

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Проектування технічного обслуговування та відновлення корпусу

головного гальмівного циліндра автомобіля Ford Galaxy № 05-3311 з

дослідженням розсіювання теплоти

Виконав: студентка 6 курсу, групи Мамд-61

спеціальності 274

«Автомобільний транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

Наталія ІВАНЮК

(підпис)

(ім'я та прізвище)

Керівник

Віктор АУЛІН

(підпис)

(ім'я та прізвище)

Нормоконтроль

Михайло ЛЕВКОВИЧ

(підпис)

(ім'я та прізвище)

Зав. кафедри

Олег ЦЬОНЬ

(підпис)

(ім'я та прізвище)

Рецензент

(підпис)

(ім'я та прізвище)

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет Факультет інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)
Кафедра Кафедра автомобілів
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
Олег ЦЬОНЬ
(підпис) (ім'я та прізвище)
«12» листопада 2025 р.

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня магістр
(назва освітнього ступеня)
за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт»
(шифр і назва спеціальності)
студентці Іванюк Наталії Василівні
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Проектування технічного обслуговування та відновлення корпусу головного гальмівного циліндра автомобіля Ford Galaxy № 05-3311 з дослідженням розсіювання теплоти

Керівник роботи Аулін Віктор Васильович., д.т.н., проф.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від «12» листопада 2025 року № 4/7-964

2. Термін подання студентом завершеної роботи 19 грудня 2025

3. Вихідні дані до роботи Базовий ТП технічного обслуговування та відновлення корпусу головного гальмівного циліндра автомобіля Ford Galaxy № 05-3311

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

1 Загально-технічний розділ. 2 Технологічний розділ. 3 Конструкторський розділ. 4 Науково-дослідний розділ. 5 Охорона праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)
Гальмівний диск механізм – 1А1.

Загальний вид гальмівної системи – 1А1.

Карта дефектів – 1А1.

Патентно-інформаційний пошук – 1А1.

Операційні ескізи – 1А1.

Стенд для перевірки стану гальмівної системи автомобілей – 1А1.

Стенд для перевірки гальмових характеристик автомобіля – 1А1.

Результати наукових досліджень – 1А1.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Посада, ім'я та прізвище консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н. доц. Ткаченко І.Г.		
Безпека в надзвичайних ситуаціях	ст. викл. Стручок В.С.		

7. Дата видачі завдання 12.11.2025р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загально-технічний розділ	18.11.25	
2	Технологічний розділ	25.11.25	
3	Конструкторський розділ	02.12.25	
4	Науково-дослідний розділ	09.12.25	
5	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	16.12.25	
6	Оформлення графічної частини	16.12.25	
7	Захист кваліфікаційної роботи магістра		

Студент

(підпис)

Наталія ІВАНЮК

(ім'я та прізвище)

Керівник роботи

(підпис)

Віктор АУЛІН

(ім'я та прізвище)

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційної роботи магістра на тему: «Проектування технічного обслуговування та відновлення корпусу головного гальмівного циліндра автомобіля Ford Galaxy № 05-3311 з дослідженням розсіювання теплоти».

Робота виконана на кафедрі автомобілів ТНТУ ім. І. Пулюя. Керівник кваліфікаційної роботи магістра д.т.н. професор Аулін Віктор Васильович.

Пояснювальна записка складається з п'яти розділів і 62 сторінок формату А4 та 8 аркушів формату А1 графічної частини сторінок додатків.

Ключові слова: відновлення, технологія, зношування, теплонапруженість, розсіювання теплоти.

ЗМІСТ

Вступ.....	6
1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	7
1.1 Характеристика деталі.....	7
1.2 Висновки та постановка завдання на кваліфікаційну роботу магістра.....	9
2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	11
2.1 Технічні вимоги.....	11
2.2 Карта дефектів.....	12
2.3 Обґрунтування вибору методів відновлення деталі.....	13
2.4 Обґрунтування вибору технологічних баз.....	14
2.5 Технологічна послідовність відновлення виявлених дефектів.....	16
2.6 Технологічний маршрут відновлення деталі.....	18
2.7 Обґрунтування вибору обладнання та технологічного оснащення.....	22
2.8 Розрахунок нормативів часу.....	24
3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ.....	29
3.1 Опис процесу діагностування гальмівної системи на стенді.....	29
3.2 Визначення базових параметрів гальмівного стенда.....	34
4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ.....	41
4.1 Технології розсіювання теплоти.....	41
4.2 Поздовжні контактні сили.....	46
4.3 Ефективність гальмування.....	50
4.4 Порівняльний аналіз гальмування.....	51
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	53
5.1 Вимоги безпеки під час експлуатації верстатного обладнання.....	53
5.2 Сучасний стан захисних споруд цивільного захисту та базові вимоги до них.....	55
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	59
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	61
ДОДАТКИ	

ВСТУП

Сучасний автомобільний транспорт висуває підвищені вимоги до надійності та безпеки гальмівних систем, які безпосередньо впливають на ефективність керування транспортним засобом і рівень безпеки дорожнього руху. Одним із ключових елементів гідравлічної гальмівної системи є головний гальмівний циліндр, технічний стан якого визначає стабільність створення тиску, рівномірність гальмування та загальну працездатність системи. У процесі експлуатації автомобілів, зокрема Ford Galaxy, корпус головного гальмівного циліндра зазнає інтенсивних механічних, термічних та корозійних впливів, що призводить до зносу, деформацій і погіршення тепловідвідних властивостей.

Актуальність даної кваліфікаційної роботи зумовлена необхідністю підвищення ресурсу та надійності гальмівних вузлів шляхом упровадження раціональних технологій технічного обслуговування і відновлення деталей, які дозволяють зменшити витрати на ремонт та експлуатацію автомобілів. Особливої уваги потребує питання теплонапруженості корпусу головного гальмівного циліндра, оскільки неефективне розсіювання теплоти може призводити до перегріву гальмівної рідини, зниження ефективності гальмування та прискореного старіння матеріалів.

У роботі розглядається проектування процесів технічного обслуговування та відновлення корпусу головного гальмівного циліндра автомобіля Ford Galaxy № 05-3311 з урахуванням особливостей його конструкції та умов експлуатації. Значну увагу приділено дослідженню теплових процесів і закономірностей розсіювання теплоти в корпусі циліндра, що дає змогу обґрунтувати вибір технологічних методів відновлення та підвищити експлуатаційну надійність гальмівної системи в цілому.

Результати дослідження можуть бути використані під час розроблення технологічних карт технічного обслуговування і ремонту, а також у практичній діяльності автотранспортних підприємств і сервісних центрів, що спеціалізуються на обслуговуванні та відновленні гальмівних систем легкових автомобілів.

1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Характеристика деталі

Головний гальмівний циліндр, що застосовується у легковому автомобілі Ford Galaxy (каталожний № 05-3311), виготовляється з ковкого чавуну марки КЧ 37-12. Зазначений матеріал поєднує достатню міцність, зносостійкість і добру оброблюваність, що є необхідним для деталей гідравлічних систем. Твердість матеріалу головного гальмівного циліндра становить близько HB 186.

Функціональне призначення деталі полягає у перетворенні механічного зусилля, яке створюється водієм під час натискання на педаль гальма, у гідравлічний тиск, що передається по контурах гальмівної системи та забезпечує спрацювання колісних гальмівних механізмів.

Конструкція головного гальмівного циліндра містить низку відповідальних елементів, до яких висуваються підвищені вимоги щодо точності та якості обробки. До них належать різьбові ділянки, які під час з'єднання повинні забезпечувати герметичність та механічну надійність вузла, поверхня прилягання до корпусу, а також внутрішній циліндричний отвір під поршень. Останній має виконуватися з точністю 5–6-го квалітету та характеризуватися малою шорсткістю поверхні – Ra 0,63, що забезпечує мінімальні втрати тиску та стабільну роботу ущільнювальних елементів.

Після виконання відновлювальних операцій деталь повинна максимально відповідати початковому стану заводського виробу як за геометричними параметрами, так і за зовнішнім виглядом, не виявляючи ознак проведеного ремонту в експлуатаційно відповідальних зонах.

Перелік характерних дефектів головного гальмівного циліндра наведено на рисунку 1.1. Відповідно до вихідного завдання, у даної деталі виявлено такі пошкодження: зношення різьби під приєднувальний штуцер циліндра, наявність тріщини на поверхні корпусу, а також пошкодження різьбових елементів кріплення.

За результатами аналізу конструкції та технічного стану деталі можна сформулювати такі узагальнені висновки.

По-перше, з огляду на підвищені вимоги до точності виготовлення внутрішньої поверхні циліндра під поршень (квалітет точності на рівні 7) та відносно високу твердість матеріалу, відновлення цього отвору доцільно здійснювати у два послідовні етапи. На початковій стадії виконується чорнова обробка з метою усунення основних дефектів, після чого проводиться чистове шліфування для досягнення заданих геометричних параметрів і необхідної якості поверхні.

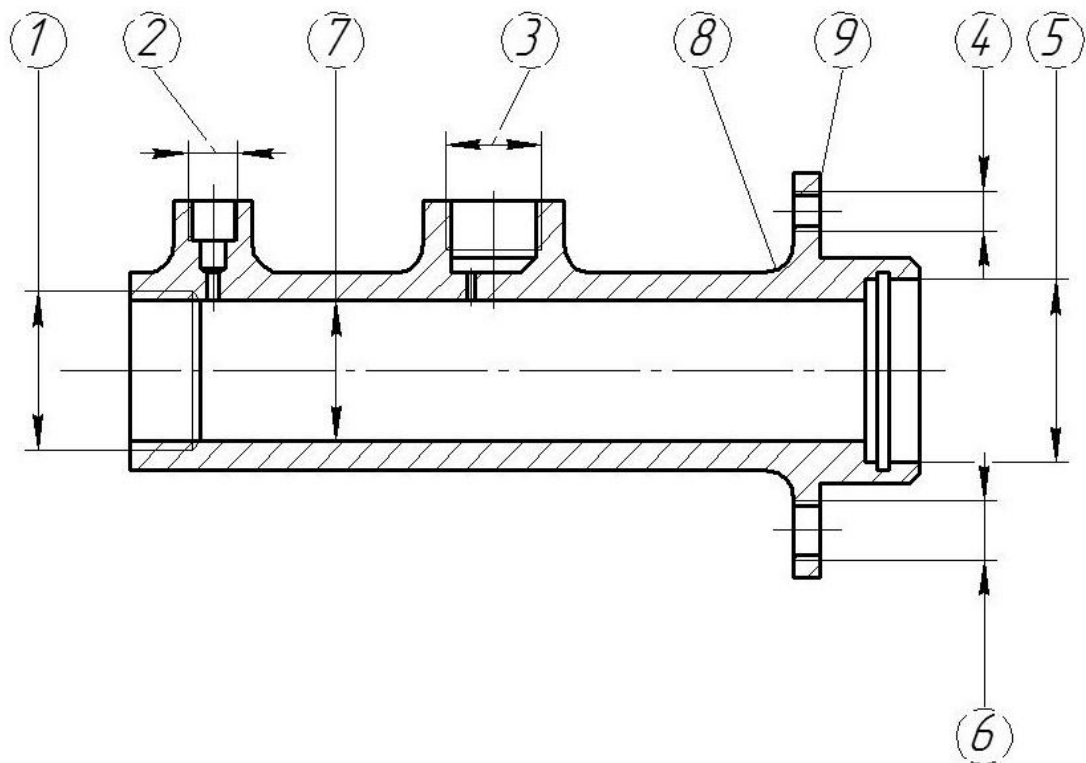


Рис. 1.1. Головний гальмівний циліндр Ford Galaxy з можливими дефектами.

По-друге, відновлення пошкоджених різьбових з'єднань потребує застосування поетапної технології. Процес передбачає попереднє розсвердлювання дефектного отвору, установлення різьбової вставки типу вкрутника, а також формування внутрішньої різьби необхідного номінального розміру, що забезпечує надійність і довговічність з'єднання.

По-третє, геометрична форма головного гальмівного циліндра не створює суттєвих технологічних ускладнень у процесі його відновлення, що дозволяє виконувати ремонтні операції із застосуванням стандартного технологічного оснащення.

За класифікаційними ознаками деталь належить до групи «порожнисті стержні», що визначає особливості її механічної обробки та закріплення під час виконання відновлювальних робіт.

Основні габаритні розміри деталі становлять: довжина – 206 мм, висота – 82 мм, ширина – 52 мм. Маса головного гальмівного циліндра дорівнює 4,37 кг.

1.2 Висновки та постановка завдання на кваліфікаційну роботу магістра

У технологічному розділі кваліфікаційної роботи необхідно розробити та обґрунтувати раціональний технологічний процес відновлення деталі гальмівної системи автомобіля з урахуванням її конструктивних особливостей, умов експлуатації та характерних дефектів. Для цього слід визначити технічні вимоги до відновленої деталі, які забезпечують її працездатність, надійність і відповідність нормативній документації. На основі аналізу конструкції та результатів дефектування потрібно скласти карту дефектів із зазначенням допустимих та недопустимих відхилень геометричних і фізико-механічних параметрів.

Важливим етапом є обґрунтування вибору методів відновлення кожного з виявлених дефектів з урахуванням довговічності, технологічної доцільності та техніко-економічної ефективності. Необхідно також визначити доцільні технологічні бази, які забезпечують точність обробки та стабільність положення деталі під час виконання ремонтних операцій. На цій основі слід розробити технологічну послідовність відновлення дефектів і сформулювати повний технологічний маршрут відновлення деталі.

У межах технологічного розділу необхідно обґрунтувати вибір обладнання та засобів технологічного оснащення для виконання кожної операції, враховуючи тип виробництва, вимоги до точності та умови безпеки праці. Завершальним етапом є розрахунок нормативів часу, зокрема основного, допоміжного, оперативного, штучного та підготовчо-заклучного часу, що дозволяє визначити трудомісткість процесу та обґрунтувати організацію виробництва.

У конструкторському розділі необхідно розглянути процес діагностування гальмівної системи автомобіля із застосуванням випробувального стенда. Слід описати принцип роботи стенда, його функціональні можливості та порядок проведення діагностичних випробувань. На основі цього потрібно визначити базові параметри гальмівного стенда, які забезпечують достовірність вимірювань гальмівних сил, часу спрацювання та ефективності гальмування.

У науково-дослідному розділі слід дослідити фізичні процеси, що супроводжують роботу гальмівної системи. Зокрема, необхідно проаналізувати технології розсіювання теплоти в елементах гальмівного механізму, вивчити вплив поздовжніх контактних сил у зоні контакту колеса з опорною поверхнею, а також оцінити ефективність гальмування за різних умов експлуатації. Завершальним етапом є виконання порівняльного аналізу гальмування, який дозволяє зіставити отримані результати з нормативними вимогами та зробити обґрунтовані висновки щодо ефективності запропонованих технічних і технологічних рішень.

