверхні тертя 226 °С, а на глибині 1 мм - 223 °С. Наявність мідної вставки забезпечила формування додаткового стоку теплоти за рахунок різниці в 135 °С у температурах нагрівання контактуючих поверхонь. Уведення фіктивного джерела дозволило визначити дійсний розподіл температур у чавунній і мідній поверхнях, яке перебуває в діапазоні від 130 °С до 126 °С. Таким чином, очікуване зниження температури нагрівання поверхні тертя від наявності тепловідвідної вставки склало 96 °С або 42% у порівнянні з монолітним сталевим диском.

На рис. 2.18. представлена зміна температури контактної поверхні протягом часу.

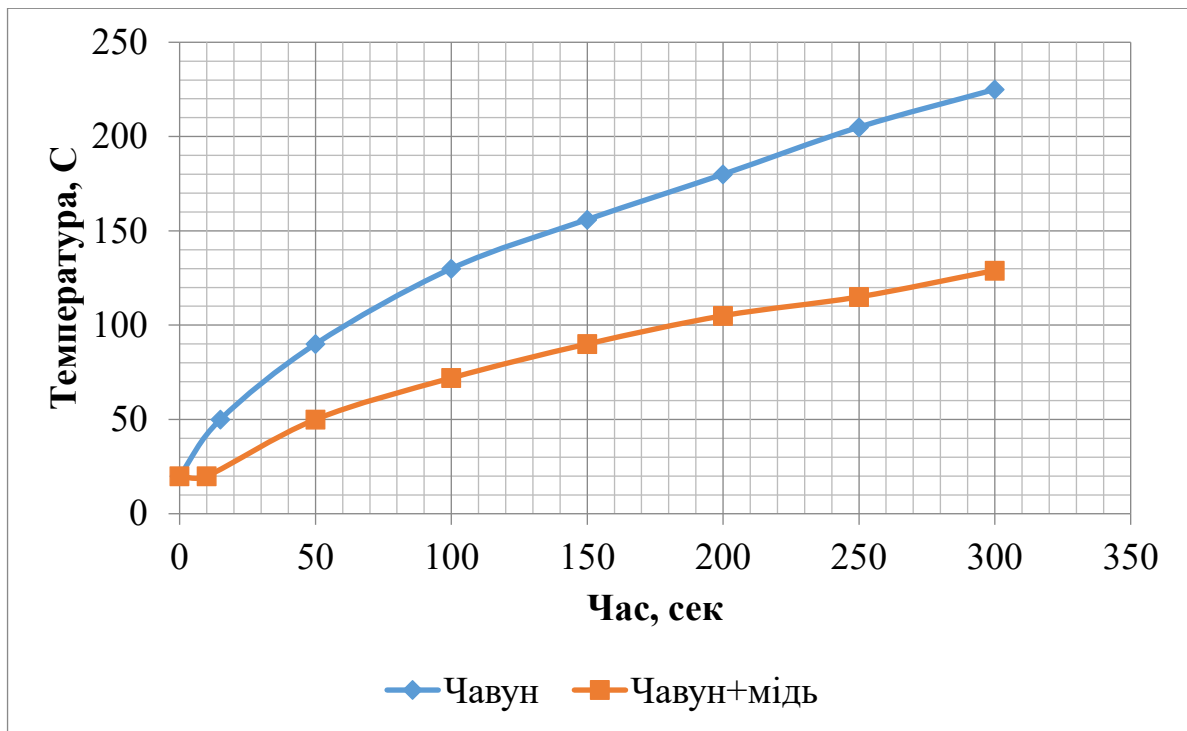


Рисунок 2.18 - Зміна температури нагрівання поверхні тертя протягом часу для монолітної чавунної поверхні й для біметалічної поверхні

Як видно із представлених графіків зі збільшенням тривалості одиничного циклу гальмування різниця в температурах зони нагрівання зростає. Так, через 100 секунд після початку гальмування ця різниця становить 50 °С, а через 200 секунд - 75 °С. Разом з тим, слід зазначити, що зі збільшенням тривалості гальмування швидкість приросту температури знижується. Однак, якщо у випадку монолітного барабану цей показник у діапазоні часу від 100 секунд до 200 секунд становить 0,55 °С/с, то для біметалічної поверхні за цей же інтервал часу становить 0,3 °С/с.

2.4. Дослідження теплового стану гальмівних механізмів з використанням методу скінчених елементів

Параметри теплового стану гальмівних механізмів визначалися методами математичного моделювання з постановкою чисельних експериментів.

Математичне моделювання суттєво скорочує терміни виконання проектних робіт при величезній економії матеріально-енергетичних ресурсів. За допомогою комплексу комп'ютерних програм можна моделювати стаціонарні та нестаціонарні параметри робочих процесів реальних та неіснуючих гальмівних механізмів, здійснювати їх структурну та параметричну оптимізацію, вивчати ефективність різних заходів щодо зменшення температурного режиму гальм, тобто забезпечувати можливість керування цими параметрами ще на стадії проектування гальмівних механізмів.

Серед методів математичного моделювання, що реалізуються із залученням чисельних методів, особливе місце посідає метод скінчених елементів (МСЕ), який одержав широке визнання як найефективніший математичний апарат для інженерного проектування і машинної реалізації чисельного експерименту. МСЕ має низку переваг перед іншими чисельними методами, зокрема, завдяки простоті та точності задання граничних умов (в тому числі і розривного типу та змішаних), що поєднується з можливістю досліджувати тіла складної форми з довільними границями, в тому числі і криволінійними, та неоднорідні тіла, що складаються з декількох матеріалів. Зони, де прогнозується підвищений температурний градієнт, можна дискретизувати дрібнішими скінченими елементами. МСЕ значно ефективніший і у порівнянні з методом кінцевих різниць, в першу чергу, завдяки його пришвидшеній збіжності.

МСЕ передбачає формування математичної задачі у вигляді варіаційної. Суть МСЕ полягає у тому, що досліджуване тіло ділиться на сукупність підобластей, які називають скінченими елементами, з вузлами на їх границях. Шукана функція (температура, напруження і т.п.) апроксимується множиною поліномів (функцій форми), визначених на скінчених елементах через їх значення у вузлах. Вузлові значення функції визначаються після розв'язку системи алгебраїчних рівнянь, складених у результаті мінімізації функціонала, пов'язаного з фізичною суттю задачі.

Розглянемо застосування МСЕ для дослідження теплового стану гальмівних механізмів у випадку нестационарної осесиметричної постановки задачі. Нестационарність задачі зумовлена зміною температури гальмівних механізмів у часі. Гальмівні механізми розглядаємо як тіла з геометричною симетрією відносно осі обертання. Цій умові відповідають закриті дискові гальма з кільцевими фрикційними накладками, а також барабанні гальма в припущенні, що їх коефіцієнт взаємного перекриття близький до одиниці.

Зміна температури в гальмівному механізмі описується квазігармонійним диференціальним рівнянням теплопровідності, яке в циліндричних координатах має вигляд

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{Q_r}{\lambda_r} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t}, \quad (2.17)$$

де T – температура;

r і z – відповідно радіальна та осьова координати;

Q_r – кількість генерованого тепла;

λ_r – коефіцієнт теплопровідності, який приймається однаковим в напрямку обох координат;

a – коефіцієнт температуропровідності;

t – час.

У процесі розв'язку задачі враховуються граничні умови другого роду (тепловий потік, що утворюється на поверхнях тертя) та третього роду (конвективний теплообмін між поверхнями гальмівних механізмів та навколишнім середовищем).

Розв'язок рівняння (4.72) з врахуванням граничних умов еквівалентно знаходженню мінімуму функціонала [13]

$$\Phi = \int_{V_i} \left\{ \frac{\lambda_m}{2} \left[\left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 \right] - T \left(Q_z - c \rho_m \frac{\partial T}{\partial t} \right) \right\} dV + \\ + \int_{S_2} q T dS + \int_{S_3} \frac{\alpha_m}{2} (T - T_{cp})^2 dS, \quad (2.18)$$

де c – теплоємність матеріалу;

ρ_m – густина матеріалу;

q – густина теплового потоку;

α_t – коефіцієнт тепловіддачі;

T_{cp} – температура навколишнього середовища;

V_i – об'єм інтегрування;

S_2 і S_3 – границі, на яких задані умови 2-го та 3-го роду.

Після мінімізації функціонала та кінцево-різницевого перетворення одержимо рівняння у матричному вигляді

$$[M] \{T\}_1 = [P] \{T\}_0 + 2\{\bar{F}\}, \quad (2.19)$$

де $\{T\}_0$ і $\{T\}_1$ – вектори початкових і кінцевих значень температури в межах часового інтервалу Δt ;

$\{\bar{F}\}$ – глобальний вектор теплового навантаження, визначений як середнє значення для інтервалу Δt ,

тобто

$$\{\bar{F}\} = 0,5(\{F\}_0 + \{F\}_1). \quad (2.20)$$

Матриці $[M]$ і $[P]$ являють собою комбінації глобальних матриць теплопровідності $[H]$ та теплоємності $[C]$:

$$[M] = [H] + \frac{2}{\Delta t} [C]; \quad (2.21)$$

$$[P] = -[H] + \frac{2}{\Delta t} [C]. \quad (2.22)$$

Матриці $[C]$, $[H]$ і вектор $\{\bar{F}\}$ визначаються додаванням однойменних матриць $[C^e]$, $[H^e]$ та векторів $\{F^e\}$, створених для окремих елементів:

$$[C] = \sum_{e=1}^m [C^e]; [H] = \sum_{e=1}^m [H^e]; \{\bar{F}\} = \sum_{e=1}^m \{F^e\}. \quad (2.23)$$

Дискретизацію (побудову дискретного аналога) гальмівного механізму здійснюємо скінченими елементами, які створені поворотом навколо осі симетрії Z трикутних симплекс-елементів з вузлами i, j, k та відповідними їм координатами r_i, r_j, r_k і вузлами i, j, k та відповідними їм координатами r_i, r_j, r_k і Z_i, Z_j, Z_k . Залежності температури на скінчених елементах задаємо у вигляді лінійних функцій координат. У цьому випадку вирази для матриць та векторів елементів можна записати так:

$$[C^e] = \frac{\pi r c \rho_M A}{6} \begin{bmatrix} 2 & 1 & 1 \\ 1 & 2 & 1 \\ 1 & 1 & 2 \end{bmatrix}; \quad (2.24)$$

$$[H^e] = 2\pi r \lambda_T A [h^e]^T [h^e] + \frac{\pi \alpha_T}{6} \left\{ \ell_{ij} \begin{bmatrix} (3r_i + r_j) & (r_i + r_j) & 0 \\ (r_i + r_j) & (r_i + 3r_j) & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} + \right.$$

$$+ \ell_{ik} \left[\begin{array}{ccc} (3r_i + r_k) & 0 & (r_i + r_k) \\ 0 & 0 & 0 \\ (r_i + r_k) & 0 & (r_i + 3r_k) \end{array} \right] + \ell_{jk} \left[\begin{array}{ccc} 0 & 0 & 0 \\ 0 & (3r_j + r_k) & (r_j + r_k) \\ 0 & (r_j + r_k) & (r_j + 3r_k) \end{array} \right] \Bigg\}; \quad (2.25)$$

$$\{F^e\} = \frac{\pi(q - \alpha_m T_{cp})}{3} \left\{ \begin{array}{l} \ell_{ij} \left[\begin{array}{c} 2r_i + r_j \\ r_i + 2r_j \\ 0 \end{array} \right] + \ell_{ik} \left[\begin{array}{c} 2r_i + r_k \\ 0 \\ r_i + 2r_k \end{array} \right] + \\ + \ell_{jk} \left[\begin{array}{c} 0 \\ 2r_j + r_k \\ r_j + 2r_k \end{array} \right] \end{array} \right\}, \quad (2.26)$$

де r – віддаль від осі симетрії гальма до центра елемента;

A – площа елемента;

ℓ_{ij} , ℓ_{ik} , ℓ_{jk} – довжини відповідних сторін елемента.

Значення r , A і ℓ визначаються за формулами:

$$r = \frac{1}{3}(r_i + r_j + r_k); \quad A = 0,5 |r_i b_i + r_j b_j + r_k b_k|; \quad (2.27)$$

$$\ell_{ij} = \sqrt{|c_k|^2 + |b_k|^2}; \quad \ell_{ik} = \sqrt{|c_j|^2 + |b_j|^2}; \quad \ell_{jk} = \sqrt{|c_i|^2 + |b_i|^2}; \quad (2.28)$$

$$b_i = z_j - z_k; \quad b_j = z_k - z_i; \quad b_k = z_i - z_j; \quad (2.29)$$

$$c_i = r_k - r_j; \quad c_j = r_i - r_k; \quad c_k = r_j - r_i. \quad (2.30)$$

Матриця $[h^e]$ визначається через координати вузлів елементів

$$[h^e] = \frac{1}{2A} \begin{bmatrix} b_i & b_j & b_k \\ c_i & c_j & c_k \end{bmatrix}. \quad (2.31)$$

Розрахунок температури з використанням наведених залежностей здійснюється за наступним алгоритмом: введення параметрів елементів та констант; розрахунок розмірів елементів та площ їх перерізу; формування елементних та глобальних матриць теплоємності і теплопровідності; формування елементних та глобальних векторів теплового навантаження; формування та розв'язок узагальненого матричного рівняння з врахуванням часового інтервалу. Створена комп'ютерна програма розрахунку, крім виконання згаданих операцій, містить також допоміжні підпрограми, а саме: підпрограму обробки результатів методами математичного планування експерименту та методом найменших квадратів; підпрограму графічної обробки результатів досліджень.

Важливим етапом розв'язку задачі є дискретизація досліджуваного гальмівного механізму, яка передбачає встановлення кількості, розмірів та форми елементів, що використовуються для створення дискретного аналога реального гальмівного механізму.

На рис. 2.19. наведено поперечний переріз барабанного гальмівного механізму з дискретизацією його трикутними елементами (тут R – віддаль від геометричної осі гальмівного механізму; b_b – віддаль по горизонталі від торця барабану). Досліджувана область спочатку ділиться на підобласті, межі яких визначаються зміною геометрії, властивостями матеріалів або умовами теплопідведення. Підобласті, в свою чергу, діляться на чотирикутні елементи з наступним їх поділом на трикутні елементи шляхом проведення короткої діагоналі в кожному чотирикутнику. Розподіл з використанням короткої діагоналі має ту перевагу, що елементи у вигляді трикутників, близьких до рівносторонніх, забезпечують більшу точність результатів у порівнянні з елементами у вигляді довгих вузьких трикутників. Зони, в яких прогнозується

більший температурний градієнт, дискретизуються дрібнішими скінченими елементами.

Схема нумерації вузлів скінчених елементів є нетривіальною задачею, оскільки вона впливає на ширину матриці стрічкового типу і, як наслідок, на об'єм комп'ютерної пам'яті, час розрахунків та точність їх результатів. Після дослідження шести різноманітних схем нумерації вузлів була визначена оптимальна схема, згідно з якою нумерацію доцільно здійснювати в напрямку найменшого розміру перерізу гальмівного механізму.

