

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Транспортний факультет
(повне найменування факультету)

Кафедра «Автомобілі»
(найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

бакалавра

(ступінь вищої освіти)

на тему: «Проектування переднього гальмівного механізму автомобіля
категорії М1»

Студента (ки) 4-го курсу Т-110-ої групи
Спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»

освітня програма (спеціалізація)
«Колісні та гусеничні транспортні
засоби»

Второва Р.Ю.
(прізвище та ініціали)

Керівник кандидат технічних наук,
доцент кафедри «Автомобілі»

Слюсаров О.С.

(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

Національна шкала відсутня
Кількість балів: 9,5 Оцінка: ECTS —

Члени комісії

Армюх О.М.
(прізвище та ініціали)
Слюсаров О.С.
(прізвище та ініціали)
Турчак С.М.
(прізвище та ініціали)

Рецензент

2024 рік

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Факультет: Транспортний

Кафедра: Автомобілі


Ступінь вищої освіти: бакалавр

Спеціальність: 133 Галузеве машинобудування
(код і найменування)

Освітня програма (спеціалізація): Колісні та гусеничні транспортні засоби
(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри: канд. техн. наук, доцент Артюх О. М.

 «13» березня 2024 року

ЗАВДАННЯ

НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Второва Руслана Юрійовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи): «Проектування переднього гальмівного механізму автомобіля категорії М1»

Керівник проекту (роботи), кандидат технічних наук, доцент кафедри «Автомобілі»

Слюсаров

О.С.

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

затверджені наказом закладу вищої освіти від «21» 05 2024 року №235

2. Строк подання студентом проекту (роботи) 12.06.2024

3. Вихідні дані до проекту (роботи): автомобіль категорії М1

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їх належить розробити):

1. Загально технічний розділ

2.

Аналітичний

розділ

3. Діагностика та випробування гальмівної системи

автомобіля

4. Конструкторський розділ

5. Спеціальний розділ


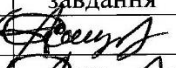

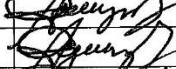
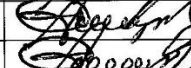
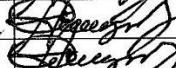
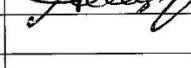
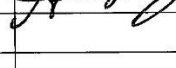


5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

1. Дисковий гальмівний механізм (А1)

2. Гальмівний диск (А3)

3. Гальмівний супорт (А3)

4. Гальмівна колодка (А3)
 5. Захисний кожух (А3)
 6. Структуро-слідча схема (А1)
 7. Загальний вид гальмівного стану (А1)
 8. Приводний механізм стану з під'ємним роликком (А1)
 9. Зірочка (А3)
 10. Ролик під'ємного пристрою (А3)
 11. Вал (А3)
 12. Кришка (А3)
6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	ПРИЗВИЩЕ, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1	Слюсаров О.С. к.т.н. доцент		
2	Слюсаров О.С. к.т.н. доцент		
3	Слюсаров О.С. к.т.н. доцент		
4	Слюсаров О.С. к.т.н. доцент		
5	Слюсаров О.С. к.т.н. доцент		

7. Дата видачі завдання: 01.03.2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів курсового проекту (роботи)	Строк виконання етапів курсового проекту (роботи)	Примітка
1	Узгодження теми з керівником	13.03.24 - 19.03.24	
2	Аналіз літературних джерел	20.03.24 - 02.04.24	
3	Визначення мети та завдання	03.04.24 - 05.04.24	
4	Аналіз конструкції агрегату	06.04.24 - 11.04.24	
5	Складальні креслення деталей	17.04.24 - 02.05.24	
6	Відформлювання проектно-об'єктної записки	03.05.24 - 10.06.24	
7	Захист дипломної роботи	12.06.24	

Студент(ка)


(Підпис)

Второв Р.Ю.

(Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

Керівник проекту (роботи)



Слюсаров О.С.

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до дипломного проекту: 90 с, 5 табл, 13 рис, 20 джерел.