2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Технічні вимоги

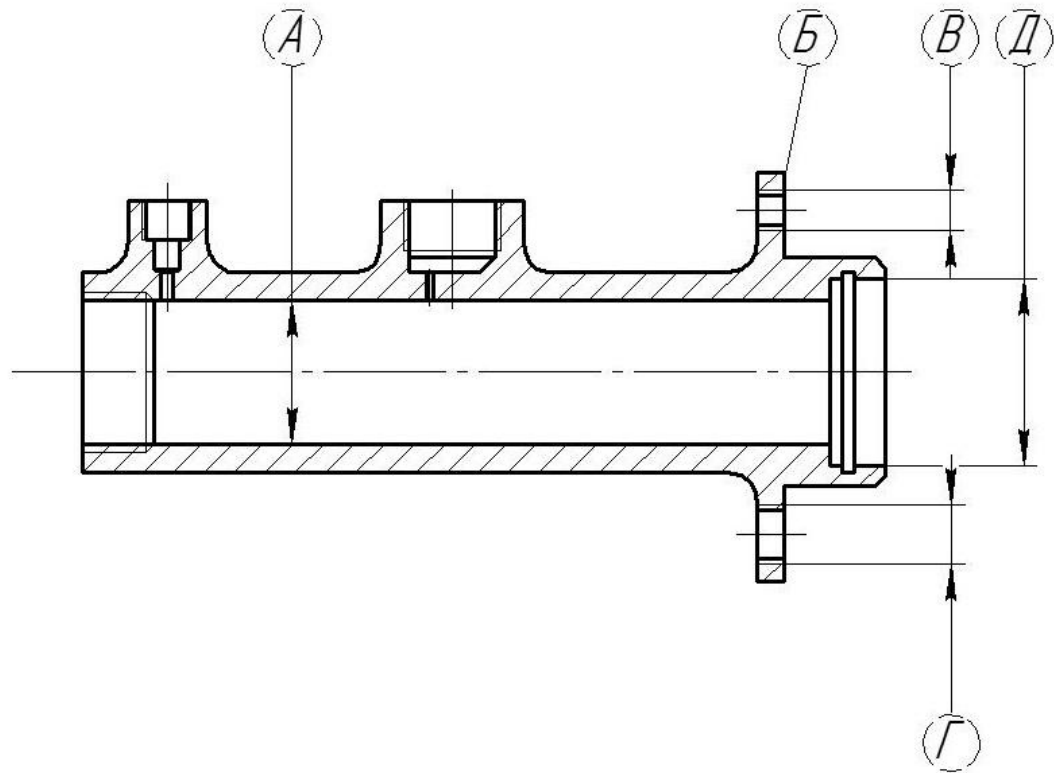


Рис. 2.1. Головний гальмівний циліндр Ford Galaxy технічними базами.

Для забезпечення надійної та довговічної роботи головного гальмівного циліндра після відновлення деталей повинна відповідати комплексу встановлених технічних вимог, що регламентують точність форми та якість обробки її робочих поверхонь.

Зокрема, внутрішня поверхня отвору А має характеризуватися шорсткістю не гіршою за $Ra\ 0,63$, що є необхідною умовою для стабільної роботи поршневого ущільнення. Відхилення форми цього отвору від циліндричності допускається не більше $0,001\text{ мм}$, що гарантує рівномірний розподіл гідравлічного тиску під час роботи системи.

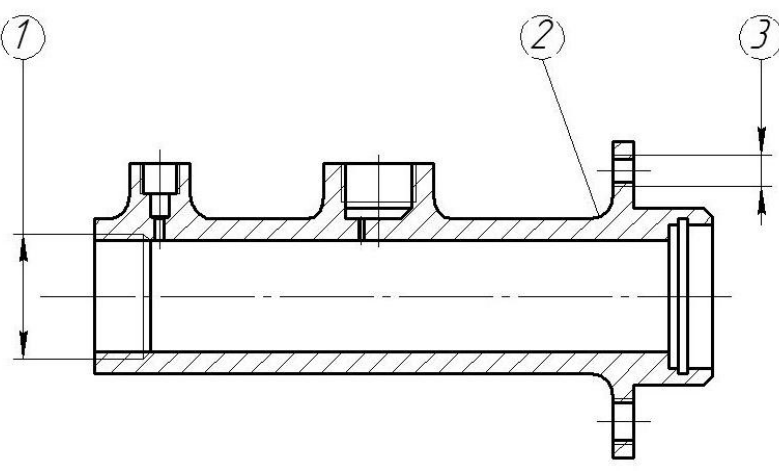
Поверхня Б також повинна бути оброблена до шорсткості $Ra\ 0,63$, оскільки вона бере участь у формуванні герметичних і точно взаємодіючих сполучень. Для поверхонь В та Г встановлюється граничне значення нециліндричності не більше $0,002\text{ мм}$, що забезпечує збереження геометричної стабільності деталі в процесі експлуатації.

Для поверхні Д вимоги є аналогічними: відхилення від циліндричної форми не повинно перевищувати 0,002 мм, а показник шорсткості поверхні обмежується значенням $Ra \leq 0,63$. Дотримання зазначених параметрів є обов’язковою умовою відновлення працездатності деталі та відповідності її характеристик заводським вимогам.

2.2 Карта дефектів

Для систематизації результатів контролю технічного стану головного гальмівного циліндра та визначення придатності його елементів до подальшої експлуатації або відновлення складено карту дефектів. У ній наведено перелік можливих пошкоджень, гранично допустимі значення відхилень геометричних параметрів, а також методи та засоби контролю.

Таблиця 1.1 - Карта технічних вимог на дефектування деталі.

Деталь (складальна одиниця): головний гальмівний циліндр					
			№ деталі (складальної одиниці): 05-3311		
			Матеріал: Чавун КЧ 37-12		
			Твердість: НВ 186		
Позиція	Можливий дефект	Спосіб виявлен-ня дефекту і засоби контролю	Розмір, мм		Висновок
			за робочим кресленням	Допустимий без ремонту	

1	Знос різьби під штуцер циліндра	Огляд. Різьбове кільце або спряжена деталь	H7 M40×1,75	Не більше однієї нитки	Ремонтувати Постановка втулок або вібродугове наплавлення
2	Тріщина на поверхні корпусу	Огляд	-	-	Заварити
3	Пошкодження різьби кріплення	Калібр-пробка різьбова M8×1 – H7	H7 M8×1	Не більше однієї нитки	Ремонтувати . Постановка втулок

Вихідні дані для заповнення технічних параметрів карти дефектування приймалися відповідно до вимог чинних нормативно-технічних документів, які регламентують допустимі відхилення геометричних розмірів, показники шорсткості поверхонь та умови контролю деталей гальмівних систем. Застосування нормативних значень забезпечує об'єктивність оцінювання технічного стану головного гальмівного циліндра та уніфікацію підходів до прийняття рішень щодо його подальшого відновлення або вибракування.

2.3 Обґрунтування вибору методів відновлення деталі

На підставі аналізу характеру виявлених пошкоджень та з урахуванням вимог до надійності й економічної доцільності виконано вибір раціональних способів відновлення головного гальмівного циліндра автомобіля Ford Galaxy відповідно до дефектів, наведених у вихідному завданні.

Дефект 1 – зношення різьби під приєднувальний штуцер циліндра.

Для усунення даного пошкодження розглядалися два альтернативні технологічні підходи: відновлення різьбової поверхні методом вібродугового наплавлення та застосування різьбової вставки типу ДРД (втулка). Оцінювання

ефективності цих способів виконувалося за показниками довговічності та техніко-економічної доцільності.

Згідно з довідковими даними, коефіцієнт довговічності K_d становить: для вібродугового наплавлення – 0,98, для встановлення ДРД-втулки – 0,81. Обидва значення перевищують мінімально допустимий рівень, що гарантує необхідний міжремонтний ресурс деталі (не менше 80 % від номінального).

Водночас аналіз коефіцієнта техніко-економічної ефективності K_e показав істотну перевагу способу із застосуванням ДРД-втулки: для вібродугового наплавлення $K_e = 0,256$, тоді як для різьбової вставки $K_e = 0,350$. З огляду на кращі економічні показники та достатній ресурс відновленої поверхні для ліквідації дефекту №1 обрано спосіб установлення ДРД-втулки.

Дефект 2 – наявність тріщини на поверхні корпусу.

Аналіз можливих методів ремонту показав, що з урахуванням матеріалу корпусу та характеру пошкодження єдиним технічно обґрунтованим способом відновлення є зварювання. Даний метод забезпечує відновлення цілісності корпусу та необхідну міцність деталі за умови дотримання відповідного технологічного режиму, тому саме його прийнято для усунення цього дефекту.

Дефект 3 – пошкодження різьби елементів кріплення.

Для відновлення зруйнованої різьби кріплення найбільш доцільним і технологічно перевіреним способом є встановлення ДРД-втулки. Застосування різьбової вставки дозволяє відновити номінальний розмір різьби, забезпечити необхідну міцність з'єднання та не потребує значних конструктивних змін деталі. З огляду на це саме даний спосіб прийнято для усунення дефекту №3.

Таким чином, обрані методи відновлення забезпечують оптимальне поєднання надійності, довговічності та економічної ефективності ремонту головного гальмівного циліндра.

2.4 Обґрунтування вибору технологічних баз

Під час виконання відновлювальних операцій, пов'язаних із формуванням нової різьби під приєднувальний штуцер гальмівного циліндра, а також відновленням пошкоджених ділянок корпусу, особливе значення має

правильний вибір технологічних баз і способу закріплення деталі. Рационально підібрана схема базування забезпечує точність взаємного розташування поверхонь і стабільність деталі в процесі механічної обробки.

Обрана схема базування створює умови для виконання як різьбовідновлювальних операцій, так і обробки поверхні корпусу з дотриманням заданих вимог до точності та якості. Схематичне зображення встановлення головного гальмівного циліндра під час відновлення різьби під штуцер і відновлення поверхні корпусу наведено на рисунку 2.2.

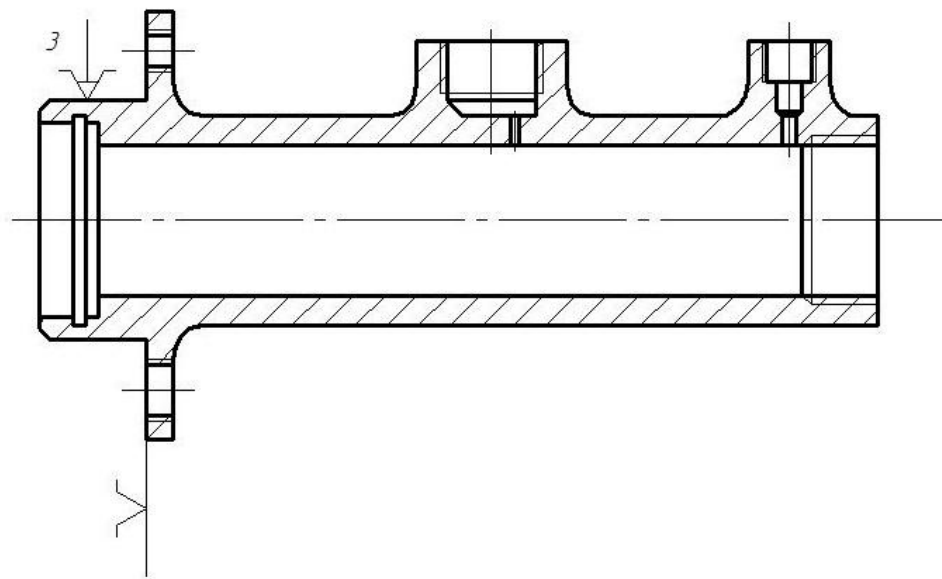


Рис. 2.2. Головний гальмівний циліндр Ford Galaxy при відновленні поверхні та різьби.

Під час відновлення пошкодженої різьби кріпильних елементів, розташованих на виступаючих вушках головного гальмівного циліндра, як технологічну базу доцільно використовувати основний корпус деталі.

Використання корпусу як базової поверхні створює стабільні умови закріплення деталі під час механічної обробки, зменшує ймовірність перекосів і сприяє досягненню необхідної точності відновленої різьби. Схема базування головного гальмівного циліндра при виконанні зазначеної операції наведена на рисунку 2.3.

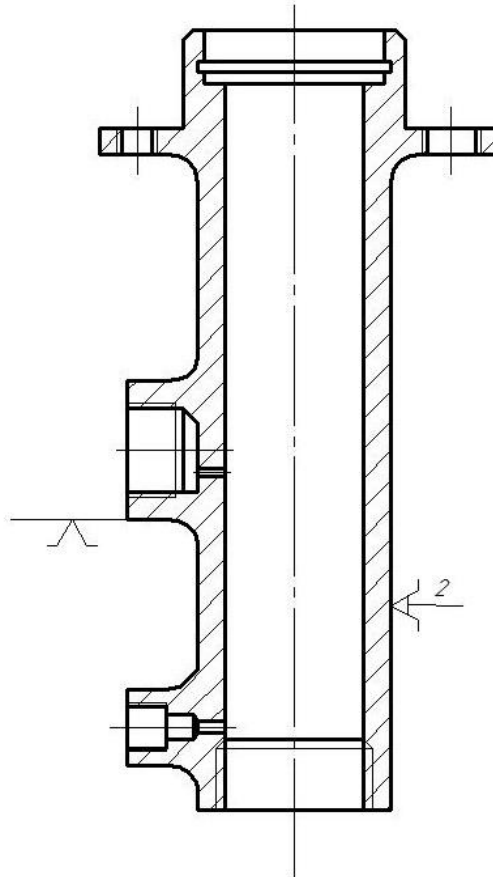


Рис. 2.3. Головний гальмівний циліндр Ford Galaxy при відновленні пошкодженої різьби.

2.5 Технологічна послідовність відновлення виявлених дефектів

З урахуванням характеру пошкоджень та обраних методів ремонту сформовано раціональну послідовність технологічних операцій для відновлення головного гальмівного циліндра автомобіля Ford Galaxy. Кожен дефект усувається окремим технологічним маршрутом із дотриманням вимог до точності, міцності та якості поверхонь.

Дефект №1 – зношення різьби під приєднувальний штуцер циліндра

Токарна операція (4110). Виконати попереднє та чистове розточування отвору під установлення ремонтної втулки відповідно до ескізу, забезпечивши заданий діаметр d на довжині $l = 19$ мм.

Слюсарна операція (0190). Запресувати ремонтну втулку в підготовлений отвір. Втулка повинна мати зовнішній діаметр d та внутрішній діаметр d , що відповідають розрахунковим значенням.

Зварювальна операція (9100). Виконати приварювання втулки до корпусу циліндра з обох боків для забезпечення її надійної фіксації.

Слюсарна операція (0190). Провести механічне зачищення зон зварювання до рівня основного металу з метою усунення напливів і нерівностей.

Токарна операція (4110). Нарізати внутрішню різьбу $M40 \times 1,75 - H7$ у відновленому отворі.

Дефект №2 – тріщина на поверхні корпусу

Слюсарна операція. Зачистити краї тріщини до чистого металу для підготовки зони до зварювання.

Свердлильна операція. Просвердлити два розвантажувальні отвори діаметром $d = 4 + 0,1$ мм на відстані $l = 8$ мм від кінців тріщини з метою запобігання її подальшому поширенню.

Зварювальна операція. Виконати заварювання тріщини із забезпеченням суцільності та герметичності корпусу.

Слюсарна операція. Зачистити зварний шов врівень з основним матеріалом корпусу.

Дефект №3 – пошкодження різьби елементів кріплення

Свердлильна операція (4120). Просвердлити отвір діаметром $d = 10$ мм на глибину $l = 8$ мм.

Слюсарна операція (0190). Нарізати внутрішню різьбу $M10 \times 1 - H10$.

Слюсарна операція (0190). Обробити отвір епоксидною композицією для підвищення міцності посадки ремонтної вставки.

Слюсарна операція (0190). Установити різбову вставку типу ДРД із зовнішньою різьбою $M10 \times 1 - H10$ та внутрішнім отвором розрахункового діаметра.

Свердлильна операція (4120)

зняти фаску $c = 1 \times 45^\circ$;

виконати нарізання внутрішньої різьби $M8 \times 1 - H7$.

Запропонована технологічна схема забезпечує поетапне та надійне усунення кожного з дефектів із досягненням необхідних експлуатаційних характеристик відновленого головного гальмівного циліндра та відповідністю його параметрів заводським вимогам.

2.6 Технологічний маршрут відновлення деталі

З метою забезпечення раціональної організації ремонтного процесу та дотримання логічної послідовності виконання відновлювальних робіт сформовано технологічний маршрут, що охоплює повний комплекс операцій з усунення виявлених дефектів головного гальмівного циліндра. Послідовність операцій визначена з урахуванням технологічної доцільності, взаємного впливу окремих процесів та вимог до якості кінцевого результату.