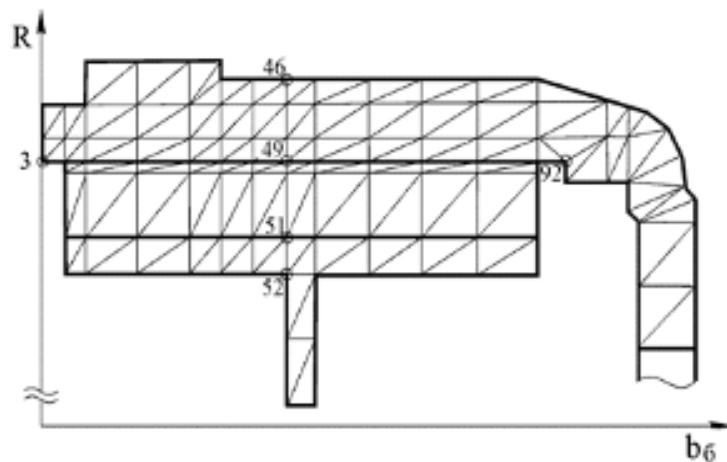


Рисунок 2.19 - Схема дискретизації барабанного гальмівного механізму скінченими елементами

Розрахункове дослідження температурних полів барабанного гальмівного механізму здійснювалось відтворенням попередніх етапів нормативних випробувань робочої гальмівної системи. Як приклад, нижче наведені результати моделювання розподілу температур у гальмівному барабані, колодках і накладках переднього гальмівного механізму дорожньої машини масою 15т при проведенні попереднього етапу нормативних випробувань II. Густина теплового потоку розраховувалася за формулою

$$q = \frac{0,5MgV\beta [i_d - (f_k + \gamma')]}{F}, \quad (2.32)$$

де M – маса машини;

V – швидкість машини при випробуваннях;

β – коефіцієнт розподілу сумарної гальмівної сили між передніми і задніми гальмівними механізмами;

i_d – уклін дороги ($i_d=0,06$);

f_k – коефіцієнт опору коченню;

γ' – питома гальмівна сила, яка створюється двигуном;

F – сумарна площа поверхні тертя.

Коефіцієнт розподілу теплових потоків між накладкою і барабаном визначався за формулою

$$\alpha_{\text{ТП}} = \frac{\sqrt{\lambda_{\text{ТН}} c_{\text{Н}} \rho_{\text{МН}}}}{\sqrt{\lambda_{\text{ТН}} c_{\text{Н}} \rho_{\text{МН}} + \sqrt{\lambda_{\text{ТБ}} c_{\text{Б}} \rho_{\text{МБ}}}}}. \quad (2.33)$$

У реальних гальмівних механізмах коефіцієнт взаємного перекриття менший одиниці. У процесі моделювання це враховувалося одним з наступних способів:

1) при розрахунку густини теплових потоків для накладки і барабана за формулою (2.21.-2.33) приймалися до уваги їх реальні площі поверхонь тертя;

2) моделювався підвід теплового потоку до барабана лише на долю періоду його обертання, пропорційну коефіцієнту взаємного перекриття.

Теплофізичні характеристики матеріалів гальмівного механізму наведені в табл. 2.1.

Скінченоелементна модель досліджуваного БГМ (рис. 2.19) містить 163 трикутних елементи та 111 вузлів. Розподіл температур досліджувався в перерізах, паралельних геометричній осі гальмівного механізму (горизонтальні перерізи) та в перерізах, які перпендикулярні до цієї осі (вертикальні перерізи).

Таблиця 2.1 Значення коефіцієнтів α_t , λ_t , c , ρ_m для барабана, колодки і накладки

Коефіцієнти Елементи	α_t	λ_t	c	ρ_m
	$\frac{Вт}{м^2 \cdot град}$	$\frac{Вт}{м \cdot град}$	$\frac{Дж}{кг \cdot град}$	$\frac{кг}{м^3}$
барабан	52	63	502	7300
колодка	37	51	511	7800
накладка	23	0,5	963	2230

На рис. 2.19 показана залежність зміни температури T від часу t в одному з горизонтальних перерізів, який відповідає поверхні тертя фрикційних накладок з барабаном (лінія вузлів 3...92). Згадана двофакторна залежність являє собою параболічну поверхню, лінія максимумів якої відповідає середині поверхні тертя барабана. На початку процесу спостерігається найбільший темп зростання температури, який поступово знижується впродовж усього процесу.

В кінці нормативного випробування досягається максимальна температура 260°C (при аналогічних експериментальних дослідженнях зафіксована температура 272°C [13]). З наближенням до торця барабана (вузол 3) температура знижується внаслідок тепловіддачі від торця барабана, накладки і колодки. Ще більше температура знижується при наближенні до вертикальної стінки барабана (вузол 92), що пояснюється відводом тепла в стінку барабана.

Параболічна поверхня, зображена на рис. 2.20, описана за допомогою підпрограми математичного планування експерименту поліномом, а залежність середньоарифметичного (по ширині поверхні тертя) значення температури T_c від часу t одержана за методом найменших квадратів

$$T = 18,47 + 0,89b_6 + 33,85t - 0,0048b_6^2 - 1,23t^2 - 0,029b_6t, \quad (2.34)$$

Одержані також поверхні розподілу температур у часі для інших горизонтальних перерізів барабана, накладки і колодки, а також і для зовнішньої поверхні барабана та внутрішньої поверхні колодки. Характер розподілу температур у вказаних перерізах близький до зображеного на рис. 2.20 і лише для колодки він наближається до рівномірного завдяки тепловідведенню в її ребро.

Найбільший температурний градієнт для барабана та накладки спостерігався в середній частині поверхні тертя.

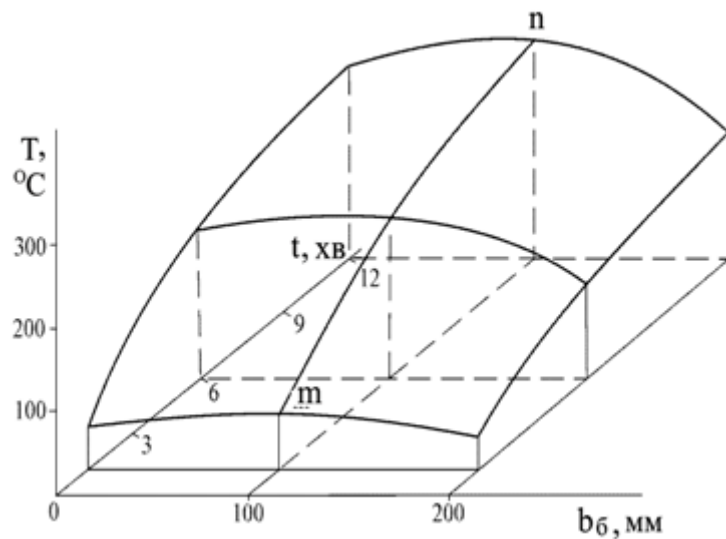


Рисунок 2.20 - Залежність температури від часу на поверхні тертя фрикційних накладок з барабаном при випробуваннях II

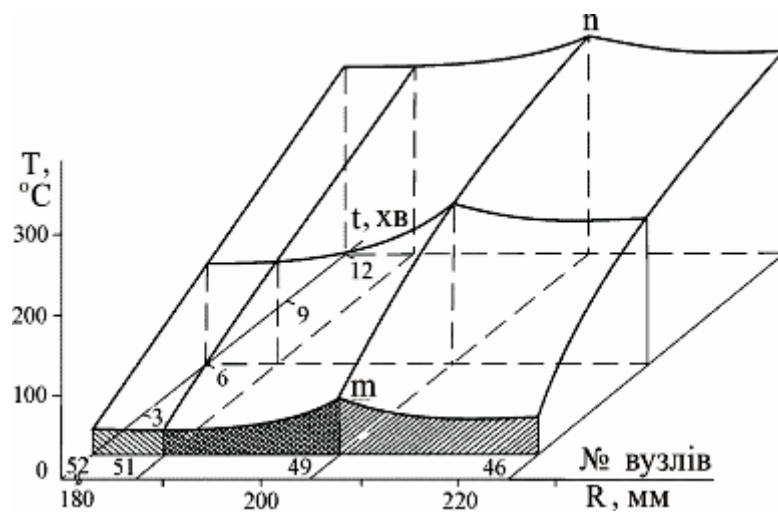


Рисунок 2.21 - Залежність температури від часу у вертикальному перерізі гальмівного механізму, який проходить через середину поверхні тертя

Залежність зміни температури в часі у вертикальному перерізі гальмівного механізму, що проходить через середину поверхні тертя барабана (лінія вузлів 46...52 на рис. 2.19), показана на рис. 2.21. Максимальне значення температури відповідає лінії контакту барабана і накладки. Криві m на рис. 2.20 і 2.22 ідентичні, оскільки вони характеризують зміну температури у вузлі 49. Криві відведення тепла від зони тертя в барабан і накладку мають експоненціальний характер. Температурний градієнт у накладці (вузли 49...51) помітно вищий від температурного градієнта в барабані (вузли 49...46) завдяки гіршій теплопровідності фрикційного матеріалу накладки у порівнянні з чавуном.

На рис. 2.22 зображені лінії однакових значень температур (ізотерми), що відповідають часу завершення попереднього етапу нормативних випробувань II.

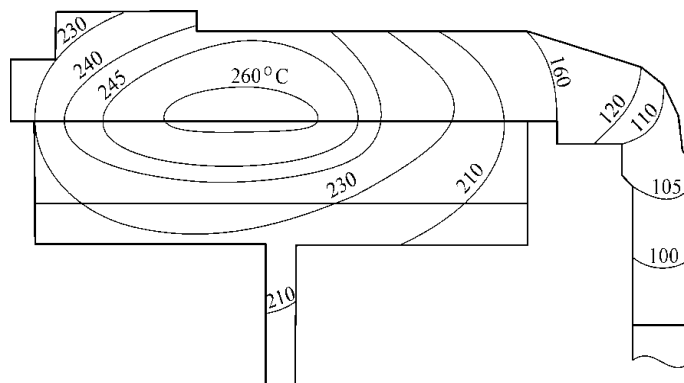


Рисунок 2.22- Ізотерми барабанного гальмівного механізму, що відповідають 12-тій хвилині випробувань II

2.5. Висновок

Таким чином, розрахунковий аналіз температурних полів, що виникають у поверхневому шарі гальмового барабану, показує, що застосування біметалічної конструкції дозволить знизити температуру розігріву контактної поверхні на 40-45% від рівня нагрівання для монолітного барабану, а швидкість приросту температури - на 30-40 %.

РОЗДІЛ 3. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЇХ РЕЗУЛЬТАТИ

3.1. Методика розрахунку та експериментального визначення гальмівного моменту

Необхідна величина моменту, який розвивається гальмом, наприклад, при гальмуванні автомобіля, визначається з рівняння

$$T = T_c^T + T_{in1}^T + T_{in2}^T - T_{oc} \quad (3.1)$$

де T_c^T - статистичний момент від ваги автомобіля при гальмуванні;

T_{in1}^T - момент від сили інерції частин приводу, що обертається при гальмуванні;

T_{in2}^T - момент від сили інерції вантажу при гальмуванні.

Величини моментів визначаються (T_c^T и T_{in2}^T) з урахуванням К.К.Д. механізму, тобто з урахуванням того, що тертя в механізмі сприяє гальмуванню.

При випробуванні одного гальма запишемо:

$$T_T = T_{in1}^T - T_{oc} \quad (3.2)$$

де T_{oc} - особистий момент опору.

Момент від сили інерції зв'язаний з моментом інерції обертальних мас I залежністю:

$$T_{in1} = I \frac{d\omega}{d\tau} \quad (3.3)$$

Момент інерції обертальних мас можна уявити як

$$I = \frac{GD^2}{4} \quad (3.4)$$

де GD^2 – маховий момент.

Враховуючи приблизно залежність $\frac{dw}{d\tau}$ лінійною і виражаючи кутову швидкість через число обертів, отримаємо:

$$T_{in1} = \frac{GD^2 n_0}{38,2 \cdot \tau_T}, \quad (3.5)$$

де n_0 - початкове число обертів;

τ_T - час гальмування.

При зупинці механізму без дії гальма (вибіг) розраховане по цій формулі значення моменту від сил інерції буде являти собою особистий момент опору установки:

$$T_{oc} = \frac{GD^2 n_0}{38,2 \tau_{\psi}}, \quad (3.6)$$

де τ_{ψ} - час вибігу.

Момент від сили інерції обертальних мас при гальмуванні визначається через час гальмування τ_T наступним чином:

$$T_{in1}^T = \frac{T_{oc} \cdot \tau_{\psi}}{\tau_T}, \quad (3.7)$$

Таким чином, момент гальмування можемо визначити по формулі:

$$T_T = T_{oc} \left(\frac{\tau_{\psi}}{\tau_T} - 1 \right) \quad (3.8)$$

Випробування проводились на удосконаленій машині ДМ 38 М рис. 3.1. оснащену двоколодковим гальмом ТКТ-100 з короткоходовим електромагнітом МО-1006 і діаметром гальмівного шківів 100 мм.



а



б

Рисунок 3.1 - Удосконалена машина ДМ 38 М:

а – загальний вигляд, б – схема установки гальмівних колодок

Двошвидкісний електродвигун 1 (рис. 3.3) з'єднаний з масою, що обертається муфтою 3. Ведена полумуфта виконана як гальмівний шків гальма 4. Маса, що обертається складається з валу 5, встановленого в підшипниках і набору дисків 7. Диски закріплені на валу 5 гайкою 8 і для безпеки роботи поміщені в кожух 9, який закривається кришкою 10.

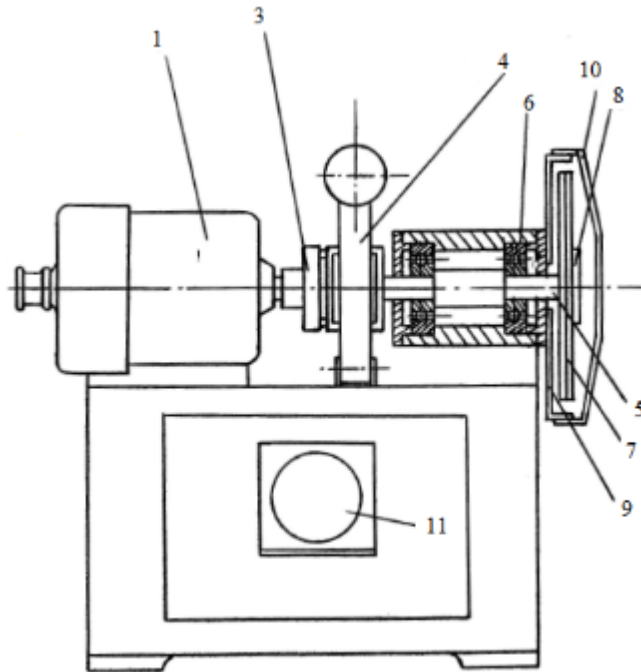


Рисунок 3.3 – Випробувальна установка:

1 – електродвигун; 3 – муфта; 4 – гальмо; 5 – вал; 6 – підшипник; 7 – диски;
8 – гайка; 9 – кожух; 10 – кришка; 11 - секундомір

Час гальмування або вибігу вимірюється секундоміром 11, який включається при натисненні відповідної кнопки на щиті керування і виключається по сигналу від датчика, який спрацьовує при припиненні обертання валу двигуна 1. Під час вибігу гальмо 4 не працює і зупинка механізму відбувається за рахунок особистого моменту опору установки.

