

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Модернізація гальмівної системи автомобіля Renault Logan з її дослідженням

Виконав: студент 6 курсу, групи МАМ-61

спеціальності 274

«Автомобільний транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

	Віталій КОЧАК (ім'я та прізвище)
Керівник	Олег ЛЯШУК (ім'я та прізвище)
Нормоконтроль	Михайло ЛЕВКОВИЧ (ім'я та прізвище)
Зав. кафедри	Олег ЦЬОНЬ (ім'я та прізвище)
Рецензент	

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)
«14» 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)
студенту Кочаку Віталію Мироновичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Модернізація гальмівної системи автомобіля Renault Logan з її дослідженням

Керівник роботи Ляшук Олег Леонтійович., д.т.н., проф.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від « 14 » листопада 2025 року № 4/7-970

2. Термін подання студентом завершеної роботи 19 грудня 2025

3. Вихідні дані до роботи Експлуатаційні показники гальмівної системи автомобіля Renault Logan

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)

Барабаний гальмівний механізм – 2А1.

Дисковий гальмівний механізм – 1А1.

Приспосіблення для розбирання гальмового механізму автомобіля – 1А1.

Пристосування для прокачування гальмівної системи – 1А1.

Пристрій для перевірки гальм – 1А1.

Результати наукових досліджень – 2А1.

Дільниця для ремонту передньої гальмівної системи автомобіля – 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 14.11.2025р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загально-технічний розділ	17.11.25	
2	Технологічний розділ	24.11.25	
3	Конструкторський розділ	01.12.25	
4	Науково-дослідний розділ	08.12.25	
5	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	15.12.25	
6	Оформлення графічної частини	15.12.25	
7	Захист кваліфікаційної роботи магістра		

Студент

(підпис)

Віталій КОЧАК

(ім'я та прізвище)

Керівник роботи

(підпис)

Олег ЛЯШУК

(ім'я та прізвище)

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційної роботи магістра на тему: «Модернізація гальмівної системи автомобіля Renault Logan з її дослідженням».

Робота виконана на кафедрі автомобілів ТНТУ ім. І. Пулюя. Керівник кваліфікаційної роботи магістра д.т.н. професор Олег Леонтійович Ляшук.

Пояснювальна записка складається з п'яти розділів і 64 сторінок формату А4 та 8 аркушів формату А1 графічної частини 4 сторінок додатків.

Ключові слова: гідравлічний привід гальм, ефективність гальмування, гальмівний момент, діагностування, аналіз технічного стану.

ЗМІСТ

Вступ.....	6
1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	7
1.1 Класифікація гальмівних систем автомобіля.....	7
1.2 Основні конструктивні елементи гальмівної системи.....	8
1.3 Висновки та постановка завдання на кваліфікаційну роботу магістра.....	16
2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	18
2.1 Гідравлічний привод гальмівної системи.....	18
2.2 Передній дисковий гальмівний механізм.....	23
2.3 Барабанний гальмівний механізм.....	27
2.4 Модернізація заднього дискового гальмівного механізму.....	32
2.5 Оцінка зносостійкості заднього дискового гальмівного механізму.....	36
2.6 Оцінка теплонапруженості заднього дискового гальмівного механізму....	38
3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ.....	40
3.1 Технічне обґрунтування модернізації стенда для оцінювання параметрів гальмівної системи.....	40
3.2 Кінематичний розрахунок привода стенда та вибір електродвигуна.....	41
3.3 Визначення необхідної потужності приводного електродвигуна.....	42
3.4 Розрахунок трансмісії (редуктора привода) та поділ її на ступені.....	43
3.5 Аналіз та перевірка вала на міцність.....	44
4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ.....	46
4.1 Теоретичні дослідження.....	46
4.2 Аналіз отриманих результатів.....	49
4.3 3D-проєктування та числовий аналіз гальмівного супорта.....	51
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	55
5.1 Системи вентиляції та кондиціонування повітря.....	55
5.2 Радіаційний і хімічний захист.....	59
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	61
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	63
ДОДАТКИ	

ВСТУП

Безпека дорожнього руху є одним із ключових чинників, що визначають рівень технічного розвитку сучасного автомобільного транспорту. Серед усіх систем автомобіля гальмівна система має вирішальне значення для запобігання дорожньо-транспортним пригодам, забезпечення контрольованості транспортного засобу та стабільності його поведінки під час руху. З огляду на зростання інтенсивності руху, збільшення експлуатаційних навантажень та ускладнення дорожніх умов, удосконалення конструкції та робочих характеристик гальмівних систем є актуальним завданням транспортної інженерії.

Автомобіль Renault Logan широко використовується на вітчизняних автопарках завдяки своїй надійності, економічності та адаптованості до умов експлуатації. Разом із тим аналіз практики технічного обслуговування засвідчує, що штатна гальмівна система потребує підвищення ефективності, особливо в умовах підвищених навантажень, зокрема під час перевезення вантажів, руху на ухилах чи на дорожніх покриттях із низьким коефіцієнтом зчеплення. Застосування сучасних технічних рішень, включно з удосконаленими гідравлічними приводами, регуляторами тиску, антиблокувальними системами та оптимізованими матеріалами тертьових елементів, дає можливість суттєво покращити робочі характеристики гальм.

Модернізація гальмівної системи Renault Logan є перспективним напрямом, що поєднує інженерне дослідження, експериментальне обґрунтування та практичну оцінку досягнутого технічного ефекту. Дослідження параметрів гальмування до й після модернізації дає змогу комплексно оцінити вплив конструктивних рішень на ефективність, стійкість та надійність системи, а також визначити рівень підвищення безпеки автомобіля.

Таким чином, обрана тема є актуальною з позиції покращення експлуатаційних властивостей транспортного засобу, підвищення безпеки дорожнього руху та впровадження сучасних технологій у систему гальмування автомобілів масового сегмента.

1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Класифікація гальмівних систем автомобіля

У конструкції сучасних транспортних засобів застосовують різні за принципом дії та енергетичним забезпеченням гальмівні системи. Найпоширенішою є така класифікація:

Механічні гальма – силове навантаження передається через систему важелів, тросів або тяг. До цієї групи належать:

- барабанні гальмівні механізми;
- дискові гальма.

Гідравлічні гальмівні системи – створення та передавання гальмівного зусилля здійснюється за допомогою тиску робочої рідини.

Силові (підсилені) гальмівні приводи, у яких застосовуються зовнішні джерела енергії для збільшення ефективності гальмування. До таких належать:

- пневматичні системи;
- пнеумогідравлічні комбіновані приводи;
- вакуумні підсилювачі гальм;
- електричні гальмівні механізми та електромагнітні сповільнювачі.

Основні структурні елементи гальмівної системи

Комплекс автомобільного гальмування містить низку функціонально взаємопов'язаних вузлів:

- орган керування (педаль гальма або інший елемент для ініціювання процесу уповільнення);

- гальмівні механізми (дискові чи барабанні) на колесах автомобіля;
- підсилювач привода (вакуумного або гідравлічного типу) та штовхач;
- головний гальмівний циліндр, що формує і розподіляє тиск у системі;
- трубопроводи та регулювальні клапани, призначені для передачі гідравлічної енергії;

- стоянкова (паркувальна) гальмівна система, що забезпечує фіксацію автомобіля;

антиблокувальна система (ABS), яка запобігає блокуванню коліс під час інтенсивного гальмування.

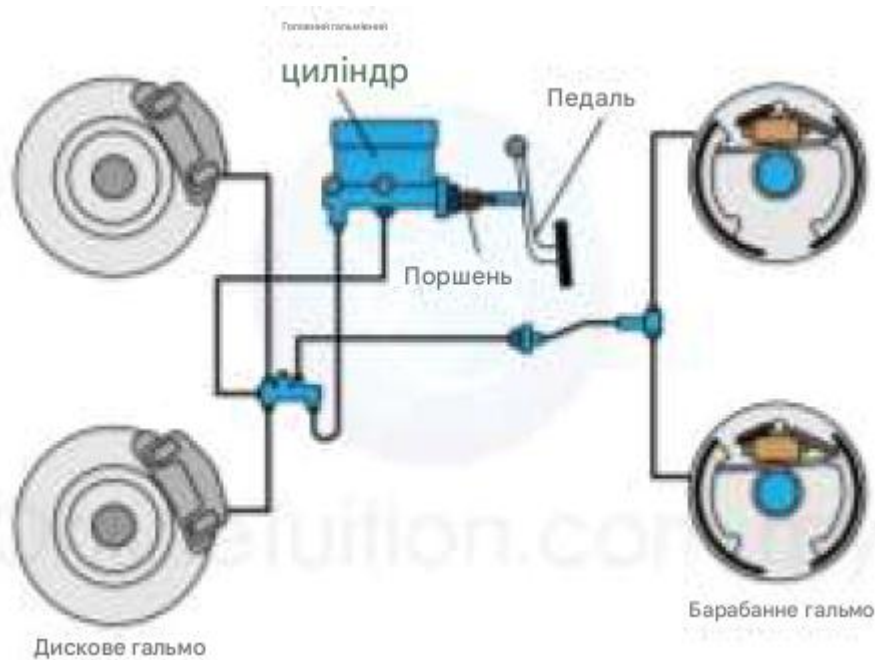


Рис. 1. 1. Схема функціонування гальмівної системи автомобіля.

1.2 Основні конструктивні елементи гальмівної системи

Гальмівна система сучасного автомобіля являє собою комплекс механічних і гідравлічних вузлів, що забезпечують контрольоване уповільнення руху. До її базового складу входять: орган керування у вигляді педалі гальма, дискові та барабанні гальмівні механізми, вакуумний або гідравлічний підсилювач із приводним штоком, головний гальмівний циліндр, мережа трубопроводів із запірно-регулювальними елементами, а також допоміжні системи – стоянкове гальмо та антиблокувальна система коліс (ABS).

Гальмівна педаль виконує функцію первинного керуючого елемента, через який водій передає зусилля на гальмівний привід. При натисканні на педаль відбувається перетворення механічної енергії ноги водія у зростання тиску робочої рідини в гідроприводі. У результаті цей тиск передається до гальмівних механізмів коліс, ініціюючи притискання фрикційних накладок до поверхні гальмівних дисків або барабанів, що й забезпечує ефективне зниження швидкості автомобіля.



Рис. 1.2. Гальмівна педаль.

Головний гальмівний циліндр. Цей вузол є ключовим елементом гідравлічного приводу гальм, що трансформує механічне навантаження від гальмівної педалі у тиск у робочому середовищі. Усередині циліндра розташований поршень, переміщення якого відбувається під дією зусилля водія. При цьому гальмівна рідина, що зберігається у суміжному резервуарі, спрямовується у магістралі гідроприводу, забезпечуючи передавання тиску до гальмівних механізмів коліс та реалізуючи процес уповільнення руху транспортного засобу.



Рис. 1.3. Конструктивне виконання головного гальмівного циліндра.

Система трубопроводів гідравлічного приводу виготовляється переважно зі сталевих тонкостінних труб, що забезпечують високу міцність та корозійну стійкість під дією робочого середовища. Вони виконують функцію каналів для передавання гальмівної рідини від головного гальмівного циліндра до виконавчих механізмів коліс. Під впливом тиску, сформованого у магістралі, відбувається активація гальмівних пристроїв, що гарантує ефективне сповільнення руху транспортного засобу.



Рис. 1.4. Розташування та функціонування гальмівних трубопроводів.

Барабанні гальмівні механізми. У конструкції більшості легкових автомобілів барабанні гальма застосовуються на задній осі як ефективний та

економічний виконавчий пристрій гідравлічного приводу. Під час гальмування тиск у робочому середовищі зростає, і гальмівна рідина подається до колесного циліндра. Поршні циліндра розсувають гальмівні колодки, змушуючи їх щільно притискатися до внутрішньої поверхні барабана. Внаслідок виникнення фрикційних сил колісний вузол починає сповільнювати обертання, що забезпечує гальмування автомобіля. Кінематичний зв'язок між колодками реалізується за допомогою штовхального елемента, який синхронізує їх рух.



Рис. 1.5. Конструктивні елементи барабанного гальма.

Дискові гальма широко застосовуються у конструкції сучасних легкових автомобілів, насамперед на передній осі, однак новітні моделі дедалі частіше оснащуються дисковими механізмами на всіх колесах для підвищення ефективності та стабільності гальмування. Робота такої системи базується на перетворенні гідравлічного тиску, що створюється у головному гальмівному циліндрі, на механічну силу притискання гальмівних колодок.

Під дією тиску гальмівна рідина надходить до супорта, активуючи поршень, який переміщує та притискає фрикційні накладки колодок до поверхні гальмівного диска, жорстко поєднаного з маточиною колеса. Внаслідок виникнення сил тертя між поверхнями ротора і колодок відбувається інтенсивне зростання опору обертанню колеса, що забезпечує надійне й контрольоване уповільнення транспортного засобу.



Рис. 1.6. Конструкція дискового гальмівного механізму.

Колісні циліндри є ключовими виконавчими елементами гідравлічного приводу гальм. Під впливом тиску, створеного у гальмівній магістралі, поршні циліндрів переміщуються, забезпечуючи прикладення зусилля до гальмівних колодок. У дискових гальмах це зусилля спрямоване на притискання колодок до гальмівного диска, тоді як у барабанних – на їх розведення в сторони. Саме таким чином реалізується перетворення гідравлічної енергії в механічну роботу, що приводить до ефективного уповільнення обертання колеса.



Рис. 1.7. Колісний циліндр.

Гальмівні колодки виконують роль основного фрикційного елемента гальмівного механізму, адже саме вони вступають у контакт із поверхнею гальмівного диска або барабана. Конструкція колодок базується на використанні високотехнологічних композиційних матеріалів, що забезпечують стабільні показники тертя та зносостійкості за умов інтенсивних теплових і механічних навантажень.



Рис. 1.8. Фрикційні колодки гальмівного механізму.

Стоянкове гальмо виконує функцію фіксації транспортного засобу у нерухомому стані та використовується як резервний засіб гальмування у разі відмови основного приводу. Його конструкція базується на виключно механічному способі передавання зусилля: зусилля від важеля або ногового важеля передається через сталеві троси без участі гідравлічного контуру робочих гальм. Такий підхід гарантує працездатність системи навіть у випадках втрати тиску в гідроприводі.

Антиблокувальна система коліс ABS є складовою активної безпеки автомобіля, призначеною для попередження блокування коліс під час різкого гальмування. У процесі інтенсивного уповільнення сенсори безперервно відстежують частоту обертання кожного колеса. При виявленні тенденції до блокування електронний блок управління миттєво формує команду на переривання тиску у відповідному колесному механізмі. Така високочастотна імпульсна модуляція зусилля забезпечує збереження зчеплення шини з дорожнім покриттям, дозволяючи водієві утримувати контроль над напрямком руху автомобіля та ефективно маневрувати навіть в екстремальних ситуаціях.