На початковому етапі виконуються роботи, пов'язані з ліквідацією дефектів корпусу, після чого здійснюються операції з відновлення різьбових з'єднань.

005 Слюсарна операція (0190). Провести механічне очищення та зачищення країв тріщини до чистого металу з метою підготовки зони до подальшого зварювання.

010 Свердлильна операція (4120). Виконати свердління двох розвантажувальних отворів діаметром $d = 4 + 0,1$ мм на відстані $l = 8$ мм від крайніх точок тріщини для запобігання її подальшому поширенню.

015 Зварювальна операція (9100). Здійснити заварювання тріщини з забезпеченням суцільності та міцності зварного з'єднання.

020 Слюсарна операція (0190). Зачистити зварний шов до рівня основного металу, усуваючи напливи та нерівності поверхні.

025 Токарна операція (4110). Виконати попереднє та чистове розточування отвору під ремонтну втулку відповідно до ескізу, дотримуючись заданого діаметра d на довжині $l = 19$ мм.

030 Слюсарна операція (0190). Виконати запресування ремонтної втулки в підготовлений отвір. Втулка повинна мати зовнішній діаметр d та внутрішній діаметр d , що відповідають розрахунковим параметрам і забезпечують необхідну посадку та подальшу оброблюваність.

035 Зварювальна операція (9100). Здійснити приварювання ремонтної втулки до корпусу з обох боків по периметру з'єднання з метою надійної фіксації та запобігання її осьовому зміщенню в процесі експлуатації.

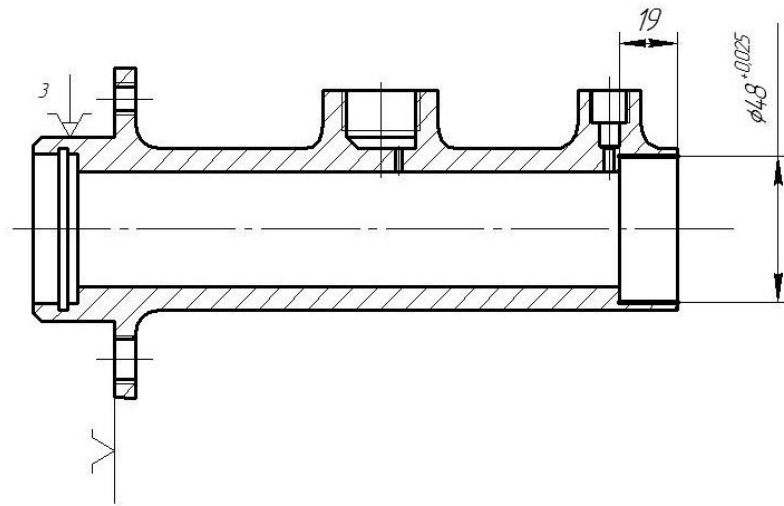


Рис. 2.4. Головний гальмівний циліндр Ford Galaxy.

040 Слюсарна операція (0190). Провести механічне зачищення зварних швів до рівня основного матеріалу корпусу, усунувши напливи та нерівності для відновлення початкової геометрії поверхні.

045 Токарна операція (4110). Виконати формування внутрішньої різьби $M40 \times 1,75 - H7$ у відновленому отворі з дотриманням вимог до точності та якості різьбової поверхні, що забезпечує герметичність і надійність різьбового з'єднання в процесі подальшої експлуатації.

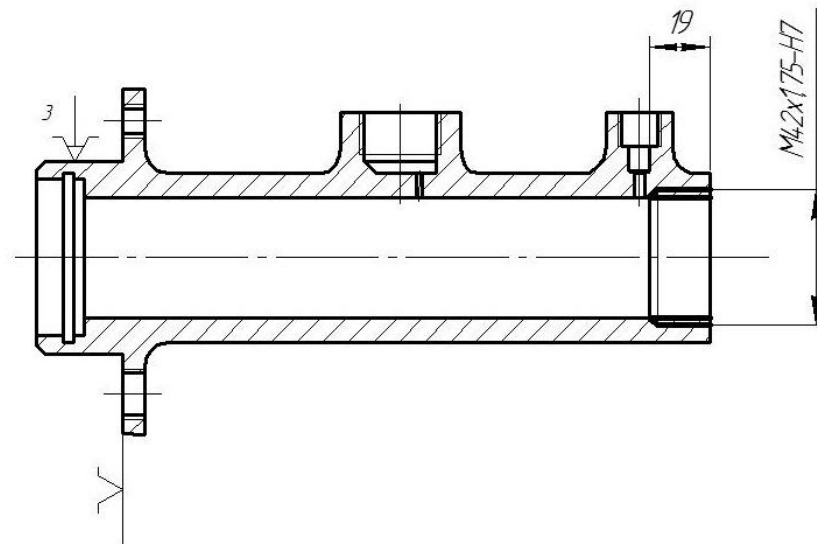


Рис. 2.5. Головний гальмівний циліндр Ford Galaxy.

050 Свердлильна операція (4120). Виконати свердління отвору номінальним діаметром $d = 10$ мм на глибину $l = 8$ мм з дотриманням співвісності та перпендикулярності до базової поверхні. Операція здійснюється з метою підготовки отвору до подальшого формування різьбового з'єднання та забезпечення необхідних умов для встановлення ремонтних елементів.

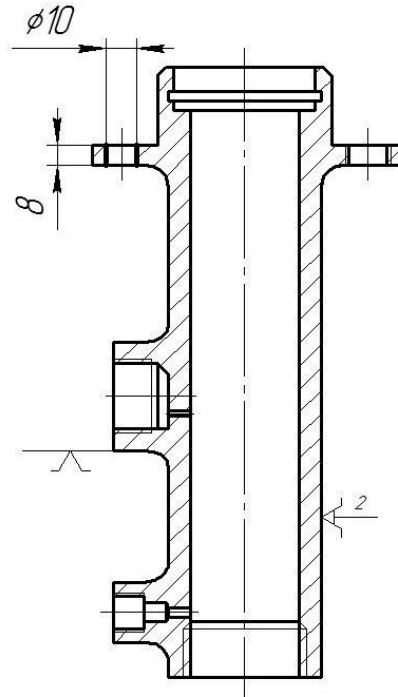


Рис. 2.6. Головний гальмівний циліндр Ford Galaxy.

055 Слюсарна операція (0190)

Здійснити нарізання внутрішньої різьби $M10 \times 1 - H10$ у підготовленому отворі з дотриманням установлених допусків на точність профілю та кроку різьби. Виконання цієї операції забезпечує необхідну геометрію різьбового з'єднання та створює умови для надійного встановлення ремонтної різьбової вставки на наступних етапах відновлення.

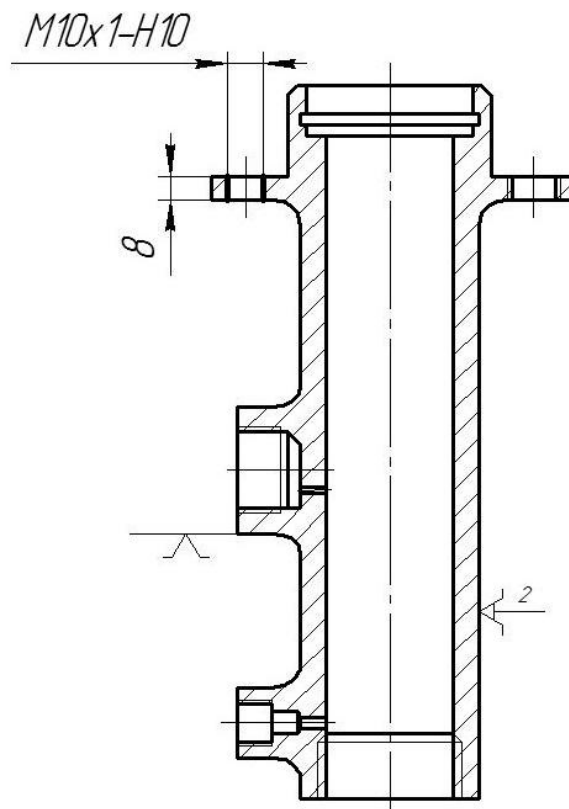


Рис. 2.7. Головний гальмівний циліндр Ford Galaxy.

060 Слюсарна операція (0190). Нанести на поверхню підготовленого отвору тонкий рівномірний шар епоксидної композиції, призначеної для підвищення міцності з'єднання та герметизації зони контакту між корпусом деталі і ремонтною вставкою.

065 Слюсарна операція (0190). Виконати встановлення різьбової вставки типу ДРД шляхом вкручування її в отвір із зовнішньою різьбою $M10 \times 1 - H10$. Вставка повинна мати внутрішній отвір розрахункового діаметра d , що забезпечує можливість подальшого формування робочої різьби та необхідну міцність з'єднання.

070 Свердлильна операція (4120). Здійснити зняття вхідної фаски розміром $c = 1 \times 45^\circ$ для полегшення монтажу кріпильного елемента, після чого виконати нарізання внутрішньої різьби $M8 \times 1 - H7$ у встановленій вставці з дотриманням вимог до точності та якості різьбової поверхні.

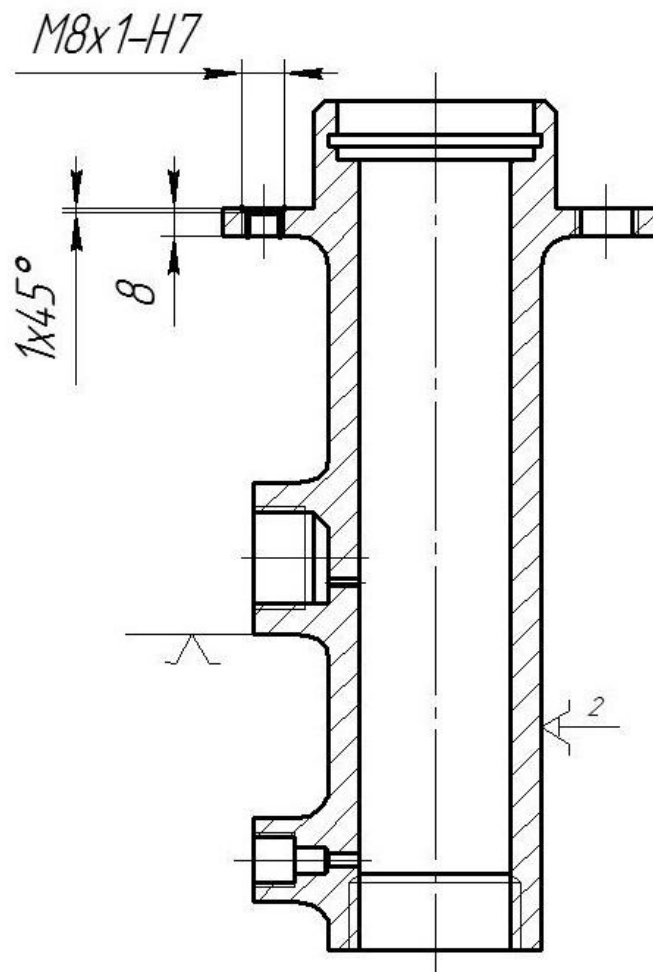


Рис. 2.8. Головний гальмівний циліндр Ford Galaxy.

2.7 Обґрунтування вибору обладнання та технологічного оснащення

Для реалізації технологічного маршруту відновлення головного гальмівного циліндра було підбрано комплекс обладнання, інструментів і засобів технологічного оснащення, які відповідають характеру виконуваних операцій, вимогам до точності та кваліфікації персоналу. Вибір здійснювався з урахуванням типу операції, необхідного рівня механізації, а також нормативних рекомендацій щодо виконання ремонтно-відновлювальних робіт.

Операція 005 – слюсарна (0190). Виконання підготовчих робіт із зачищення дефектних зон здійснюється слюсарем 2-го розряду (код професії 17474). Для цього використовується стандартний слюсарний верстак, спеціалізоване пристосування для фіксації деталі та переносна шліфувальна машинка типу ІЕ-2008, що забезпечує достатню продуктивність і контроль якості обробки.

Операція 010 – свердлильна (4120). Свердління розвантажувальних отворів виконує свердлувальник 2-го розряду (код 17335) на радіально-свердлильному верстаті 2Е52. Для забезпечення точності застосовується спеціальне пристосування та спіральне свердло діаметром 4 мм із швидкорізальної сталі Р6М5.

Операція 015 – зварювальна (9100). Зварювальні роботи виконує електрозварник 2-го розряду (код 19161). Обладнання включає зварювальний стіл ССН-3, трансформатор ТД-300, спеціальні пристосування для фіксації деталі та електроди Е50А (УОНИ-13/55) діаметром 5 мм, що забезпечують необхідну міцність з'єднання.

Операція 020 – слюсарна (0190). Очищення та доведення зварного шва до рівня основного металу виконується слюсарем 2-го розряду з використанням верстака, спеціальних пристосувань і шліфувальної машинки ІЕ-2008.

Операція 025 – токарна (4110). Розточування отвору під ремонтну втулку здійснює токар-розточник 3-го розряду (код 18285) на токарно-гвинторізному верстаті 1М63. Для обробки застосовується розточувальний різець з твердосплавною пластиною ВК8, а контроль розмірів виконується штангенциркулем ШЦ-1-125-0,1.

Операція 030 – слюсарна (0190). Запресування ремонтної втулки виконує слюсар 2-го розряду із застосуванням гідравлічного преса моделі Р337 (зусилля до 500 кН), спеціального пристосування та індикаторного нутроміра для контролю геометричних параметрів.

Операція 035 – зварювальна (9100). Фіксація втулки зварюванням здійснюється тим самим комплектом зварювального обладнання, що й на операції 015, з використанням відповідних електродів і допоміжних пристосувань.

Операція 040 – слюсарна (0190). Механічне зачищення зварних швів виконує слюсар 1-го розряду. Для цього застосовуються слюсарний верстак, напилки та абразивна шліфувальна шкурка на тканинній основі.

Операція 045 – токарна (4110). Нарізання різьби $M40 \times 1,75 - H7$ виконує токар 3-го розряду (код 18217) на верстаті 16K20 із застосуванням трикулачкового самоцентрувального патрона, прохідного та різьбонарізного різців із твердосплавними пластинами, а також різьбового калібру для контролю.

Операція 050 – свердлильна (4120). Підготовче свердління отвору діаметром 10 мм виконується на вертикально-свердлильному верстаті 2Н135 із застосуванням свердла зі сталі Р6М5 та калібру-пробки для перевірки розміру.

Операція 055 – слюсарна (0190). Формування внутрішньої різьби $M10 \times 1 - H10$ виконується слюсарем 1-го розряду із застосуванням zenківки та машинно-ручного мітчика зі швидкорізальної сталі, а також різьбового калібру.

Операція 060 – слюсарна (0190). Підготовка отвору та нанесення епоксидної композиції здійснюється на слюсарному верстаку із застосуванням спеціального оснащення та ремонтної епоксидної суміші.

Операція 065 – слюсарна (0190). Установлення різьбової вставки типу ДРД виконується слюсарем 2-го розряду із застосуванням спеціального вкрутника та індикаторного нутроміра для контролю внутрішнього діаметра.

Операція 070 – свердлильна (4120). Остаточне формування фаски та нарізання різьби $M8 \times 1 - H7$ здійснюється на радіально-свердлильному верстаті 2Е52 з використанням zenківки, мітчика та різьбового калібру.

Таким чином, підібране обладнання й технологічне оснащення повністю відповідають вимогам технологічного процесу, забезпечують необхідну

точність, якість і безпеку виконання відновлювальних операцій головного гальмівного циліндра.

2.8 Розрахунок нормативів часу

Для оцінювання трудомісткості технологічного процесу виконаємо визначення норми часу для операції 025 (токарна обробка). Вихідними даними для розрахунку є річна програма відновлення деталей, яка становить $N = 1230$ шт., а також річний ефективний фонд робочого часу обладнання $F = 1760$ год. Згідно з нормативними довідковими даними, основний час виконання зазначеної токарної операції прийнято рівним $T_0 = 0,32$ хв.