Величина гальмівного моменту, який розвивається гальмом, змінюється при зміні довжини пружини на гальмі. Ця зміна відбувається обертанням рукоятки 3 і визначається по положенню показника 9 на шкалі 10.

Модернізація установки відбувалась наступним чином: гальмівні накладки автомобіля КраЗ встановлювались обернено на деки гальма ТКТ

100. Зусилля притискання регулювалось маховиком, а температура вимірювалась хромель-алюмелева термопарою, та пірометром AR-550. Значення параметрів фіксувалось комп'ютерною програмою віртуальний осцилограф Авангард.

Маховий момент установки визначається по формулі:

$$GD^2 = (GD^2)_y + m(GD^2)_\delta, \quad (3.9)$$

де $(GD^2)_y$ - маховий момент установки без дисків і дорівнює 0,055 кгм²;

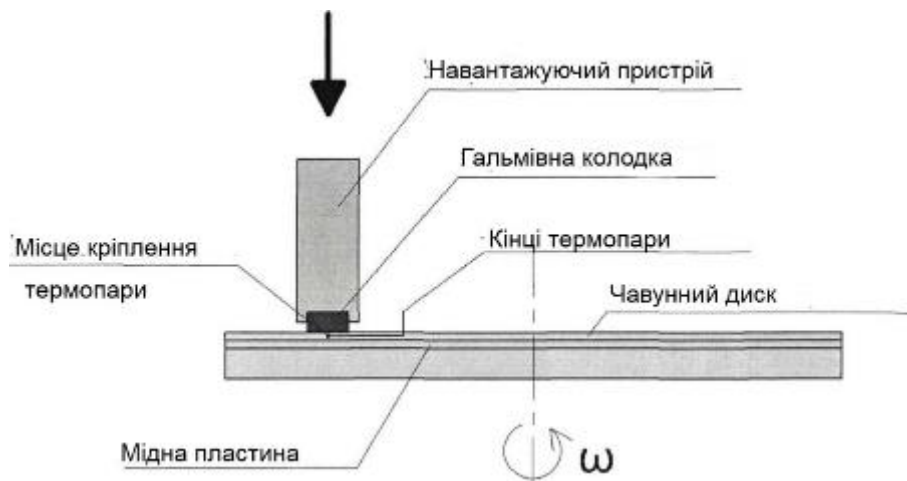
$(GD^2)_\delta$ - маховий момент одного диску. Який дорівнює 0,039 кгм²;

m - кількість дисків.

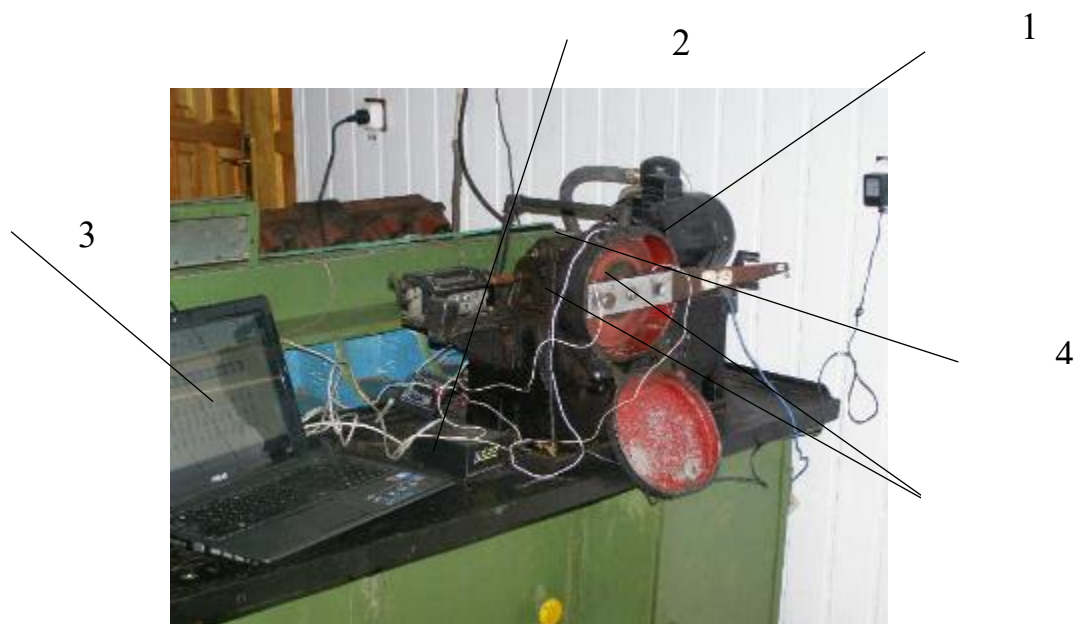
3.2. Методика проведення експериментальних досліджень по визначенню температури поверхневого шару й коефіцієнта тертя

Метою експериментальних досліджень було визначення температури розігріву поверхонь різної конструкції, що працюють в умовах тертя без мастильного матеріалу, і вивчення впливу цього параметра на зміну значення коефіцієнта тертя. Для досягнення поставленої мети була розроблена експериментальна установка на базі машини тертя МИ-2, яка моделює умови роботи барабанного гальмового пристрою. Її схема представлено на малюнку 3.4.

На обертовий металевий диск діаметром 200 мм під нормально спрямованою навантаженням притискається зразок, виконаний із фрикційного матеріалу, що й імітує роботу гальмової колодки. Обертання гальмовому диску передається за допомогою черв'ячної передачі від асинхронного електродвигуна. Частота обертання металевого диска становила 1500 об/хв, а лінійна швидкість переміщення зразка 15 м/с.



а



б

Рисунок 3.4 - Загальний вигляд експериментальної установки: а – схема випробування, б – машина тертя.

На глибині 0,5 мм від поверхні чавунної пластини була закріплена хромель-алюмелева термопара. Відстань від осі обертання металевого диска до місця контакту зі зразком і кріплення термопар становить 100 мм.

Виводи термопар закріплені на мікросхемі перетворювача для термопарних вимірів (мікросхема АБ597А). Мікросхема містить:

- вхідний підсилювач постійного струму з автоматичною компенсацією дрейфу, малими власними шумами й оптимізованим вхідним опором;

- вбудований пристрій компенсації температури холодного спаю (навколишнього середовища);
- стабілізатор напруги;
- пристрій лінеаризації вольт-температурної характеристики термопари.

Мікросхема має нормовану вихідну напругу 10 В/ 1°C і живиться від одного джерела стабілізованої напруги + 5 В. Точність вимірів до 600°C становить ± 1 °C, при вимірах до 1300 °C точність становить ± 4 °C.

Замір сили тертя здійснюється за допомогою тензометричних датчиків. Два тензорезистора з опором 200 Ом кожний, приклеєні на тензометричну балку, формують тензометричну напівмостову схему, виходи якої підключаються до тензометричного підсилювача. Далі виходи підсилювача підключаються до першого каналу осцилографа. Сигнал від осцилографа надходить на персональний комп'ютер, на якому відбувається обробка даних і запис зміни сили тертя в часі.

Експериментальні дані реєструються за допомогою віртуального осцилографа Авангард. Осцилограф забезпечує реєстрацію значень температури й коефіцієнта тертя в цифровому форматі із частотою 5 значень у секунду. Перший канал осцилографа реєструє силу тертя фрикційного зразка про поверхню металевого диска (сигнали від тензометричних датчиків), другий канал - відповідно температуру нагрівання поверхневого шару металевого диска (сигнали від термопари).

У якості фрикційного матеріалу для виготовлення зразка використовувалася стандартна гальмова колодка від автомобіля КамАЗ. Експериментальні зразки вирізалися у формі паралелепіпеда з розмірами контактної поверхні 20 мм x 20 мм і висотою 8 мм згідно [16]. Зразки закріплювалися на планці установки й навантажувалися за допомогою вагових вантажів. Час одного циклу випробувань становило 300 с.

Випробування проходили у два етапи. На першому етапі ріст температури нагрівання й зміна коефіцієнта тертя оцінювалися при

безперервному навантаженні зразка, а на другому досліджувалася роль попередньої температури нагрівання металевого диска.

Перед і після проведення кожного циклу випробувань зразок зважувався на електронних лабораторних вагах (GR-202, фірма A&D Company Ltd, Японія) з точністю $\pm 0,1$ мг. За результатами запису експериментальних даних будувалися графіки зміни температури нагрівання металевого диска й коефіцієнта тертя залежно від часу випробувань.

3.3. Експериментальне визначення температури нагрівання й коефіцієнта тертя гальмових пристроїв

Експериментальні дослідження з виміру температури й коефіцієнта тертя проводилися на поверхнях з різними значеннями теплофізичних характеристик. У якості зразка порівняння використовувався чавунний диск діаметром 200 мм, виготовлений зі сталі 20. Досліджувані зразки являли собою біметалічні конструкції, у яких для посилення тепловідводу з поверхні тертя було запропоновано використовувати вставки з кольорових металів різних геометричних параметрів. Збереження вихідної чавунної поверхні дозволяло забезпечити високу зносостійкість металевого диска, а наявність вставки з кольорового металу приводило до збільшення швидкості відтоку теплоти в обсяг металевого диска. Тепловідвідні вставки при проведенні експериментальних досліджень виготовлялися з мідного сплаву марки М1Т рис. 3.5.

Експериментальні дослідження проводилися при шести різних співвідношеннях товщин тепловідвідних вставок і чавунної поверхні:

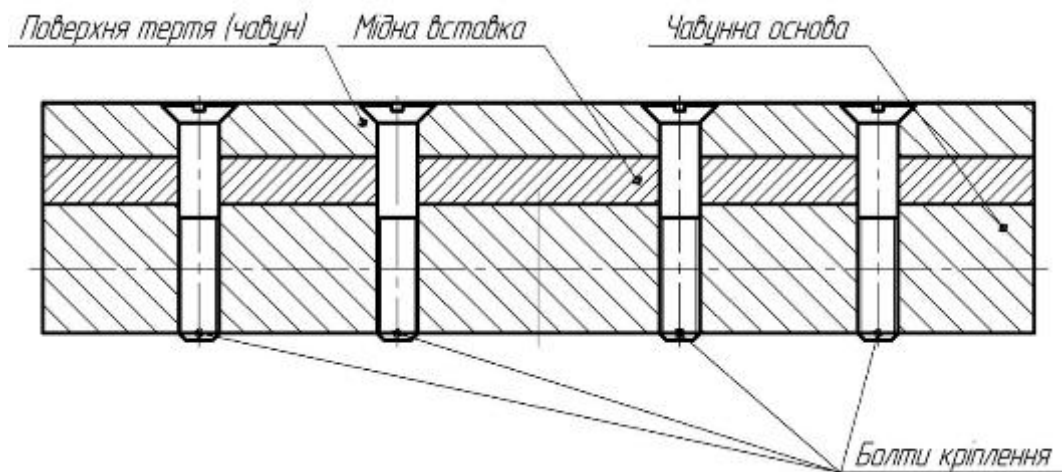


Рисунок 3.5 - Конструкція експериментального диска з біметалічним поверхневим шаром;

Чавун (контрольний зразок.

Чавун 1 мм + 1 мм тепловідвідна вставка;

Чавун 1 мм + 2 мм тепловідвідна вставка;

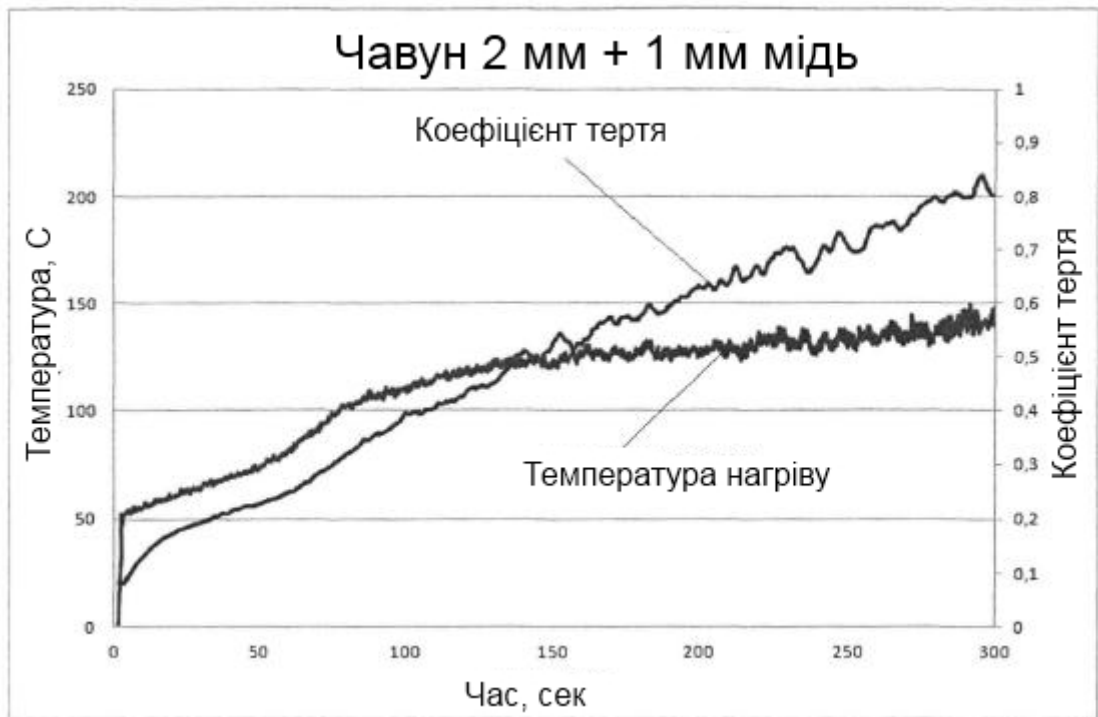
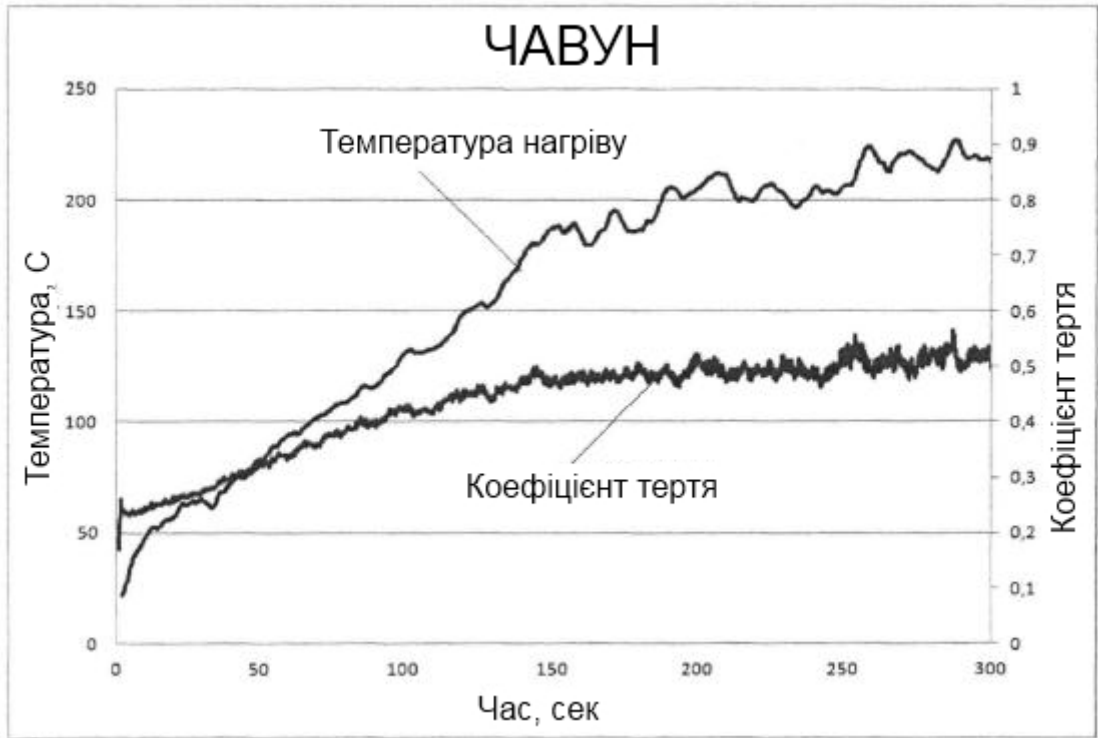
Чавун 2 мм + 1 мм тепловідвідна вставка;