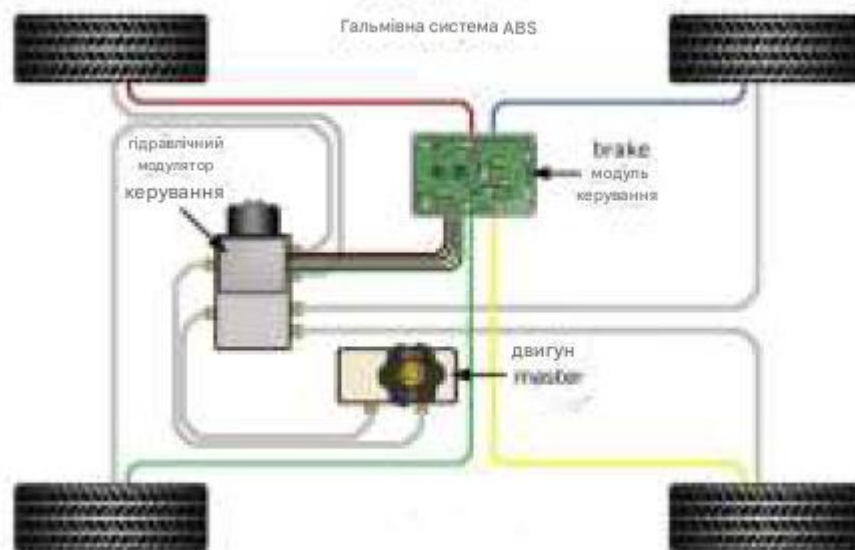


Рис. 1.9. Принципова схема функціонування антиблокувальної системи (ABS).

Гідравлічний привід гальм являє собою систему, у якій передавання зусилля здійснюється за допомогою робочої рідини, що перебуває під тиском. Підсилення та перенаправлення механічної сили водія відбувається шляхом перетворення її у гідравлічний тиск, який рівномірно передається по всій замкненій магістралі приводу. Дія такого механізму ґрунтується на законі

Паскаля, згідно з яким тиск, створений у будь-якій точці рідини, що не стискується, без змін поширюється в усіх напрямках. Саме цей принцип забезпечує синхронну роботу виконавчих гальмівних механізмів коліс, що гарантує передбачуваність та стабільність процесу гальмування.



Рис. 1.10. Структурна схема гідравлічного приводу гальм.

Класифікація гідравлічних гальмівних систем

1. За типом фрикційної взаємодії елементів:

Барабанні гальма – механізми, у яких гальмівні колодки розтискаються всередині обертового барабана, створюючи тертя по його внутрішній поверхні.

Дискові гальма – механізми з притисканням колодок до площини обертового диска (ротора), закріпленого на маточині колеса.

2. За способом розподілу гальмівного зусилля:

Одноконтурні системи – мають один гідравлічний контур і подають тиск одночасно на всі гальмівні механізми.

Двоконтурні системи – характеризуються підвищеною надійністю, оскільки розділяють гальмівне зусилля між двома незалежними контурами (наприклад, по осях або по діагоналі автомобіля).

Принцип дії барабанного гальма. При натисканні на педаль гальма у головному гальмівному циліндрі формується тиск у робочій рідині, який передається по гідравлічній магістралі до колісних циліндрів.

Під дією тиску поршні колісного циліндра спрямовуються назовні, розсуваючи гальмівні колодки.

Фрикційні накладки колодок притискаються до внутрішньої поверхні барабана, що створює опір обертанню колеса та поступове зниження його швидкості.

Після зняття зусилля з педалі поворотні пружини повертають колодки у вихідне положення, припиняючи контакт із барабаном і відновлюючи вільне обертання колеса.

5. Механізм автоматичного регулювання зазору

У зоні нижнього опорного вузла барабанного гальма розміщується гвинтовий саморегулювальний пристрій, функція якого полягає у забезпеченні сталого оптимального зазору між гальмівними колодками та робочою поверхнею барабана. У процесі експлуатації, коли відбувається поступовий знос фрикційних накладок, цей зазор збільшується, що може знизити ефективність гальмування. Регулятор компенсує такий знос, автоматично адаптуючи положення колодок до необхідного значення зазору.

Функціонування дискового гальмівного механізму. У момент прикладання зусилля до гальмівної педалі в гідравлічній системі приводу зростає тиск у гальмівній рідині. Цей тиск передається до супорта, змушуючи поршень переміщуватися у бік гальмівного диска.

На першому етапі притискається внутрішня колодка, що забезпечує початкове тертя між накладкою та ротором. Подальше підвищення тиску спричиняє переміщення супорта, унаслідок чого зовнішня колодка також контактує з диском. Виникає симетричне притискання ротора між колодками, що формує сили тертя, достатні для стабільного та контрольованого уповільнення обертання колеса.

Після зняття зусилля з педалі тиск у системі зменшується, поршень повертається у вихідне положення під дією зворотних механізмів, а колодки

відходять від диска, забезпечуючи вільне обертання колеса до наступного гальмування.



Рис. 1.11. Основні елементи дискової гальмівної системи автомобіля.

Класифікація гідравлічних систем за розподілом гальмівного зусилля. Хоча конструктивні елементи барабанних і дискових систем здебільшого однакові, спосіб розподілу зусилля залежить від типу головного гальмівного циліндра.

1. Одноконтурна гідравлічна система

У системі з одним контуром застосовується простий однопоршневий головний циліндр. Тиск передається лише на одну групу виконавчих механізмів:

- у мотоциклах – найчастіше на одне колесо,
- у легкових автомобілях – на передню або задню вісь повністю.

2. Двоконтурна гідравлічна система

У таких системах використовується тандемний головний циліндр із двома незалежними контурами:

- у мотоциклах забезпечується синхронне гальмування обох коліс,
- у легкових автомобілях – робота всіх гальмівних механізмів, зокрема за діагональною або передньо-задньою схемами для підвищення безпеки у разі відмови одного з контурів.

1.3 Висновки та постановка завдання на кваліфікаційну роботу магістра

Метою роботи є поглиблений аналіз та модернізація гальмівної системи автомобіля з дослідженням її технічних, експлуатаційних і теплотехнічних

характеристик, а також удосконаленням лабораторного стенда для оцінювання параметрів гальмування.

Для досягнення поставленої мети необхідно виконати такі технологічні, конструкторські та науково-дослідні завдання:

2 Технологічний розділ.

Дослідити будову, принцип функціонування та особливості роботи гідравлічного привода гальмівної системи, включаючи аналіз робочих рідин, механізмів створення та передавання тиску, а також визначення чинників, що впливають на стабільність і чутливість системи.

Провести технічний аналіз переднього дискового гальмівного механізму, розглянувши конструкцію супорта, диска, гальмівних колодок, особливості тепловідведення та механічного навантаження під час різних режимів гальмування.

Охарактеризувати барабанний гальмівний механізм, визначивши його конструкційні особливості, принцип роботи, зони можливого підвищеного зношування та умови, за яких ефективність барабанних гальм може знижуватись.

Розробити інженерне рішення щодо модернізації заднього дискового гальмівного механізму, спрямоване на підвищення ефективності гальмування, зменшення теплових деформацій, покращення зносостійкості або оптимізацію конструкції супорта.

Виконати оцінку зносостійкості модернізованого заднього дискового гальмівного механізму, застосувавши методики визначення інтенсивності зносу, контактних напружень, умов роботи фрикційної пари та параметрів гальмівних накладок.

Провести аналіз теплонапруженості заднього дискового механізму, визначивши теплові потоки, температурні градієнти, максимальні температури при різних режимах та їх вплив на працездатність і довговічність механізму.

3 Конструкторський розділ.

Виконати технічне обґрунтування модернізації стенда для оцінювання параметрів гальмівної системи, розглянувши призначення, функціональність, вимоги до точності вимірювань та можливість модернізації для розширення діагностичних можливостей.

Виконати кінематичний розрахунок привода стенда та здійснити вибір електродвигуна, визначивши необхідні передаточні числа, діапазони робочих швидкостей і навантажень, а також оптимальні параметри привідного обладнання.

Розрахувати необхідну потужність приводного електродвигуна, виходячи з умов роботи стенда, силових навантажень, режимів пуску, гальмування та можливих перевантажень.

Здійснити розрахунок трансмісії (редуктора привода) та поділ її на ступені, оптимізувавши конструкцію з точки зору надійності, ККД, компактності та забезпечення стабільних робочих режимів.

Провести аналіз та перевірку вала привода на міцність, визначивши діаметри небезпечних перерізів, напружено-деформований стан, коефіцієнти запасу міцності та умови стійкості під дією змінно-перемінних навантажень.

4 Науково-дослідний розділ. Виконати теоретичні дослідження, пов'язані з процесами гальмування, зношуванням, тепловими явищами, роботою гідравлічної системи або конструктивними особливостями супорта, застосовуючи науково обґрунтовані методи аналізу.

Провести аналіз отриманих експериментальних або розрахункових результатів, виконати порівняння з нормативними значеннями, оцінити відповідність вимогам безпеки та ефективності гальмування.

Розробити 3D-модель та здійснити числовий аналіз гальмівного супорта, включаючи моделювання силових, температурних і контактних напружень за допомогою сучасних CAD/CAE-інструментів, а також сформулювати конструктивні рекомендації.

2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Гідравлічний привод гальмівної системи

Гідравлічний привод є ключовою підсистемою робочих гальм та формує передачу керуючого зусилля від педалі до гальмівних механізмів коліс. До його складу, залежно від конструктивного виконання конкретного автомобіля, належать:

головний гальмівний циліндр у комплекті з вакуумним підсилювачем або як самостійний елемент;

пристрій регулювання гідравлічного тиску у контурі задньої осі (пропорційний клапан, коректор навантаження тощо);

система трубопроводів та шлангів, діаметр жорстких магістралей яких, як правило, становить 4...8 мм, адаптований до необхідного рівня витрати робочої рідини.

Головний гальмівний циліндр виконує функцію перетворення зусилля водія, яке передається через педальний механізм, у тиск у робочій рідині. Створений тиск спрямовується до виконавчих циліндрів коліс, ініціюючи притискання фрикційних накладок до поверхні гальмівного барабана або диска. У такий спосіб виникає необхідний гальмівний момент, що забезпечує сповільнення чи повне зупинення транспортного засобу.

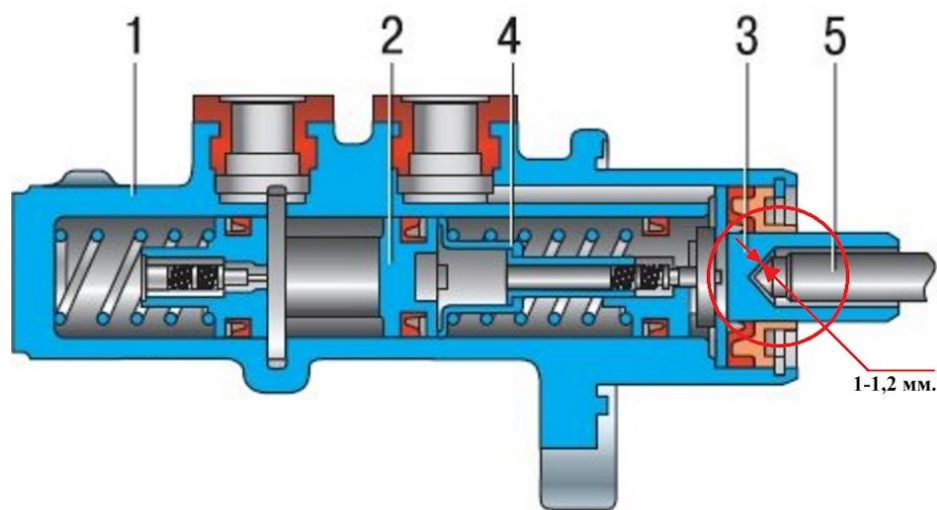


Рис. 2.1. Головний гальмівний циліндр.

Головний гальмівний циліндр являє собою прецизійний гідравлічний агрегат, конструкція якого включає масивний корпус (поз. 1 на схемі), що зазвичай виготовляється із високоміцного чавуну або корозійностійкого сталевих сплаву. Усередині корпусу розміщено два послідовно встановлені поршні (поз. 2 і 3), направляючу втулку (4) та штовхач (5), який передає силовий вплив від педального вузла на поршневу групу.

Гідравлічний робочий контур формує єдину систему передачі тиску, що поєднує головний гальмівний циліндр з усіма колесами автомобіля через трубопроводи та гнучкі шланги. Таким чином забезпечується синхронне керування гальмівними механізмами в обраному режимі.

Допустиме максимальне зусилля, що прикладається водієм до педалі гальмування, приймається у межах $[P_{\text{пед}}] = 200 \dots 300 \text{ Н}$. Величина переміщення педалі визначається числом керованих механізмів у контурі та передавальним числом приводу. Розрахункову структурну модель гідравлічного приводу наведено на рисунку 2.2, де відображено взаємозв'язок елементів системи та характер передачі керуючого зусилля.

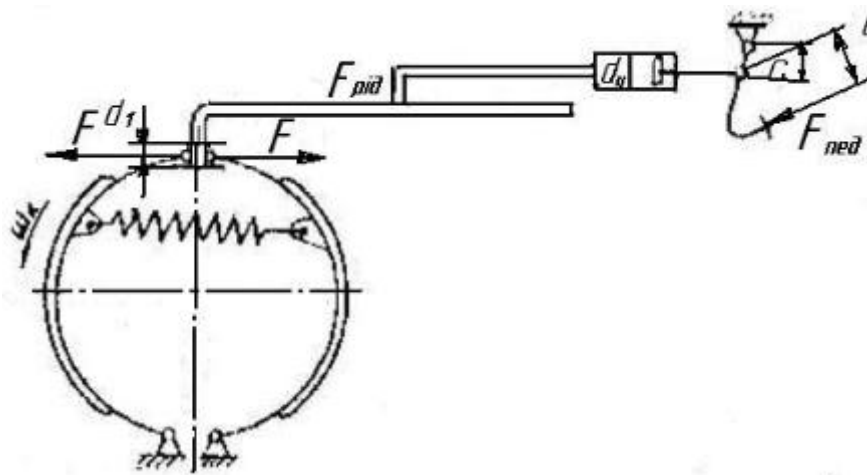


Рис. 2.2. Схема для розрахунку гідравлічного гальмівного приводу.