Допоміжний час для операції відновлення деталі визначається аналітичним способом із використанням відповідних нормативних залежностей. Для цього у розрахункові формули підставляються значення, що характеризують тип операції, умови обробки та організацію робочого місця, після чого виконується обчислення допоміжного часу.

$$T_{\text{дон}} = T_{\text{вз}} + T_{\text{пр}}, \quad (2.1)$$

$T_{\text{вз}}$ – час, необхідний для встановлення деталі на верстаті та її зняття після завершення обробки, хв.

Для деталей масою до 10 кг нормативне значення часу на встановлення і зняття приймається рівним $T_{\text{вз}} = 0,94$ хв.

$T_{\text{пр}}$ – допоміжний час, безпосередньо пов'язаний із виконанням робочого проходу інструмента, хв, який враховує підвід і відвід різця, а також підготовчі рухи в межах операції.

З урахуванням умов виконання токарної операції значення цього часу приймається рівним $T_{\text{пр}} = 0,30$ хв.

$$T_{\text{дон}} = 0,94 + 0,3 = 1,24 \text{ хв.}$$

Оперативний час для деталі, що підлягає відновленню, визначається розрахунковим шляхом. Для цього використовують відповідні аналітичні залежності, у які підставляють попередньо встановлені значення основного та допоміжного часу. Після виконання необхідних математичних дій отримують

величину оперативного часу, яка характеризує сумарну тривалість безпосереднього виконання технологічної операції без урахування підготовчо-заклучних витрат:

$$T_{оп} = T_o + T_{доп} \text{ хв.} \quad (2.2)$$

$$T_{оп} = 0,32 + 1,24 = 1,56 \text{ хв.}$$

Додатковий час для деталі, що підлягає відновленню, визначається аналітичним способом відповідно до чинної нормативної методики. Його величину встановлюють шляхом підстановки розрахункових та нормативних даних у відповідні формули:

$$T_{доо} = \frac{T_{оп}}{100} \times k, \text{ хв} \quad (2.3)$$

Під час виконання робіт на металообробних верстатах величина додаткового часу приймається нормативно і, як правило, становить 5 % від оперативного часу:

$$T_{доо} = \frac{1,56}{100} \times 8 = 0,12 \text{ хв}$$

Штучний час для деталі, що підлягає відновленню, встановлюється розрахунковим методом. Його значення визначають шляхом підсумовування складових часу та підстановки отриманих раніше величин у відповідні нормативні залежності:

$$T_{ш} = T_o + T_{доп} + T_{доо} \text{ хв.} \quad (2.4)$$

$$T_{ш} = 0,32 + 1,24 + 0,12 = 1,68 \text{ хв.}$$

Підготовчо-заклучний час для виконання даної операції приймається за нормативами та охоплює витрати часу на підготовку робочого місця, налаштування обладнання, встановлення інструмента, а також завершальні дії після обробки партії деталей. Для розглядуваного технологічного процесу величину підготовчо-заклучного часу прийнято рівною $T_{пз} = 18 \text{ хв}$, що відповідає характеру виконуваних робіт і умовам організації виробництва

За аналогічною методикою виконують розрахунок усіх інших складових штучного часу, а також підготовчо-заклучного часу для кожної операції технологічного процесу відновлення деталі. Обчислення проводяться з урахуванням характеру робіт, типу обладнання та організаційних умов

виконання операцій. Отримані результати узагальнюються та систематизуються у вигляді таблиці.

Розраховані значення для 14 операцій технологічного маршруту наведено в таблиці 2.1, де подано складові штучного часу, загальний штучний час і підготовчо-заключний час для кожної операції

Таблиця 2.1. Складові штучного часу, штучний і підготовчо-заключний час.

Номер і найменування операції	$T_{о,хв}$ $T_{шт.}$	$T_{доп,}$ хв	$T_{оп,}$ хв	$T_{дод}$ хв	$T_{шт,}$ хв	$T_{пз,}$ хв
005 Слюсарна	1,25	0,26	1,51	0,03	1,54	4
010 Свердлильна	0,05	3,1	3,15	0,19	3,34	5
015 Зварювання	0,59	2	2,59	1	3,59	9
020 Слюсарна	1,1	0,26	1,36	0,03	1,39	4
025 Токарна	0,291	0,94	1,231	0,12	1,351	18
030 Слюсарна	1,32	0,44	1,76	0,03	1,79	4
035 Зварювання	0,48	2	2,48	1	3,48	9
040 Слюсарна	1,25	0,26	1,51	0,03	1,54	4
045 Токарна	0,04	0,94	0,98	0,11	1,18	18
050 Свердлильна	0,48	3,1	3,58	0,19	3,77	5
055 Слюсарна	2,63	0,38	3,01	0,15	3,16	4
060 Слюсарна	1,16	0,26	1,42	0,03	1,45	4
065 Слюсарна	1,32	0,26	1,58	0,03	1,61	4
070 Свердлильна	0,34	3,1	3,44	0,19	3,63	5

Такт випуску відновлюваних деталей визначається розрахунковим методом на основі співвідношення між річною програмою робіт і ефективним фондом робочого часу. Для цього у відповідну аналітичну залежність підставляють вихідні дані:

$$t_{\epsilon} = \frac{F_{\partial} \cdot 60}{N}, \quad (2.5)$$

$$t_{\epsilon} = \frac{1760 \cdot 60}{1230} = 85,85 \text{ хв} / \text{шт}$$

Середній штучний час для деталі, що підлягає відновленню, визначається аналітичним шляхом. Для цього використовують розрахункову залежність:

$$T_{umcp} = \frac{\sum T_{um}}{m}, \quad (2.6)$$

$$T_{umcp} = \frac{32,82}{14} = 2,34 \text{ хв.}$$

Коефіцієнт серійності k_c для деталі, що підлягає відновленню, визначається розрахунковим способом відповідно до прийнятої методики організації виробництва. Його значення встановлюють шляхом підстановки вихідних даних у відповідну аналітичну залежність:

$$k_c = \frac{t_e}{T_{umcp}}, \quad (2.7)$$

$$k = \frac{80,04}{2,34} = 34,2$$

З урахуванням отриманого значення коефіцієнта серійності для подальших техніко-економічних розрахунків приймаємо тип виробництва як дрібносерійний:

$$n = \frac{\sum T_{nz}}{K \cdot \sum T_{um}}, \quad (2.8)$$

$$n = \frac{97}{0,15 \cdot 32,82} \approx 20 \text{ дет.}$$

Штучно-калькуляційний час $T_{шк}$ для деталі, що підлягає відновленню, визначається розрахунковим способом відповідно до прийнятої методики нормування праці. Його величину встановлюють шляхом підстановки розрахованих значень штучного часу та підготовчо-заключного часу у відповідну аналітичну залежність з урахуванням кількості деталей у партії:

$$T_{шк} = T_{um} + \frac{T_{nz}}{n}, \quad (2.9)$$

$$t_{шк} = 1,68 + \frac{18}{20} = 2,58 \text{ хв}$$

Аналогічно виконують розрахунок штучно-калькуляційного часу $T_{шк}$ для всіх інших операцій технологічного процесу відновлення деталі. Обчислення здійснюються за відповідною розрахунковою формулою з урахуванням

штучного та підготовчо-заключного часу, а також прийнятого розміру виробничої партії.

Отримані значення систематизуються та узагальнюються у вигляді зведеної таблиці 2.2, у якій наведено штучно-калькуляційний час для 20 технологічних операцій.

Таблиця 2.2. Сумарні дані штучно-калькуляційного часу.

Номер і найменування операції	$T_{шт}, \text{хв}$	$T_{шк}, \text{хв}$
005 Слюсарна	1,54	1,56
010 Свердлильна	3,34	3,79
015 Зварювання	3,59	4,04
020 Слюсарна	1,39	1,59
025 Токарна	1,68	2,58
030 Слюсарна	1,79	1,99
035 Зварювання	3,48	3,93
040 Слюсарна	1,54	1,56
045 Токарна	1,18	2,08
050 Свердлильна	3,77	4,02
055 Слюсарна	3,16	3,36
060 Слюсарна	1,45	1,47
065 Слюсарна	1,61	1,63
070 Свердлильна	3,63	3,88

3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Опис процесу діагностування гальмівної системи на стенді

Гальмівний стенд орієнтований на проведення експрес-діагностики та адаптований до умов ремонтних майстерень. Використання спеціалізованого програмного забезпечення BDE40W3 забезпечує формування розширеної інформації про стан гальмівної системи та підвіски досліджуваного автомобіля. Конструктивно роликові вузли можуть встановлюватися на зварній рамі прямокутного перерізу, обладнаній пандусами для самостійного заїзду автомобіля, або на стаціонарній фундаментній рамі, розміщеній в оглядовій ямі. Ролики для правого та лівого коліс монтуються з використанням датчиків вертикального навантаження та додатково фіксуються двома притискними затискачами, що забезпечує стабільність вимірювань. Загальний вигляд випробувального обладнання наведено на рисунку 3.1.

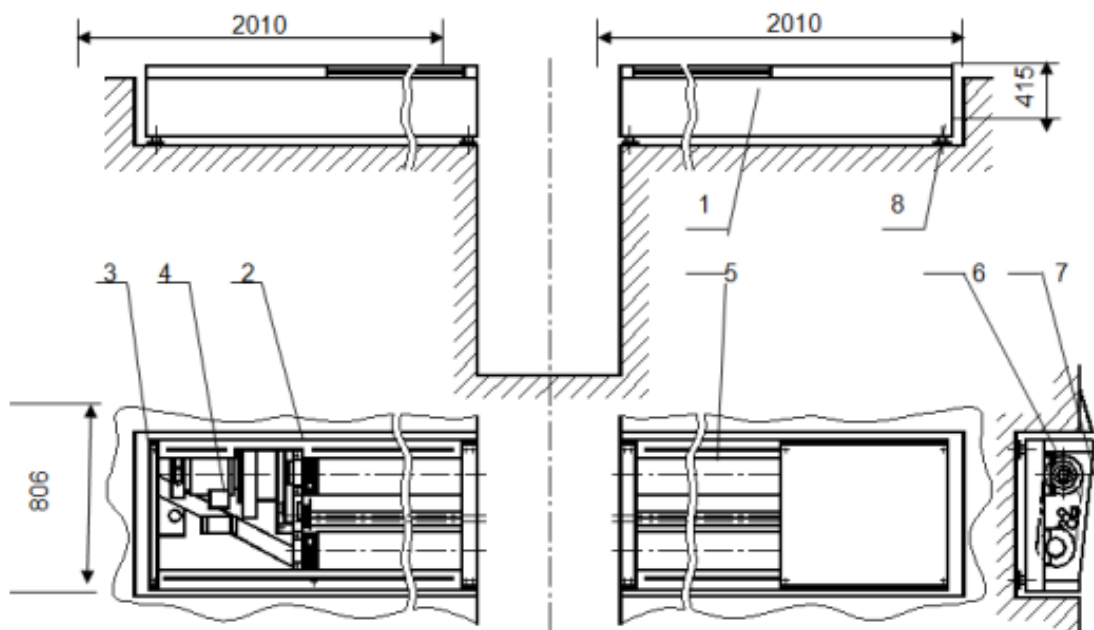


Рис. 3.1. Роликова установка.

Для визначення навантаження на діагностовану вісь у конструкції стенда використовується датчик, який перетворює дію ваги транспортного засобу на електричний сигнал, придатний для подальшої обробки. Приведення роликів у рух здійснюється за допомогою мотор-редуктора, що забезпечує обертання коліс автомобіля під час випробувань. У режимі гальмування реактивний момент, який

виникає в мотор-редукторі, передається на вимірювальний елемент гальмівного зусилля. В результаті формується електричний сигнал, величина якого пропорційна гальмівній силі, що реалізується на кожному з коліс – лівому та правому.

У просторі між парами основних опорних роликів розміщено додатковий ролик, функціонально пов'язаний із датчиком наявності транспортного засобу та датчиком ковзання. Зазначені елементи забезпечують безперервний контроль кутової швидкості обертання коліс, дозволяють фіксувати момент початку їх прослизання відносно опорного ролика на досліджуваній осі, а також визначати факт присутності автомобіля на роликовому модулі стенда.

Живлення електрообладнання випробувального стенда здійснюється через магнітний пускач. Після натискання кнопки START відбувається ввімкнення пускача з функцією самофіксації, що забезпечує подачу напруги на силові ланцюги, розміщені в силовій шафі.

Активація мотор-редуктора реалізується через USB-адаптер, підключений до відповідного порту персонального комп'ютера. Для зменшення впливу комутаційних завад у схемі застосовується RC-ланцюг, під'єднаний паралельно котушці пускача та інтегрований у комбінований блок керування. Вимкнення системи здійснюється кнопкою STOP, після чого силова панель повністю відключається від електромережі. Захист мотор-редуктора від аварійних режимів, зокрема перевантажень і коротких замикань, забезпечується тепловим реле. Силовa панель конструктивно розташована на основній полиці стійки керування позаду друкувального пристрою.

У разі використання гальмівного контролера в складі мобільної діагностичної станції електроживлення слід здійснювати через силову шафу цієї станції. На нижньому ярусі стійки керування передбачено розетку на кронштейні, яка забезпечує живлення комп'ютерного обладнання від мережі напругою 220 В.

Положення полиці керування у горизонтальній площині може регулюватися за допомогою гвинтових механізмів, розміщених на нижній частині конструкції. Зовнішній пульт керування стендом наведено на рисунку 3.2.

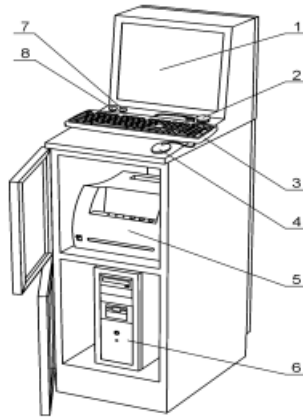


Рис. 3.2. Зовнішній пульт керування:

1 – екран монітора; 2 – кнопка аварійної зупинки; 3 – клавіатура; 4 – маніпулятор «миша»; 5 – лазерний принтер; 6 – системний блок; 7 – кнопка «Стоп»; 8 – кнопка «Пуск».

У процесі випробувань роликовий гальмівний стенд забезпечує реєстрацію таких діагностичних параметрів:

- момент опору обертанню колеса без увімкненого гальмування;
- пружні характеристики гальмівного барабана;
- значення гальмівної сили на кожному з коліс осі;
- різницю гальмівних сил між лівим і правим колесами.

Комплектація обладнання включає:

- стандартну базову конфігурацію;
- спеціалізоване програмне забезпечення з локалізацією українською мовою та інтегрованою клієнтською базою даних;
- модуль оцинкованих роликів із захисним покриттям CeSil;
- оцинкований стенд для діагностики підвіски FWT 2010 E;
- тестер прослизання SSP 2500 у оцинкованому виконанні;
- функціональний режим випробувань повноприводних автомобілів 4WD із реверсивним роликовим блоком;
- датчик зусилля натискання на педаль гальма PD 7;
- бездротовий пульт дистанційного керування;
- комплект опорних оцинкованих рам для стендів гальм, підвіски та вимірювання прогину;
- силовий кабель живлення;

- інтерфейсний кабель зв'язку з персональним комп'ютером довжиною 15 м;
- комунікаційний модуль із вбудованою електронікою та ПК-інтерфейсом;
- персональний комп'ютер, оснащений 19-дюймовим TFT-монітором, кольоровим принтером формату A4, клавіатурою, мишею та ліцензійною операційною системою Windows.

Блок індикації параметрів роботи стенда представлено на рисунку 3.3.



Рис. 3.3. Блок індикаторів.