Чавун 2 мм + 3 мм тепловідвідна вставка;

Чавун 1 мм + 3 мм тепловідвідна вставка.

При проведенні експериментальних досліджень імітувалася робота гальмового пристрою, що працює в легких умовах експлуатації без застосування мастильних середовищ. Для забезпечення питомого навантаження на зразок розмірів 20 мм x 20 мм у межах від 0,5 до 1,0 МПа експериментальні дослідження проводили при навантаженні 167 Н. Дане навантаження забезпечує питомий тиск на контакті 0,55 МПа, що відповідає легкому режиму роботи гальмового пристрою.

На рис. 3.6 представлені графіки зміни температури нагрівання й коефіцієнта тертя для різних типів металевого диска залежно від часу випробувань.



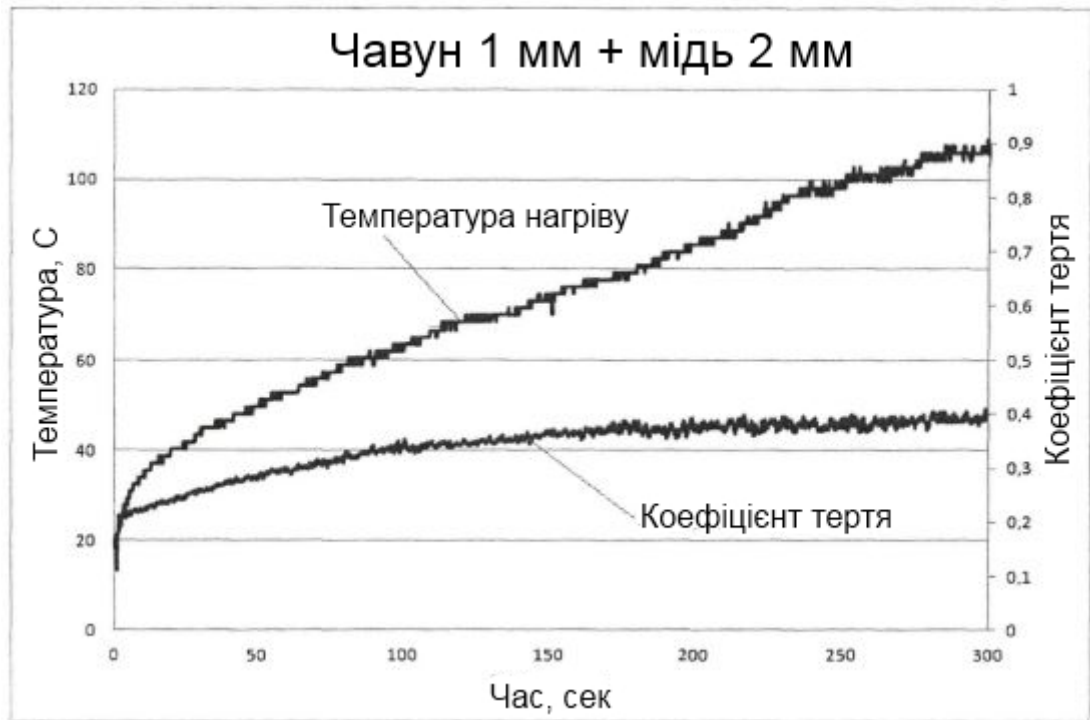


Рисунок 3.6 - Зміна температури нагрівання й коефіцієнта тертя залежно від часу для різних типів металевих дисків

а) Чавун, б); Чавун 2 мм + мідь 1 мм; в) Чавун 1мм+мідь 2 мм

Як видно з малюнка в процесі гальмування при навантаженні 0,55 МПа максимальна температура чавунного металевого диска за 300 секунд досягає приблизно 220 °С. Перша частина циклу випробувань (до 150 с) характеризується практично лінійним зростанням температури нагрівання зі швидкістю нагрівання приблизно 1 °С/с. При досягненні температур близьких до 200 °С ріст температури нагрівання трохи знижується й становить 0,3 - 0,35 °С/с. При цьому відзначаються істотні перегами температури поверхневого шару при обертанні зразка сягаючі в окремих випадках 30 °С.

Використання мідної вставки товщиною 1 мм, розташованої під сталеву пластину такої ж товщини забезпечує істотне зниження температури нагрівання металевого диска. За один цикл випробувань максимальна температура нагрівання досягає 140 °С, що на 36 % менше, чим при чавунному диску без мідної вставки. Протягом усього часу випробувань швидкість росту температури практично однакова й становить 0,3 - 0,33 °С/с.

Коливання температури на поверхні чавунного диска трохи зменшуються й не перевищують 20 °С за один оберт.

Збільшення товщини чавунної пластини до 2 мм при збереженні мідної тепловідвідної вставки товщиною 1 мм показують незначне зменшення максимальної температури нагрівання гальмового диска до 200 °С у порівнянні з випадком з тільки сталеву поверхнею, де максимальна температура становила 220 °С. Однак, ріст температури нагрівання в цьому випадку носить лінійний характер протягом усього часу випробувань і становить 0,6/с. Збільшення товщини мідної вставки до 3 мм при збереженні товщини чавунної пластини 2 мм також приводить до додаткового зниження температури нагрівання до 180 °С.

Використання мідної вставки товщиною 2 мм при товщині чавунної пластини 1 мм приводить до додаткового зниження максимальної температури нагрівання поверхні диска, яка за 300 секунд досягає 110 °С. Це значення на 30 °С менше випадку з мідною вставкою товщиною в 1 мм, і на 110 °С менше випадку монолітного чавунного гальмового диска. Збільшення товщини мідної вставки до 3 мм при товщині чавунної пластини 1 мм приводить до незначного зниження температури нагрівання й практично не відрізняється від випадку, коли товщина мідної вставки становила 2 мм. Таким чином, додавання в конструкцію гальмового диска шару міді товщиною 2 мм дозволяє знизити температуру нагрівання на 50% у порівнянні з монолітним чавунним гальмовим диском. Залежність росту температури нагрівання від часу носить лінійний характер і характеризується швидкістю нагрівання 0,25 - 0,26 °С/с.

Узагальнені залежності зміни температури нагрівання при терті фрикційного матеріалу про поверхню металевих дисків різної конструкції представлено на рис. 3.7.

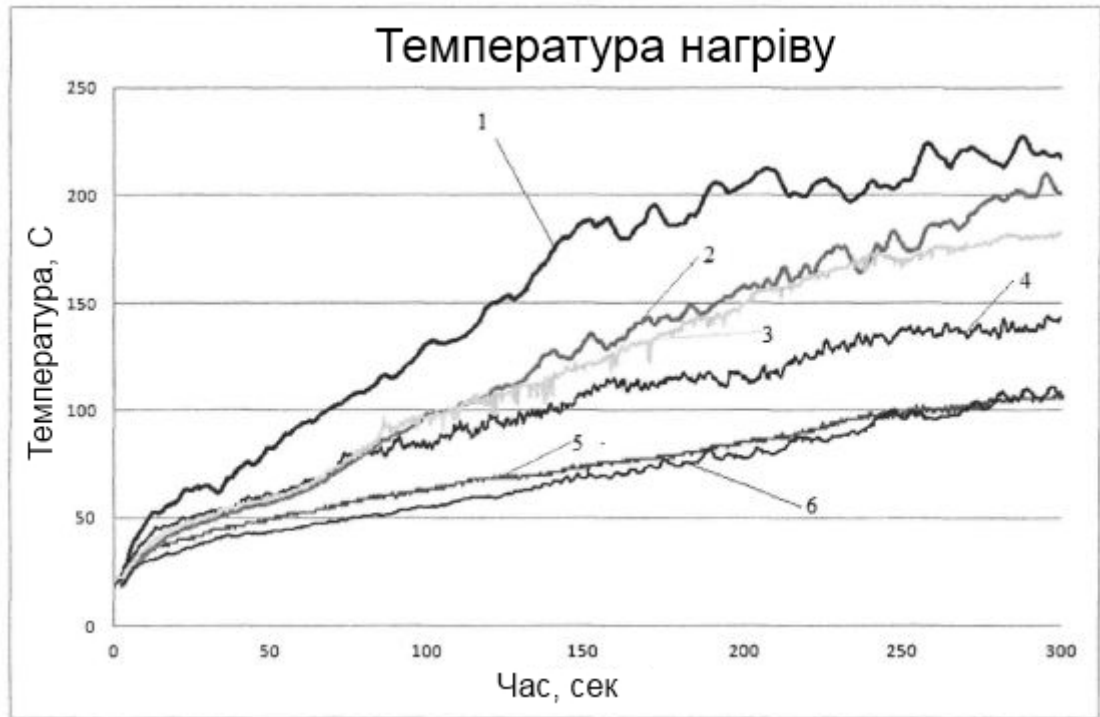


Рисунок 3.7 - Графіки зміни температури нагрівання поверхневого шару дисків різних конструкцій залежно від часу тертя

1 - Чавун; 2 - Чавун 2 мм + мідь 1 мм; 3 - Чавун 2 мм + мідь 3 мм; 4 - Чавун 1 мм + мідь 1 мм; 5 - Чавун 1 мм + мідь 2 мм; 6 — Чавун 1 мм + мідь 3 мм

Таким чином, у результаті проведених досліджень можна зробити вивід про те, що застосування біметалічних гальмових дисків дозволяє значно знизити температуру нагрівання поверхневих шарів. У порівнянні зі чавунним гальмовим диском застосування прошарку міді товщиною 2 мм під сталлю товщиною 1 мм дозволяє знизити температуру розігріву практично в 2 рази. Слід зазначити, що ефект тим більше, чим менше товщина чавунної поверхні, і чим більше товщина мідного прошарку.

3.4. Висновок

Розрахунковий аналіз температурних полів, що виникають у поверхневому шарі гальмового диска, показує, що застосування біметалічної конструкції дозволить знизити температуру розігріву контактної поверхні на

40-45% від рівня нагрівання для монолітного диска, а швидкість приросту температури — на 30-40 %.

У результаті проведених експериментальних досліджень температури нагрівання гальмових дисків різної конструкції можна зробити вивід про те, що застосування біметалічних гальмових дисків дозволяє значно знизити температуру нагрівання поверхневих шарів. У порівнянні з чавунним гальмовим диском застосування прошарку міді товщиною 2 мм під чавуном товщиною 1 мм дозволяє знизити температуру розігріву практично в 2 рази. Слід зазначити, що ефект тим більше, чим менше товщина чавунної поверхні, і чим більше товщина мідного прошарку.

Розігрів поверхневого шару металевого диска приводить до істотного підвищення коефіцієнта тертя, що очевидно пов'язане з руйнуванням окисних плівок на поверхні гальмового диска й збільшенням шорсткості. Використання тепловідвідних вставок сприяє стабілізації коефіцієнта тертя, ріст якого за один цикл випробувань без мідної ставки становить 117%, у той час як з мідною ставкою всього 60%, що практично в 2 рази менше.

При тривалих циклічних гальмуваннях додавання тепловідвідної мідної вставки дозволяє суттєво знизити температуру нагрівання гальмового диска. Найбільший ефект досягається в початковому етапі гальмування при більшій товщині мідної вставки й меншій товщині чавунної пластини. Також зниження температури нагрівання сприяє стабілізації коефіцієнта тертя.

4. БЕЗПЕКА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ У РАЗІ НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЙ

4.1. Характеристика шкідливих виробничих факторів, що впливають на процес ремонту машин і заходи для їхнього усунення

Ремонт машин є складним і потенційно небезпечним процесом, під час якого працівники стикаються з різноманітними шкідливими виробничими факторами. Вони можуть бути фізичними, хімічними, біологічними, або психофізіологічними. Розглянемо нижче основні фактори, що впливають на безпеку працівників, і відповідні заходи для їхнього усунення.

До шкідливих виробничих факторів відносяться:

1. Фізичні фактори:

Шум і вібрація. Робота з пневматичними та електроінструментами створює надмірний шум і вібрацію, що може призвести до професійних захворювань, зокрема порушень слуху та роботи опорно-рухового апарату.

Небезпека від механічного обладнання. Робота з рухомими частинами машин створює ризик травмування.

Підвищена температура. При роботі у гаражах чи майстернях без належної вентиляції працівники можуть піддаватися перегріву.

2. Хімічні фактори:

Випари паливно-мастильних матеріалів. Під час роботи з бензином, дизельним паливом та мастильними матеріалами працівники вдихають токсичні речовини.

Контакт з агресивними хімічними речовинами. Використання розчинників, фарб чи очисних засобів може викликати подразнення шкіри та слизових оболонок.