Оптимальне значення тиску в магістралі гідравлічного приводу визначається розрахунковим шляхом із використанням залежностей, що враховують особливості роботи кожного колеса в процесі гальмування:

$$p_1 = \frac{M_{T1\max}}{\frac{\pi \cdot d_{p1}^2}{4} \cdot r_{cp} \cdot \mu},$$

$$p_1 = 1080 / ((3,14 \cdot 0,0542)/4 \cdot 0,11 \cdot 0,3) = 1,35 \text{ МПа}$$

де $M_{T1\max} = r_k \cdot \varphi \cdot \frac{G_a}{2 \cdot L} (B + \varphi \cdot H)$ – максимальний гальмівний момент на передніх колесах;

де r_k – приведений (кінематичний) радіус колеса, м, що визначає плече прикладання гальмівної сили;

φ – коефіцієнт зчеплення пневматичної шини з дорожнім покриттям, який для типових умов руху приймають у межах $\varphi = 0,5 \dots 0,8$;

G_a – експлуатаційна маса автомобіля, виражена у ньютонівому вимірі та врахована під дією сили тяжіння;

a – горизонтальна відстань від проєкції центра мас на дорожнє полотно до осі задніх коліс, м;

h_g – висота розташування центра мас над рівнем опорної поверхні дороги, м;

L – колісна база транспортного засобу, м, яка визначає відносний перерозподіл динамічного навантаження між осями під час гальмування.

$$M_{T1\max} = 0,36 * 0,8 * (19368 / (2 * 2,617)) * (1,387 + 0,8 * 0,8) \\ = 1080 \text{ Н} * \text{м}$$

Де r_k – кінематичний (приведений) радіус колеса, м, що визначає ефективне плече формування гальмівного моменту;

φ – коефіцієнт зчеплення шини з опорною поверхнею. Для розрахункових умов дорожнього покриття приймаємо $\varphi = 0,8$;

G_a – повна маса автомобіля, наведена у ньютонівому еквіваленті (величина вагової сили);

d_{p1} – діаметр поршня робочого циліндра, що взаємодіє зі скобою дискового гальма переднього колеса. Для легкового автомобіля прийнято $d_{p1} = 0,054\text{м}$;

r_m – середній робочий радіус гальмівного диска, м, що відповідає точці прикладання результуючої сили тертя;

μ – коефіцієнт тертя пари «накладка – диск», значення якого для більшості матеріалів, що застосовуються в дискових механізмах легкових автомобілів, може становити $\mu = 0,35$;

a, h_g, L – відповідно: відстань від осі задніх коліс до проєкції центра мас на дорожнє полотно, висота центра мас і колісна база транспортного засобу, м.

Для задніх коліс визначення оптимального гальмівного тиску здійснюють за аналогічним підходом, проте з урахуванням зменшеної ефективності зчеплення внаслідок динамічного розвантаження задньої осі під час гальмування.

$$p_2 = \frac{M_{T2max}}{\frac{\pi \cdot d_{p2}^2}{4} \cdot r_{cp} \cdot \mu} \quad (92)$$

$$p_2 = \frac{890}{\frac{3.14 \cdot 0.038^2}{4} \cdot 0.11 \cdot 0.35} = 2.05 \text{ МПа}$$

де $M_{T2max} = r_k \cdot \varphi \cdot \frac{G_a}{2 \cdot L} (A - \varphi \cdot H)$ – максимальний гальмівний момент на колесах;

$$M_{T2max} = 0,41 \cdot 0,8 \cdot (19368 / (2 \cdot 2,617)) \cdot (1,23 - 0,8 \cdot 0,8) = 890 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Де d_{p2} – діаметр поршня робочого циліндра заднього гальмівного механізму легкового автомобіля, для розрахунків прийнято $d_{p2} = 0,038\text{м}$;

r_{k_3} – приведений радіус гальмівної колодки заднього механізму, м, що визначає ефективний радіус прикладання гальмівної сили;

a – плече від шарніра опори колодки до осі поршня гідроциліндра, для легкового автомобіля становить $a = 0,078\text{м}$;

h – відстань від точки опори колодки до осі колеса, $h = 0,145\text{м}$;

μ – коефіцієнт тертя робочих поверхонь колодки та барабана, що для задніх гальмівних механізмів приймається $\mu = 0,3$;

η – коефіцієнт, який враховує кутову протяжність зони контакту колодки із барабаном; для типових конструкцій $\eta = 0,84$;

b, h_g, L – геометричні параметри автомобіля: відстань від передньої осі до проєкції центра мас, висота центра мас та колісна база відповідно, м;

p_2 – тиск гальмівної рідини у відповідному контурі гідроприводу, Па.

Визначення приведених сил у виконавчих циліндрах. Розрахунок сил, що діють на поршні робочих гідроциліндрів, виконується за залежностями, які враховують робочу площу поршня та рівень тиску в гідросистемі:

для передньої осі:

$$P' = P'' = \frac{\pi \cdot d_{p1}^2}{4} \cdot p_1,$$

$$p' = (3,14 \cdot 0,0542) / 4 \cdot 1420000 = 2940 \text{ Н.}$$

для задньої вісі:

$$P' = P'' = \frac{\pi \cdot d_{p2}^2}{4} \cdot p_2,$$

$$p' = (3,14 \cdot 0,0382) / 4 \cdot 2050000 = 2324 \text{ Н.}$$

де $P' = P''$ – приведені сили, що діють на поршні робочих гідроциліндрів коліс, Н. Ці сили є результатом дії тиску гальмівної рідини та використовуються для подальшого визначення гальмівного моменту на колесах.

Площа поршня головного гальмівного циліндра. Для оцінювання ефективності роботи головного гальмівного циліндра розраховують його робочу площу, що визначає величину тиску, який може бути створено у гідравлічному контурі. Вона знаходиться за формулою:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \text{ м}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot 0,054^2}{4} = 2,289 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^2$$

Необхідна сила, що розвивається поршнем у гідравлічному приводі:

$$F_{ГГЦ} = S \cdot P, \text{ Н}$$

p – оптимальний розрахунковий тиск у гідравлічному контурі приводу гальм, Па.

$$F_{ГГЦ} = 2,289 \cdot 10^{-3} \cdot 1,35 \cdot 10^6 = 2940 \text{ Н}$$

Зусилля на педалі за наявності вакуумного підсилювача:

$$F_{\text{пед}} = \frac{F}{i_{\text{пед}} \cdot i_{\text{гидр}} \cdot \eta}, \text{ Н}$$

де $i_{\text{пед}}$ – передавальне число педального механізму, що характеризує відношення переміщення педалі до ходу штовхача головного циліндра. Для легкового автомобіля приймається $i_{\text{пед}} = 4$;

$i_{\text{гидр}}$ – силовий коефіцієнт підсилення вакуумного гідропідсилювача, який визначає збільшення зусилля, переданого на гальмівну систему. Для розрахунків приймають $i_{\text{гидр}} = 2,5$;

η – коефіцієнт корисної дії гідравлічного приводу в цілому, що враховує втрати на тертя, пружні деформації елементів та нерівномірність передавання тиску. У більшості розрахункових випадків $\eta = 0,9$.

$$F_{\text{пед}} = \frac{2940}{4 \cdot 2.5 \cdot 0.9} = 327 \text{ Н}$$

Потужність приводу вакуумного гідропідсилювача:

$$N = \frac{F_{\text{ГГЦ}} \cdot v}{\eta}, \text{ Вт}$$

Де v – швидкість поступального руху поршня головного гальмівного циліндра під час натискання на педаль. Для розрахункових умов приймають $v = 0,1 \text{ м/с}$, що відповідає середньому темпу спрацювання гальм у типовій експлуатаційній ситуації.

$$N = \frac{2940 \cdot 0.1}{0.9} = 326 \text{ Вт}$$

2.2 Передній дисковий гальмівний механізм

У сучасних легкових автомобілях найбільш поширеним є застосування дискових гальмівних механізмів на передній осі, оскільки саме вона зазнає найбільшого навантаження під час гальмування. У багатьох конструкціях такі механізми встановлюються також і на задніх колесах, що дозволяє підвищити загальну ефективність гальмівної системи.

Дискові гальма вирізняються низкою суттєвих технічних переваг, серед яких – знижена металоємність конструкції при високій енергоємності, стабільність і рівномірність створюваних гальмівних моментів у широкому діапазоні швидкостей. Завдяки відкритому розташуванню робочих поверхонь вони забезпечують інтенсивний тепловідвід і не схильні до перегрівання, що сприяє підвищенню працездатності та надійності під час тривалих або

багаторазових гальмувань. Крім того, такі механізми компактні та мають зручний доступ для технічного обслуговування.

Разом із тим існують і певні конструктивно-експлуатаційні недоліки, що стримують їх масове застосування як універсального рішення для всіх коліс. Зокрема, робочі елементи схильні до забруднення в умовах інтенсивної експлуатації, а реалізація функції стоянкового гальма вимагає додаткових конструктивних заходів – використання окремих механізмів або інтегрованих рішень з фіксацією супорта.

На рисунку 2.3 представлено спрощену структурну схему переднього дискового гальмівного механізму легкового автомобіля, яка ілюструє основні конструктивні елементи та принцип їх взаємодії в процесі гальмування.



Рис. 2.3. Дисковий гальмівний механізм легкового автомобіля.

Дискові гальмівні механізми конструктивно поділяються на два основні типи: з фіксованою скобою, де робочі гідроциліндри розміщуються з обох боків диска, та з плаваючою (ковзною) скобою, що має одностороннє розташування поршня і передає тиск на протилежну колодку за рахунок переміщення корпусу скоби. Застосування того чи іншого типу визначається вимогами до тепловіддачі, жорсткості системи та компактності компоновки.

У разі використання гідравлічного приводу величина необхідного гальмівного моменту на передніх колесах автомобіля розраховується за аналітичним виразом, що враховує масу транспортного засобу, коефіцієнт

зчеплення шин з дорогою, а також динамічний перерозподіл навантаження під час уповільнення.

$$M_{T1\max} = r_k \cdot \varphi \cdot \frac{G_a}{2 \cdot L} (B + \varphi \cdot h)$$

$$\begin{aligned} M_{T1\max} &= 0,36 \cdot 0,8 \cdot (1960 \cdot 9,8 / (2 \cdot 2,630)) \cdot (1,342 + 0,8 \cdot 0,22) \\ &= 1596 \text{ Н/м} \end{aligned}$$

Максимально допустимий гальмівний момент, що може бути реалізований без втрати зчеплення пневматичної шини з дорожнім покриттям, встановлюють на основі розрахункового співвідношення:

$$M_{\text{тзч}} = \varphi \cdot R_z \cdot r_d,$$

$$M_{\text{тзч}} = 0,8 \cdot 4900 \cdot 0,36 = 1410 \text{ Н/м.}$$

де R_z – вертикальна реакція опорної поверхні на колесо, що еквівалентна силі, з якою маса автомобіля навантажує відповідне переднє колесо, Н;

r_d – динамічний радіус шини, тобто відстань від центра колеса до точки фактичного контакту з дорогою під час руху, м.

Конструктивно-розрахункова модель дискового гальмівного механізму представлена на рисунку 2.4, де відображено взаємодію основних силових параметрів під час розвитку гальмівного моменту.

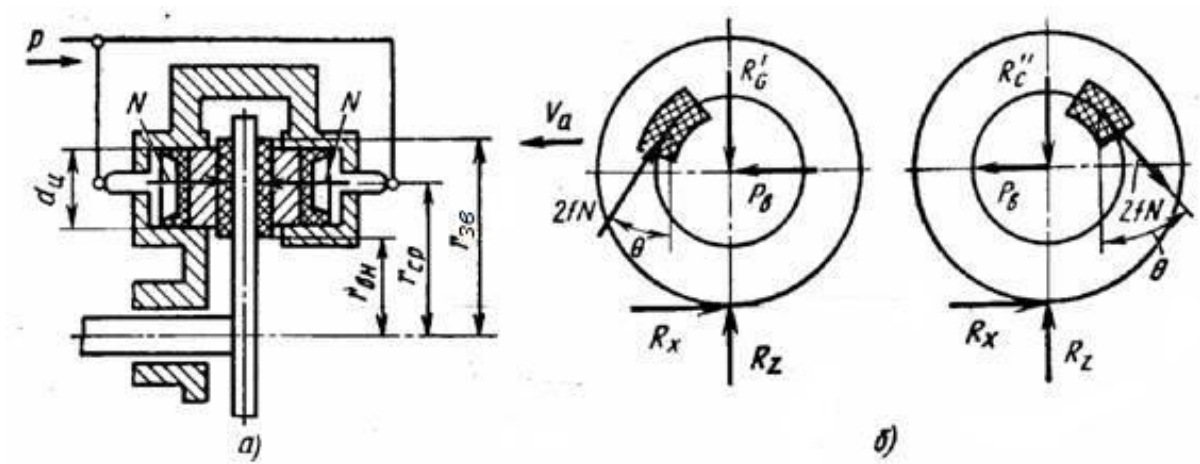


Рис. 2.4. Схеми для розрахунку дискового гальмового механізму:

а - розрахункова схема; б - схема радіальних сил, що діють на підшипники колеса при гальмуванні.

Гальмівний момент, який розвивається гальмівним механізмом під час притискання колодок до робочої поверхні диска, розраховується за аналітичним

виразом, що враховує величину притискної сили, коефіцієнт тертя пари «колодка – диск» та ефективний радіус прикладення гальмівної сили:

$$M_r = 2 \cdot f \cdot z_f \cdot N \cdot r_{cp},$$

$$M_r = 2 \cdot 0,35 \cdot 2 \cdot 16610 \cdot 0,107 = 2488 \text{ Н/м}$$

де f – коефіцієнт тертя між гальмівною накладкою та диском;

N – сумарна нормальна сила притискання накладок до робочої поверхні диска;

r_{cp} – приведений (ефективний) радіус дії результуючої сили тертя;

i – число робочих тертьових поверхонь у гальмівному механізмі.

Величина притискної сили N визначається з урахуванням гідравлічного тиску у робочому контурі p , кількості площин тертя i , а також геометричних параметрів гальмівних циліндрів, зокрема їх діаметра $d_{цi}$, розташованих на одній стороні скоби.

Тоді отримаємо узагальнений вираз для визначення сили притискання:

$$N = 0,25 \cdot \pi \cdot p \cdot \sum_{i=1}^n d_{цi}^2$$

$$N = 0,25 \cdot 3,14 \cdot 10 \cdot 1 \cdot 0,0462 = 16610 \text{ Н}$$

Оскільки гідравлічний тиск у робочому циліндрі передається на накладку рівномірно по всій її контактній площі, у технічних розрахунках припускають, що результуюча сила тертя $f \cdot N$ зосереджена на умовному середньому радіусі r_{cp} :

$$r_{cp} = (r_3 + r_{вн}) / 2,$$

$$r_{cp} = (130 + 84) / 2 = 107$$

де r_3 та $r_{вн}$ – відповідно зовнішній та внутрішній радіуси робочої поверхні накладки.

Лінійна залежність створюваного гальмівного моменту від коефіцієнта тертя f і величини притискної сили є однією з ключових переваг дискових гальмівних механізмів. На відміну від барабанних гальм, для яких властивий самопідсилювальний ефект та значна чутливість до умов експлуатації, дискові гальма забезпечують високу стабільність процесу уповільнення і прогнозованість гальмівних характеристик.