ГАЛЬМІВНА СИСТЕМА, АНАЛІЗ, ДОСЛІДЖЕННЯ, ДІАГНОСТИКА, ПЕРЕДНІЙ ГАЛЬМІВНИЙ МЕХАНІЗМ, РОЛИКОВИЙ СТЕНД

Об'єкти дослідження: передній гальмівний механізм легкового автомобіля категорії М1; роликовий стенд для діагностики гальмівної системи автомобіля.

Мета роботи: визначитися з поняттям гальмівна система, ознайомитися з вимогами, що до неї висуваються, проаналізувати існуючі конструкції гальмівних систем, проаналізувати способи підвищення ефективності гальмівної системи, вибрати легковий автомобіль категорії М1 та модернізувати його передній гальмівний механізм, зробити всі необхідні розрахунки, спроектувати гальмівний механізм, розробити роликовий стенд для діагностики гальмівної системи та провести всі необхідні розрахунки, зробити висновки.

У першому розділі визначив ознаки класифікації, особливості конструкції та принцип роботи гальмівних систем автомобіля, розглянув можливі несправності гальмівної системи автомобіля та способи їх усунення, визначив автомобіль, що буде модернізуватися, надав його загальну технічну характеристику.

Другий розділ досліджує існуючі конструкції гальмівних механізмів на прикладі конструкцій дискових гальм лідерів-виробників Knorr та Haldex.

У третьому розділі розглянув способи діагностики гальмівної системи легкового автомобіля.

Четвертий розділ містить обґрунтування вибраних мною технологічних рішень щодо модернізації переднього гальмівного механізму обраного мною

автомобіля, та проектування роликового діагностичного стенду, розрахунки гальмівної динаміки автомобіля, на основі яких я побудував графіки, а також розрахунки гальмівного механізму та його окремих частин та подальше його проектування; проведені розрахунки основних параметрів діагностичного стенду, ланцюгової передачі, а також кінематичний і силовий розрахунок підйомного механізму та виконано подальше їх проектування.

П'ятий розділ присвячений охороні праці.

По закінченню розрахунків зробив висновки щодо якості досягнення мети роботи.

ЗМІСТ

Вступ.....	8
1 Загально технічний розділ.....	9
1.1 Вимоги, що висуваються до конструкції гальмівних механізмів.....	9
1.2 Ознаки класифікації гальмівних механізмів.....	10
1.3 Аналіз конструкції та принципів роботи гальмівних механізмів.....	12
1.4 Характерні несправності гальмівної системи автомобіля.....	22
1.5 Загальна технічна характеристика автомобіля категорії М1.....	25
2 Аналітичний розділ.....	28
2.1 Огляд та аналіз існуючих конструкцій гальмівних механізмів.....	28
2.2 Інноваційні підходи в конструкції гальмівних механізмів.....	32
3 Діагностика гальмівної системи легкового автомобіля.....	35
3.1 Діагностика гальмівної системи за допомогою автоматизованого роликового стенду.....	35
3.2 Діагностика гальмівної системи дорожніми випробуваннями.....	37
4 Конструкторський розділ.....	39
4.1.1.1 Вибір показників гальмівної динаміки автомобіля.....	39
4.1.1.2 Розрахунок нормальних реакцій дороги.....	39
4.1.1.3 Розрахунок гальмівних сил і моментів.....	43
4.1.1.4 Розрахунок гальмівних сил по зчепленню колеса з дорогою.....	45
4.1.2.1 Розрахунок гальмівних механізмів.....	49
4.1.2.2 Уточнення діаметрів d_1 і d_2 гальмівних циліндрів і необхідного тиску в гідроприводі гальма.....	50
4.1.2.3 Розрахунок ходу педалі дискового гальма.....	52
4.1.2.4 Визначення середнього питомого тиску на фрикційну накладку гальмівного механізму.....	53
4.1.2.5 Питома робота тертя.....	53
4.1.2.6 Підвищення температури при одноразовому гальмуванні.....	54
4.1.3.1 Розрахунок скоби дискового гальма.....	55