3. Психофізіологічні фактори:

Стрес та фізичне перевантаження. Інтенсивні умови праці, необхідність точності та швидкого виконання завдань можуть призводити до перевтоми та психологічного напруження.

Для усунення або зменшення впливу шкідливих факторів необхідно проводити наступні заходи:

1. Для запобігання впливу фізичних факторів:

Встановлювати шумопоглинальні бар'єри або використовувати інструменти із низьким рівнем вібрації.

Працівникам необхідно застосовувати засоби індивідуального захисту (наприклад, навушники чи антивібраційні рукавички).

Також облаштувати майстерні огороженнями для небезпечних зон обладнання.

Встановити системи вентиляції для підтримки оптимальної температури.

2. Захистити персонал ремонтних майстерень від хімічних факторів допоможуть наступні кроки:

Використання спеціальних витяжок і вентиляційних систем для видалення шкідливих парів.

Забезпечення засобами індивідуального захисту: респіраторами, гумовими рукавичками, захисними окулярами.

Заміна токсичних матеріалів на менш шкідливі аналоги (за можливості).

Також бажано попрацювати над усуненням психофізіологічних факторів, для чого необхідно організувати регулярні перерви у роботі для відпочинку, забезпечити відповідний рівень освітлення для зменшення навантаження на зір.

3. Загальні профілактичні заходи:

- регулярне проведення інструктажів з охорони праці;
- забезпечення працівників сучасним обладнанням і засобами безпеки;
- організація медичних оглядів для виявлення можливих професійних захворювань на ранніх стадіях.

Впровадження цих заходів сприятиме покращенню умов праці, зниженню рівня професійних ризиків і забезпеченню здоров'я працівників при організації ремонту машин.

4.2. Можливі небезпечні ситуації при експлуатації пристрою для наплавлення барабанів. Технічні й організаційні заходи щодо їхнього усунення

Пристрій для наплавлення барабанів широко використовується в ремонті та відновленні зношених деталей. Однак його експлуатація пов'язана з низкою потенційно небезпечних ситуацій, які можуть виникати через технічні несправності, помилки персоналу чи порушення правил безпеки. Для зменшення ризиків необхідно впроваджувати відповідні технічні та організаційні заходи.

Отже, розглянемо найбільш часті небезпечні ситуації, які зустрічаються на практиці.

Найбільш часто зустрічаються **механічні ризики**, до яких можна віднести травмування через рухомі частини пристрою. Обертання барабанів, рух подачі чи інші механічні елементи створюють ризик пошкодження кінцівок працівників. Через зношування деталей пристрою або недоліки у конструкції може статися раптовий вихід з ладу вузлів, що може в свою чергу призвести до травмування.

Також на такому підприємстві для працівників існують **термічні ризики**, а саме опіки через високу температуру наплавлення, коли наплавлення барабанів здійснюється при використанні високих температур. Створюють ризик опіків іскри та розплавлений метал, бо під час процесу наплавлення можливе розбризкування розплавленого металу чи іскор.

Часто трапляються електричні ризики, наприклад ураження електричним струмом. Робота пристрою передбачає використання

електричної енергії, що може призвести до ураження струмом через несправності ізоляції або неправильне підключення.

Хімічні ризики через токсичні випари. Наплавлення може супроводжуватися виділенням токсичних газів чи парів, що небезпечні для органів дихання.

Крім того, через недостатню стабільність пристрою, ненадійне його кріплення чи частин може статись перекидання або зсув.

Основними технічними заходами для усунення небезпек є:

1. Обладнання:

- забезпечення пристрою захисними кожухами для ізоляції рухомих частин;
- використання теплоізоляційних матеріалів на поверхнях, які нагріваються, щоб запобігти контакту працівників з гарячими частинами;
- Обладнання пристрою автоматичними вимикачами для захисту від короткого замикання чи перенапруги;
- Використання систем відведення диму та вентиляції для видалення токсичних газів.

2. Контроль стану:

- регулярна перевірка стану пристрою, зокрема вузлів, що піддаються зносу (підшипники, ремені, електричні кабелі тощо);
- проведення тестів на електробезпеку (перевірка ізоляції, заземлення).

3. Сигналізація:

- оснащення пристрою світловими та звуковими індикаторами, які попереджають про перегрів, перевантаження чи інші небезпечні ситуації.

Одними з найбільш важливих на підприємствах залишаються організаційні заходи.

Необхідно на регулярній основі забезпечувати проведення інструктажів з охорони праці для персоналу, який працює з пристроєм, а також навчання працівників правильній техніці роботи з пристроєм та правилам безпеки.

Також для забезпечення працівників необхідно користуватись засобами індивідуального захисту (ЗІЗ): спеціальними рукавичками, захисними окулярами, фартухами, щитками для обличчя та взуттям з термостійкими властивостями, респіраторами або масками для захисту органів дихання від шкідливих випарів.

У кожного працівника повинно бути правильно організовано робоче місце. Необхідно забезпечити достатнє освітлення робочої зони, розміщення пристрою на стійкій поверхні та оснащення його кріпленнями для запобігання руху чи перекидання, виділення окремої зони для роботи з пристроєм, оснащеної протипожежними засобами.

Крім того, повинна бути інструкція для дій у разі виникнення аварійних ситуацій, таких як пожежа, ураження електричним струмом або травмування, а також організовано доступ до медичних аптечок та навчання персоналу наданню першої допомоги.

Безпечна експлуатація пристрою для наплавлення барабанів вимагає комплексного підходу, що включає технічні удосконалення, регулярний контроль обладнання, навчання персоналу та створення безпечних умов праці. Виконання цих заходів значно знижує ризики для працівників і забезпечує ефективну та надійну роботу пристрою.

4.3. Організація пожежної безпеки в майстерні

Пожежна безпека в майстерні є критично важливим аспектом, оскільки цей вид приміщень часто характеризується підвищеним ризиком виникнення пожежі через використання легкозаймистих матеріалів, електрообладнання та різних інструментів. Правильна організація пожежної безпеки зменшує ризик виникнення пожеж і забезпечує захист життя працівників, майна та навколишнього середовища.

Можливі джерела пожежної небезпеки в майстерні:

- перегрів електроприладів або коротке замикання;

- використання несправних або неправильно підключених пристроїв;
- зберігання легкозаймистих речовин (бензин, фарби, розчинники, масла);
- неправильна утилізація горючих відходів;
- зварювальні роботи або робота з інструментами, що генерують іскри.
- неправильне використання відкритого вогню (нагрівальні лампи, газові пальники);
- куріння у заборонених місцях;
- залишення без нагляду увімкненого обладнання.

Дуже важливо вжити своєчасні заходи з організації пожежної безпеки в майстерні.

По-перше, правильна організація простору, а саме проведення зонування майстерні, виділення окремих зон для роботи з горючими матеріалами, зварювання та ремонту обладнання, забезпечення чистоти, регулярне прибирання для запобігання скупченню горючих відходів, встановлення безпечних відстаней між джерелами вогню та горючими матеріалами.

По -друге, організувати зберігання горючих матеріалів, наприклад, зберігання легкозаймистих рідин у спеціальних металевих шафах з вентиляцією, контроль над кількістю таких матеріалів, зберігання лише мінімально необхідного обсягу на робочому місці, використання герметичних контейнерів для зберігання та транспортування легкозаймистих речовин.

По-третє, необхідно використовувати сертифіковане електрообладнання з автоматичним захистом від перегріву, а також регулярно проходити технічне обслуговування та перевірку справності електромереж, інструментів і вентиляційних систем. Крім того, оснастити приміщення вентиляцією для видалення займистих парів і газів.

Обов'язкове встановлення в майстерні таких засобів: вогнегасники (вуглекислотні, порошкові, пінні), пожежні щити з основним інструментом (лом, лопата, сокира, відро), пожежні рукави та доступ до джерела

водопостачання, чітке маркування місць розташування засобів пожежогасіння.

Установити систему раннього виявлення пожежі (датчики диму, температури, газу), обладнати системи оповіщення для своєчасного інформування працівників про небезпеку.

Важливо забезпечити проведення регулярних інструктажів для працівників з правил пожежної безпеки, розробку та доведення до працівників інструкції з пожежної безпеки.

Приміщення повинно бути обладнане запасними виходами для безпечної евакуації, забезпечене виходами, вільними від перешкод.

Також важливий пункт – це регулярний огляд протипожежних засобів та їх перевірка.

Організація пожежної безпеки в майстерні — це комплексний процес, що вимагає поєднання технічних рішень, навчання персоналу та постійного контролю за виконанням правил безпеки. Забезпечення належного рівня пожежної безпеки не лише зменшує ризик виникнення пожеж, але й сприяє захисту життя та здоров'я працівників, збереженню майна та ефективному функціонуванню майстерні.

4.4. Розробка організаційно-технологічної карти безпечної роботи на робочому місці по наплавленню барабанів

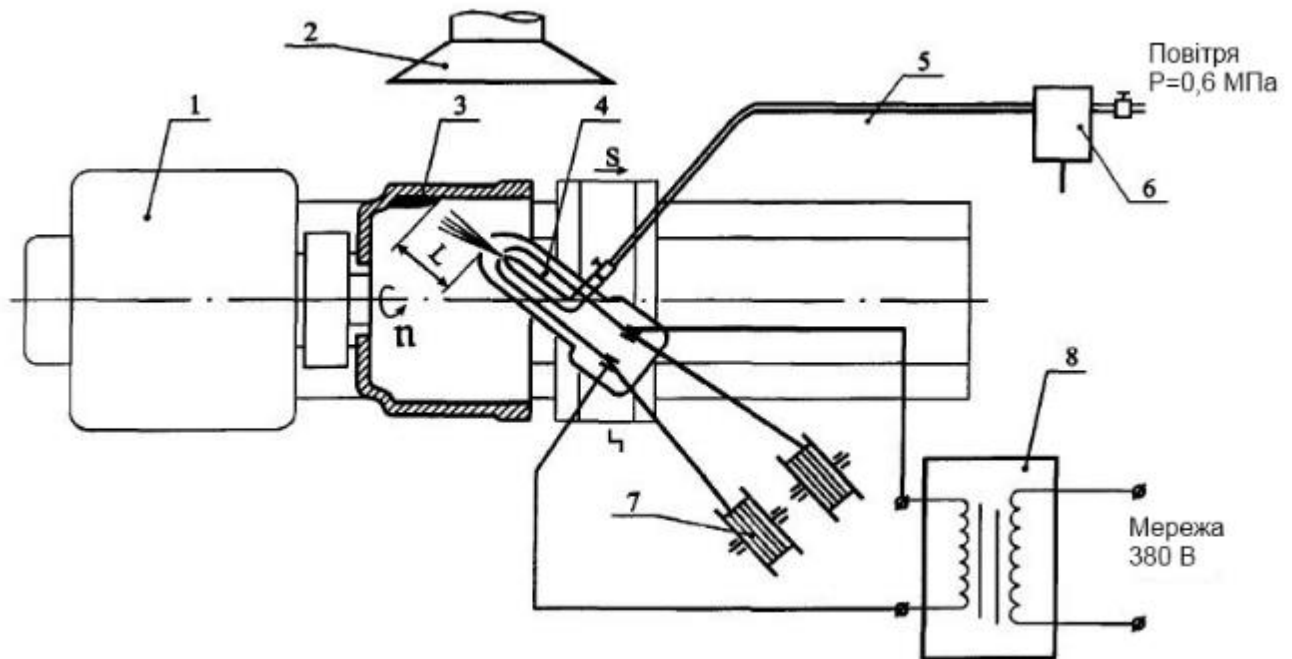


Рисунок 4.1. Система для автоматичного нанесення покриття на деталі методом металізації

1 – обертач; 2 – витяжний зонд; 3 – гальмівний барабан; 4 – металізаційна головка; 5 – повітропровід; 6 – маслостоловокремлювач; 7 – касета з дротом; 8 – джерело струму ВДУ.

Схема ризикованих зон та правила безпечної експлуатації установки показана в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1- Схема зон підвищеної небезпеки та правила безпечної роботи під час наплення гальмівних барабанів.

Зона підвищеної небезпеки	Опис ризику	Правила безпечної роботи
Зона роботи розпилювального обладнання	Можливість травмування від рухомих частин або	Використовувати захисні окуляри, рукавички, спецодяг. Тримати руки та

	потрапляння розплавленого металу.	інші частини тіла подалі від рухомих частин.
Зона високих температур	Опіки від гарячих барабанів, розплавленого матеріалу або нагрітих поверхонь установки.	Носити термостійкі рукавички та захисний спецодяг. Уникати контакту з гарячими частинами.
Електрично небезпечна зона	Ризик ураження струмом від високовольтних елементів установки.	Перевіряти заземлення обладнання. Працювати у взутті з діелектричною підошвою.
Зона утворення аерозолів та пилу	Вдихання шкідливих аерозолів, які утворюються під час напилення.	Використовувати респіратор або маску. Забезпечити вентиляцію та очищення повітря на робочому місці.
Зона підвищеного шуму	Ризик пошкодження слуху від роботи обладнання.	Носити захисні навушники або беруші.
Зона переміщення важких деталей	Небезпека травм при піднятті або транспортуванні гальмівних барабанів.	Дотримуватися правил роботи з вантажами, використовувати підйомне обладнання.

4.5. Висновок

У процесі напилення гальмівних барабанів важливо враховувати наявність зон підвищеної небезпеки та дотримуватися правил безпечної роботи. Визначення таких зон, як області дії розпилювального обладнання, високих температур, електричної небезпеки, утворення аерозолів, підвищеного шуму, а також місць переміщення важких деталей, дозволяє знизити ризики травм та несприятливого впливу на здоров'я.

Забезпечення працівників необхідними засобами індивідуального захисту, навчання правилам безпечної експлуатації обладнання та організація робочого середовища з урахуванням небезпек є ключовими умовами для ефективної та безпечної роботи. Дотримання цих рекомендацій гарантує не лише захист персоналу, але й стабільність технологічного процесу.

5. ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РОБОТИ

Проведене дослідження спрямоване на пошук шляхів збільшення терміну служби гальмівних механізмів автомобілів. Основний практичний результат роботи полягає в створенні конструкції гальмівного барабана і колодки з біметалічним покриттям. Завдяки цьому покриттю зменшується теплове навантаження на елементи механізму до 50 %, що забезпечує збільшення їх експлуатаційного ресурсу на 20–25 %.

Обґрунтування техніко-економічної доцільності отриманих результатів включає такі етапи:

- аналіз інноваційності запропонованого рішення;
- вибір базового варіанта для порівняння;
- оцінка економічної вигоди.

Застосування гальмівних барабанів із біметалічним покриттям значно продовжує термін служби гальмівних систем. Головною перевагою цього підходу є підвищення безпеки експлуатації автомобілів, оскільки, за даними [1], близько 40 % дорожньо-транспортних пригод спричинені відмовою або несправністю гальмівних механізмів.