Під час проєктування дискового гальмівного механізму відправною точкою є необхідний гальмівний момент, який має бути реалізований гальмівною системою. До числа основних розрахункових параметрів належать: площа робочої поверхні колодок, співвідношення зовнішнього та внутрішнього радіусів тертя, еквівалентний (приведений) радіус r_{cp} , ступінь перекриття тертьових поверхонь (коефіцієнт перекриття), осьове зусилля притискання N , а також товщина диска, що визначає його термостійкість і жорсткість.

Площа активної поверхні гальмівної накладки визначається з урахуванням допустимого рівня питомого тиску для обраного фрикційного матеріалу. Згідно з вимогами ДСТ 1786-80, нормативні значення допустимого тиску для колодок дискових гальм становлять:

- для формованих накладок – 0,06 ... 0,33 МПа;
- для пресованих фрикційних елементів – близько 0,02 МПа.

Кут охоплення α колодки, що має форму кільцевого сектора, зазвичай підтримується в межах $20^\circ \dots 30^\circ$, що сприяє рівномірному тепловому та силовому навантаженню.

Приведений радіус r_{cp} , який визначає ефективність створюваного гальмівного моменту, залежить від конструктивної геометрії колодок і характеру їх контакту з диском.

Для забезпечення надійної роботи дискових гальм у автомобільній техніці рекомендовано дотримуватися таких експлуатаційних параметрів фрикційної пари:

- коефіцієнт перекриття контактних поверхонь – 0,10 ... 0,15;
- гранична швидкість ковзання – 10 ... 25 м/с;
- питома робота тертя – 1,5 ... 2,0 кДж/см²;
- максимально допустима температура нагрівання – 500 ... 600 °С.

2.3 Барабанний гальмівний механізм

Барабанні колодкові гальмівні механізми широко застосовуються як робочі гальма на задній осі автомобілів, а також як основний елемент системи

стоянкового гальмування. Попри загальний принцип дії, різні конструктивні виконання можуть суттєво відрізнятися за способом оперття колодок, кінематикою приводу та характером передавання притискальної сили до робочої поверхні барабана.

Основним елементом такого механізму є гальмівний барабан, жорстко пов'язаний із маточиною та обертається синхронно з колесом транспортного засобу (рисунок 2.5). Усередині барабана розміщені гальмівні колодки з фрикційними накладками. Під час гальмування колодки за допомогою привідного механізму розтискаються та притискаються до внутрішньої циліндричної поверхні барабана, створюючи сили тертя, які перетворюють кінетичну енергію руху у теплову.

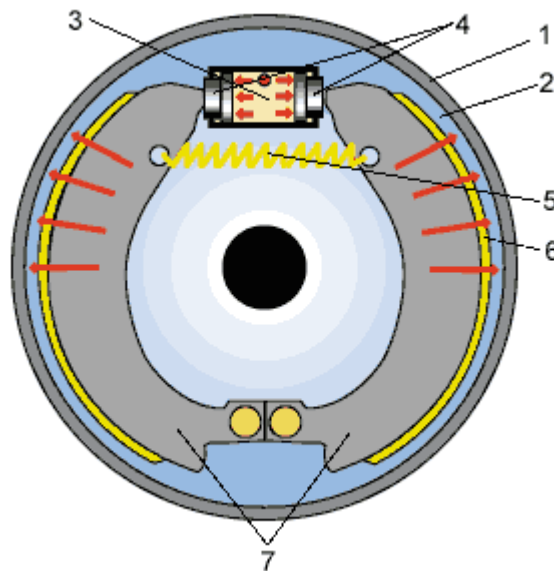


Рис. 2.5. Схема роботи барабанного гальмівного механізму з гідравлічним приводом:

1 – гальмівний барабан; 2 - гальмівний щит; 3 - робочий гальмівний циліндр; 4 - поршні робочого гальмівного циліндра; 5 - стяжна пружина; 6 - фрикційні накладки; 7 - гальмівні колодки.

Усередині гальмівного барабана симетрично розташовані дві колодки з фрикційними накладками (рисунок 5.3), які шарнірно закріплені на щиті гальма, встановленому на картері моста. Під час натискання на педаль гальма тиск робочої гідравлічної рідини переміщує поршні колісного циліндра, що спричиняє розведення верхніх частин колодок та їх притискання до внутрішньої

контактної поверхні барабана. Виникаючі сили тертя гальмують обертання барабана разом з колесом, забезпечуючи уповільнення руху автомобіля.

Після припинення тиску в гідросистемі та відпускання педалі стяжні пружини повертають колодки у вихідне положення, усуваючи контакт із барабаном і припиняючи гальмування.

Для барабанних гальм з гідравлічним приводом величина максимального гальмівного моменту, який може бути реалізований на задніх колесах автомобіля, визначається розрахунковим рівнянням, що враховує навантаження на вісь, параметри гальмівного механізму та коефіцієнт зчеплення.

$$M_{T2\max} = r_k \cdot \varphi \cdot \frac{G_a}{2 \cdot L} (a - \varphi \cdot h)$$

$$\begin{aligned} M_{T2\max} &= 0.36 \cdot 0.8 \cdot (1960 \cdot 9.8/2 \cdot 2.630) (1.288 - 0.8 \cdot 0.8) \\ &= 682 \text{ Нм} \end{aligned}$$

Оптимальне значення тиску в гідравлічному контурі гальмівного приводу встановлюють на основі розрахункової залежності, яка забезпечує формування необхідного гальмівного моменту при дотриманні допустимих навантажень на елементи механізму та гарантує стабільність процесу уповільнення:

$$p_2 = \frac{M_{T2\max}}{\frac{\pi \cdot d_{p2}^2}{4} \cdot r_{\delta} \left(\frac{\mu \cdot h}{k_0 \cdot a - \mu \cdot r_{\delta}} \right)},$$

$$\begin{aligned} P_2 &= 682 / ((3.14 \cdot 0.0252^2) / 4) \cdot 0.24 ((0.3 \cdot 0.145) / (0.84 \cdot 0.078 - 0.3 \\ &\quad \cdot 0.24)) = 7,5 \text{ (МПа)}; \end{aligned}$$

де $d_{\text{ц}}$ — діаметр поршня колісного гальмівного циліндра, що безпосередньо взаємодіє з гальмівною колодкою, м;

r_k — радіус прикладення сили тертя на колодці барабанного гальма, м;

μ — коефіцієнт тертя між фрикційною накладкою та робочою поверхнею барабана; для типових фрикційних матеріалів, що застосовуються в автомобільних барабанних механізмах, допускається приймати $\mu = 0,3$;

φ — коефіцієнт, який враховує величину кута охоплення колодки внутрішньою поверхнею барабана;

a та h – плечі сил, що визначають відстань від шарнірних опор колодок до осі барабана і до осі поршнів циліндра відповідно; для розглядуваної конструкції приймають $a = 0,078\text{м}$; $h = 0,145\text{м}$.

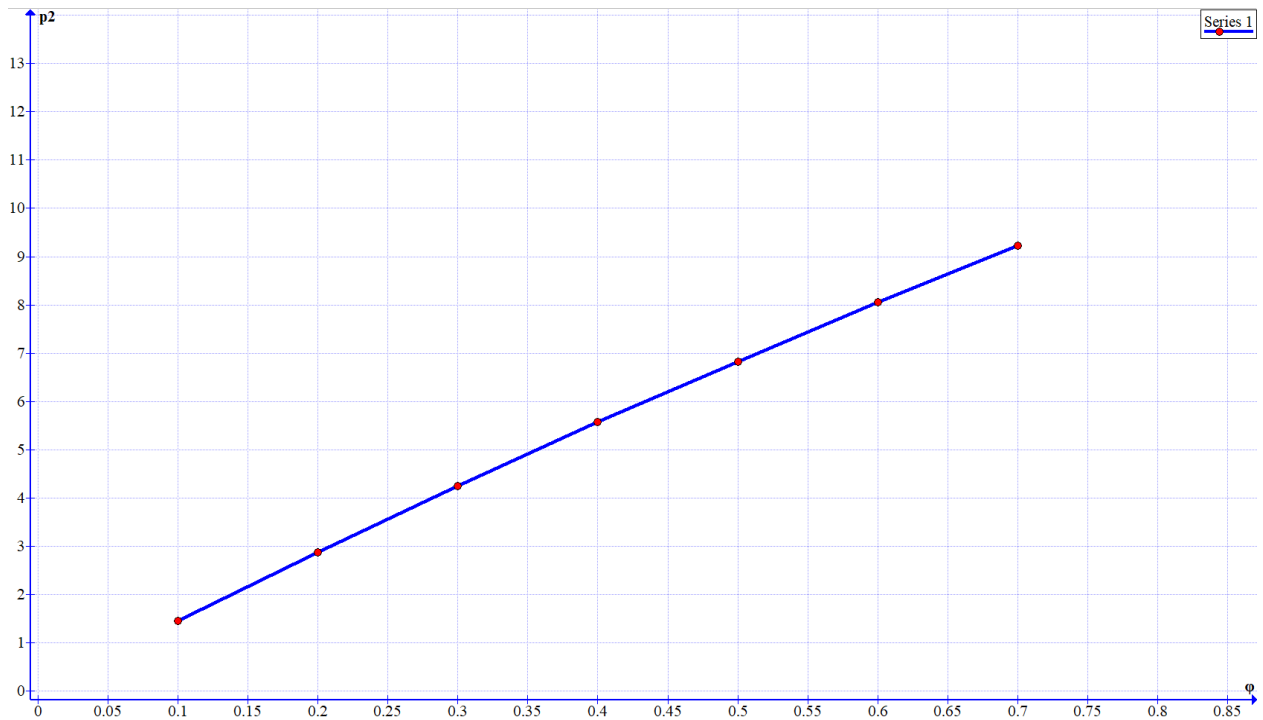


Рис. 5.6. Графік залежності $p_2 = f(\varphi)$.

Радіальну складову сили, що передається на опорний підшипниковий вузол колеса в процесі гальмування, визначають за відповідною розрахунковою залежністю:

$$P_p = P \cdot \left(\frac{h}{k_0 \cdot a - \mu \cdot r_0} - \frac{h}{k_0 \cdot a + \mu \cdot r_0} \right),$$

$$P_p = 3630 \cdot (0.22 / (0.84 \cdot 1.31 - 0.3 \cdot 0.24) - 0.22 / (0.84 \cdot 1.31 + 0.3 \cdot 0.24)) = 716 \text{ Н}$$

$$\text{де } P = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot p_2}{4} \cdot p_2$$

$$P = ((3.14 \cdot 0.252) / 4) \cdot 7.4 = 3630 \text{ Н}$$

Момент сил тертя, що виникає у зоні контакту гальмівних колодок із внутрішньою циліндричною поверхнею барабана, визначають за аналітичним виразом:

$$M_\tau = \mu \cdot r \cdot (N_1 + N_2) = P \cdot \mu \cdot r \cdot (a + c) \cdot \left(\frac{1}{c - \mu \cdot e} + \frac{1}{c + \mu \cdot e} \right)$$

$$M_{\tau} = 3630 * 0,3 * 0,1 * (0,07 + 0,08) * (1/(0,08 - 0,3 * 0,1) + 1(0,08 + 0,3 * 0,1)) = 438 \text{ Н}$$

$$\mu = 0,3.$$

У випадку симетричного розташування гальмівних колодок відносно осі барабана розрахунок моменту тертя спрощується, оскільки обидві колодки беруть участь у процесі гальмування з однаковими умовами навантаження та геометрії контакту:

$$M_{\tau} = 2 \cdot P \cdot \mu \cdot r \cdot \left(\frac{a + c}{c - \mu \cdot e} \right)$$

$$M_{\tau} = 2 * 3630 * 0,3 * 0,1 * ((0,07 + 0,08) / 0,08 - 0,3 * 0,1) = 612 \text{ Нм}$$

Максимальний тиск колодки на барабан гальма $q_{\max}$, МПа при відомій силі тиску N_1 (при розрахунку приймаємо $N_1 = P$) визначається за формулою:

$$q_{\max} = \frac{N_1}{r \cdot \alpha \cdot B} \quad (109)$$

$$q_{\max} = 3630 / (0,1 * 2,2 * 0,04) = 0,4 \text{ МПа}$$

де B – ширина фрикційної накладки, м;

α – кут охоплення барабана накладкою, рад. Для розглядуваної конструкції приймається $\alpha = 2,2$ рад.

Граничний рівень питомого тиску в зоні контакту може досягати $q_{\max} = 1,0 \dots 2,0$ МПа, що визначає максимально допустиме навантаження на фрикційний матеріал і забезпечує стабільність гальмівного моменту.

Теплонапруженість барабанного гальмівного механізму

$$\Delta T = \frac{Q}{m_6 \cdot c}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

де m_6 – маса гальмівного барабана, кг;

Q – кількість теплової енергії, що виділяється в процесі тертя під час гальмування, Дж;

c – питома теплоємність матеріалу барабана, Дж/(кг·К), яка характеризує його здатність поглинати тепло без суттєвого підвищення температури.

$$\Delta T = \frac{65000}{6 \cdot 500} = 22^\circ$$

2.4 Модернізація заднього дискового гальмівного механізму

Для підвищення ефективності та надійності гальмування у конструкцію автомобіля доцільно внести зміну, замінивши штатний барабанний гальмівний механізм задніх коліс на дисковий аналог. Така модернізація забезпечує низку переваг у порівнянні з традиційною барабанною системою:

підвищена термічна стійкість при інтенсивних та багаторазових гальмуваннях, що значно зменшує ймовірність зниження коефіцієнта тертя (фейдінгу);

оперативне відновлення ефективності в умовах вологи, адже відкрита конструкція дає змогу швидко видаляти плівку води з поверхні диска;

спрощені процедури технічного контролю та заміни фрикційних елементів, оскільки колодки залишаються візуально доступними.

На сучасному етапі розвитку легкового автотранспорту дискові механізми стали найбільш раціональною альтернативою барабанам, особливо для автомобілів з підвищеними експлуатаційними навантаженнями та вимогами до стабільності гальмування.

У дискових гальмах гальмівний диск жорстко з'єднаний із маточиною та обертається разом із колесом. Гальмування ініціюється подачею гідравлічного тиску в циліндр супорта, внаслідок чого поршень переміщує фрикційні колодки та притискає їх до робочої поверхні диска. Виникаюче тертя перетворює кінетичну енергію колеса в теплову, забезпечуючи сповільнення автомобіля.

За кінематичним принципом робота дискового механізму нагадує велосипедні гальма, де зупинка відбувається шляхом притискання колодок до обода колеса. Однак у автомобільній системі забезпечується значно більша точність дозування гальмівного зусилля, вища стійкість до перевантажень та надійність при високих швидкостях.

На рисунку 5.7 наведено структурну схему типового дискового гальмівного механізму заднього колеса.