4.1.3.2 Розкриття скоби.....	57
4.1.3.3 Розрахунок болтів гальмівного диска на зріз.....	57
4.2 Конструювання стенда для діагностики гальмівної системи автомобіля.....	59
4.2.1 Опис конструкції та принцип роботи стенда для діагностики гальмівної системи автомобіля.....	59
4.2.2 Визначення основних параметрів гальмівного стенду.....	62
4.2.3 Розрахунок ланцюгової передачі.....	70
5 Охорона праці.....	84
5.1 Технологічна безпека під час роботи з діагностичним стендом.....	84
Висновки.....	88
Перелік джерел посилання.....	89

ВСТУП

Кожного дня мільйони автомобілів пересуваються по дорогах по всьому Світу, виконуючи при цьому своє призначення. За статистикою на 2023 рік, кількість автомобільного транспорту тільки в Україні за приблизними підрахунками складає близько 10,2 млн одиниць. Але, автомобільний транспорт є найнебезпечнішим видом транспорту.

Згідно з оприлюдненими даними, у 2023 році в Україні сталося 24 521 ДТП із загиблими та травмованими. Торік у ДТП загинуло 3238 громадян, а ще 29738 було травмовано.

Безпека автомобілів значною мірою залежить від технічного стану гальмівних систем та рульового управління, через несправність яких трапляється близько 64% ДТП. Понад 90% всіх ДТП, що відбуваються, супроводжуються гальмуванням. За даними статистики, кількість ДТП, зумовлених несправністю гальмівної системи автомобілів становить 40-50% від загального числа подій з причин, пов'язаних з технічним станом автомобілів.

Метою цього дипломного проекту є розробка та модернізація переднього гальмівного механізму легкового автомобіля категорії М1, та проектування стенда для діагностики гальмівної системи автомобіля. У процесі виконання роботи необхідно вирішити такі завдання:

- визначити основні вимоги, що висувуються до конструкції гальмівних систем;
- проаналізувати конструкцію та принцип роботи гальмівних механізмів, визначити її можливі несправності та способи діагностування;
- провести конструкторську розробку гальмівного механізму;
- розрахувати основні елементи гальмівного механізму;
- провести конструкторську розробку стенду;
- провести розрахунок основних елементів стенду;
- зробити висновки

1 ЗАГАЛЬНО ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Вимоги, що висуваються до конструкції гальмівних механізмів автомобіля

Гальмівні системи автомобіля мають бути високоефективними. При інтенсивному русі кількість дорожньо-транспортних пригод та аварій зменшиться, якщо максимальне значення уповільнення буде високим і приблизно однаковим у різних за типом і масою автомобілів, що рухаються в потоці.

Одночасно мають бути близькими один до одного гальмівні шляхи автомобілів (різниця має бути не більше 15%). При мінімальному гальмівному шляху забезпечуватиметься не лише висока безпека руху, а й збільшення середньої швидкості автомобіля.

Необхідними умовами отримання мінімальної гальмівної колії є мінімальний час спрацьовування гальмівного приводу, одночасне гальмування всіх коліс автомобіля, та можливість доведення гальмівних сил на всіх колесах автомобіля до максимального значення зі зчеплення та забезпечення необхідного розподілу гальмівних сил між колесами автомобіля відповідно до навантажень на колеса.

Також однією з необхідних умов є стійкість при гальмуванні. Виконання цієї вимоги підвищує ефективність гальмування автомобіля на дорогах з малим коефіцієнтом зчеплення (слизькі, зледенілі дороги, тощо) та сприяє підвищенню безпечності руху.

Відповідно до ГОСТ 22895-95 гальмівне керування повинно включати такі гальмівні системи:

- робочу;
- запасну;
- стоянкову;

- допоміжну (гальмо-сповільнювач), обов'язкову для автобусів повною масою понад 5 т, та вантажних автомобілів масою понад 12 т, призначену для гальмування на тривалих спусках та підтримуючих швидкість 30 км/год на спуску з ухилом 7% протяжністю 6 км [1].

Кожна з перерахованих гальмівних систем включає один або кілька гальмівних механізмів та гальмівний привід.