Для порівняння ефективності нової конструкції гальмівного механізму з існуючими аналогами було обрано базовий варіант – гальмівний механізм автомобіля КрАЗ, розроблений на підприємстві в м. Кременчук. Конструкція цього механізму є типовою для більшості гальмівних систем вантажних автомобілів, що використовуються в сучасних умовах.

Економічна вигода від впровадження запропонованого методу збільшення довговічності гальмівних механізмів досягається за рахунок таких чинників:

- скорочення витрат на ремонт завдяки зменшенню поточних витрат;
- зниження коефіцієнта питомих капітальних вкладень;
- продовження терміну служби гальмівного механізму з 60 000 км до 72 000–77 000 км пробігу.

Річний економ.ефект від реалізації результатів дослідження [22].

$$E = A_n \cdot [(C_1 + E_n \cdot K_1) - (C_2 + E_n \cdot K_2)], \quad (5.1)$$

де A_n - кількість ремонтних робіт проведених по гальмам;

C_1 - собівартість ремонтних робіт за базовим варіантом;

C_2 - собівартість ремонтних робіт за новим варіантом;

K_1 - капіталовкладення для базового варіанту;

K_2 - капіталовкладення для нового варіанту;

E_n - Економічна ефективність.

Розрахунок економ.ефекту виконаємо для умов експлуатації автотранспортного підприємства (АТП) середньої потужності, де кількість автомобілів у парку становить 100–150 одиниць. Враховуючи типові умови роботи такого підприємства, оцінка економічної ефективності включає аналіз зниження витрат на ремонт гальмівних систем завдяки впровадженню запропонованої конструкції з біметалічним покриттям.

Собівартість ремонту гальмівної системи одного автомобіля визначається за формулою, яка враховує витрати на матеріали, оплату праці, амортизацію обладнання та інші експлуатаційні витрати. У результаті використання модернізованих гальмівних механізмів знижуються витрати на ремонт за рахунок подовження терміну служби компонентів та зменшення частоти відмов.

Формула розрахунку собівартості ремонту має такий вигляд:

$$C = C_3 + C_e + C_m + C_{ін} \quad (5.2)$$

де C_3 - витрати на оплату праці ремонтного персоналу;

C_e – кошти витрачені на оплату витраченої електроенергії;

C_m - вартість використаних матеріалів;

$C_{ін}$ - інші невраховані витрати коштів.

Витрати на основну та додаткову заробітну плату розраховуються з урахуванням трудомісткості виконання ремонтних робіт і рівня кваліфікації працівників, які залучені до цього процесу. Трудомісткість ремонту гальмівної системи одного автомобіля за умов використання базової технології, відповідно до даних таблиці 5.1, складає 19,9 людино-годин.

Цей показник враховує загальний обсяг роботи, необхідний для відновлення функціональності гальмівного механізму, і використовується для визначення фонду заробітної плати, включаючи основні та додаткові виплати. Основні витрати охоплюють оплату годин, відпрацьованих безпосередньо під час виконання ремонту, тоді як додаткові витрати включають оплату простоїв, премії та інші передбачені нарахування.

Таким чином, трудомісткість є ключовим параметром для визначення обсягу заробітної плати та дозволяє більш точно оцінити витрати на проведення ремонту гальмівної системи з використанням як базових, так і модернізованих технологій.

Таблиця 5.1- Трудомісткість ремонту деталей гальмівної системи автомобіля КрАЗ

Показник	Трудомісткість одиниці, люд. год.	Загальна трудомісткість, люд. год	
		Базова	Проектна
Заміна гальмівних колодок 1 колеса (КрАЗ має 10 коліс)	1,22	12,2	12,2
Ремонт гальмівних колодок 2 шт. (10 коліс по 2 колодки)	0,4	4	4

Розточування гальмівного барабану (10 барабанів)	0,37	3,7	3,7
Напилення біметалу (10 барабанів)	0,33	-	3,3
Всього		19,9	23,2

При впровадженні розробленої технології до загальної трудомісткості додається додатковий процес металізації, який для обробки 10 гальмівних барабанів становить 3,3 людино-години. Це збільшує загальний обсяг робіт, що впливає на витрати на заробітну плату робітників.

Годинна тарифна ставка слюсаря 4-го розряду становить 95 грн. З урахуванням преміальних виплат у розмірі 40 %, загальна вартість однієї людино-години визначається як:

$$C_z^{\text{б}} = (T_{\text{год}} \cdot T_{\text{роб. баз}}) \cdot 1,4 = (19,9 \cdot 95) \cdot 1,4 = 2646,7 \text{ грн.} \quad (5.3)$$

$$C_z^{\text{пр}} = (T_{\text{год}} \cdot T_{\text{роб. пр}}) \cdot 1,4 = (23,2 \cdot 95) \cdot 1,4 = 3085,6 \text{ грн.} \quad (5.4)$$

де $T_{\text{год}}$ – тариф за годину роботи слюсаря, грн.

$T_{\text{роб}}$ – трудовитрати на ремонт барабанів, люд. год.

Вартість енергії, що витрачається визначається як добуток потужності приводного двигуна на тривалість виконання робіт із застосуванням електроприладів. Основними процесами, під час яких споживається електроенергія, є розточування гальмівних барабанів та металізація їхніх поверхонь.

Енергетичні витрати розраховуються за формулою:

$$P^{\text{баз}} = P_{\text{верстату}} T_{\text{розт.}} = 5 \cdot 3,7 = 18,5 \text{ кВт.} \quad (5.5)$$

$$P^{пр} = (P_{\text{верстату}} + P_{\text{мет}}) (T_{\text{розт.}} + T_{\text{мет}}) = (5 + 1) \cdot (3,7 + 7) = 21,8 \text{ кВт.} \quad (5.6)$$

де $P_{\text{верстату}}$ – потужність розточного верстату, кВт;

$P_{\text{мет}}$ – потужність металізаційної установки, кВт;

$T_{\text{розт.}}$ – трудомісткість розточування, люд. год.;

$T_{\text{мет}}$ – трудомісткість металізації, люд. год.

Далі розрахуємо вартість ел.енергії витрачену на один автомобіль:

$$C^{\text{ел. базова}} = P^{\text{баз.}} \cdot C_{\text{ел}} = 18,5 \cdot 11 = 203,5 \text{ грн.} \quad (5.7)$$

$$C^{\text{ел. пр}} = P^{\text{пр}} \cdot C_{\text{ел}} = 21,8 \cdot 11 = 239,8 \text{ грн.} \quad (5.8)$$

де $C_{\text{ел}}$ – ціна одного кіловату електроенергії, грн.

Ціна допоміжних матеріалів, які використовуються під час ремонту гальмівних систем у базовому варіанті, залежить переважно від вартості заклепок та накладок.

Витрати на заклепки становлять 32 шт. на одне колесо, а кількість накладок – 4 шт. на одне колесо. Враховуючи, що ці матеріали є необхідними для функціонування одного гальмівного механізму, можна розрахувати їхню вартість, віднесену до процесу ремонту одного гальмівного механізму.

Формула розрахунку:

$$C_M = (N_{\text{зак}} \cdot C) + (N_{\text{нак}} \cdot C) \cdot 10 = (32 \cdot 4,0) + (4 \cdot 60,0) \cdot 10 = 3680 \text{ грн.} \quad (5.9)$$

де $N_{\text{зак}}$, $N_{\text{нак}}$ – кількість заклепок і накладок на 1 колесо,

C – вартість одиниці, грн.;

Інші невраховані витрати можуть становити порядку 10% від заробітної плати:

$$C_{\text{ін. баз.}} = C_{\text{з. баз.}} \cdot 0,1 = 2646,7 \cdot 0,1 = 264,67 \text{ грн.} \quad (5.10)$$

$$C_{\text{ін. пр.}} = C_{\text{з. пр.}} \cdot 0,1 = 3085,6 \cdot 0,1 = 308,56 \text{ грн.} \quad (5.11)$$

Тоді

$$C^{\text{баз}} = 2646,7 + 203,5 + 3680 + 264,67 = 6794,9 \text{ грн.}$$

$$C^{\text{пр}} = 3085,6 + 239,8 + 3680 + 308,56 = 7314 \text{ грн.}$$

Гальмівні механізми міняються в середньому після пробігу 54 000 км, а річний пробіг автомобіля складає 45 000 км.

Для визначення частоти заміни гальмівних механізмів протягом одного року необхідно провести розрахунок:

$$K_{\text{зам}} = \frac{45000}{54000} = 0,83$$

Це означає, що гальмівні механізми міняються в середньому 0,83 рази на рік, тобто приблизно 5 разів за 6 років експлуатації. Цей показник необхідний для розрахунку витрат на заміну гальмівних систем та допоміжних матеріалів, а також для проведення техніко-економічного обґрунтування нових технологій у цьому процесі.

При впровадженні нової проектної технології термін служби гальмівного механізму було подовжено на 20–25 %, що дозволяє збільшити його середній термін експлуатації до 67 500 км (порівняно зі стандартними 54 000 км).

Розрахунок кількості ремонтів за рік

Річний пробіг автомобіля становить 45 000 км. Щоб визначити, скільки разів автомобілі автопарку потребуватимуть ремонту протягом одного року, враховуємо, що середній термін служби одного гальмівного механізму становить 67 500 км.

$$K_{\text{зам}} = \frac{45000}{67500} = 0,67$$

Тоді:

$$C^{\text{баз. річна}} = C^{\text{баз}} \cdot 0,83 = 6794,9 \cdot 0,83 = 5639,8 \text{ грн. рік.} \quad (5.12)$$

$$C^{\text{пр. річна}} = C^{\text{пр}} \cdot 0,67 = 7314,0 \cdot 0,67 = 4900,0 \text{ грн. рік.} \quad (5.13)$$

Але у базовому варіанті відновлюються барабани проточною тільки ті, що не досягли граничного розміру, тобто 444,25 мм, при досягненні такого розміру барабан вибраковується. Як показують дослідження проведені в АТП 11263 за рік по парку автомобілів КраЗ вибраковують 16% дисків тобто 96 штук на 100 авто. З різних магазинів ціна барабану варюється від 5800 до 11000 грн. прийmemo середню ціну 8000 грн. тобто при вибраковці барабани замінюються новими і їх вартість додаємо до собівартості. $8000 \cdot 96 = 768000$ грн. на 100 автомобілів, а на один автомобіль це складе 7680 грн.

Таким чином загальна собівартість ремонту барабанів за базовою технологією складе $7680 + 5639,8 = 13319,8$ грн.

Далі розраховуємо капітальні витрати при ремонті гальм у розрахунку на один автомобіль

$$K = \frac{B}{A_n \cdot t}, \quad (5.14)$$

де B – капітальні вкладення при впровадженні базового й нового варіантів; орієнтовно $B_1 = 125000,0$ грн; $B_2 = 145000,0$ грн;

A_n – кількість ремонтів гальмівних систем автомобілів на рік;

t – термін служби обладнання (10 років).

Таким чином

$$K_{\sigma} = \frac{125000}{100 \cdot 10} = 125 \text{ грн.}$$

$$K_{np} = \frac{145000}{100 \cdot 10} = 145 \text{ грн.}$$

Тепер розрахуємо економічний ефект з розрахунку на 100 автомобілів згідно формули (5.1):

$$E = 100 [(13319,8 + 1,15 \cdot 125,0) - (4900 + 1,15 \cdot 145,0)] = 839675,0 \text{ грн.}$$

Строк окупності капітальних вкладень:

$$T = \frac{B_2}{E} = \frac{145000,0}{839675,0} = 0,2 \text{ року} \quad (5.15)$$

Висновок. Впровадження розробленої технології дозволяє знизити витрати на ремонт гальмівних механізмів завдяки підвищенню терміну служби до 67 500 км, що є на 20–25 % більше порівняно зі стандартними 54 000 км.

Термін окупності капіталовкладень складає 0,2 року, що свідчить про швидку економічну ефективність інвестицій. Загальний економічний ефект від впровадження технології оцінюється у 840 000 грн, що підтверджує

доцільність технологічних інновацій для оптимізації витрат і підвищення ефективності використання ресурсів.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Основною експлуатаційною характеристикою фрикційних матеріалів є створення й збереження на високому рівні коефіцієнта тертя. встановлено, що найбільшу проблему при їхній експлуатації являє собою температура розігріву зони тертя, яка може змінюватися з 100 до 1200°C. Тепловідвід теплоти, що виділяється, із зони тертя повинен здійснюватися матеріалом контртіла (гальмового диска або барабану).

2. Досліджено надійність гальм і встановлено що середній наробіток на відмову складає 50 – 60 тис. км пробігу, при цьому найбільша частка відмов припадає на задній міст і становить 50 % від загальної кількості відмов, на середній і передній мости відповідно припадає 30 і 20 %.

3. За результатами математичного моделювання встановлено вихідне значення температури нагрівання чавунної поверхні в процесі тертя через 300 секунд, яке досягло на поверхні тертя 226 °С, а на глибині 1 мм - 223 °С. Наявність мідної вставки забезпечила формування додаткового стоку теплоти за рахунок різниці в 135 °С у температурах нагрівання контактуючих поверхонь. Уведення фіктивного джерела дозволило визначити дійсний розподіл температур у чавунній і мідній поверхнях, яке перебуває в діапазоні від 130 °С до 126 °С.

Таким чином, очікуване зниження температури нагрівання поверхні тертя від наявності тепловідвідної вставки склало 96 °С або 42% у порівнянні з монолітним чавунним диском.

4. Розроблено розрахункову модель зношування фрикційної колодки, яка враховує силові й геометричні параметри гальмового пристрою. Із силових факторів найбільший вплив виявляє притискне навантаження, внесок якої в обсяг енергії, що йде на руйнування фрикційної накладки характеризується квадратичною залежністю.

Геометричними факторами, що знижують зношування фрикційної накладки гальмового пристрою є: площа контакту фрикційної накладки з

поверхнею гальмового диска, шорсткість поверхні гальмового барабану й довжина фрикційної накладки.

5. Експериментально показана можливість зниження величини зношування й збільшення строку наробітку на відмову фрикційної накладки за рахунок регулювання її геометричних параметрів.

6. Експериментальні дослідження вказали, що в процесі гальмування при навантаженні 0,55 МПа максимальна температура чавунного диска за 300 секунд досягає приблизно 220 °С. Перша частина циклу випробувань (до 150 с) характеризується практично лінійним зростанням температури нагрівання зі швидкістю нагрівання приблизно 1 °С/с. При досягненні температур близьких до 200 °С ріст температури нагрівання трохи знижується й становить 0,3 - 0,35 °С/с. При цьому відзначаються істотні перегони температури поверхневого шару при обертанні зразка сягаючи в окремих випадках 30 °С.

6. Експериментально показано, що застосування біметалічних гальмових дисків дозволяє значно знизити температуру нагрівання поверхневих шарів при безперервному й циклічному гальмуваннях. У порівнянні з чавунним гальмовим диском застосування прошарку міді товщиною 2 мм під чавуном товщиною 1 мм дозволяє знизити температуру на 50%, що підвищує зносостійкість накладок на 20...25 %.