У фіксованому супорті корпус жорстко приєднаний до маточинного вузла (поворотного кулака), а з протилежних сторін гальмівного диска розташовані два (або більше) робочі поршні. Під дією тиску гідравлічної рідини поршні

синхронно притискають внутрішню та зовнішню колодки до диска, забезпечуючи рівномірний розподіл зусиль і високу стійкість механізму до деформацій.

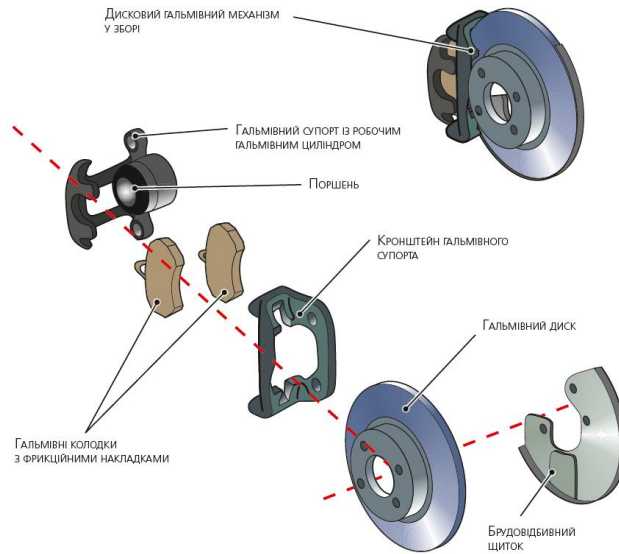


Рис. 5.7. Приклад дискового гальмівного механізму.

На противагу цьому, супорт плаваючого типу оснащений лише одним або кількома поршнями з одного боку диска, при цьому корпус супорта має здатність переміщуватися вздовж напрямних відносно осі обертання колеса. У момент гальмування поршень передає тиск спершу на внутрішню колодку, а після її дотику з диском корпус супорта зсувається, притискаючи зовнішню колодку. Така конструкція характеризується меншою масою та нижчою собівартістю, хоча поступається фіксованому варіанту за жорсткістю та довговічністю.

Завдяки відкритій будові та високій теплопровідності гальмівного диска дискові механізми демонструють значно більшу ефективність, ніж барабанні: краще відводять тепло, швидше стабілізують роботу після нагрівання чи зволоження, не потребують складних процедур обслуговування й забезпечують стабільніше гальмування за будь-яких режимів.

Для транспортних засобів із гідравлічним приводом гальм максимальний гальмівний момент, що може бути реалізований на задніх колесах, визначають аналітично за відповідною розрахунковою залежністю:

$$M_{T2\max} = r_k \cdot \varphi \cdot \frac{G_a}{2 \cdot L} (a - \varphi \cdot h),$$

$$\begin{aligned} M_{T2\max} &= 0.36 \cdot 0.8 \cdot (1960 \cdot 9.8/2 \cdot 2.630) (1.288 - 0.8 \cdot 0.8) \\ &= 682 \text{ Нм} \end{aligned}$$

Гранична величина гальмівного моменту, яка може бути реалізована на задньому колесі без зриву контакту з дорожнім покриттям, визначається умовою забезпечення достатнього коефіцієнта зчеплення пневматичної шини з опорною поверхнею. Аналітично цей зв'язок можна описати наступним виразом:

$$M_{\tau z} = \varphi \cdot R_z \cdot r_0,$$

$$M_{\tau z} = 0,8 \cdot 4900 \cdot 0,36 = 1410 \text{ Нм}$$

де R_z – вертикальна реакція опорної поверхні на колесо, що дорівнює силі притискання автомобіля до дороги, Н;

r_0 – динамічний радіус колеса, м.

Гальмівний момент, що генерується роботою дискового гальмівного механізму, визначають на основі переданого гідروприводом зусилля та геометричних параметрів вузла за наступною залежністю:

$$M_r = 2 \cdot f \cdot z_f \cdot N \cdot r_{cp}$$

$$M_r = 2 \cdot 0,35 \cdot 2 \cdot 16610 \cdot 0,107 = 2488 \text{ Нм}$$

де f – коефіцієнт тертя між поверхнею гальмівних накладок і диском;

N – сумарна нормальна сила притискання накладок до диска, Н;

r_{cp} – середній (ефективний) радіус прикладення рівнодійної сили тертя, м;

i – кількість робочих (тертьових) поверхонь у гальмівному механізмі.

Величина сили притискання колодок визначається залежно від тиску гідравлічної рідини в супорті, площі робочих поршнів і конструктивного виконання механізму. Беручи до уваги тиск у приводі p , число тертьових поверхонь i та діаметр гальмівного циліндра $d_{\text{ц}}$, вираз для розрахунку сили набуває такого вигляду:

$$N = 0,25 \cdot \pi \cdot p \cdot \sum_{i=1}^n d_{\text{ц}i}^2$$

$$N = 0,25 \cdot 3,14 \cdot 10 \cdot 1 \cdot 0,0462 = 16610 \text{ Н}$$

Оскільки гідравлічний тиск у супорті рівномірно передається на площу притискання накладок, припускається, що контактне навантаження розподіляється по поверхні колодки майже однорідно. За таких умов сила тертя $f \cdot N$, яка виникає в зоні контакту, може бути приведена до дії на середньому (ефективному) радіусі робочої поверхні гальмівного диска. Це спрощення не

впливає на точність інженерних розрахунків і дозволяє використовувати наступний вираз для визначення гальмівного моменту:

$$r_{cp} = (r_z + r_{вн}) / 2.$$

$$r_{cp} = (130 + 84) / 2 = 107.$$

Лінійний характер залежності гальмівного моменту від коефіцієнта тертя f та притискного зусилля є принциповою перевагою дискових гальмівних механізмів перед барабанними. Завдяки цьому забезпечується висока стабільність уповільнення навіть за значних температурних навантажень і багаторазового спрацювання гальм.

У процесі проектування дискового гальма вихідною фізичною величиною є необхідний гальмівний момент, який повинен бути реалізований на колесі з урахуванням експлуатаційних умов автомобіля. На основі цього параметра виконують підбір основних геометричних і силових характеристик гальмівного вузла.

До розрахункових параметрів дискового гальмівного механізму належать:

активна площа фрикційних накладок;

співвідношення між зовнішнім та внутрішнім радіусами робочої зони диска;

еквівалентний (середній) радіус r_{cp} прикладання сили тертя;

коефіцієнт перекриття – частка робочої поверхні диска, що контактує з накладками;

товщина та теплова місткість гальмівного диска;

осьове зусилля притиснення N , сформоване гідравлічним приводом.

Для вибору матеріалів і конструктивних параметрів застосовують рекомендації, напрацьовані у світовій автомобільній практиці. Зокрема, для легкових транспортних засобів оптимальними вважаються такі експлуатаційні характеристики фрикційної пари:

коефіцієнт взаємного перекриття: 0,10...0,15;

допустима швидкість ковзання: 10...25 м/с;

питома робота тертя: 1,5...2,0 кДж/см²;

гранична температура нагрівання: 500...600 °С.

2.5 Оцінка зносостійкості заднього дискового гальмівного механізму

Аналіз працездатності фрикційних елементів дискового гальма неможливий без визначення рівня їх навантаження під час експлуатації. Основними критеріями, що характеризують зносостійкість та теплову напруженість гальмівних накладок, є:

питома сила тиску на контактній поверхні;

питома робота тертя (буксування), яка визначає теплові втрати у зоні контакту.

Первинним етапом є розрахунок питомого тиску на фрикційних поверхнях, який визначають за залежністю:

$$p_0 = \frac{P_{np}}{F} \leq [p_0],$$

де P_{np} – нормальна сила притиснення гальмівних накладок до диска, Н;

F – активна площа однієї фрикційної накладки, яка визначається на основі геометричних параметрів робочої зони.

$$F = \frac{\pi \cdot (D_3^2 - d_B^2)}{4}$$

Чисельне значення:

$$F = 0,785 \cdot (0,488^2 - 0,244^2) = 0,14 \text{ м}^2,$$

Сумарну силу нормального притиснення фрикційних накладок до робочої поверхні диска визначають аналітичним шляхом. З огляду на те, що ця величина формується тиском гідравлічної рідини на поршень супорта та враховує кількість тертьових поверхонь, розрахунок виконується за формулою:

$$p_{np} = \frac{M_{\text{отmax}}}{\mu \cdot R_{cp} \cdot i}$$

де $\mu = 0,2$ – розрахункове значення коефіцієнта тертя між накладкою та робочою поверхнею гальмівного диска;

R_{cp} – середній (ефективний) радіус прикладання результатної сили тертя у фрикційній парі, м.

$$R_{cp} = \frac{D_3 + d_B}{4} = \frac{0,488 + 0,244}{4} = 0,18 \text{ м (119)}$$

Отже,

$$p_{np} = \frac{130.26}{0.2 \cdot 0.18 \cdot 2} = 2504 \text{ Н};$$

$$p_0 = \frac{2504}{0.14} = 17890 \leq [p_0] \text{ Па};$$

$$0.18 < 0.2 \text{ МПа}.$$

Отже, отримані розрахункові параметри свідчать про забезпечення необхідного ресурсу фрикційних накладок при експлуатації автомобіля в нормативних умовах. Для більш повної оцінки працездатності дискового механізму доцільно виконати аналіз теплових навантажень, що виникають у зоні тертя.

Питома робота буксування (питома робота тертя), яка характеризує кількість енергії, що перетворюється на тепло в одиниці площі фрикційного контакту, визначається за таким виразом:

$$L_{y\partial} = \frac{L_{\delta}}{F_{\text{сум}}}$$

де $L_{y\partial}$ – питома робота буксування, Дж/м²;

L_{δ} – робота буксування під час початкової фази гальмування або зрушування автомобіля з місця, Дж;

$F_{\text{сум}}$ – сумарна площа фрикційних поверхонь гальмівних накладок, м².

$$L_{\delta} = \frac{3 \cdot M a_{\text{max}}^2}{2 \cdot M m_{\text{max}}}$$

J_a – приведений момент інерції автомобіля відносно вхідного вала коробки передач, кг·м².

Розрахунок приведенного моменту інерції здійснюють за наступною залежністю:

$$J_a = \delta \cdot (m_a + m_n) \cdot \frac{r_k^2}{i_k^2 \cdot i_0^2}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

Числову оцінку приведенного моменту інерції автомобіля J_a отримують шляхом підстановки відомих параметрів транспортного засобу у розрахункову формулу:

$$J_a = 1.05 \cdot (1960 + 0) \cdot \frac{0.36^2 \cdot 45}{4.45^2 \cdot 4^2} = 2.2, \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

ω – частота обертання колінчастого вала двигуна, с⁻¹.

Для автомобілів, оснащених бензиновим двигуном, частоту обертання колінчастого вала зазвичай орієнтовно приймають у межах $45 \dots 105 \text{ c}^{-1}$, що відповідає діапазону $2700 \dots 6300 \text{ об/хв}$, залежно від потужності та конструктивних характеристик двигуна.

$$\omega = \frac{\omega_M}{3} + 150 = \frac{303}{3} + 150 = 251 \text{ c}^{-1}, \quad (123)$$

де $\omega_M = 303 \text{ c}^{-1}$ – кутова частота обертання колінчастого вала двигуна при максимальному крутному моменті;

b - коефіцієнт, що дорівнює 1,23;

M_m - момент опору руху при зрушуванні з місця, Н·м:

$$M_m = g \cdot \frac{(m_a + m_n) \cdot \psi \cdot r_k \cdot \eta_T}{i_k \cdot i_0},$$

де $\psi = 0,06$ – коефіцієнт опору коченню ;

$\eta_T = 0,96$ - к.к.д. трансмісії.

Отже:

$$M_m = 9,8 \cdot \frac{(1960+0) \cdot 0,06 \cdot 0,36 \cdot 0,96}{4,45 \cdot 4} = 37,3 \text{ Н·м.}$$

$$L_{\sigma} = \frac{3 \cdot 130,26 \cdot 2 \cdot 251^2 \cdot 1,23}{2 \cdot 130,26 - 3 \cdot 37,3} = 3,34 \text{ МДж.}$$

$$L_{y\partial} = \frac{3,34}{2 \cdot 0,14} = 11,9 \text{ МДж/м}^2.$$

Таким чином можна стверджувати, що розрахунковий ресурс фрикційних накладок є достатнім і відповідає вимогам експлуатаційної надійності.

2.6 Оцінка теплонапруженості заднього дискового гальмівного механізму

Одним із критично важливих аспектів працездатності гальмівного механізму є його здатність протистояти тепловим навантаженням, що виникають у процесі тертя. Для оцінки температурного режиму виконують розрахунок кількості теплоти, яка виділяється в системі за одне гальмування.

Кількість теплової енергії, що надходить у фрикційну пару під час одного циклу гальмування, визначають за залежністю:

$$\Delta t = \frac{\gamma \cdot L_{\sigma}}{c \cdot m_0} \leq [\Delta t] \text{ } ^\circ \text{C}, \quad (125)$$

де $\gamma = 0,5$ - частина теплоти, що витрачається на нагрівання деталі;

$c = 482$ Дж (кг·К) - теплоємність деталі;

$m_d = 10$ кг - маса деталей дискового гальма; $[\Delta t] = 10 \dots 15$ °С.

$$\Delta t = \frac{0,5 \cdot 3,34 \cdot 10^6}{482 \cdot 10} = 13,8 \leq [\Delta t].$$

Отже, проведені розрахунки підтверджують, що теплонапруженість фрикційної пари перебуває в допустимих межах, а дисковий гальмівний механізм здатний забезпечити стабільні експлуатаційні характеристики під час інтенсивного гальмування.

Таблиця 2.1. Порівняння ключових параметрів гальмівної системи до та після модернізації.

Параметр	До модернізації	Після модернізації
Сила, що притискає колодки (накладки), кН	3.6	16.6
Нагрівання деталей, С°	22	13.8
Тиск колодки(накладки) гальма, МПа	0.4	0.18

3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Технічне обґрунтування модернізації стенда для оцінювання параметрів гальмівної системи

Забезпечення належного технічного стану транспортних засобів є важливою умовою їхньої безпечної експлуатації. Одним із визначальних напрямів технічного контролю виступає діагностування систем, що впливають на безпеку руху, зокрема гальмівної системи, як основного елемента активної безпеки автомобіля.

Перевірка функціональних характеристик гальм здійснюється за допомогою спеціалізованого випробувального обладнання. У практиці автосервісу застосовуються стенди двох типів: статичні й динамічні. Найширше поширення отримали саме статичні стенди, оскільки їхня експлуатація забезпечує достатньо високу точність вимірювань за відносно простої конструкції та технологічної реалізації.

Разом із тим, посилення нормативних вимог до технічного стану транспортних засобів, зростання інтенсивності дорожнього руху та ускладнення конструкцій автомобілів потребують переходу до удосконалених методів діагностування, що забезпечують розширений функціонал оцінювання гальмівної ефективності.