Для забезпечення відтворюваності та коректності експериментальних результатів необхідно, щоб коефіцієнт зчеплення пневматичної шини з поверхнею ролика був не нижчим за значення 0,6. Саме з цієї причини робоча поверхня ролика випробувального стенда виконується з відбивальними властивостями, що сприяє стабілізації умов контакту в зоні випробування. Під час прикладання зусилля до педалі гальма в гальмівному механізмі формується гальмівний момент, величина якого визначається силою, що передається через балансирний механізм. Вимірювання гальмівного зусилля на стенді здійснюється із застосуванням двох головних гальмівних циліндрів автомобіля, які за допомогою системи трубопроводів з'єднані з індикатором гальмівної сили. Така схема дає можливість проводити окремий контроль гальмівних параметрів правого та лівого коліс випробувальної осі.

Контроль динамічних характеристик спрацювання гальмівної системи реалізується за допомогою спеціалізованого вимірювального комплексу, що включає секундомір, електронний модуль керування та перетворювач сигналів, встановлений безпосередньо на блоці циліндрів гусеничного приводу. Алгоритм

функціонування системи полягає в тому, що мікровимикач, інтегрований у педальний вузол, ініціює запуск секундоміра в момент початку гальмування, тоді як завершення відліку здійснюється електронним блоком керування. Інформація для керування надходить від сигнального пристрою, який безперервно відстежує зміну кутової швидкості напрямного ролика та передає відповідні імпульси до блока керування.

Навіть незначне зменшення швидкості обертання напрямного ролика супроводжується зниженням частоти імпульсів, що фіксується електронною системою. У відповідь на це блок керування автоматично припиняє відлік часу. Такий принцип дії дозволяє синхронно визначати час реакції гальмівної системи для обох коліс, що істотно підвищує інформативність результатів випробувань.

Робоча гальмівна система автомобіля виконана за гідравлічною схемою з двома незалежними контурами, розподіленими за діагональним принципом. До її складу входять регулятор тиску, вакуумний підсилювач та система контролю мінімального рівня гальмівної рідини в живильному бачку. У разі виходу з ладу одного з контурів другий контур зберігає працездатність і забезпечує уповільнення транспортного засобу, хоча при цьому ефективність гальмування зменшується.

Визначальну роль під час оцінювання функціональних можливостей випробувального стенда відіграють його технічні характеристики. Початкова швидкість гальмування, що імітується стендом, становить $2 \pm 0,1$ км/год. Межі вимірювання гальмівного зусилля на кожному колесі випробувальної осі знаходяться в інтервалі від 0 до 40 кН при допустимій похибці не більше ± 3 %. Зусилля, що прикладається до органів керування гальмівною системою, вимірюється в діапазоні 0–1000 Н із граничною похибкою ± 5 %. Маса осі, що підлягає вимірюванню, може змінюватися в межах від 0 до 15000 кг, при цьому похибка не перевищує ± 3 %. Час спрацювання гальмівної системи реєструється в інтервалі від 0 до 1,5 с.

Електроживлення стенда здійснюється від чотирипровідної трифазної мережі змінного струму відповідно до вимог національного стандарту 997–84, при напрузі 380 В з допустимими відхиленнями $+10/-15$ % та частоті 50 ± 1 Гц. Максимальна споживана потужність стенда не перевищує 16 кВА.

Конструктивно випробувальний комплекс складається з блока циліндрів розмірами $2010 \times 810 \times 415$ мм, шафи керування розміром $650 \times 1200 \times 680$ мм та сигнального світлового модуля габаритами $70 \times 200 \times 200$ мм. Відповідно, максимальна маса блока циліндрів становить 650 кг, блока керування – 50 кг, а сигнального пристрою – 5 кг. Ширина смуги руху, що обслуговується стендом, регулюється в межах 900–3100 мм.

Час встановлення сталого режиму роботи не перевищує 15 секунд, тривалість безперервної експлуатації стенда становить не менше 8 годин, а розрахунковий термін служби – щонайменше 8 років. Обладнання зберігає працездатність у температурному діапазоні від -30 до $+50$ °С.

Керування випробувальним стендом реалізується через інтерфейс персонального комп'ютера з використанням клавіатури. Усі команди оператора та результати вимірювань відображаються на моніторі, світловому індикаторі та додатковому виносному дисплеї. При досягненні заданого рівня проковзування між колесами автомобіля та приводним роликотом система автоматично відключає привід. Отримані результати вимірювань і службова інформація можуть виводитися на друкувальний пристрій. Після завершення випробувань стенд забезпечує можливість подальшої автономної експлуатації транспортного засобу без будь-яких обмежень.

3.2 Визначення базових параметрів гальмівного стенда

До ключових характеристик, що визначають конструктивні та експлуатаційні можливості гальмівного стенда, належить сукупність геометричних, кінематичних і силових показників. Насамперед до них відносять лінійні розміри бігових барабанів, взаємне розташування їх осей у межах однієї секції стенда, а також частоту обертання коліс транспортного засобу під час випробувань. Не менш важливими є граничне значення гальмівної сили, яку може реалізувати колесо на стенді, потужність приводних електродвигунів кожної секції та параметри вагового навантаження автомобіля, зокрема розподіл маси між осями.

Вибір діаметра бігового барабана є одним з визначальних етапів проєктування стенда, оскільки саме цей параметр суттєво впливає на адекватність моделювання умов кочення. Діаметр барабана призначають з урахуванням номінального типорозміру коліс випробуваного автомобіля та вимоги максимально наблизити характер взаємодії шини з поверхнею барабана до умов реального дорожнього покриття. При цьому особлива увага приділяється зменшенню похибок у відтворенні кінематики контакту та забезпеченню достовірної імітації процесу гальмування. Розрахунок діаметра бігового барабана здійснюється за відповідною аналітичною залежністю, що враховує геометричні параметри колеса та режим роботи стенда

$$d_6 \geq (0,4 \div 0,6) d_k = (0,4 \div 0,6) \cdot 570 = 228 \div 342 \quad (3.1)$$

де d_6 – діаметр бігового барабана;

d_k – діаметр колеса транспортного засобу.

У практиці проєктування та експлуатації гальмівних стендів діаметр бігового барабана, як правило, вибирають у межах 150–400 мм. Такий інтервал обумовлений необхідністю забезпечення допустимого рівня контактних напружень у зоні взаємодії шини з поверхнею барабана, а також прагненням максимально наблизити умови кочення колеса на стенді до реальних дорожніх. Остаточний вибір цього параметра здійснюється з урахуванням конструктивних особливостей стенда, типорозміру коліс та категорії випробуваного автомобіля.

У межах даного проєкту, з огляду на задані вимоги та основні геометричні параметри транспортного засобу, діаметр бігового барабана гальмівного стенда прийнято рівним $d_6 = 220$ мм. Обране значення забезпечує оптимальний компроміс між компактністю стендового обладнання та достатньою точністю відтворення процесу гальмування.

Довжина бігового барабана визначається конструктивними характеристиками автомобіля, зокрема шириною коліс, а також допустимими контактними навантаженнями в зоні плями контакту шини з барабаном. З метою забезпечення стійкого положення колеса під час випробувань і рівномірного розподілу навантаження по ширині шини доцільно визначати довжину барабана за відповідною розрахунковою залежністю, що враховує геометричні параметри колеса та експлуатаційні умови роботи гальмівного стенда:

$$L_6 = (K_n - K_v) / 2 + A = (1630 - 1110) / 2 + 150 = 410 \text{ (мм)} \quad (3.2)$$

де K_n – найбільша зовнішня колія автомобілів тих типів, для яких передбачається використання гальмівного стенда; K_v – найменша внутрішня колія автомобілів, розрахованих для роботи на даному стенді; A – коригувальний коефіцієнт, що враховує конструктивні особливості та клас транспортного засобу.

Значення коефіцієнта A приймається залежно від типу автомобіля:

- для легкових автомобілів $A = 150$ мм;
- для вантажних автомобілів $A = 100$ мм.

З урахуванням наведених параметрів і з метою забезпечення надійного контакту колеса з поверхнею барабана, а також стабільності його положення під час стендових випробувань, у даному проєкті довжину бігового барабана гальмівного стенда прийнято рівною $L_6 = 500$ мм.

Загальна довжина поздовжньої осі барабана, яка фактично визначає конструктивну ширину гальмівного стенда, встановлюється на основі відповідної розрахункової залежності, що враховує граничні значення колії транспортних засобів та прийняті коригувальні коефіцієнти:

$$L_{об} = 2L_6 + L_{мб} = K_n + A = 1630 + 150 = 1870 \text{ (мм)} \quad (3.3)$$

де $L_{об}$ – загальна довжина поздовжньої осі бігового барабана;

$L_{мб}$ – відстань між біговими барабанами.

Міжосьова відстань бігових барабанів є одним із визначальних параметрів гальмівного стенда, оскільки безпосередньо впливає на стійкість транспортного засобу під час випробувань та на можливість його безпечного самостійного з'їзду зі стенда після завершення вимірювань. Рациональний вибір цього параметра повинен забезпечувати компроміс між надійним зчепленням коліс із поверхнею барабанів і зручністю заїзду та виїзду автомобіля.

Умову достатньої стійкості автомобіля на стенді можна подати у вигляді співвідношення:

$$\operatorname{tg} \alpha = \varphi,$$

де α – кут між прямою, що з'єднує вісь колеса та вісь бігового барабана гальмівного стенда, і горизонтальною площиною;

φ – коефіцієнт зчеплення шини з поверхнею бігового барабана.

Для стендів, у яких бігові барабани розміщені в одній горизонтальній площині, вимоги щодо забезпечення стійкості автомобіля та умови його самостійного з'їзду мають суперечливий характер. Зі збільшенням відстані між осями барабанів підвищується рівень зчеплення колеса з барабаном і, відповідно, стійкість автомобіля під час гальмування. Водночас зменшення цієї відстані полегшує процес заїзду та з'їзду транспортного засобу зі стенда, але може негативно впливати на стабільність його положення під час випробувань.

Експериментальні дослідження показали, що оптимальні значення міжосьової відстані барабанів повинні вибиратися з урахуванням типу автомобіля, коефіцієнта зчеплення шин і конструктивних особливостей стенда, що дозволяє забезпечити як надійність випробувань, так і зручність експлуатації стендового обладнання:

$$l_{\max} = b \cdot (r_k + r_b) = 1,65 \cdot (285 + 110) = 651,75 \text{ (мм)} \quad (3.4)$$

$$l_{\min} = 2 r_b + 20 = 2 \cdot 110 + 20 = 240 \text{ (мм)} \quad (3.5)$$

де l – відстань між осями бігових барабанів гальмівного стенда; r_k – радіус колеса транспортного засобу; r_b – радіус бігового барабана гальмівного стенда; b – коефіцієнт, що враховує наявність конструктивних елементів, які полегшують заїзд і з'їзд автомобіля зі стенда.

Оскільки у проєктованій конструкції гальмівного стенда передбачено підйомний механізм, призначений для спрощення процесу з'їзду транспортного засобу після завершення випробувань, значення коефіцієнта b у даному випадку приймається рівним 1,65. Застосування такого коригувального множника дозволяє зменшити вимоги до геометричних параметрів міжосьової відстані без втрати експлуатаційної надійності стенда.

З урахуванням наведених параметрів і конструктивних особливостей обладнання оптимальне значення відстані між осями бігових барабанів визначається за відповідною розрахунковою залежністю, яка забезпечує необхідну стійкість автомобіля під час гальмівних випробувань та безпечний і плавний з'їзд зі стенда.

$$l_{\max} \geq l_{\text{опт}} \geq l_{\min} \quad (3.6)$$

$$651,75 \geq l_{\text{опт}} \geq 240 \quad (3.7)$$

Рекомендовану величину відстані між осями бігових барабанів гальмівного стенда доцільно визначати також за узагальненою емпіричною залежністю, яка враховує геометричні параметри колеса і барабана, а також умови з'їзду транспортного засобу зі стенда

$$l = (r_k + r_6) \cdot 2\varphi / \sqrt{1 + \varphi^2} = (285 + 110) 2 \cdot 0,4 / \sqrt{1 + 0,4^2} = 398 \text{ (мм)} \quad (3.8)$$

У межах даного проєкту міжосьову відстань бігових барабанів гальмівного стенда прийнято рівною $l = 440$ мм, що відповідає вимогам стійкості транспортного засобу під час випробувань та забезпечує можливість його безпечного заїзду і з'їзду зі стенда з урахуванням наявності допоміжних підйомних пристроїв. Швидкість обертання коліс автомобіля під час стендових випробувань прийнято на рівні 5 км/год, оскільки таке значення дозволяє з достатньою точністю імітувати початкову фазу гальмування та водночас забезпечує стабільність вимірювального процесу.

Гальмівна сила, що реалізується на колесі під час випробувань на стенді, залежить від низки конструктивних і експлуатаційних факторів. До основних з них належать взаємне розташування бігових барабанів відносно горизонтальної площини, кількість ведучих барабанів у межах однієї секції стенда, міжосьова відстань барабанів, а також коефіцієнт зчеплення шини з опорною поверхнею барабана.

Узагальнено максимальне значення гальмівної сили визначається як функція перелічених параметрів і характеризує граничні можливості стенда щодо відтворення процесу гальмування. Кількісна оцінка максимальної гальмівної сили здійснюється за відповідною розрахунковою залежністю, яка враховує умови контакту шини з барабаном і геометрію стендового обладнання:

$$P_{\text{т max}} = R \cdot \varphi \quad (3.9)$$

де $P_{\text{т max}}$ – максимальне значення гальмівної сили, що може бути реалізоване на колесі під час стендових випробувань;

R – нормальна реакція з боку ведучого бігового барабана;

φ – коефіцієнт зчеплення пневматичної шини з поверхнею барабана.

Оскільки у проєктованій конструкції гальмівного стенда бігові барабани розташовані в одній горизонтальній площині та кінематично з'єднані між собою ланцюговою передачею, обидва барабани беруть безпосередню участь у створенні крутного моменту і, відповідно, є ведучими

$$\begin{aligned}
 R1 &= \frac{G (\sin \alpha_1 - \varphi \cos \alpha_1)}{(1 + \varphi^2) \sin 2\alpha_1} = \\
 &= \frac{6000 (\sin 50^\circ - 0,4 \cos 50^\circ)}{(1 + 0,4^2) \sin 2 \cdot 50^\circ} = 2673,0 \text{ (H)}
 \end{aligned}
 \tag{3.10}$$

$$\begin{aligned}
 R2 &= \frac{G (\sin \alpha_1 + \varphi \cos \alpha_1)}{(1 + \varphi^2) \sin 2\alpha_1} = \\
 &= \frac{6000 (\sin 50^\circ + 0,4 \cos 50^\circ)}{(1 + 0,4^2) \sin 2 \cdot 50^\circ} = 5373,8 \text{ (H)}
 \end{aligned}
 \tag{3.11}$$

Реалізоване граничне значення гальмівної сили визначається як функція нормальних реакцій у зоні контакту колеса з біговими барабанами та коефіцієнта зчеплення пневматичної шини з їх робочою поверхнею:

$$\begin{aligned}
 P_{\tau \max} &= G\varphi / (1 + \varphi^2) \cos \alpha_1 = \\
 &= 6000 \cdot 0,4 / (1 + 0,4^2) \cos 50^\circ = 3218,7 \text{ (H)}
 \end{aligned}
 \tag{3.12}$$

Потужність електродвигуна приводу гальмівного стенда встановлюється з урахуванням максимальної гальмівної сили, яка фактично може бути реалізована під час випробувань. Саме ця сила визначає рівень навантаження на приводну систему стенда та енергетичні витрати, необхідні для підтримання заданого режиму обертання бігових барабанів:

$$\begin{aligned}
 W &= P_{\tau \max} \cdot V_a / (270 \cdot 1,36) = 0,00272 P_{\tau \max} \cdot V_a = \\
 &= 0,00272 \cdot 3218,7 \cdot 5 = 4,37 \text{ (кВт)}
 \end{aligned}
 \tag{3.13}$$

Частота обертання бігового барабана гальмівного стенда визначається виходячи із заданої лінійної швидкості руху колеса автомобіля на стенді та геометричних параметрів самого барабана:

$$n_6 = V_a / 0,377 \cdot r_6 = 5 / 0,377 \cdot 0,110 = 120,57
 \tag{3.14}$$

Необхідне передаточне число приводу визначається з урахуванням розрахункової частоти обертання бігового барабана та номінальної частоти обертання електродвигуна:

$$u_{\text{обш}} = n_{\text{дв}} / n_{\text{б}} = 1500 / 120,57 = 12,44 \quad (3.15)$$

З урахуванням розрахункових вимог і необхідних експлуатаційних параметрів для приводу гальмівного стенда обрано мотор-редуктор МРГУ-100-12,5-1 відповідно до МН 4228-66, у комплекті з електродвигуном 4А100S2.