7. Експериментально показано, що використання тепловідвідних вставок стабілізації коефіцієнта тертя, ріст якого за один цикл випробувань без мідної ставки становить 117%, у той час як з мідною ставкою всього 60%, що практично в 2 рази менше.

8. Розроблено карту небезпечних зон та вимоги безпечної роботи в цих зонах.

9. Термін окупності капіталовкладень складає 0,2 року, що свідчить про швидку економічну ефективність інвестицій. Загальний економічний ефект від впровадження технології оцінюється у 840 000 грн, що підтверджує доцільність технологічних інновацій для оптимізації витрат і підвищення ефективності використання ресурсів.

ЛІТЕРАТУРА94

1. Кількість ДТП у світі зростає – ВООЗ. URL: <https://phc.org.ua/news/kilkist-dtp-u-sviti-zrostaє-vooz/> (date of access: 07.12.2024).
2. Хаврук В. Аналіз безпеки автотранспортних засобів в Україні. *Вчені записки ТНУ*. 2020. Т. 31, № 5. С. 239–247.
3. Комісаров, С., (2024). Дослідження зносу колодкових гальм та прогнозування їх довговічності. У: *Інжиніринг технологій і технічних систем агропромислового комплексу, 15 листопада 2024, Дніпро, Україна*. Дніпро: ДДАЕУ. с. 101–103.
4. Кисликов В. Ф. Будова й експлуатація автомобілів: [Підручник] / В. Ф. Кисликов, В. В. Лущик. - 6-те вид. - К.: Либідь, 2006. - 400 с.
5. Дирда В.І. Довідковий посібник розрахунків механізмів сільськогосподарських та підйомно-транспортних машин: навчальний посібник / В.І. Дирда, Ю.М. Овчаренко - Дніпропетровськ, 2003. – 52 с.
6. Пугач А.М., Лисиця М.І., Калганков Є.В., Лисиця Н.М., Груньський Д.О. - Обґрунтування товщини гумової футерівки барабанів стрічкових конвеєрів. *Геотехнічна механіка*. 2021. № 157, С. 152-162
7. Барабанні та дискові гальма для вантажних автомобілів: конструкція і принцип роботи. URL: <https://gruzovik.biz/articles/barabannye-i-diskovye-tormoza-dlya-gruzovykh-avtomobiley-konstrukciya-i-princip-raboty> (дата звернення: 07.12.2024).
8. Армашов Ю.В. Надійність сільськогосподарської техніки: навчальний посібник / Ю.В. Армашов, П.К. Охмат. – Дніпропетровськ.: РВВ ДДАУ, 2008. – 208 с.
9. Нижняк Д. В. Визначення показників надійності колінчатих валів автотракторних двигунів / Д. В. Нижняк, Є. В. Калганков, В. І. Дирда. // *Zbiór raportów naukowych. „Inżynieria i technologia*. 2014. osiągnięć, projektu hipotezę.,, Wydawca: Sp. z o.o. «Diamond trading tour», 2014.. – 2014. – С. 8–13.

10. Крагельський, І.В. Основи розрахунків на тертя і знос / І.В. Крагельський, М.М. Добичин, В.С. Комбалов. - М.: Машинобудування, 1977. -526 с.
11. Крагельський, І.В. Розрахункові методи оцінки тертя і зносу / І.В. Крагельський, Г. М. Харч. - Брянськ, 1975. - 54 с.
12. Крагельський, І.В. Вузли тертя машин: [Довідник] / І.В. Крагельський, Н.М. Міхін. - М.: Машинобудування, 1984. - 278 с.
13. Дубенець, В. Г. Основи методу скінченних елементів: навчальний посібник / В. Г. Дубенець, В. В. Хільчевський, О. В. Савченко. - Чернігів: ЧДТУ, 2007. – 288 с.
14. Калганков Є. В. Особливості фрактального аналізу поверхні руйнування гумових футерівок, що працюють в умовах абразивно-втомного зносу / Є. В. Калганков. // Геотехнічна механіка: Міжвід. зб. наук. праць. — Дніпропетровск: ІГТМ НАНУ. – 2017. – №133. – С. 66–74.
15. Калганков Є.В. Деякі проблеми гідроабразивно-втомного зносу деталей об'ємного гідроприводу мобільних машин / Є.В. Калганков // Геотехнічна механіка: Міжвід. зб. наук. праць. — Дніпропетровск: ІГТМ НАНУ. – 2013. – №108. – С. 133-142.
16. Калганков Є.В. Проектування ремонтно-технологічної документації / Є.В. Калганков, М.Г. Зайцев. Дніпро. ДДАЕУ, 2016. – 48 с.
17. Калганков Є.В. Розробка ТПВД / Калганков Є.В. – ДДАЕУ, 2013. – 75 с.
18. Калганков Е.В. Расчет долговечности резиновых футеровок шаровых рудоразмольных мельниц с учетом старения резины / Калганков Е.В. //Геотехнічна механіка: Міжвід. зб. наук. Праць, Ін-т геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України. – Дніпропетровськ, 2013. – № 113. С. 181–202.
19. Калганков Є., Науменко М. Синергетична модель взаємодії поверхонь тіл за умови фрикційного контакту зеднання "Пята плунжера-похила шайба" об'ємного гідропривода трансмісії мобільних машин. *Геотехнічна механіка*. 2013. № 108. С. 164–173.

20. Мельянцов П.Т. Методичні рекомендації «Організація та технологія ремонту МТП в умовах сільськогосподарського підприємства» / Мельянцов П.Т., Калганков Є.В., Кириленко О.І. – Д.: ДДАУ, 2010. – 125 с.

21. Наказ Міністерства транспорту України від 21 грудня 1998 року № 527 «Про затвердження Правил пожежної безпеки для підприємств і організацій автомобільного транспорту України», зареєстрований в Міністерстві юстиції України 11 березня 1999 року за № 157/3450.

22. Лебеденко О.В. Методичні рекомендації з економічного обґрунтування дипломних проектів і робіт для студентів факультету механізації сільського господарства, (кафедра надійності і ремонту машин) за напрямом підготовки "Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва" / Лебеденко О.В. Дніпропетровськ: ДДАУ, 2011. – 16 с.

ДОДАТКИ

Схема гальмівної автомобільної системи згідно рис. 1.15

1	водавідокремлювач;
2	компресор;
3	охолоджувач;
4	чотириконтурний захисний клапан;
5	автоматичний регулятор гальмових сил;
6	регулятор тиску;
7	вимикач сигналу гальмування;
8	гальмовий кран;
9	пнеumoциліндри привода засланки механізму допоміжної гальмової системи;
10	кран керування стоянковою гальмовою системою;
11	пропорційний клапан;
12	пнеumoциліндр привода важеля останова двигуна;
13	кран керування допоміжною гальмовою системою;
14	манометр;
15	гальмові камери типу 30/30;
16	ресивер контуру 10;
17	ресивери контуру 11;
18	кран зливу конденсату;
19	гальмові камери типу 20/20;
20	прискорювальний клапан;
21	двухмагістральний пропускний клапан;
22	вимикач контрольної лампи стоянкової гальмової системи;
23	ресивер контуру III;
24	прискорювальний клапан;
25	ресивер контуру I;
26	вимикач контрольної лампи падіння тиску повітря в контурі III;
27	кран екстреного розгальмування

Дніпровський державний аграрно-економічний університет
Інженерно-технологічний факультет

ЛИСТ 1

Кафедра «Інжинірингу технічних систем»

**ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ
АВТОМОБІЛІВ ВСТАНОВЛЕННЯМ БІМЕТАЛЕВИХ ЕЛЕМЕНТІВ**

демонстраційний матеріал до дипломної роботи освітнього ступеня «Магістр»

Виконав: студент 2 курсу, групи МгАІ-2-23
Комісаров Сергій Сергійович

Керівник: доцент, д.т.н.
Васильєв Дмитро Леонідович

Дніпро 2024

МЕТА ТА ЗАДАЧІ РОБОТИ

ЛИСТ 2

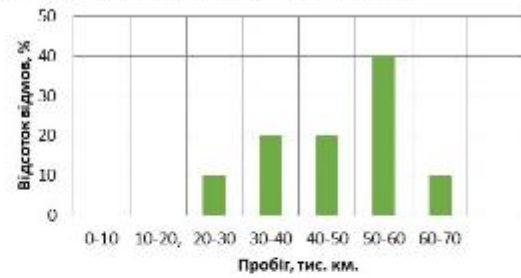
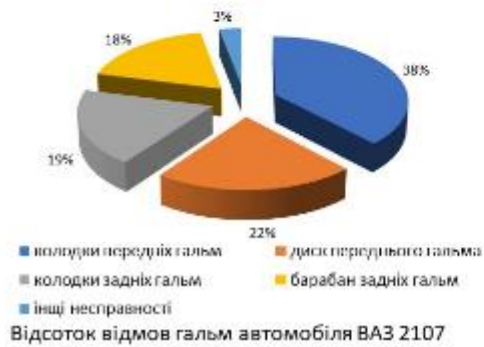
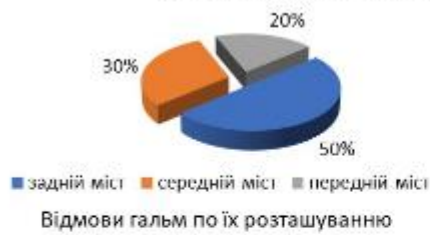
МЕТА РОБОТИ

Підвищення тепловіддачі й зносостійкості гальмового пристрою й розробка методики визначення раціональних геометричних параметрів вхідних у нього елементів, що сприяють зниженню температури розігріву контактних поверхонь при гальмуванні

ЗАДАЧІ РОБОТИ

1. Розробити методику й виконати експериментальні дослідження з визначення температури нагрівання зони контакту гальмових барабанів різної конструкції при терті для оцінки ефективності тепловідводу.
2. Виконати експериментальні дослідження з визначення залежності коефіцієнта тертя гальмових пристроїв від температури нагрівання.
3. Розробити новий підхід до конструкції гальмового барабана, що забезпечує підвищення ефективності тепловідводу в зоні контакту при гальмуванні й провести його експериментальну апробацію.
4. Розробити рекомендації щодо робіт по усуненню несправностей барабанного гальма.
5. Розробити заходи з охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях.
6. Провести техніко-економічну оцінку роботи.

АНАЛІЗ НАДІЙНОСТІ ГАЛЬМІВНОГО МЕХАНІЗМУ



Відмови гальмівних механізмів автомобілів КамАЗ, МАЗ

Довірчі границі розсіювання середнього значення показника надійності для розподілу Вейбулла - Гніденко визначимо за рівняннями:

$$T_{n1} = T_1 \sqrt[n]{r_1} = 57447 \cdot \sqrt[3]{0,83} = 54000 \text{ км.}$$

$$T_{n2} = T_1 \sqrt[n]{r_2} = 57447 \cdot \sqrt[3]{1,24} = 61520 \text{ км.}$$

Значення середнього наробітку гальм до ремонту лежить в межах інтервалу 54 тис. км...62 тис. км.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВИДУ ТА ХАРАКТЕРУ ЗНОСУ ДЕТАЛЕЙ **ЛИСТ 4**
 ГАЛЬМІВНОГО МЕХАНІЗМУ



Стан гальмівної колодки та барабана
автомобіля МАЗ пробіг 42467 км



Стан гальмівної колодки та барабана
автомобіля КамАЗ пробіг 32641 км



Тріщина гальмівного барабану
автомобіля КамАЗ



Руйнування колодки автомобіля КамАЗ внаслідок перегріву



Стан гальмівного барабану
автомобіля КамАЗ пробіг 44168 км

Дослідження теплового стану гальмівного механізму

ЛИСТ 5

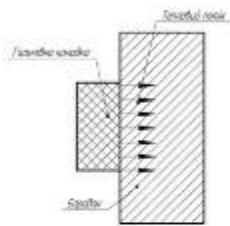
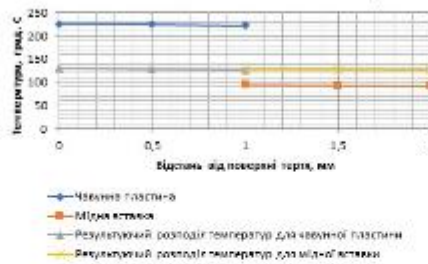


Схема розподілу теплового потоку

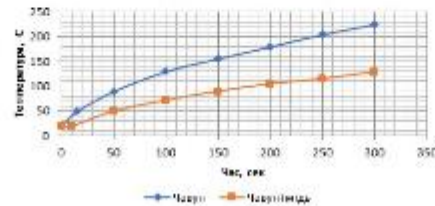
Теплова потужність залежить від характеристик процесу тертя й може бути визначена в такий спосіб:

$$q_1 = \eta \cdot N \cdot v \cdot f_{тер}$$

$f_{тер}$ - коефіцієнт тертя;
 N - тангенціальна сила напруги, Н;
 v - відносна швидкість переміщення, м/с.
 η - коефіцієнт розподілу енергії тертя по складових енергетичного балансу.



Розподіл температур у біметалічній поверхні гальмового барабану через 300 секунд із моменту початку гальмування



Зміна температури нагрівання поверхні тертя протягом часу для можливої частинної поверхні й для біметалічної поверхні

Моделювання процесу теплопередачі методом кінцевих елементів (ПЗ ANSYS)

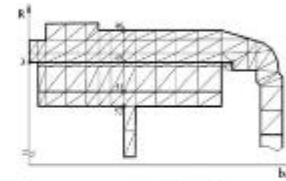
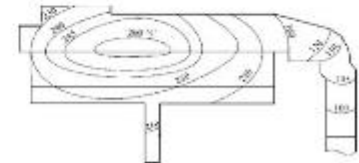


Схема дискретизації барабанного гальмівного механізму скінцевими елементами



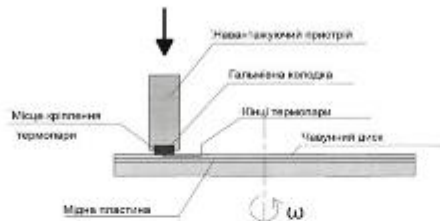
Ізотерми барабанного гальмівного механізму, що відповідають 12-тій хвилині випробувань II

Методика експериментальних досліджень

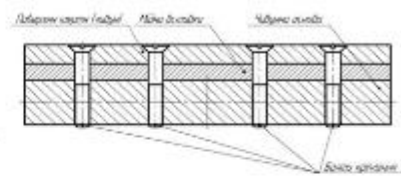
ЛИСТ 6



Удосконалена машина ДМ 38 М:
а – загальний вигляд, б – схема
установки гальмівних колодок



Загальний вигляд експериментальної установки:
а – схема випробування, б – машина тертя.
1-машина тертя МІ-2, 2-перетворювач, 3-ПОМ, 4-
індукційний датчик обертів, 5-термопар.