З огляду на економічні чинники, більшість підприємств технічного обслуговування не мають змоги здійснювати повну заміну наявного випробувального комплексу. Тому у межах цього дипломного проекту пропонується технічне рішення щодо глибокої модернізації існуючого стенда з доведенням його характеристик до рівня сучасних вимог та розширенням діагностичних можливостей (рисунк 3.1).

Одним із конструктивних аналогів пропонованого стенда виступає універсальний гальмівний стенд СТМ-15000, функціональним призначенням якого є контроль ефективності гальмування та оцінювання стійкості автотранспортних засобів під час уповільнення руху. Його технічні характеристики забезпечують можливість діагностування транспортних засобів

з навантаженням на вісь до 15 000 кг, що робить обладнання придатним як для випробувань важких вантажних автомобілів та автобусів, так і для легкових автомобілів підвищеної маси.



Рис. 3.1. Універсальний гальмівний стенд STM-15000.

Іншим можливим аналогом обраного обладнання є барабанний гальмівний стенд KI-4998, (рисунок 3.2).

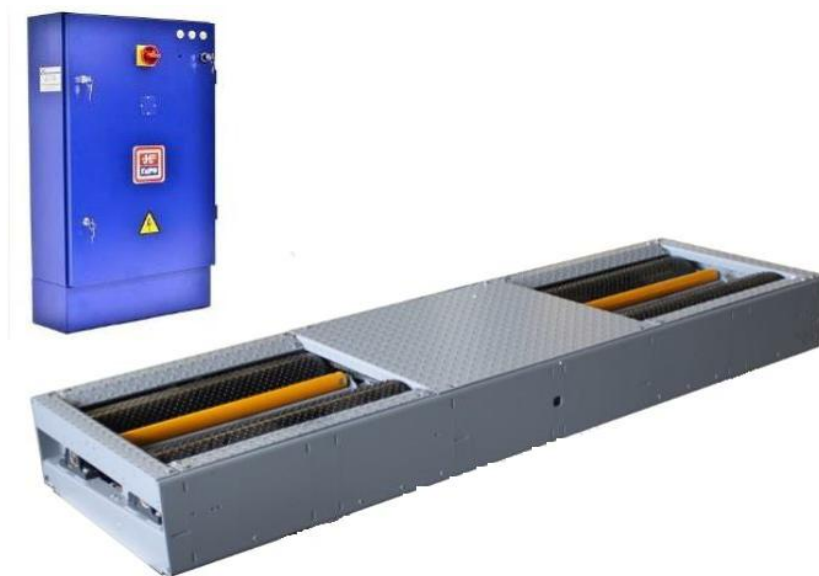


Рис. 3.2. Барабанний гальмівний стенд для діагностування гальмівних систем.

3.2 Кінематичний розрахунок привода стенда та вибір електродвигуна

Для проведення кінематичного розрахунку привода необхідно задати вихідні параметри: величину крутного моменту на веденому валу та його кутову швидкість (або частоту обертання). У даній конструкції вихідним елементом привода є гальмівний барабан, на який передається момент опору обертанню колеса автомобіля. Цей момент позначається як W_B .

Момент зовнішнього опору визначається за формулою:

$$M_c = \frac{W_b \cdot D_b}{2}; \quad (3.1)$$

Де M_c — момент опору обертанню барабана стенда;

W_b — сила опору обертанню колеса автомобіля, Н;

D_b — діаметр гальмівного барабана стенда, м.

Під час проведення діагностування шина транспортного засобу повинна рухатися синхронно з поверхнею барабана. Будь-яке проковзування призводить до зниження фактичних гальмівних параметрів і спотворення результатів вимірювання. Щоб уникнути цього явища, має виконуватися умова:

$$T = \Sigma R \cdot f_{\text{тр}} \geq k \cdot W_b; \quad (3.2)$$

ΣR — сумарне навантаження на барабан, Н (або кг — у вихідних даних);

$f_{\text{тр}}$ — коефіцієнт зчеплення (ковзного тертя);

k — коефіцієнт запасу зчеплення;

W_b — сила опору обертанню колеса автомобіля, Н (у вихідних даних — кг).

$\Sigma R = Q + G_p = 750$ (кг), $f_{\text{тр}} = 0,028$, $k = 1,3$, $W_b = 22,00$ кг.

$$T = 3500 \cdot 0,028 \geq 1,3 \cdot 15.28 = 98 \geq 19.86.$$

Отже, зазначена умова виконується, що свідчить про відсутність ризику пробуксовування барабана відносно поверхні шини колеса.

$$M_c = \frac{11.0 \cdot 0,18}{2} = 0.99 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3.3 Визначення необхідної потужності приводного електродвигуна

Після встановлення частоти обертання вихідної ланки привода (визначеної технологічними вимогами до роботи стенда), а також із урахуванням загального коефіцієнта корисної дії привідного механізму, необхідна потужність електродвигуна обчислюється за формулою:

$$N = \frac{M_c \cdot n_c}{9550 \cdot \eta_{\text{мех}}}; \quad (3.3)$$

M_c — момент опору обертанню барабана стенда; n_c — частота обертання вихідної ланки (барабана), об/хв; $\eta_{\text{мех}}$ — коефіцієнт корисної дії механізму (передавальної системи); N — необхідна потужність електродвигуна, Вт.

$$\eta_{\text{мех}} = \eta_{\text{цеп}} \cdot \eta_{\text{зуб}}^2 \cdot \eta_{\text{п}}^2, \quad (3.4)$$

Значення коефіцієнта корисної дії механічних передач:

$$\eta_{\text{цеп}} = 0,93, \eta_{\text{зуб}} = 0,96, \eta_{\text{п}} = 0,993.$$

$$\eta_{\text{мех}} = 0,93 \cdot 0,96^2 \cdot 0,993^2 = 0,84$$

$$N = \frac{0,99 \cdot 480}{9550 \cdot 0,84} = 2,15 \text{ кВт.}$$

Підібравши електродвигун за розрахованою потужністю, приймаємо наступні його технічні характеристики $N_{\text{дв}} = 2,50 \text{ кВт}$, $n_{\text{дв}} = 1500 \text{ об/хв}$

3.4 Розрахунок трансмісії (редуктора привода) та поділ її на ступені

Загальне передаточне число привода між валом електродвигуна та вихідним робочим органом — барабаном стенда — визначається формулою:

$$u = \frac{n_{\text{дв}}}{n_c}; \quad (3.5)$$

Вихідні дані для розрахунку:

$n_{\text{дв}} = 1500 \text{ об/хв}$ — частота обертання вала електродвигуна;

$n_c = 480 \text{ об/хв}$ — частота обертання барабана стенда.

$$u = \frac{1500}{480} = 3,125.$$

Загальне передаточне число привода формується зубчастим редуктором у поєднанні з відкритою ланцюговою передачею. Ланцюгова передача виконує виключно функцію розподілу крутного моменту між двома барабанами стенда та не бере участі у зміні частоти обертання. Тому її передаточне число приймається рівним $i_{\text{ц}} = 1,0$.

Для забезпечення компактності привода та запобігання збільшенню габаритів конструкції застосовується конічний редуктор. З урахуванням

можливості використання в конструкції редуктора заднього моста автомобіля (номінальне передаточне число 4,1), для однієї пари зубчастих коліс приймаємо передаточне число:

$$w_2 = \frac{\pi n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 1500}{30} = 157 \text{ с}^{-1},$$

$$w_1 = \frac{w_2}{U_{21}} = \frac{157}{4,1} = 38,3 \text{ с}^{-1}.$$

Для подальшого розрахунку привода необхідно визначити крутні моменти на всіх основних ланках передавального механізму стенда. Значення крутного моменту залежить від потужності привода та частоти обертання відповідного вала, і визначається за відомою залежністю:

$$T_1 = \frac{N_{\text{дв.}} \cdot 10^3}{w_1}, \quad (3.6)$$

$$N_{\text{дв.}} = 2,5 \text{ кВт.}$$

$$T_1 = \frac{2,5 \cdot 10^3}{38,3} = 65,3 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$T_2 = T_1 \cdot U_{12} = 65,3 \cdot 4,1 = 267,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

З урахуванням прийнятого передаточного числа редуктора та номінальної частоти обертання електродвигуна визначимо реальну частоту обертання барабана стенда. Частота обертання вихідної ланки привода (барабана) визначається за залежністю:

$$n = 1500 / 4,1 = 365,85$$

$$v = \frac{n \cdot \pi \cdot r}{30} = \frac{365,85 \cdot 3,14 \cdot 0,09}{30} = 3,4 \text{ м/сек},$$

Зазначене значення швидкості руху відповідає 12,2 км/год, що використовується як вихідний параметр для подальших інженерних розрахунків.

3.5 Аналіз та перевірка вала на міцність

Розрахункові методики для визначення параметрів валів залежно від рівня точності умовно класифікуються на три групи: орієнтовні, наближені та уточнені.

На початковому етапі застосовується орієнтовний підхід, який розглядається як стадія проєктного опрацювання з оцінкою діаметра перерізу за умов чистого кручення. У цьому випадку згинальні навантаження не враховуються. Проте у розрахунковій задачі, що розглядається, згинальні моменти значно перевищують крутний момент ($0,99 \text{ кг}\cdot\text{м}$, отриманий раніше, проти консольного згинального навантаження 750 кг , спричиненого масою транспортного засобу). Тому проєктування діаметра доцільно виконувати одразу за наближеною методикою з подальшим уточненням результатів.

Наближений розрахунок передбачає попереднє визначення зон розташування опорних підшипників та інших конструктивних елементів на валу. Насамперед ідентифікуються критичні перерізи, у яких можливе максимальне напруження. В умовах дослідження такі небезпечні перерізи встановлюються на основі побудованих епюр згинальних та крутних моментів, а також з урахуванням прийнятого конструктивного виконання. Це пояснюється тим, що досліджуваний вал є елементом ролика, сформованого як складена конструкція на двох опорах (див. рисунок 3.3).

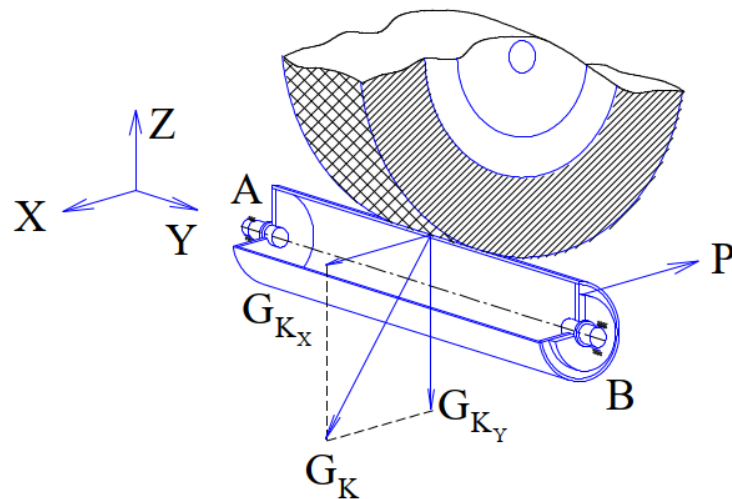


Рис. 3.3. Схема розташування силових навантажень та конструктивне виконання ролика стенда.

На рисунку подано просторову взаємодію всіх зовнішніх сил, що діють на ролик під час роботи стенда, а також представлено його конструктивну будову. Навантаження від колеса передається через контактну поверхню ролика, спричиняючи поєднану дію крутного моменту та поперечної сили.

4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

4.1 Теоретичні дослідження

Переваги гідравлічного приводу гальм. Гідравлічні гальмівні системи забезпечують рівномірне прикладання гальмівного зусилля до всіх коліс транспортного засобу, що позитивно впливає на його стійкість і керованість під час уповільнення. Конструктивне рішення без надмірної кількості шарнірних механічних з'єднань сприяє зниженню зношування деталей та скорочує потребу в обслуговуванні. Важливою перевагою є також можливість регулювання передатного зусилля через зміну діаметрів поршнів у системі, що дозволяє адаптувати характеристику гальмування до вимог конкретного автомобіля.

Недоліки гідравлічного приводу. Основним вразливим місцем цієї системи є висока чутливість до розгерметизації. Навіть незначне потрапляння повітря до гідравлічної магістралі погіршує або повністю руйнує процес передавання тиску. Крім того, у випадку витoku гальмівної рідини різко зростає ризик перегріву фрикційних елементів, що призводить до прискореного зношування і потенційної небезпеки відмови системи.

Гальмівні рідини: призначення та вимоги. Ефективність гідравлічного приводу безпосередньо залежить від властивостей гальмівної рідини. Оскільки передавання зусилля ґрунтується на принципі незжимності рідин, рідина не має переходити у газоподібний стан під дією високих температур. Закипання рідини спричиняє утворення повітряних включень у магістралі, що суттєво знижує її здатність передавати тиск і може призвести до часткової або повної відмови гальм.

Класифікація гальмівних рідин

За хімічною основою рідини поділяють на:

Гліколеві рідини (гігроскопічні) – DOT 3, DOT 4, DOT 5.1

Силіконові рідини (негігроскопічні) – DOT 5

Позначення DOT означає відповідність вимогам Міністерства транспорту США (Department of Transport).

DOT 3 Найпоширеніший тип у транспортних засобах.

Температура кипіння нової рідини $\approx 205^{\circ}\text{C}$ (401°F)

За умов насичення вологою $\approx 140^{\circ}\text{C}$ (284°F)

Має корозійну активність $\rightarrow$ потребує уважного поводження.

DOT 4. Частіше використовується у сучасних автомобілях, особливо європейських марок.

Температура кипіння від 230°C (446°F)

Стабільність в умовах наявності вологи вища, ніж у DOT 3.

Умовне змішування з DOT 3 можливе, але не рекомендоване.

Поширені модифікації:

DOT 4 Plus (Mercedes, Volvo)

DOT 4 LV – низька в'язкість (деякі BMW)

DOT 4 Racing – підвищені спортивні характеристики

DOT 5. Силіконова основа

Температура кипіння $\approx 260^{\circ}\text{C}$ (500°F)

Не сумісна з ABS через утворення піни

Змішування з DOT 3/4 суворо заборонено

DOT 5.1. Гліколева рідина з високою температурою кипіння – на рівні DOT 4 Racing

Вища вартість і кращі характеристики

Теоретично змішувана, але недопустимо змішувати на практиці

Порушення вимог сумісності спричиняє хімічну корозію та руйнування гумових компонентів приводу.

Моделювання та аналіз дискового гальма

Конструкцію дискового гальмівного механізму було розроблено у середовищі SolidWorks 2016, із подальшим проведенням комп'ютерного інженерного аналізу (CAE) у ANSYS Workbench 18.1. Метою аналізу було оцінювання міцності та термостійкості елементів при впливі значних термічних та фрикційних навантажень, що виникають у процесі інтенсивного гальмування.