Основні технічні характеристики обраного мотор-редуктора:

передаточне число мотор-редуктора $u_{\text{м.г.}} = 12,5$;

міжосьова відстань зубчастої передачі $A = 100$ мм;

допустимий крутний момент на тихохідному валу, визначений з умов міцності зубчастого зачеплення, відповідає вимогам роботи гальмівного стенда в режимі реалізації максимальної гальмівної сили.

$$\begin{aligned} [T]_{\text{г}} &= (0,122 - 0,0004 \cdot u_{\text{м.р}}) / (n_{\text{дв}} + 900) \cdot A^3 \cdot K_z \cdot K_p \cdot g = \\ &= (0,122 - 0,0004 \cdot 12,5) / (1500 + 900) \cdot 100^3 \cdot 1,1 \cdot 1,6 \cdot 9,81 = \\ &= 842 \text{ (Н}\cdot\text{м)} \end{aligned} \quad (3.16)$$

Передавана потужність, обмежена умовами довговічності підшипників черв'яка, визначається через крутний момент, що реалізується на тихохідному валу мотор-редуктора

$$P_{\text{б}} = [T]_{\text{г}} \cdot n_{\text{б}} / (9550 \cdot \eta) = 842 \cdot 120 / 9550 \cdot 0,87 = 12,16 \text{ (кВт)} \quad (3.17)$$

Остаточне значення частоти обертання бігового ролика гальмівного стенда визначається з урахуванням номінальної частоти обертання електродвигуна та прийнятого передаточного числа мотор-редуктора. За умови, що частота обертання електродвигуна становить $n_{\text{дв}} = 1500$ об/хв, а передаточне число мотор-редуктора дорівнює $u_{\text{м.р.}} = 12,5$, частота обертання ролика дорівнює:

$$n_{\text{б}} = n_{\text{дв}} / u_{\text{м.р.}} = 1500 / 12,5 = 120 \text{ об/хв.}$$

Отримане значення відповідає прийнятому режиму роботи стенда та забезпечує стабільне обертання бігових барабанів без перевантаження приводу:

$$V_{\text{а}} = 0,377 \cdot n_{\text{б}} \cdot r_{\text{б}} = 0,377 \cdot 120 \cdot 0,110 = 4,98 \text{ км.год}$$

4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

4.1 Технології розсіювання теплоти

Фрикційні гальмівні механізми реалізують процес гальмування за рахунок перетворення механічної енергії руху транспортного засобу в теплову енергію. Це досягається шляхом створення контактної взаємодії між фрикційними елементами та металевими поверхнями, внаслідок чого виникають значні гальмівні зусилля, достатні для інтенсивного уповільнення або повної зупинки автомобіля. Така схема гальмування забезпечує високу ефективність, особливо в режимах екстреного гальмування.

Разом із тим, робота фрикційних гальм неминуче супроводжується зносом контактуючих деталей, що негативно впливає на їхню довговічність і потребує періодичного технічного обслуговування або заміни. Додатковим недоліком є утворення дрібнодисперсних частинок зносу, які потрапляють у повітряне середовище та підвищують рівень локального забруднення, що набуває особливої актуальності в умовах щільної міської забудови.

У сучасному автомобілебудуванні найбільшого поширення набули барабанні та дискові гальмівні системи. У спеціалізованих або допоміжних застосуваннях можуть використовуватися стрічкові та обідні гальма. Окремий інтерес становлять фрикційні системи нового типу, у яких як робоче середовище застосовується магнітореологічна рідина. У таких гальмах опір руху формується не за рахунок безпосереднього механічного тертя, а шляхом керованої зміни в'язкісних властивостей рідини під впливом магнітного поля, що істотно зменшує інтенсивність зносу та утворення твердих частинок.

Ключовим конструктивним елементом барабанного гальма є гальмівний барабан [10], виконаний у вигляді порожнистого циліндра, який обертається разом із колесом транспортного засобу. Внутрішня поверхня барабана слугує робочою поверхнею для взаємодії з фрикційними елементами, тому до неї висуваються підвищені вимоги щодо твердості, зносостійкості та стабільності геометричних параметрів. З огляду на ці вимоги барабани, як правило, виготовляють із сірого або високоміцного чавуну. Для покращення

тепловідведення зовнішня поверхня барабана нерідко оснащується охолоджувальними ребрами.

Фрикційна взаємодія в барабанному гальмі забезпечується за рахунок гальмівних колодок, на яких закріплені спеціальні фрикційні накладки. Колодки зазвичай виконують зі сталевих елементів Т-подібного профілю, що забезпечує необхідну жорсткість конструкції. Склад матеріалу накладок підбирається з урахуванням експлуатаційних навантажень, температурного режиму та вимог до коефіцієнта тертя. Незалежно від конкретного складу, фрикційний матеріал повинен забезпечувати стабільні гальмівні характеристики, рівномірний знос і достатній ресурс роботи в заданих умовах експлуатації.

Фрикційні накладки барабанних гальм є складними композиційними матеріалами, до складу яких входять різномірні компоненти з чітко визначеними функціями. Як абразивні складові зазвичай застосовують металеві та мінеральні частинки, зокрема сполуки на основі алюмінію, заліза та кремнезему, що забезпечують необхідний рівень шорсткості робочої поверхні. Регулювання коефіцієнта тертя досягається шляхом введення модифікаторів, серед яких поширеними є графіт та керамічні матеріали. Крім того, до складу накладок входять наповнювачі й зв'язувальні речовини, які формують механічну міцність та термостійкість фрикційного шару. Раніше для підвищення зносостійкості широко використовувався азбест, однак через доведені канцерогенні властивості його застосування було повністю заборонено.

Конструкція барабанного гальма характеризується відносно невеликою робочою поверхнею барабана, проте значною площею контакту між барабаном і гальмівними колодками. Притискання колодок до внутрішньої поверхні барабана здійснюється за допомогою гідравлічних або пневматичних поршнів, унаслідок чого виникає сила тертя, необхідна для уповільнення обертання колеса. Після припинення подачі тиску колодки повертаються у вихідне положення під дією поворотних пружин. З метою підтримання стабільного зазору між накладками та барабаном у процесі зносу фрикційного матеріалу в конструкції передбачено механізм автоматичного регулювання.

Однією з характерних особливостей барабанних гальм є наявність так званого сервопідсилювального ефекту, зумовленого їхньою геометрією. Завдяки

цьому для досягнення заданого гальмівного зусилля потрібне менше навантаження на педаль гальма. Режим роботи колодок визначається напрямком обертання барабана відносно точки їх шарнірного кріплення. У випадку, коли барабан обертається від вільного кінця колодки до шарніра, колодка працює як ведуча; за протилежного напрямку вона є веденою. Сила тертя в першому випадку додатково притискає колодку до барабана, підсилюючи гальмівний ефект, тоді як у другому – частково зменшує притискання. У традиційній схемі ці ефекти взаємно компенсуються, забезпечуючи практично однакову ефективність гальмування незалежно від напрямку руху.

У більш досконалих барабанних механізмах застосовуються колодки типу «duo-servo», з'єднані між собою плаваючим елементом. Така схема дозволяє передавати зусилля від первинної колодки до вторинної, тоді як якірний палець слугує опорою і запобігає спільному обертанню колодок разом із барабаном. У результаті формується більш виражений сервопідсилювальний ефект порівняно з класичною конфігурацією. При зміні напрямку обертання барабана функціональні ролі колодок автоматично змінюються, що забезпечує стабільність гальмівних характеристик в обох напрямках руху.

Разом із перевагами барабанні гальма мають і суттєві конструктивні обмеження. Закрита форма барабана ускладнює відведення теплоти від зони тертя та сприяє накопиченню продуктів зносу всередині механізму. Унаслідок цього такі гальма є менш стійкими до явища теплового зниження ефективності гальмування, відомого як фейдинг. За підвищених температур фрикційний матеріал починає виділяти газоподібні продукти або дрібні частинки, які утворюють прошарок між накладкою та барабаном, порушуючи контакт і зменшуючи коефіцієнт тертя. Саме цим пояснюється обмежена гальмівна здатність барабанних гальм порівняно з дисковими системами.

Історично барабанні гальма широко використовувалися на більшості автомобілів, проте з розвитком дискових гальм їх застосування поступово змістилося на задню вісь. Таке конструктивне рішення зумовлене динамічним перерозподілом навантаження під час гальмування. Під дією інерційних сил відбувається перенесення частини маси на передню вісь, унаслідок чого передні колеса сприймають більшу вертикальну силу і здатні реалізувати значніше

гальмівне зусилля без втрати зчеплення. Задня вісь, навпаки, розвантажується, що потребує обмеження гальмівної сили для запобігання блокуванню коліс. Оскільки задні гальма зазвичай забезпечують близько третини сумарного гальмівного моменту, використання барабанних гальм у цій зоні є конструктивно та економічно виправданим.

Робочі поверхні дискових гальмівних механізмів працюють у безпосередньому контакті з фрикційними елементами, що обумовлює підвищені вимоги до їхніх фізико-механічних властивостей. Зокрема, матеріал гальмівного диска повинен забезпечувати високу твердість, стабільність геометричних параметрів і стійкість до абразивного зносу в умовах значних термічних навантажень. У серійному автомобілебудуванні для виготовлення гальмівних дисків найчастіше застосовують чавунні сплави, які поєднують достатню міцність із задовільними теплопровідними властивостями. Для спортивних та високопродуктивних транспортних засобів використовують диски з карбон-керамічних матеріалів, тоді як у автоспорті найвищого рівня, зокрема у змаганнях «Формули-1», поширені диски на основі вуглець-вуглецевих композицій.

Конструктивно гальмівні диски можуть мати різне виконання. Найпростішим варіантом є суцільний диск, однак у практиці експлуатації широке застосування отримали вентильовані та перфоровані конструкції, які забезпечують інтенсивніше відведення теплоти з зони тертя. Наявність вентиляційних каналів, отворів або пазів сприяє зменшенню температури робочих поверхонь, а також полегшує видалення газів і продуктів зносу, що утворюються між диском і колодкою під час гальмування. Це дозволяє підтримувати стабільні фрикційні характеристики в умовах тривалих або повторюваних гальмівних навантажень.

Гальмівні колодки являють собою багатошарові елементи, основу яких становить металева несуча пластина з нанесеним фрикційним шаром. Фрикційний матеріал є складною композицією, що включає абразивні частинки, зв'язувальні речовини, мастильні компоненти, наповнювачі, металеві вclusions та волокна різної природи. Така структура забезпечує необхідний коефіцієнт тертя, термостійкість і прогнозований характер зносу. Термін служби колодок

суттєво залежить від їхнього складу, режимів руху та умов експлуатації транспортного засобу, що зумовлює необхідність їх періодичної заміни.

Механізм притискання колодок до гальмівного диска реалізується в межах гальмівного супорта, у якому розміщуються як самі колодки, так і гідравлічні поршні приводу. За конструктивною схемою супорти поділяють на фіксовані та плаваючі. У фіксованому виконанні поршні розташовані з обох боків диска і забезпечують симетричне притискання колодок. Плаваючий супорт, навпаки, оснащується одним поршнем з одного боку, а контакт другої колодки з диском досягається за рахунок поперечного переміщення корпусу супорта. Обидві схеми широко застосовуються в автомобільній техніці та вибираються залежно від вимог до маси, габаритів і гальмівної ефективності.

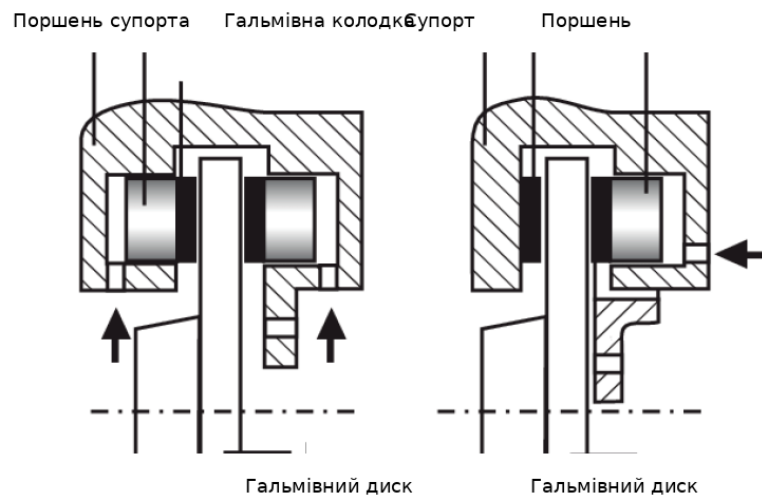


Рис. 4.1. Фіксований гальмівний супорт ліворуч, плаваючий гальмівний супорт праворуч.

Однією з ключових експлуатаційних переваг дискових гальмівних механізмів є їхня висока термостійкість у процесі інтенсивного гальмування. Відкрита конструкція гальмівного диска забезпечує безпосередній контакт робочих поверхонь із повітряним потоком, що значно підвищує ефективність тепловідведення порівняно з барабанными гальмами. Завдяки цьому ризик втрати гальмівних властивостей унаслідок перегріву зводиться до мінімуму. Крім того, обертання диска сприяє швидкому видаленню вологи з поверхонь тертя, що практично виключає зниження ефективності гальмування в умовах зволоження.

Зазначені особливості дозволяють дисковим гальмам працювати за підвищених теплових і силових навантажень без суттєвого погіршення гальмівних характеристик. Саме з цієї причини такі гальма встановлюються на передніх осях переважної більшості легкових автомобілів, а на транспортних засобах з підвищеними динамічними показниками – на обох осях. Окрім автомобільної техніки, дискові гальмівні системи широко застосовуються у мотоциклах, велосипедах, важких вантажних транспортних засобах, залізничному та авіаційному транспорті. Важливою перевагою є й те, що перегрів барабанних гальм часто супроводжується деформацією барабана, що негативно впливає на ефективність гальмування, тоді як температурні деформації гальмівного диска, як правило, не призводять до істотних змін його функціональних властивостей. До того ж технологічні операції з обслуговування та заміни гальмівних колодок у дискових механізмах є менш трудомісткими.

Разом із перевагами дискові гальма мають і певні недоліки. Насамперед це стосується їхньої більшої собівартості у порівнянні з барабанними аналогами, що обмежує їх застосування на задніх осях масових моделей автомобілів. Оскільки дискові гальма не створюють власного сервопідсилювального ефекту, для досягнення необхідного гальмівного зусилля вони потребують використання вакуумних або гідравлічних підсилювачів, особливо на транспортних засобах значної маси. Крім того, в процесі експлуатації дискові гальма можуть характеризуватися підвищеним рівнем шуму, що також враховується під час їх проєктування та вибору.

4.2 Поздовжні контактні сили

Ефективність гальмівної системи передусім визначається її спроможністю забезпечувати інтенсивне уповільнення руху автомобіля. Разом із тим реалізація гальмівного зусилля має фізичні обмеження, зумовлені взаємодією колеса з дорожнім покриттям. Гранична величина сили, що може передаватися в поздовжньому напрямку, визначається умовами зчеплення шини з асфальтобетонною поверхнею і не може перевищувати значення, за якого починається ковзання.