До гальмівних механізмів автомобілів висуваються такі основні вимоги:

- ефективність дії, тобто створення більшого гальмівного моменту;
- стабільність ефективності гальмування при зміні швидкості автомобіля, кількості гальмування, температури тертя елементів гальмівної системи і т.д.
- високий та стабільний механічний ККД;
- збереження стабільних гальмівних властивостей;
- високу експлуатаційну надійність;
- плавність дії;
- відсутність вібрації при гальмуванні;
- автоматичне відновлення номінального зазору між елементами гальмівного механізму, в яких виникають сили тертя;
- зручність та легкість керування, обумовлені зусиллям, що прикладається до педалі гальма.

1.2 Ознаки класифікації та принципів роботи гальмівних механізмів

Гальмівна системи легкового автомобіля служить для зниження швидкості його руху до повної зупинки та утримання у нерухомому стані. Легкові автомобілі обладнуються робочою та стоянковою гальмівними системами.

Будь-яка гальмівна система автомобіля включає керуючий пристрій, гальмівний привід і гальмівні механізми. Керуючий пристрій слугує для приведення в дію гальмівної системи і включає орган управління (педаль), що

приводиться в дію за рахунок м'язової сили водія, а також додатковий енергопостачальний пристрій для зменшення зусиль, що додаються водієм до органу управління при гальмуванні автомобіля.

Сукупність пристроїв, призначених для передачі енергії від джерела до гальмівних механізмів та управління нею в процесі гальмування, називається гальмівним приводом. Гальмівна система, що має додатковий енергопостачальний пристрій, називається енергопостачальною, а та, що не має такого пристрою - м'язовою.

На автомобілях застосовуються різні види гальмівного приводу. Він служить для розподілу та передачі зусилля від керуючого або енергопостачального пристрою до гальмівних механізмів. Гальмівний привід може бути механічним, гідравлічним, пневматичним, вакуумним, електричним або комбінованим, наприклад, гідропневматичним. На легкових автомобілях в даний час застосовується гідравлічний (для робочої гальмівної системи) та механічний (для стоянкової гальмівної системи) приводи. У найближчій перспективі очікується поширення електричного приводу гальм з електронним керуванням.

Привід робочої гальмівної системи з метою підвищення надійності дії повинен мати не менше двох незалежних контурів. У разі пошкодження одного з контурів, другий контур забезпечує гальмування автомобіля.

Найчастіше використовується принцип розподілу приводу по осях автомобіля. Така схема є найпростішою, але при цьому значно знижується ефективність гальмування при виході з ладу контуру передніх гальм. При діагональній схемі зберігається хороша ефективність гальмування, але різко знижується стійкість автомобіля при виході з ладу одного з контурів, особливо при гальмуванні на повороті. Ця особливість повинна враховуватися при конструюванні керуючого пристрою автомобіля. Зазначені недоліки обох схем усуваються повністю або частково у двоконтурних приводах з використанням принципу дублювання [2].

Гальмівні механізми служать для перетворення переданих на них через гальмівний привід зусиль у гальмівні сили, що протидіють руху автомобіля. У гальмівних системах легкових автомобілів застосовуються лише колісні фрикційні колодкові гальмівні механізми, що забезпечують загальмовування коліс автомобіля за рахунок сил тертя, що виникають між встановленим у нерухомо закріпленому гальмівному механізмі гальмівними колодками і гальмівним диском, що обертається разом з колесом (дисківий гальмівний механізм або гальмівний барабан). Теплота, що утворюється в процесі роботи гальмівних механізмів, а також продукти їх зношування (в основному накладок гальмівних колодок) розсіюються в навколишнє середовище.