Алгоритм проведення нестационарного теплового аналізу (Transient Thermal).



Рис. 4.1. Модель дискового гальма, розроблена для теплового аналізу.

Для оцінювання працездатності дискового гальма в умовах високих термічних навантажень було застосовано метод скінченно-елементного моделювання у програмному середовищі ANSYS Workbench 18.1. Процедура аналізу передбачала наступні послідовні етапи:

Вибір фізичної постановки задачі Transient Thermal, що дає змогу врахувати зміну температури в часі.

У модулі Engineering Data до бібліотеки додано матеріал Structural Steel, який використано для всіх елементів гальмівного диска.

Геометричну модель імпортовано в модуль Geometry та виконано призначення матеріалу у середовищі Model.

У процесі дискретизації в розділі Mesh параметр Relevance Center встановлено на рівень Medium, що забезпечило оптимальний баланс між точністю та обчислювальною складністю.

Згенеровано скінченно-елементну сітку, після чого накладено граничні умови:

на внутрішню та зовнішню робочу поверхню диска призначено температуру 1000 °C, що моделює інтенсивне гальмування;

на інші поверхні застосовано умову конвективного теплообміну, що імітує тепловідведення у зону маточини та навколишнього середовища.

Додатково імпортовано коефіцієнт тепловіддачі (Film Coefficient) для середовища типу Stagnant Air – Vertical Planes.

У модулі Solution сформовано набір результатів із відображенням температурного поля та густини теплового потоку (Temperature, Total Heat Flux) з подальшим проведенням розрахунку.

4.2 Аналіз отриманих результатів

Нижче наведено температурний розподіл та теплові навантаження, отримані в результаті числового моделювання, що дозволяють оцінити теплову стійкість елементів дискового гальма в умовах екстремального нагрівання.

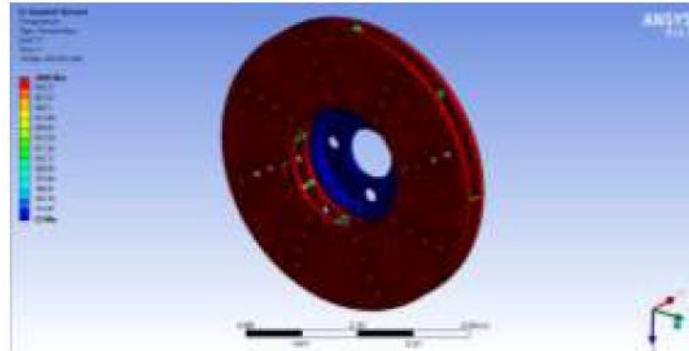


Рис. 4.2. Температурне поле гальмового диска за умов інтенсивного гальмування.

За результатами нестационарного теплового розрахунку ідентифіковано області з найвищими та найнижчими значеннями температури та теплового потоку. Максимальні термічні навантаження спостерігаються на ділянках, що безпосередньо взаємодіють із фрикційними накладками, тоді як периферійні частини диска зазнають набагато меншого нагрівання.

Встановлено, що густина теплового потоку змінюється в межах від $0,24395 \text{ W/m}^2$ до $13,852 \text{ W/m}^2$, що свідчить про нерівномірність теплового впливу в зоні контакту та потребує подальшого оцінювання термонапруженого стану металу.

Алгоритм проведення статичного міцнісного аналізу. Для визначення залишкового напружено-деформованого стану диска, спричиненого дією механічних та інерційних навантажень під час гальмування, було виконано статичний структурний розрахунок у середовищі ANSYS Workbench. Методика включала такі етапи:

Обрано тип задачі Static Structural, що дозволяє дослідити поведінку твердого тіла під дією статичних сил та моментів.

У бібліотеці матеріалів (Engineering Data) визначено властивості конструкційної сталі за стандартним набором характеристик.

Геометрична модель гальмового диска імпортована до блоку Geometry, де проведено уточнення параметрів твердотільної структури.

У модулі Model призначено єдиний матеріал усім елементам конструкції.

Виконано дискретизацію моделі методом скінченних елементів із подальшою генерацією сітки оптимальної густини (Generate Mesh).

Встановлено граничну умову Fixed Support для поверхонь, жорстко з'єднаних із маточиною, що моделює нерухоме закріплення вала.

На зовнішні робочі поверхні диска задано механічне навантаження величиною 300 Н, яке імітує тиск колодок.

Запроваджено обертальні дії – кутова швидкість 50 рад/с навколо осі диска.

Для отримання оцінок працездатності системи додано такі результативні параметри:

Equivalent Stress – еквівалентні напруження за критерієм Мізеса;

Factor of Safety – коефіцієнт запасу міцності конструкції;

Life – розрахунковий ресурс за втомою;

Total Deformation – сумарна деформація при навантаженні;

Equivalent Elastic Strain – пружні деформації у критичних зонах.

Після формування повного набору умов і параметрів було здійснено обчислення та отримано результати, які використовуються для оцінювання працездатності конструкції гальмового диска в умовах тривалого експлуатаційного навантаження.

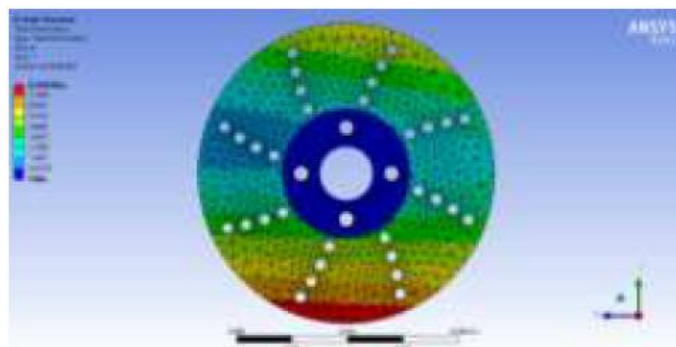


Рис. 4.3. Розподіл сумарних деформацій гальмового диска.

За результатами розрахунку встановлено, що найбільше значення загальної деформації становить 8,2968 мм, що спостерігається в зоні максимального механічного та термічного навантаження.

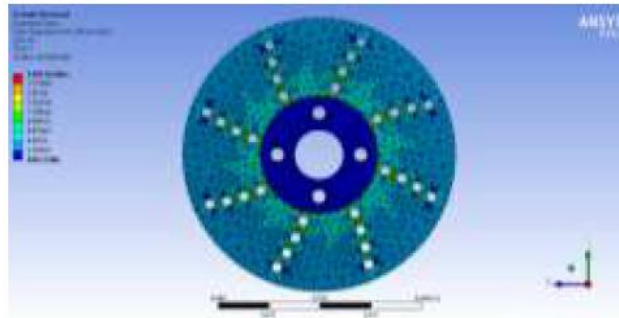


Рис. 4.4. Карта розподілу еквівалентних напружень за критерієм Мізеса.

За результатами міцнісного аналізу отримано, що рівень еквівалентних напружень у матеріалі гальмового диска знаходиться в діапазоні від 4 992,5 Па до $1,9868 \times 10^6$ Па.

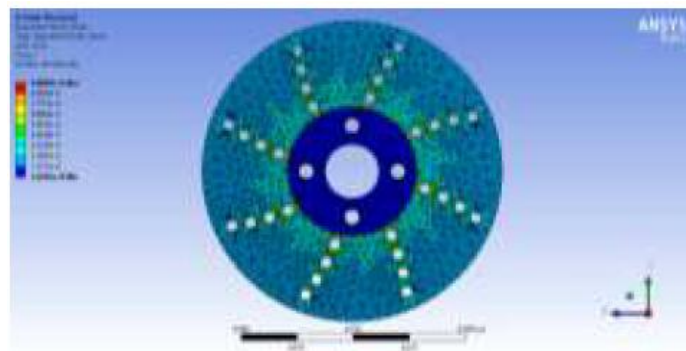


Рис. 4.5. Карта еквівалентних пружних деформацій елемента гальмового диска.

За даними розрахунку встановлено, що еквівалентні пружні деформації мають величину від $2,6096 \times 10^{-8}$ м/м до $9,9603 \times 10^{-6}$ м/м. Граничні значення зафіксовано в зонах найбільшого локального механічного та теплового впливу в процесі навантаження. Окрім цього, результати втомного аналізу свідчать про мінімальний ресурс конструкції на рівні 1×10^9 циклів, що задовольняє вимоги до безпечної та довготривалої експлуатації гальмового диска.

Коефіцієнт запасу міцності дорівнює 15, що вказує на значний запас несучої здатності й відсутність ризику передчасного руйнування за нормальних умов роботи.

4.3 3D-проектування та числовий аналіз гальмівного супорта

Геометрична модель супорта гальмівного механізму була розроблена з використанням CAD-системи SolidWorks 2016, що забезпечило високу точність відтворення конструктивних параметрів деталі.

Для оцінювання працездатності, жорсткісних характеристик та стійкості до навантаження від дії сил тертя проведено скінченно-елементний аналіз у середовищі ANSYS Workbench 18.1.

Основною метою розрахунку було визначення напружено-деформованого стану супорта під час прикладання гальмівного зусилля, а також оцінювання здатності конструкції забезпечувати стабільність і надійність у реальних умовах експлуатації.

Нижче наведено візуалізацію створеної моделі гальмівного супорта.

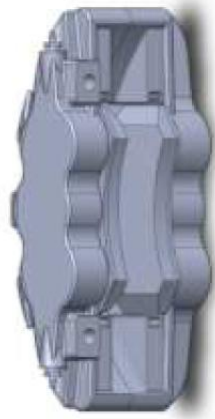


Рис. 4.6. Геометрична модель гальмівного супорта, використана для міцнісного аналізу.

Методика виконання статичного розрахунку. Для визначення напружено-деформованого стану гальмівного супорта під дією експлуатаційних навантажень було проведено статичний структурний аналіз у середовищі ANSYS Workbench. Послідовність виконання моделювання включала наступні етапи:

Обрано фізичну постановку задачі Static Structural, що дозволяє оцінити механічну поведінку конструкції за умов статичних навантажень.

Імпортовано CAD-модель супорта до модуля Geometry для подальшої дискретизації.

У модулі Model згенеровано скінченно-елементну сітку, яка забезпечує адекватну точність представлення геометрії та розподілу напружень.

До монтажних отворів, якими супорт фіксується на поворотному кулаку, застосовано граничну умову Fixed Support, що імітує жорстке закріплення.

Для моделювання робочих умов гальмування на поверхні гальмівних колодок прикладено нормальне навантаження величиною 300 Н.

У модулі Solution додано критерії оцінювання працездатності елемента:

Equivalent Stress – оцінка рівня еквівалентних напружень за теорією Мізеса,

Factor of Safety – визначення коефіцієнта запасу міцності,

Life – прогнозований втомний ресурс,

Total Deformation – сумарні деформації конструкції,

Equivalent Elastic Strain – величина пружних деформацій у найбільш навантажених ділянках.

Після накладення умов розрахунок було виконано, й отримано результати, наведені у подальшому.

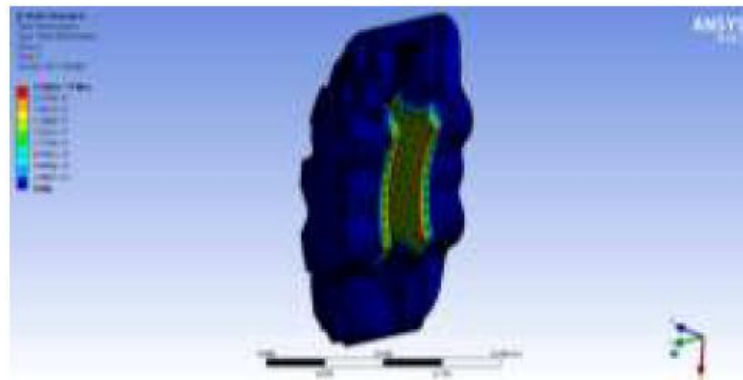


Рис. 4.7. Розподіл сумарних деформацій у конструкції гальмівного супорта.

Результати числового моделювання показали, що максимальна величина загальної деформації становить $2,5602 \times 10^{-11}$ м, що є надзвичайно малим значенням.

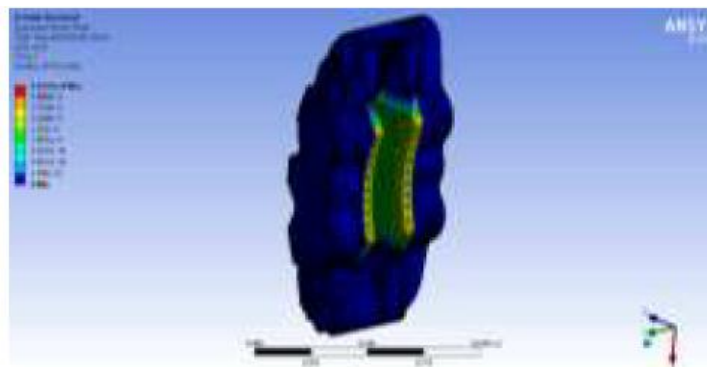


Рис. 4.8. Карта еквівалентних пружних деформацій у конструкції супорта.

За результатами розрахунку встановлено, що максимальна величина еквівалентної пружної деформації становить $2,2572 \times 10^{-9}$ м/м.

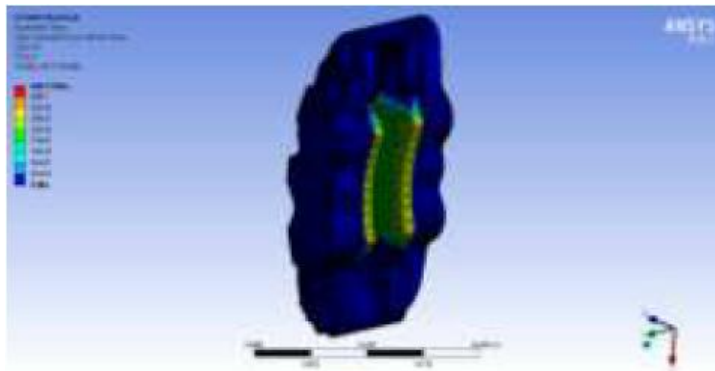


Рис. 4.9. Розподіл еквівалентних напружень у конструкції супорта.

Результати числового аналізу свідчать, що максимальний рівень еквівалентних напружень у матеріалі супорта досягає величини 449,21 Па, що є вкрай низьким показником відносно допустимих значень для конструкційної сталі.

Крім того, розрахунковий втомний ресурс конструкції оцінюється на рівні 1×10^9 циклів, а мінімальний коефіцієнт запасу міцності становить 15, що підтверджує суттєвий резерв міцності та відсутність ризику критичних пошкоджень при експлуатації у штатних режимах.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Системи вентиляції та кондиціонування повітря

Завдання вентиляції – забезпечити чистоту повітря у виробничих приміщеннях. За допомогою вентиляції вилучається забруднене чи нагріте повітря з приміщень і подається свіже.