Використовуючи залежність, наведені в рівнянні (4.1), можна встановити максимальне значення поздовжньої контактної сили, яка прикладається до обода колеса за умови повного використання зчіпних властивостей шини з дорогою:

$$F_{max} = \mu F_z [N] \quad (4.1)$$

Таким чином, граничне значення поздовжньої сили взаємодії колеса з дорогою визначається поєднанням зчіпних властивостей шини, що характеризуються коефіцієнтом тертя μ , та величиною вертикального навантаження F_z . Під час інтенсивного гальмування динамічні процеси призводять до перерозподілу маси транспортного засобу між осями, внаслідок чого нормальна реакція опори змінюється відносно її статичного значення. Це зумовлює збільшення максимально допустимої контактної сили на передніх колесах і одночасне зменшення її величини на задніх.

Подальше теоретичне дослідження ґрунтується на низці спрощувальних припущень, що дають змогу зосередитися на основних закономірностях процесу гальмування. Вважається, що на колеса діють лише сили у вертикальному та поздовжньому напрямках, дорожнє покриття є рівним і не має поздовжнього ухилу, підвіска транспортного засобу не зазнає деформацій, а вплив аеродинамічних сил і опору коченню не враховується.

Схематичне зображення системи сил, що діють на транспортний засіб у режимі гальмування, наведено на рисунку 4.2.

Виходячи з просторового розміщення маси автомобіля відносно осей, параметри a та b визначаються за такими співвідношеннями:

$$a = \frac{mgc_R}{mg} l = 1.539 [m] \quad (4.2)$$

$$b = \frac{mgc_F}{mg} l = 1.421 [m] \quad (4.3)$$

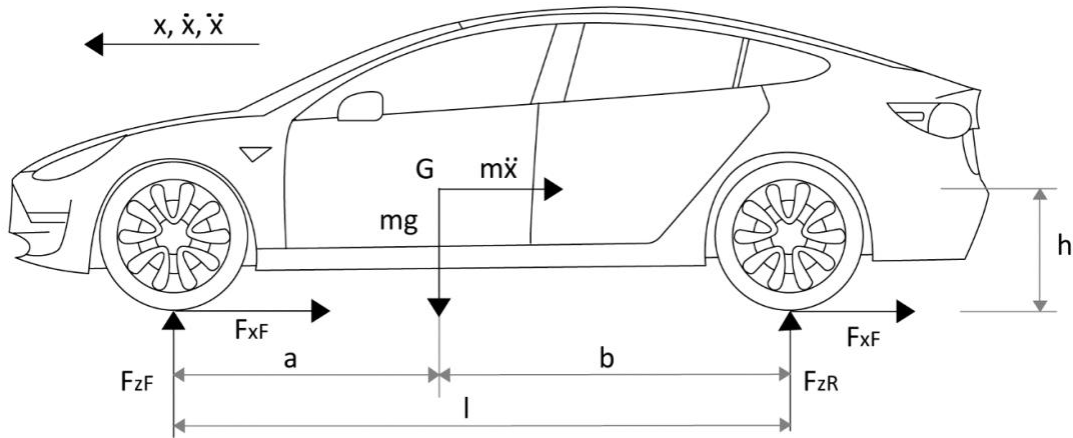


Рис. 4.2. Силова схема автомобіля під час гальмування.

Баланс сил у поздовжньому напрямку (вздовж осі x) описується таким співвідношенням:

$$F_{xF} + F_{xR} = -m\ddot{x} \quad (4.4)$$

Умову рівноваги сил у вертикальному напрямку (вздовж осі z) можна записати у вигляді такого співвідношення:

$$F_{zF} + F_{zR} = mg \quad (4.5)$$

Баланс моментів сил, складених відносно точки контакту задніх коліс з опорною поверхнею, описується таким рівнянням:

$$F_{zF} = \frac{mgb}{l} - \frac{m\ddot{x}h}{l} = \frac{m}{l}(gb - \ddot{x}h) \quad (4.6)$$

Таким чином, величина нормальної реакції опори, що припадає на задню вісь транспортного засобу, може бути визначена за наступним співвідношенням:

$$F_{zR} = mg - F_{zF} = \frac{m}{l}(ga + \ddot{x}h) \quad (4.7)$$

Граничне значення поздовжньої сили, що реалізується на передній осі в умовах блокування передніх коліс $F_{xF,lim}$, може бути отримане шляхом спільного використання залежностей (4.1), (4.6) та (4.4):

$$F_{xF,lim} = \mu F_{zF} = \frac{\mu m}{l} \left(gb + h \frac{F_{xF,lim} + F_{xR}}{m} \right) \quad (4.8)$$

$$(l - \mu h) \frac{F_{xF,lim}}{mg} = \mu \left(b + h \frac{F_{xR}}{mg} \right) \quad (4.9)$$

$$\frac{F_{xF,lim}}{mg} = \mu \frac{b + h \frac{F_{xR}}{mg}}{l - \mu h} \quad (4.10)$$

Гранична поздовжня сила, яка може бути реалізована на передній осі, перебуває у прямій залежності від величини сили, що сприймається задньою віссю. Відповідно, максимальне значення поздовжньої сили на задній осі в умовах блокування задніх коліс $F_{xR,lim}$ визначається на основі співвідношень (4.1), (4.7) та (4.5):

$$F_{xR lim} = \mu F_{zR} = \frac{\mu m}{l} \left(ga - \frac{F_{xF} + F_{xR lim}}{m} \right) \quad (4.11)$$

$$(l + \mu h) \frac{F_{xR lim}}{mg} = \mu \left(a - h \frac{F_{xF}}{mg} \right) \quad (4.12)$$

$$\frac{F_{xR lim}}{mg} = \mu \frac{a - h \frac{F_{xF}}{mg}}{l + \mu h} \quad (4.13)$$

Гранична величина поздовжньої сили, що може бути реалізована на задній осі, перебуває у функціональній залежності від сили, яка діє на передню вісь. Перетин відповідних характеристичних кривих визначає режим, за якого досягається найбільше можливе уповільнення руху транспортного засобу. Відповідно, максимальне значення поздовжнього прискорення (уповільнення) $\ddot{x}_{max}$ обчислюється за таким співвідношенням:

$$(F_{xF} + F_{xR})_{max} = \mu (F_{zF} + F_{zR}) \quad (4.14)$$

$$-m\ddot{x}_{max} = \mu mg \quad (4.15)$$

$$\ddot{x}_{max} = -\mu g \quad (4.16)$$

Слід зазначити, що максимальне теоретично можливе уповільнення, зумовлене виключно механічним зчепленням коліс із дорожнім покриттям, завжди задовольняє умову $|\ddot{x}_{max}| \leq g$.

Відповідно до цього максимальні значення поздовжніх сил для автомобіля становлять:

$$F_{xF max} = \mu F_{zF max} = \frac{\mu mg}{l} (b + \mu h) = 13407 [N] \quad (4.17)$$

$$F_{xR max} = \mu F_{zR max} = \frac{\mu mg}{l} (a - \mu h) = 7253 [N] \quad (4.18)$$

За фіксованих геометричних і масових характеристик транспортного засобу та зміни значення коефіцієнта зчеплення μ формується так звана ідеальна гальмівна парабола. Сукупність відповідних залежностей подано на рисунку 4.3.

Тривимірне подання ідеальної гальмівної параболі дозволяє наочно проілюструвати взаємозв'язок між коефіцієнтом зчеплення дорожнього покриття та розподілом поздовжніх гальмівних сил між передньою і задньою осями автомобіля. Отримана поверхня відображає граничні умови реалізації гальмівних сил без блокування коліс та відповідає режиму максимального уповільнення транспортного засобу.

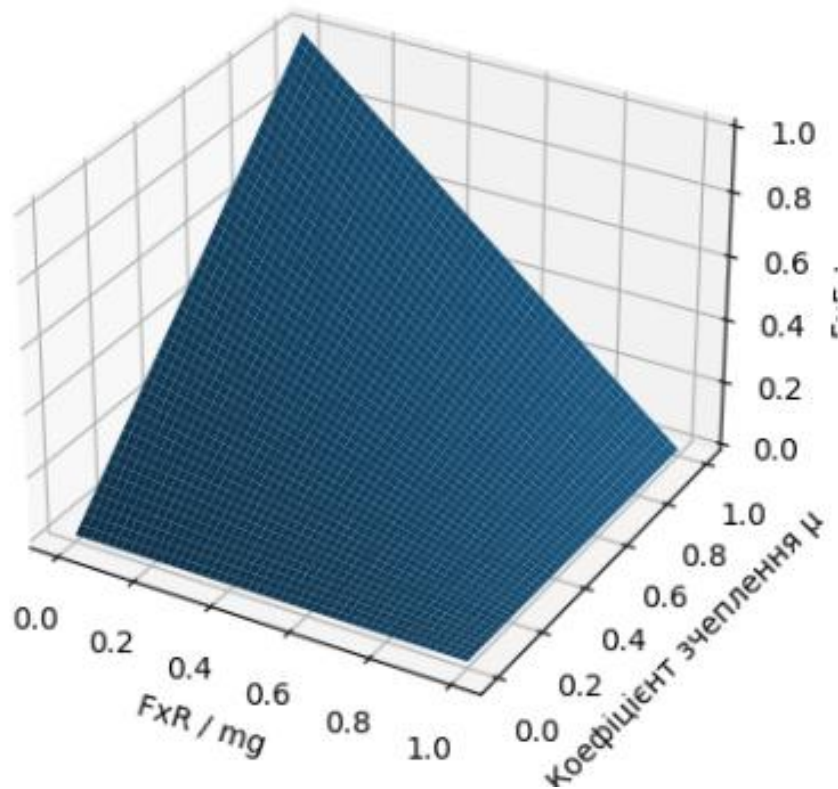


Рис. 4.3. Просторова інтерпретація ідеальної гальмівної параболі.

4.3 Ефективність гальмування

Для зіставлення гальмівних можливостей різних технічних рішень доцільно використовувати показник уповільнення, яке реалізується транспортним засобом у процесі гальмування. З метою уніфікації результатів отримане уповільнення зазвичай подають у безрозмірному вигляді, нормуючи його на значення прискорення вільного падіння g .

У межах такого підходу поздовжню силу F_x розглядають як результуючу силу в напрямку руху, що є сумою всіх гальмівних впливів, прикладених до транспортного засобу:

$$F_x = F_{xF} + F_{xR} \quad (4.19)$$

Абсолютне значення поздовжнього уповільнення транспортного засобу $|\ddot{x}|$ визначається з використанням залежності (4.4) відповідно до такого виразу. У подальшому, після підстановки необхідних параметрів, отримуємо:

$$|\ddot{x}| = \frac{F_x}{m} \left[\frac{m}{s^2} \right] \quad (4.20)$$

$$\frac{|\ddot{x}|}{g} = \frac{F_x}{mg} [-] \quad (4.21)$$

4.4 Порівняльний аналіз гальмування

Гальмівні системи традиційного типу, що включають барабанні, дискові механізми або їх комбінації, здатні забезпечувати значні гальмівні зусилля на колесах транспортного засобу. За умови коректного вибору параметрів гідравлічного приводу та використання пристроїв для регулювання розподілу гальмівних сил між осями можливе досягнення уповільнення, близького до значення μg , а в окремих випадках – навіть більшого, що характерно для спортивних і гоночних автомобілів [10]. Пояснюється це дією аеродинамічної притискної сили, яка під час руху на високих швидкостях збільшує сумарне вертикальне навантаження на колеса і, відповідно, розширює межі реалізованого зчеплення.

У подальшому аналізі, який ґрунтується на силовій схемі автомобіля, зображеній на рисунку 4.2, аеродинамічний вплив не враховується. За таких умов максимально можливе уповільнення для традиційних гальмівних систем приймається рівним μg . При коефіцієнті зчеплення $\mu = 1$ це відповідає уповільненню, еквівалентному $1g$.

Згідно з рівнянням (4.17), граничне значення гальмівної сили, що припадає на передню вісь уздовж ідеальної гальмівної параболи, становить 13 407 Н. Виходячи з цього, максимальний гальмівний момент, який може бути реалізований одним переднім колесом, визначається наступним чином:

$$T_{wF \max} = \frac{F_{xF \max}}{2} r = 2360 [Nm] \quad (4.22)$$

За аналогічним підходом встановлено, що гранична гальмівна сила, яка реалізується на задній осі вздовж ідеальної гальмівної параболи, дорівнює 7 253 Н. Тоді величина гальмівної сили, віднесена до одного заднього колеса, визначається наступним співвідношенням:

$$T_{wR \max} = \frac{F_{xR \max}}{2} r = 1278 \text{ [Nm]} \quad (4.23)$$

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Вимоги безпеки під час експлуатації верстатного обладнання

Організація та виконання виробничих робіт у приміщеннях автотранспортних підприємств повинні здійснюватися з обов'язковим дотриманням чинних нормативно-правових актів з охорони праці, зокрема вимог НПАОП 0.00-1.30-01 «Правила безпечної роботи з інструментами та пристроями». Зазначені вимоги регламентують порядок використання обладнання, інструментів і технологічного оснащення з метою запобігання виробничому травматизму.

У виробничому цеху, де виконуються операції з механічної обробки деталей транспортних засобів, кожен верстат повинен мати чітко зазначений інвентарний номер. Поряд із верстатом або групою однотипних верстатів необхідно розміщувати перелік працівників, допущених до роботи на даному обладнанні. Також обов'язково встановлюється інформаційна табличка із зазначенням інженерно-технічного працівника, відповідального за технічний стан верстатів та дотримання вимог безпечної експлуатації на відповідній ділянці.

Безпосередньо на робочому місці повинна бути розміщена інструкція з охорони праці або стислий інформаційний стенд з правилами безпеки. У цих матеріалах мають бути наведені основні вимоги щодо безпечних прийомів роботи, а також відомості про використання захисних, запобіжних і блокувальних пристроїв верстата.

Виробничі приміщення повинні відповідати вимогам ДБН В.2.5-28-2006 «Інженерне обладнання будинків і споруд. Природне і штучне освітлення» та бути оснащені системами штучного освітлення, достатніми для безпечного виконання технологічних операцій, пересування персоналу й перебування в зоні обробки. Крім робочого освітлення, обов'язковим є наявність аварійного освітлення, яке автоматично вмикається у разі раптового знеструмлення та забезпечує можливість безпечної евакуації працівників.

Електробезпека верстатного обладнання повинна забезпечуватися шляхом ізоляції або огороження струмоведучих частин, а також розміщення їх у зонах, недоступних для випадкового дотику. Металеві елементи обладнання, які у разі пошкодження ізоляції можуть опинитися під напругою, підлягають обов'язковому заземленню або зануленню відповідно до вимог Правил улаштування електроустановок (ПУЕ). У місцях підключення переносних електроспоживачів повинні бути нанесені написи із зазначенням величини напруги та виду струму.

Металообробні верстати та допоміжне обладнання мають відповідати комплексу конструктивних і експлуатаційних вимог безпеки, а саме: стаціонарні верстати повинні встановлюватися на міцних фундаментах, надійно закріплюватися та мати сигнальне фарбування; усі ланцюгові, зубчасті та інші передачі, розташовані поза корпусами верстатів, повинні бути закриті суцільними або перфорованими огороженнями; рухомі елементи верстатів і прилеглі до них нерухомі деталі мають закриватися знімними захисними кожухами або кришками; конструкція верстатів повинна передбачати блокувальні пристрої, які автоматично вимикають обладнання при відкриванні захисних огорожень; для захисту працівників від травмування відлітаючою стружкою та бризками змащувально-охолоджувальних рідин верстати мають оснащуватися захисними екранами; кожен верстат повинен мати ввідний вимикач ручної дії, розміщений у доступному та безпечному місці, що дозволяє оперативно відключити обладнання від електромережі в аварійних ситуаціях, під час технічного обслуговування або при перервах у роботі;

зона обробки повинна освітлюватися вбудованими або прибудованими світильниками місцевого освітлення. Для світильників з лампами розжарювання напруга живлення не повинна перевищувати 42 В, а для люмінесцентних світильників допускається напруга 127 або 220 В за умови відсутності відкритих струмоведучих частин.