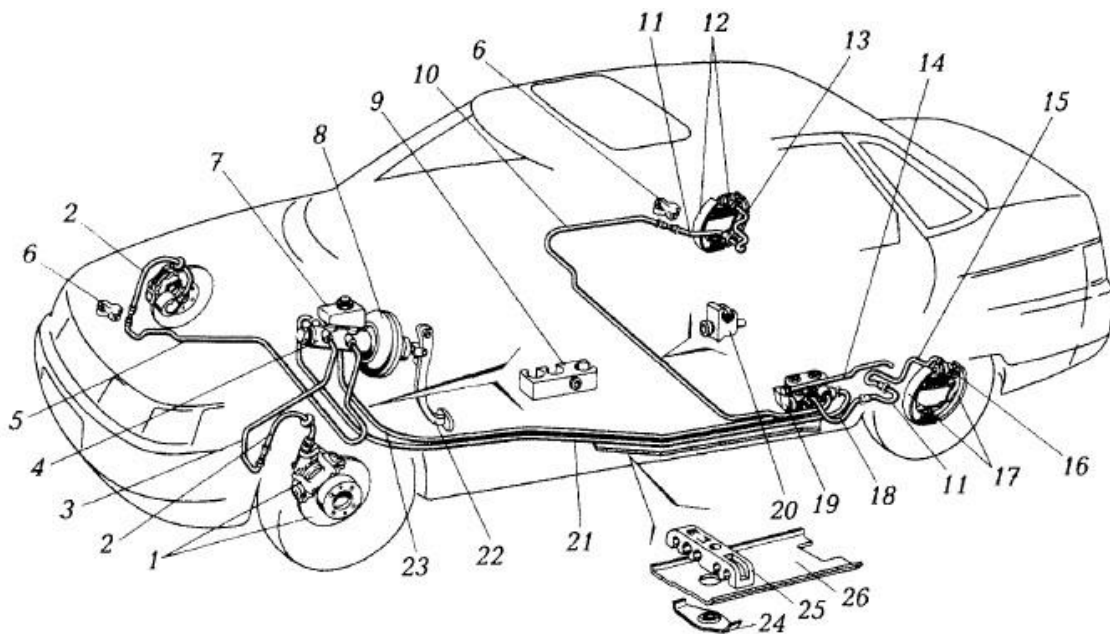
1.3 Аналіз конструкції та принципів роботи гальмівних механізмів

На легкових автомобілях застосовуються енергопостачальні робочі гальмівні системи з вакуумним підсилювачем, гідравлічним приводом та дисковими або барабанними гальмівними механізмами коліс [3].

Керуючий пристрій робочої гальмівної системи включає в себе педаль 22 (рисунок 1.1) гальма і вакуумний підсилювач 8. Робоча гальмівна система приводиться в дію педаллю гальма за рахунок м'язового зусилля, що додається до неї, ноги водія, тому її іноді називають ножним гальмом. Вакуумний підсилювач 8 є енергопостачальним пристроєм, що збільшує зусилля, що додається до педалі гальма за рахунок розрідження у впускному трубопроводі двигуна.

Гідравлічний привід робочої гальмівної системи включає головний гальмівний циліндр 4 з бачком 7, регулятор 19 тиску, робочі гальмівні циліндри гальмівних механізмів 1 і 12 коліс, а також з'єднують їх трубопроводи з арматурою і гнучкими шлангами 2 і 1.

Головний гальмівний циліндр 4 перетворює переданий на нього через вакуумний підсилювач зусилля тиск, та заповнює систему гідравлічного приводу гальмівної рідини і розподіляє тиск 13 між робочими гальмівними циліндрами гальмівних механізмів коліс. Для підвищення надійності робочої гальмівної системи її гідравлічний привід виконується двоконтурним, що забезпечується застосуванням двокамерного головного гальмівного циліндра та двокамерного бачка 7. Двокамерний головний гальмівний циліндр має дві камери з двома поршнями, які забезпечують необхідний для гальмування тиск у своєму контурі.



1 – гальмівний механізм переднього колеса; 2 – передній гальмівний шланг; 3, 10, 13 та 21 – трубопроводи другого контуру «лівий передній – правий задній гальма»; 4 – головний гальмівний циліндр; 5, 15, 18 та 23 – трубопроводи першого контуру «правий передній – лівий задній гальма»; 6, 9, 20 та 25 – скоби кріплення трубопроводів; 7 – бачок головного гальмівного циліндра; 8 – вакуумний підсилювач; 11 - задній гальмівний шланг; 12 – гальмівний механізм заднього колеса; 14 - пружний важіль приводу регулятора тиску; 16 та 17 – робочий гальмівний циліндр та гальмівні колодки гальмівного механізму заднього колеса відповідно; 19 – регулятор тиску; 22 - педаль гальма; 24 - пластина кріплення кожуха; 26 – захисний кожух трубопроводів