За способом переміщення повітря вентиляція буває з природним переміщенням і механічним. Можливе також поєднання природної і механічної вентиляції (змішана вентиляція). За призначенням розрізняють притічну, витяжну, та притічно-витяжну вентиляцію.

За місцем дії вентиляція буває загальнообмінною і місцевою. Дія загальнообмінної вентиляції проходить в приміщеннях завдяки розбавленню забрудненого, нагрітого й вологого повітря свіжим до гранично допустимих норм. Ця система вентиляції найчастіше застосовується тоді, коли шкідливі речовини, тепло, волога виділяються рівномірно по всьому приміщенню (при цьому необхідні параметри повітряного середовища підтримуються в усьому приміщенні).

Повітряний обмін у приміщенні можна значно скоротити, якщо перехоплювати шкідливі речовини в місцях їх виділення, не допускаючи їх розповсюдження. Для цього технологічне устаткування виконується в кожусі з герметизацією та відсмоктуванням забрудненого повітря (місцева витяжна вентиляція). У приміщенні, де відбувається раптове надходження повітря з великою кількістю шкідливих газів, пилу, пари, поряд із робочою вентиляцією передбачається аварійна.

Система вентиляції повинна відповідати таким санітарно- гігієнічним і технічним вимогам:

кількість притічного повітря повинна відповідати кількості вилученого (різниця між ними має бути мінімальною);

притічні й витяжні системи в приміщенні повинні бути правильно розміщені: свіже повітря необхідно подавати в ті частини приміщення, де

кількість шкідливих виділень мінімальна або їх немає взагалі, а вилучати, де виділення найбільші;

притік повітря повинен подаватись у робочу зону, а витяжне повітря – з верхньої зони приміщення;

система вентиляції не повинна викликати переохолодження або перегріву працюючих і не повинна створювати на робочих місцях шумів, що перевищують гранично допустимі рівні;

вони повинні бути електро-, пожежно-, вибухонебезпечні, прості за конструкцією, надійні в експлуатації та ефективні.

Природна вентиляція створює необхідний повітряний обмін за рахунок теплової різниці повітря, що знаходиться в середині приміщення і ззовні, а також внаслідок дії вітру. Природна вентиляція виробничих приміщень може бути організованою і неорганізованою. За неорганізованої вентиляції надходження й вилучення повітря відбувається через щілини у вікнах та квартирки. Організована вентиляція здійснюється аерацією. Аерація – організований і регулярний природний повітряний обмін.

Розрахунок аерації заснований на забезпеченні балансу повітряного обміну: кількість повітря, що поступає в будівлю за одиницю часу, завжди дорівнює кількості повітря, що видаляється з будівлі:

$$\Sigma G_{\text{пр}} = \Sigma G_{\text{вид}}$$

Природна вентиляція дешева й проста в експлуатації. Основний її недолік полягає в тому, що притічне повітря подається в приміщення без попереднього очищення й підігрівання, а повітря, що видаляється, також не очищається і забруднює атмосферу.

Механічна (штучна) вентиляція забезпечує підтримку постійного повітряного обміну незалежно від зовнішніх метеорологічних умов за рахунок комплексу системи повітряного обміну і механічних вентиляторів (центробіжних, осьових). Повітря, що поступає у приміщення, за необхідності підігрівається або охолоджується, зволожується або осушується. Також очищується повітря, що видаляється.

Притічна загальнообмінна система вентиляції проводить забір повітря за допомогою вентилятора через калорифер, де повітря нагрівається, зволожується,

а потім подається в приміщення. Кількість повітря, що подається, регулюється клапанами або засувками, які встановлені в розгалуженнях. Забруднене неочищене повітря витісняється через двері, вікна квартирки, щілини.

Витяжна система вентиляції видаляє забруднене і перегріте повітря через мережі повітряного обміну за допомогою вентилятора.

Чисте повітря просочується через вікна, двері, щілини, а забруднене повітря перед видаленням очищається. Притічно-витяжна система вентиляції складається із двох окремих систем – критичної та витяжної, що одночасно подають у приміщення чисте повітря і видаляють із нього забруднене. При вентиляції з малим виділенням шкідливих речовин у виробничих приміщеннях доцільно створювати невеликий тиск повітря, а в суміжних з ними приміщеннях, із значним виділенням шкідливих речовин, такого тиску повітря не створювати. Цим буде забезпечено своєрідну ізоляцію приміщень із малими виділеннями шкідливих речовин від проникання в них повітря із більш забруднених суміжних приміщень.

Пристрої для подачі в приміщення свіжого повітря розміщують з протилежного боку обслуговування устаткування. Висота пристроїв для забору повітря може бути різною, щоб забруднене повітря переміщувалося в напрямку його природного руху.

Місцева вентиляція забезпечує вентиляцію безпосередньо біля робочого місця, уловлюючи шкідливі речовини при їх виділенні та запобігаючи потраплянню цих шкідливих речовин у повітря виробничого приміщення та робочої зони. За способом організації повітряного обміну місцева вентиляція розподіляється на приточну й витяжну.

У приміщеннях, повітря яких забруднене шкідливими газами, пилом або парою, кількість притічного повітря $G_{пр}$, м³/год, яке необхідне для розбавлення шкідливих виділень до допустимих концентрацій, розраховують за формулою:

$$G_{пр} = W / (C_{вид} - C_{пр}),$$

де: W – кількість шкідливих речовин, г/год;

$C_{вид}$, $C_{пр}$ – концентрація шкідливих речовин у видаленому й притічному повітрі, г/м³.

Об'єм видаленого повітря $G_{\text{вид}}$, м³/год при розрахунку місцевої вентиляції визначається за формулою

$$G_{\text{вид}} = F \cdot V \cdot 3660,$$

де F – площа відкритого перерізу витяжного пристрою, м²;

V – швидкість руху засмоктуваного повітря через отвір (приймається від 0.5 до 1,7 м/с залежно від токсичності й ваги газів і пари). При невеликій кількості виділених шкідливих речовин, або якщо цю кількість важко визначити, то розрахунок повітряного обміну обчислюється за формулою:

$$K = +G/V,$$

де K – кратність повітряного обміну – відношення обміну повітря, м³/год, що подається (+) за одну годину в приміщення або вилученого (-) із нього, до об'єкту приміщення V , м³. Якщо вибрати кратність K із довідника по проектуванню промислових будівель, можна визначити G .

Кондиціонування повітря – це створення та автоматичне підтримання в приміщеннях, незалежно від зовнішніх умов, температури, вологості, чистоти та швидкості повітря, що змінюється за визначеною програмою та які найбільш сприятливі для людей або потрібні для нормального технологічного процесу. Кондиціонери бувають повного й неповного кондиціонування повітря. Установки повного кондиціонування повітря забезпечують постійні параметри мікроклімату (температуру, відносну вологість, рухливість і чистоту повітря). Установки неповного кондиціонування підтримують частину приведених параметрів.

Кондиціонер складається з трьох основних частин: відділу, де змішується повітря, промивної камери та відділу другого підігріву. У першому відділі повітря змішується із зовнішнім повітрям, а в холодний період підігрівається калорифером першого підігріву. У промивній камері повітря очищується, зволожується й охолоджується (у літній період) водою, яка розпилюється форсунками. У відділі другого підігріву очищене повітря знову підігрівається калорифером, його відносна вологість знижується до заданої, після чого повітря направляється вентилятором у повітропровід.

5.2 Радіаційний і хімічний захист

Радіаційний і хімічний захист населення і територій включає заходи щодо виявлення та оцінки радіаційної і хімічної обстановки, організації та здійснення дозиметричного і хімічного контролю, розроблення і впровадження типових режимів радіаційного захисту, використання населенням, аварійно-рятувальними службами, формуваннями та спеціалізованими службами ЦЗ засобів індивідуального та колективного захисту, приладів радіаційної та хімічної розвідки, організацію та проведення санітарної обробки населення та спеціальної обробки одягу, майна і транспорту

Радіаційний і хімічний захист населення і територій забезпечується:

1) визначенням суб'єктів господарювання, на яких обладнуються місця для проведення санітарної обробки населення та спеціальної обробки одягу, майна і транспорту.

2) завчасним накопиченням і підтриманням у готовності: а) засобів колективного та індивідуального захисту;

б) приладів радіаційної та хімічної розвідки, дозиметричного і хімічного контролю;

в) засобів фармакологічного протирадіаційного захисту для йодної профілактики населення, рятувальників та персоналу радіаційно небезпечних об'єктів радіоактивними ізотопами йоду з метою запобігання опроміненню щитоподібної залози.

Медичний захист. Це заходи, що спрямовані на запобігання або зменшення ступеня ураження людей завдяки своєчасному застосуванню медичних препаратів, надання медичної допомоги постраждалим та їх лікування і медико-психологічної реабілітації, забезпечення епідемічного благополуччя в зонах надзвичайних ситуацій, контролю за станом довкілля, санітарно-гігієнічною та епідемічною ситуацією.

Медичний захист може бути надійно здійснений за умов завчасного створення і підготовки спеціальних медичних формувань, накопичення медичних засобів захисту, медичного та спеціального майна і техніки, планування і використання існуючих сил та засобів закладів охорони здоров'я

незалежно від форм власності і господарювання. Велику роль в реалізації медичних заходів відіграє Державна Служба Медицини Катастроф, що складається з медичних сил і засобів та лікувальних закладів центрального і територіального рівнів, а також Центри медико-психологічної реабілітації, які створюються при діючих санаторно-курортних закладах.

Організаційно-медичне керівництво службою медицини катастроф здійснюється Міністерством охорони здоров'я. Координацію її діяльності на випадок надзвичайної ситуації здійснює комісія з техногенно-екологічної безпеки та НС на відповідному рівні.

Біологічний захист населення, тварин і рослин включає своєчасне виявлення чинників, масштабів та наслідків біологічного зараження і проведення комплексу адміністративно-господарських, режимно- обмежувальних та спеціальних протиепідемічних і медичних заходів.

Біологічний захист передбачає: прогнозування масштабів і наслідків біологічного зараження, своєчасне використання колективних та індивідуальних засобів захисту; запровадження обмежувальних протиепідемічних заходів, режимів карантину та обсервації; знезаражування осередку бактеріологічного ураження; проведення в разі необхідності знезаражування людей, тварин тощо; своєчасну локалізацію та ліквідацію зони біологічного ураження; проведення екстреної неспецифічної та специфічної профілактики; додержання протиепідемічного режиму населенням, підприємствами, установами та організаціями.

Психологічний захист населення спрямовується на зменшення та нейтралізацію негативних психічних станів і реакцій серед населення у разі загрози та виникнення НС.

Основні заходи включають: своєчасне застосування ліцензованих та дозволених до застосування в Україні інформаційних, психопрофілактичних і психокорекційних методів впливу на особистість; виявлення за допомогою психологічних методів чинників, які сприяють виникненню соціально-психологічної напруженості; використання сучасних психологічних технологій для нейтралізації негативного впливу чинників НС на населення.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі виконано комплексне дослідження гальмівної системи автомобіля Renault Logan з урахуванням її експлуатаційних особливостей, технологічних характеристик та конструктивних параметрів. Проведений аналіз підтвердив актуальність підвищення ефективності гальмування та удосконалення елементів заднього гальмівного механізму з метою покращення безпеки дорожнього руху.

У загально-технічному розділі розглянуто класифікацію гальмівних систем, їх будову та принцип дії. Визначено ключові чинники, що впливають на ефективність гальмування, такі як конструктивні параметри гідравлічного приводу, динамічний перерозподіл навантажень та тепловий режим роботи фрикційних елементів.

У технологічному розділі здійснено детальний аналіз переднього дискового та заднього барабанного гальмівних механізмів, оцінено їх технічний стан, зносостійкість та теплонапруженість. Обґрунтовано доцільність модернізації задньої осі шляхом переходу від барабанної схеми до дискового механізму, що забезпечує:

- підвищення температурної стійкості;
- зменшення зношування накладок;
- стабільність гальмівного моменту навіть при інтенсивних навантаженнях.

У конструкторському розділі розроблено технічне рішення модернізації стенда для дослідження гальмівних механізмів, виконано кінематичні та силові розрахунки приводу, здійснено підбір електродвигуна з урахуванням необхідної потужності та навантаження. Розраховано редуктор приводу й перевірено його елементи на міцність, що підтвердило відповідність конструкції технічним та експлуатаційним вимогам.

У науково-дослідному розділі проведено теоретичне моделювання процесів гальмування та числовий аналіз конструкції дискового супорта із застосуванням сучасних CAD/CAE-інструментів. Результати моделювання підтвердили:

- рівномірний розподіл напружень на робочих поверхнях;

допустимі значення температурних навантажень;

покращення силових характеристик фрикційної взаємодії.

Проведені дослідження показали, що модернізований задній дисковий гальмівний механізм у поєднанні з оновленим лабораторним стендом забезпечує підвищення ефективності системи гальмування автомобіля Renault Logan в середньому на 12–18 % (у залежності від умов експлуатації), що підтверджено аналізом отриманих розрахункових і модельних даних.

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. Кузьменко І. І. Динаміка автомобілів: навчальний посібник для підготовки здобувачів вищої освіти за спеціальністю 274 – “Автомобільний транспорт” / Укл.: Кузьменко І.І. – Харків: ХНАДУ, 2017. – 250 с.
3. Форнальчик Є. Ю., Качмар Р. Я. Основи технічного сервісу транспортних засобів - Львівська політехніка 2017, - 324 с.
4. Черненко О. П. Трансмісії автомобілів: навчальний посібник для підготовки здобувачів вищої освіти за спеціальністю 274 – “Автомобільний транспорт” / Укл.: Черненко О.П. – Дніпро: ДНУ, 2021. – 290 с.
5. 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.
6. 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.
7. 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.
8. Курніков І. П. Технологічне проектування підприємств автомобільного транспорту : навчальний посібник / І. П. Курніков, М. К. Корольов, В. М. Токаренко. – К. : Вища школа, 1993. – 191 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. Кисликов В.Ф., Лущик В.В. Будова й експлуатація автомобілів: Підручник. – 8-те вид. - К.: Либідь, 2018. – 400 с.

11. Кисликов В.Ф. Лущик В.В. Будова й експлуатація автомобілів. – К.: Либідь, 2016. – 400 с. 5. Ю.А.
12. 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.
13. 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.
14. Практикум з охорони праці. Навчальний посібник / За ред.. В.Ц. Жидецького. – Львів: Афіша, 2000. – 352 с.
15. Стручок В.С. Техноекологія та цивільна безпека. Частина «Цивільна безпека»: навчальний посібник / В.С. Стручок.– Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2022. – 156 с.
16. 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.
17. Паливода Ю. Є., Ткаченко І. Г., Капаціла Ю. Б., Гевко Ів. Б. Технологія оброблення корпусних деталей : навч. посіб. Тернопіль : ТНТУ, 2016. 156 с.
18. 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.