Дотримання наведених вимог забезпечує безпечні умови праці під час експлуатації верстатного обладнання та знижує ризик виникнення аварійних ситуацій і виробничого травматизму.

Під час введення верстатного електрообладнання в експлуатацію, а також після виконання капітального ремонту електродвигуна із заміною обмоток, обов'язковим є проведення комплексу електротехнічних випробувань. Крім того, такі перевірки повинні здійснюватися періодично, не рідше одного разу на шість років. До переліку обов'язкових процедур належать випробування ізоляції підвищеною напругою, вимірювання опору ізоляції електричних ланцюгів, а також контроль цілісності захисного провідника системи заземлення.

Усі вимірювання та випробування електрообладнання верстатів мають виконуватися спеціально призначеним працівником, уповноваженим відповідним розпорядчим документом по структурному підрозділу підприємства. Результати перевірок підлягають обов'язковій фіксації в журналі обліку у довільній формі, що забезпечує простежуваність технічного стану обладнання та контроль дотримання вимог електробезпеки.

Під час експлуатації виробничого обладнання категорично забороняється: виконувати роботи на верстатах та механізмах, що перебувають у несправному технічному стані, а також на обладнанні з відсутніми, пошкодженими або ненадійно закріпленими захисними огороженнями; застосовувати штепсельні з'єднання, розетки або вилки, параметри яких не відповідають номінальній напрузі електричної мережі; здійснювати ремонтні роботи, заміну ріжучих, різальних чи абразивних елементів на верстатах, що не відключені від джерела електроживлення; видаляти металеву стружку та відходи обробки вручну без застосування спеціальних інструментів або пристроїв.

Дотримання зазначених вимог є необхідною умовою забезпечення електробезпеки персоналу та безаварійної експлуатації верстатного обладнання на підприємствах автомобільного транспорту.

5.2 Сучасний стан захисних споруд цивільного захисту та базові вимоги до них

У системі цивільного захисту населення одним із ключових напрямів є організація укриття людей у спеціально призначених захисних спорудах. Відповідно до положень статті 32 Кодексу цивільного захисту України, держава

передбачає використання різних типів захисних споруд, до яких належать сховища, протирадіаційні укриття, а також швидкоспоруджувані об'єкти цивільного захисту. Саме ці інженерні споруди становлять основу колективного захисту населення в умовах надзвичайних ситуацій як у мирний час, так і в особливий період.

Аналіз фактичного технічного стану захисних споруд на території України свідчить про наявність суттєвих проблем. У середньому близько 40 % таких об'єктів оцінюються як непридатні до використання за прямим призначенням, приблизно 50 % перебувають у стані обмеженої готовності, і лише близько 10 % можна віднести до повністю готових до експлуатації. Така ситуація зумовлена, насамперед, тривалою відсутністю належного фінансування робіт з утримання та модернізації споруд, а також значним фізичним і моральним зношенням їх інженерного обладнання.

Додатковим ускладнювальним чинником є те, що на сьогодні в Україні практично відсутнє власне виробництво фільтровентиляційного та іншого спеціалізованого обладнання для захисних споруд. Раніше значна частина такого оснащення постачалася з Російської Федерації, а альтернативні рішення іноземного виробництва досі не набули широкого застосування. Водночас у цьому напрямі розпочато відповідні роботи за участю ДСНС України, що свідчить про поступове усвідомлення важливості проблеми на державному рівні.

Захисні споруди цивільного захисту призначені для збереження життя та здоров'я населення в разі застосування засобів масового ураження, а також у разі виникнення техногенних і природних надзвичайних ситуацій. Поняття «захисні споруди» охоплює різні за конструкцією та рівнем захисту об'єкти, зокрема сховища, протирадіаційні укриття (ПРУ) та найпростіші укриття, кожне з яких виконує специфічні функції в системі безпеки.

Класифікація захисних споруд здійснюється за кількома основними ознаками. За місткістю їх поділяють на споруди малої (від 150 до 600 осіб), середньої (від 600 до 2000 осіб) та великої місткості (понад 2000 осіб). За функціональним призначенням виділяють укриття для населення, а також споруди, призначені для розміщення органів управління, командних пунктів і медичних закладів. Залежно від місця розташування захисні споруди можуть

бути вбудованими в будівлі, окремо розташованими, розміщеними в метрополітенах або у гірничих виробітках. За строками зведення розрізняють споруди, побудовані завчасно, та швидкозведені об'єкти. За рівнем захисних властивостей виділяють сховища, ПРУ та найпростіші укриття.

Сховища забезпечують найвищий рівень захисту осіб, які в них перебувають. Вони здатні ефективно протидіяти впливу сучасних засобів ураження, бактеріологічних агентів, бойових отруйних речовин, а також за необхідності захищати від затоплення, небезпечних хімічних речовин, радіоактивного забруднення у разі аварій на ядерних об'єктах, дії високих температур і продуктів горіння під час пожеж. Надійність таких споруд досягається завдяки підвищеній міцності огорожувальних конструкцій, захищеності входів і повітропроводів, а також наявності інженерних систем, які забезпечують допустимі санітарно-гігієнічні умови для тривалого перебування людей.

Протирадіаційні укриття мають нижчі захисні характеристики порівняно зі сховищами. Їх основна функція полягає в ослабленні дії іонізуючого випромінювання, а також у частковому зменшенні впливу ударної хвилі, краплиннорідинних отруйних речовин і аерозолів хімічного та біологічного походження.

Проектування, будівництво та оснащення захисних споруд цивільного захисту здійснюються відповідно до вимог чинних будівельних норм і правил, зокрема ДБН В.2.2.5–97 «Захисні споруди цивільної оборони» та ДБН В.1.2–4:2006 «Інженерно-технічні заходи цивільного захисту (цивільної оборони)». Дотримання цих нормативних документів є обов'язковою умовою забезпечення ефективності та надійності системи укриття населення.

Сховища за рівнем своїх захисних характеристик класифікують на чотири класи, що визначаються сукупністю двох основних показників. Ключовим із них є значення надлишкового тиску ΔP (кПа), який здатні сприймати та безпечно витримувати огорожувальні конструкції сховища без втрати несучої здатності й герметичності.

Протирадіаційні укриття (ПРУ), на відміну від сховищ, оцінюють насамперед за їх спроможністю зменшувати інтенсивність іонізуючого

випромінювання. Залежно від величини коефіцієнта ослаблення випромінювання Косл такі укриття поділяють на три групи: I група – $K_{осл} = 100 \dots 200$; II група – $K_{осл} = 50 \dots 100$; III група – $K_{осл} = 20 \dots 50$.

До всіх захисних споруд цивільного захисту встановлюється комплекс обов'язкових вимог. Передусім вони повинні мати достатню конструктивну міцність, що відповідає їхньому класу, а також забезпечувати необхідний рівень герметичності. Важливою умовою є здатність захисних споруд гарантувати безперервне перебування людей протягом щонайменше 48 годин із дотриманням мінімальних санітарно-гігієнічних норм.

Розміщення захисних споруд регламентується з урахуванням доступності для населення, яке підлягає укриттю. Зокрема, відстань від місць постійного перебування людей до сховищ не повинна перевищувати 500 м, а до протирадіаційних укриттів – 1000 м. Такий підхід дозволяє забезпечити своєчасне укриття в разі виникнення надзвичайної ситуації.

Окремою вимогою є подвійне призначення захисних споруд. У період надзвичайних ситуацій вони використовуються за основним функціональним призначенням – для захисту населення або персоналу, тоді як у мирний час можуть експлуатуватися для господарських потреб, зокрема як складські приміщення, гардеробні, приміщення аварійних і технічних служб тощо.

Захисні споруди повинні бути приведені у стан готовності до приймання людей у термін, що не перевищує 12 годин. Водночас на об'єктах підвищеної небезпеки – атомних електростанціях, хімічно небезпечних і пожежовибухонебезпечних підприємствах – такі споруди мають підтримуватися у постійному стані готовності для негайного укриття персоналу.

Формування фонду захисних споруд здійснюється завчасно та передбачає використання комплексу інженерно-планувальних рішень. Зокрема, важливу роль відіграє комплексне освоєння підземного простору міст і населених пунктів, що включає пристосування підвальних приміщень наявних і новозбудованих будівель, використання заглиблених споруд різного функціонального призначення, а також адаптацію станцій метрополітену. Додатково під захисні споруди можуть пристосовуватися підземні гірничі виробки, природні порожнини та печери.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі магістра виконано комплексне вирішення науково-практичної задачі, пов'язаної з підвищенням надійності та експлуатаційної безпеки гальмівної системи автомобіля шляхом проєктування процесів технічного обслуговування і відновлення корпусу головного гальмівного циліндра автомобіля Ford Galaxy № 05-3311 з урахуванням теплових процесів, що супроводжують його роботу.

У ході виконання загально-технічного розділу проведено аналіз конструкції та умов експлуатації головного гальмівного циліндра, визначено його функціональне призначення, матеріал, основні геометричні параметри та характерні дефекти, що виникають у процесі тривалої експлуатації. Показано, що зношування різьбових з'єднань, утворення тріщин корпусу та порушення геометрії отворів істотно впливають на герметичність і стабільність роботи гальмівної системи, а отже потребують застосування науково обґрунтованих методів відновлення.

У технологічному розділі розроблено раціональний технологічний процес відновлення деталі, який охоплює дефектування, вибір методів ремонту, обґрунтування технологічних баз, формування послідовності операцій та підбір обладнання й оснащення. Обґрунтовано доцільність застосування зварювання для ліквідації тріщин корпусу та використання різьбових ремонтних втулок для відновлення зношених різьб. Запропонований технологічний маршрут забезпечує відновлення геометричних і міцнісних параметрів деталі до рівня, близького до заводського, з мінімальними витратами матеріальних і трудових ресурсів. Виконано розрахунок норм часу, що дозволило визначити трудомісткість операцій та підтвердити доцільність організації дрібносерійного виробництва.

У конструкторському розділі розглянуто принципи діагностування гальмівної системи на роликовому гальмівному стенді та виконано розрахунок його базових параметрів. Обґрунтовано вибір геометричних і кінематичних характеристик стенда, що забезпечують достовірне відтворення процесу гальмування та можливість контролю гальмівних сил і часу спрацювання

системи. Запропоновані конструктивні рішення відповідають вимогам сучасних діагностичних систем і можуть бути реалізовані в умовах автосервісних підприємств.

У науково-дослідному розділі досліджено процеси розсіювання теплоти в корпусі головного гальмівного циліндра та їх вплив на теплонапруженість деталі. Отримані результати підтверджують, що ефективне тепловідведення є важливим чинником забезпечення стабільної роботи гальмівної системи та зниження ризику деградації гальмівної рідини і матеріалу корпусу. Результати досліджень можуть бути використані для оптимізації режимів експлуатації та вдосконалення технологій відновлення гальмівних вузлів.

Загалом виконана кваліфікаційна робота характеризується логічною структурою, достатнім рівнем наукового обґрунтування та практичною спрямованістю. Запропоновані технічні й технологічні рішення можуть бути впроваджені в діяльність автотранспортних підприємств і сервісних центрів, що спеціалізуються на обслуговуванні та ремонті гальмівних систем легкових автомобілів. Поставлені в роботі завдання виконані в повному обсязі, а отримані результати мають як практичну цінність, так і елементи наукової новизни, що дозволяє зробити висновок про відповідність кваліфікаційної роботи вимогам, які висувуються до магістерських робіт за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт».

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. О.Л. Ляшук, М.Г. Левкович, Д.В. Міронов, В.О. Тесля. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи магістра за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт» галузі знань 27 «Транспорт». – Тернопіль: Видавництво ТНТУ, 2023. – 60 с.
2. Кузьмінський Р.Д., Шарибура А.О. Технічний сервіс. Ремонт електрообладнання тракторів і автомобілів Львів 2017 – 376 с.
3. Сукач М.К. Технічний сервіс машин. Навч. пос.. Гриф МОНМСУ - Ліра-К, 2017 – 288 с.
4. Форнальчик Є. Ю., Качмар Р. Я. Основи технічного сервісу транспортних засобів - Львівська політехніка 2017, - 324 с.
5. Коробочка О.М. Основи розрахунків, проектування і експлуатації технологічного обладнання для автомобільного транспорту: Навч. посібник / Коробочка О.М., Скорняков Е.С., Сасов О.О. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2007 – 252 с.
6. Кукурудзяк, Ю. Ю. Технічна експлуатація автомобілів. Організація технологічних процесів ТО і ПР навчальний посібник / Ю. Ю. Кукурудзяк, В. В. Біліченко. – Вінниця : ВНТУ, 2010. – 198 с.
7. Канарчук В. Є. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. Книга 1 :теоретичні основи. Технологія: підручник / В. Є. Канарчук, О. А. Лудченко, А. Д. Чигиринець – К. : "Вища школа", 1994. – 342 с.
8. Канарчук В. Є. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. Книга 2: організація, планування і управління : підручник / В. Є. Канарчук, О. А. Лудченко, А. Д. Чигиринець – К.: "Вища школа", 1994. – 383 с.
9. Автомобілі. Теорія : навч. посіб. / В.П. Сахно, В.І. Сирота, В.М. Поляков, В. Г. Головань, О.В. Лисий; Військ. акад. - Одеса: Військ. акад., 2017. - 412 с.
10. M. Savioli, Investigation of frictionless brake systems analyzing their current and future use for automotive applications, Master's thesis, Politecnico di Torino, Turin, Italy, 2021.

11. Кисликов В.Ф., Лущик В.В. Будова й експлуатація автомобілів: Підручник. – 8-те вид. - К.: Либідь, 2018. – 400 с.
12. Кисликов В.Ф. Лущик В.В. Будова й експлуатація автомобілів. – К.: Либідь, 2016. – 400 с. 5. Ю.А.
13. О.П. Строков, М.Г. Макаренко, В.Ф.Фролов Технічне обслуговування та ремонт вантажних і легкових автомобілів, автобусів. Підручник: У 2 кн. К.: Грамота, 2005.
14. Ляшук, О., Гевко, І., Гупка, А., Слободян, Л., Гевко, Б., & Хорошун, Р. (2023). Розробка моделі узагальненого діагностичного показника технічного стану ходової частини автомобіля з використанням математичних методів теорії планування експерименту. сучасні технології в машинобудуванні та транспорті, 2(21), 135-144.
15. Опис автомобіля Ford Galaxy / [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://bibipedia.info/tech_harakteristiki/ford/galaxy/galaxy_2000_-_2006
16. Практикум з охорони праці. Навчальний посібник / За ред.. В.Ц. Жидецького. – Львів: Афіша, 2000. – 352 с.
17. Стручок В.С. Техноекологія та цивільна безпека. Частина «Цивільна безпека»: навчальний посібник / В.С. Стручок.– Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2022. – 156 с.
18. Пилипець М. І. Правила заповнення основних форм технологічних документів : навч.-метод. посіб. / Уклад. Пилипець М. І., Ткаченко І. Г., Левкович М. Г., Васильків В. В., Радик Д. Л. Тернопіль : ТДТУ, 2009. 108.
19. Паливода Ю. Є., Ткаченко І. Г., Капаціла Ю. Б., Гевко Ів. Б. Технологія оброблення корпусних деталей : навч. посіб. Тернопіль : ТНТУ, 2016. 156 с.
20. Дикань С.А., Зима О.Є. Безпека в галузі та надзвичайних ситуаціях. Університетський курс [Текст]: підручник для студ. вищ. навч. закл. С.А. Дикань, О.Є. Зима. – Полтава: ТОВ «АСМІ», 2015. – 273 с.: табл., іл.