Конструкція експериментального
диска з біметалічним поверхневим шаром

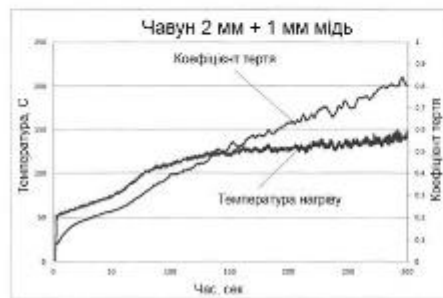
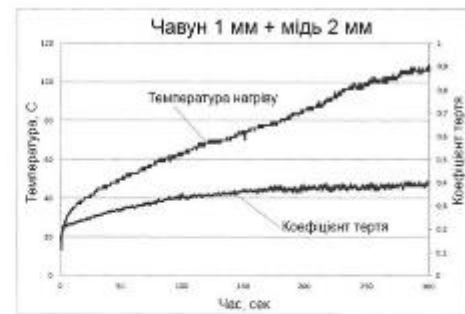
Чавун (контрольний зразок).

- Чавун 1 мм + 1 мм тепловідвідна вставка;
- Чавун 1 мм + 2 мм тепловідвідна вставка;
- Чавун 2 мм + 1 мм тепловідвідна вставка;
- Чавун 2 мм + 3 мм тепловідвідна вставка;
- Чавун 1 мм + 3 мм тепловідвідна вставка.

Моделювання процесу тертя

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

ЛИСТ 7



Зміна температури нагрівання й коефіцієнта тертя залежно від часу для різних типів металевих дисків а) Чавун, б); Чавун 2 мм + мідь 1 мм; в) Чавун 1мм+мідь 2 мм

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ



Графіки зміни температури нагрівання поверхневого шару дисків різних конструкцій залежно від часу тертя

1 - Чавун; 2 - Чавун 2 мм + мідь 1 мм; 3 - Чавун 2 мм + мідь 3 мм; 4 - Чавун 1 мм + мідь 1 мм; 5 - Чавун 1 мм + мідь 2 мм; 6 — Чавун 1 мм + мідь 3 мм

КАРТА НЕБЕЗПЕЧНИХ ЗОН ТА ВИМОГ БЕЗПЕЧНОЇ РОБОТИ

ЛИСТ 9

№ п/п	Небезпечна зона	Небезпечний фактор	Вимоги безпечної роботи
1	Зона наплавлення	Ураження електричним струмом, ураження очей та шкіри зварювальною дугою та краплями металу, ураження шкідливими випаровуваннями	1. Забороняється обслуговувати верстат якщо він увімкнений в мережу; 2. Не допускати роботу без захисної маски чи спеціального щитка з захисним шоломом. 3. Верстат повинен бути заземлений. 4. Забороняється робити будь які маніпуляції з дугою під час наплавлення. 5. Робоче місце повинно бути оснащено місцевою вентиляцією.
2	Деталь, що оброблюється	Травмування кінцівок, та органів зору	1. Барабан повинен бути надійно закріплений у патроні. 2. Обов'язково барабан повинен подаватись на верстат кран балкою. 3. При наплавленні деталей довжина яких перевищує 1 м використовувати люнет.
3	Наплавлювальна головка	Травмування кінцівок, органів зору та ураження електричним струмом	1. Заправляти касету дротом з використанням спеціальних пристосувань та рукавиць. 2. Головку надійно кріпити до установочних плит токарно-гвинторізного верстату. 3. Зміну швидкості подачі дроту проводити при вимкненому верстаті. 4. Не допускати зменшення зазору між мундштуком і валом менше 7 мм.
4	Зварювальний трансформатор	Ураження електричним струмом	1. Забороняється вмикати трансформатор при непрацюючій системі охолодження. 2. Контактні кабелі повинні надійно кріпитись до відповідних виходів "+, -". 3. Обслуговування трансформатора проводити при відключенні від мережі.
5	Вентиляція	Ураження дихальних шляхів	1. Перед пуском установки перевірити справність вентиляції. 2. Слідкувати за проходженням повітря та відсмоктуванням продуктів згорання. 3. Перед початком роботи ввімкнути привід вентиляції. 4. Забороняється працювати при несправній вентиляції.
6	Шланги та кабелі	Ураження кінцівок електричним струмом	1. Шланги для подачі повітря повинні бути цілими і надійно закріпленими на вологовідокремлювачі та на вхідному парубку в мундштук. 2. Електрокабелі повинні бути надійно закріплені, не мати оголених частин. 3. Кабелі та шланги повинні бути прокладені у безпечному місці, потрапляння крапель металу на них не допускається.

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РОБОТИ

ЛИСТ 10

Найменування показника	Значення показника	
	Базовий	проектний
Вид робіт	Ремонт	Ремонт
Вузол	Гальмівний механізм	Гальмівний механізм
Програма ремонту, автомобілів	100	100
Розряд слюсаря	4	4
Потужність установок, кВт.	18,5	21,8
Трудомісткість ремонту, люд.-год.	19,9	23,2
Капіталовкладення, грн.	125000	145000
Поточні витрати на один автомобіль, грн.		
- основна та додаткова заробітна плата, грн.	2646,7	3085,6
- вартість витраченої електроенергії, грн.	203,5	239,8
- вартість допоміжних матеріалів, грн. (робоча рідина стенду)	3680,0	3680,0
- інші витрати, грн.	264,8	308,6
Питомі капіталовкладення на ремонт гальмівної системи, грн.	125,0	145,0
Собівартість ремонтних робіт, грн.	13319,8	4900,0
Річний економічний ефект, грн.		839675,0
Термін окупності капіталовкладень, року	-	0,2

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

ЛИСТ 11

1. Основною експлуатаційною характеристикою фрикційних матеріалів є створення й збереження на високому рівні коефіцієнта тертя, встановлено, що найбільшу проблему при їхній експлуатації являє собою температура розігріву зони тертя, яка може змінюватися з 100 до 1200 °С. Тепловідвід теплоти, що виділяється, із зони тертя повинен здійснюватися матеріалом контртіла (гальмового диска або барабану).

2. Досліджено надійність гальм і встановлено що середній наробіток на відмову складає 50 – 60 тис. км пробігу, при цьому найбільша частина відмов припадає на задній міст і становить 50 % від загальної кількості відмов, на середній і передній мисти відповідно припадає 30 і 20 %.

3. За результатами математичного моделювання встановлено вихідні значення температури нагрівання чавунної поверхні в процесі тертя через 300 секунд, яке досягло на поверхні тертя 226 °С, а на глибині 1 мм – 223 °С. Наявність мідної вставки забезпечила формування додаткового стоку теплоти за рахунок різниці в 135 °С у температурах нагрівання контактуючих поверхонь. Уведення фіктивного джерела дозволило визначити дійсний розподіл температур у чавунній і мідній поверхнях, яке перебуває в діапазоні від 130 °С до 126 °С.

Таким чином, очікуване зниження температури нагрівання поверхні тертя від наявності тепловідвідної вставки склало 96 °С або 42% у порівнянні з монолітним чавунним диском.

4. Розроблено розрахункову модель зношування фрикційної колодки, яка враховує силові й геометричні параметри гальмового пристрою. Із силових факторів найбільший вплив вивляє притискне навантаження, внесок якої в обсяг енергії, що йде на руйнування фрикційної накладки характеризується квадратичною залежністю.

Геометричними факторами, що знижують зношування фрикційної накладки гальмового пристрою є: площа контакту фрикційної накладки з поверхнею гальмового диска, шорсткість поверхні гальмового барабану й довжина фрикційної накладки.

6. Експериментальні дослідження вказали, що в процесі гальмування при навантаженні 0,55 МПа максимальна температура чавунного диска за 300 секунд досягає приблизно 220 °С. Перша частина циклу випробувань (до 150 с) характеризується практично лінійним зростанням температури нагрівання зі швидкістю нагрівання приблизно 1 °С/с. При досягненні температур близьких до 200 °С ріст температури нагрівання трохи знижується й становить 0,3 – 0,35 °С/с. При цьому відзначаються істотні перепади температури поверхневого шару при обертанні зразка сягаючі в окремих випадках 30 °С.

Міністерство освіти і науки України
Дніпровський державний аграрно-економічний університет
Інженерно-технологічний факультет



ІНЖИНІРИНГ ТЕХНОЛОГІЙ І ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ АГРОПРОМИСЛОВОГО КОМПЛЕКСУ

ЗБІРНИК ТЕЗ

**III Всеукраїнської науково-практичної конференції
молодих вчених**

**Частина 1. Інжиніринг технічних систем агропромислового
виробництва**

15 листопада 2024 р.

Дніпро • 2024

УДК 629.113:621.833.6:620.178

Комісаров С.С., здобувач вищої освіти СВО Магістр¹⁸, ОПП Агроінженерія
dsau_dtm@ukr.net

Дніпровський державний аграрно-економічний університет, м. Дніпро, Україна

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗНОСУ КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ ТА ПРОГНОЗУВАННЯ ЇХ ДОВГОВІЧНОСТІ

Технічний стан гальмівної системи та її конструктивне виконання мають суттєвий вплив на безпеку машини [1] будь це автомобіль легковий, вантажний, трактор чи комбайн. Звісно більшу небезпеку внаслідок відмови гальмівної системи несуть автомобілі, так як швидкість їх руху досить висока і наслідки можуть бути жахливі. Так за даними Баженова Ю.В. у 40 % ДТП причиною є відмова гальмівної системи автомобіля.

Аналізуючи надійність гальмівної системи автомобіля можна зробити висновок, що дискові гальма набагато безпечніші але і близько 60 % відмов приходить саме на дискові гальма внаслідок зносу колодок та диску (рис. 1), також їх довговічність значно менше довговічності барабаних гальм [1].

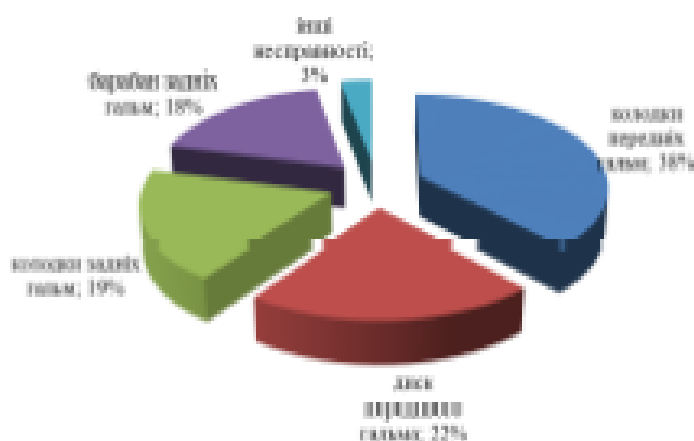


Рисунок 1 – Відсоток відмов гальм автомобіля VAZ 2107

¹⁸ Науковий керівник – Толстенко О.В., кандидат технічних наук, доцент кафедри інженірингу технічних систем

На вантажних автомобілях таких марок як КраЗ, МАЗ, КамАЗ та інші встановлені барабанні гальма і за результатами спостережень встановлено, що більше зношуються накладки та диски середнього і заднього мосту, так напрацювання на відмову барабанного гальма заднього моста автомобіля КраЗ становить від 50 до 60 тис. км. При чому знос гальм середнього мосту на 7...12 % більше ніж гальм заднього мосту.

Таким чином питання підвищення та забезпечення надійності гальмівних систем досить актуальні і потребують подальшого дослідження.

Сьогодні з'являється багато нових матеріалів, а особливо з розвитком нанотехнологій виникають сполучення, введення яких до складу основного матеріалу значно поліпшує їх якість та подовжує термі роботи.

Стосовно гальмівних механізмів матеріал в основному повинен бути стійким до зносу, так як між колодкою та барабаном чи диском потрапляє бруд (пил, пісок, вода та інші) та стійким до температурної дії. Якщо потрапляння бруду призводить до поступової відмови гальмівного механізму то температура до раптової відмови.

Експериментальні дослідження. Згідно рекомендаціям [2] визначати довговічність роботи деталей з'єднання "колодка - барабан" гальмівного механізму, доцільно за енергетичним критерієм. Для цього необхідно визначити енергію руйнування зразка та підрахувати довговічність роботи деталі.

Дослідження виконувались на модернізованій експериментальній установці МИ-2 (рис. 2) зі зразками виготовленими з деталей гальма (азбестові колодки та чавунний барабан).

Зразки були взяті під час обстеження деталей та по закінченню її терміну служби. Дослідження проводились згідно ГОСТ 344-74. Режим роботи установки наступні:

Сила тертя $F = 41 \text{ Н}$;

Швидкість стирання $V = 0,35 \text{ м/с}$;

Час стирання $t = 54 \text{ с}$.

Сила тертя у 41 Н це зусилля з яким азбестова накладка притискується до барабану (на установці).

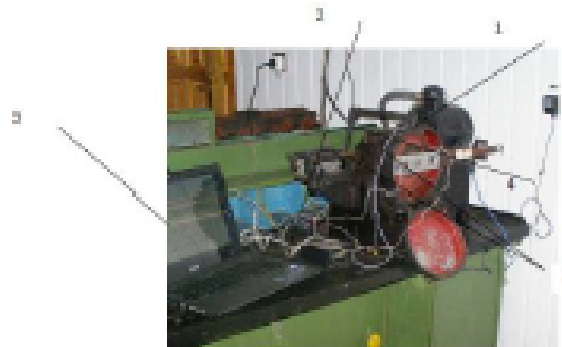


Рисунок 2 – Загальний вигляд експериментальної установки
1-машина тертя МН-2, 2-перетворювач, 3-ПОМ, 4-індукційний датчик обертів,
5-термопари

Щільність енергії руйнування від абразивного зносу, буде

$$\Delta U_{\text{зр}} = U_0 \cdot n = 0,123 \cdot 10^9 = 2,6 \cdot 10^9 \text{ Дж / м}^3$$

Таким чином визначено характерні види та характер зносу деталей гальма, що застосовуються в гальмівній системі автомобіля КраЗ, а саме це абразивно-тепловомний знос. Для досліджуваного зразка виготовленого з гальмівної накладки 5511-3501105-01Б встановлено питому енергію руйнування $\Delta U_{\text{зр}} = 2,6 \cdot 10^9 \text{ Дж / м}^3$.

Також знаючи питому енергію руйнування по відомим залежностям [5] можливо визначити термін служби колодки, так експериментально встановлено строк служби азбестової колодки рівний 48 тис. км пробігу, що досить добре співпадає з даними отриманими в умовах експлуатації, які становлять 50...60 тис. км.

Список літератури

1. Кислицов В. Ф. Будова й експлуатація автомобілів: [Підручник] / В. Ф. Кислицов, В. В. Лушчик. - 6-те вид. - К.: Либідь, 2006. - 400 с.
2. Кобець А.С. Енергетична оцінка зносу антифрикційних матеріалів / А.С. Кобець, В.І. Дирда, Є.В. Калганков, І.М. Цанілі // Геотехнічна механіка. - Міжвід. зб. наук. тр. - Вып. 106. - С. 78-90.