Рисунок 1.1 – Схема компонування робочої гальмівної системи передньопривідного автомобіля ВАЗ 2110

У діагональній схемі кожен контур гідроприводу приводить в дію гальмівний механізм одного переднього і одного заднього колеса, розташованого з іншого боку транспортного засобу, тобто по діагоналі. Наприклад, в передньопривідних автомобілях ВАЗ використовується діагональна схема гідроприводу типу «гальмівні механізми правого переднього і лівого заднього - гальма лівих, передніх і правих задніх коліс». У цій схемі перший контур гідроприводу, з'єднаний з першою камерою головного гальмівного циліндра, приводить в дію гальма правих передніх і лівих задніх коліс автомобіля, а другий контур, з'єднаний з другою камерою головного гальмівного циліндра, приводить в дію ліві передні і праві задні колеса.

У схемі «гальма передніх коліс – гальма задніх коліс» перший контур гідроприводу, з'єднаний з першою камерою головного гальмівного циліндра, приводить в дію гальма обох передніх коліс, а другий контур, з'єднаний з другою камерою головного гальмівного циліндра, приводить в дію гальма обох задніх коліс [4].

У схемі "гальма всіх коліс - гальма передніх коліс" перший контур гідроприводу, з'єднаний з першою камерою головного гальмівного циліндра, приводить в дію гальма передніх коліс за допомогою тільки одного з встановлених на них блоку робочих циліндрів і одночасно гальма задніх коліс, а другий контур гідроприводу, з'єднаний з другою камерою головного гальмівного циліндра, приводить в дію тільки гальма передніх коліс за допомогою інших робочих циліндрів, ізольованих від первинного контуру. У цій схемі гальмівний механізм кожного переднього колеса має не один, а два або навіть три (на повнопривідних автомобілях ВАЗ) робочі циліндри, які за допомогою двох шлангів з'єднані з відповідними контурами гідроприводу.

При будь-якій з розглянутих схем двоконтурних гідроприводів робочих гальмівних систем при витоку і виходу з ладу одного з контурів гальмівної системи її другий контур зберігає працездатність, що забезпечує гальмування

автомобіля колісними гальмами справного контуру, хоча і з меншою ефективністю.

Призначення регулятора тиску 9 полягає в тому, щоб зменшити величину тиску, що подається на робочі циліндри гальм задніх коліс в залежності від навантаження, що на них покладається, тим самим запобігаючи передчасному блокуванню і заносу задніх коліс при різкому гальмуванні транспортного засобу, що знижує ймовірність заносу. Необхідність зниження тиску в гальмівних механізмах задніх коліс при гальмуванні обумовлена перерозподілом навантаження на передню і задню осі автомобіля. При гальмуванні частка ваги автомобіля на передній осі збільшується, в той час як ваги задньої осі зменшується, завдяки чому збільшується зчеплення передніх коліс і зменшується задніх, що може привести до блокування задніх коліс.

Робочі гальмівні циліндри 16 гальмівних механізмів задніх і передніх коліс приводять в дію колісні гальма під впливом тиску гальмівної рідини, що подається на них з головного гальмівного циліндра. Поршні гальмівних циліндрів 16 впливають на гальмівні колодки 17, притискаючи їх до обертового гальмівного барабана або диска і тим самим сповільнюючи його обертання. Для випуску повітря з системи гідроприводу гальм при їх прокачуванні після ремонту або заміни гальмівної рідини у верхній частині корпусу гальмівних циліндрів робиться спеціальний отвір, яке закривається клапаном випуску повітря.

Клапан випуску повітря 9 робочого гальмівного циліндра являє собою різьбовий штуцер з отворами для випуску повітря, запірним конусом і шестигранником ключа. При вкручуванні клапана в корпус робочого гальмівного циліндра його закриваючий конус щільно сідає в сидло конуса в корпусі циліндра, тим самим перекриваючи отвір виходу повітря з циліндра. При відкручуванні клапана (при прокачуванні гальм клапан відкручується приблизно на $1/4 - 1/2$ обороту) його стопорний конус відходить від сидла і через кільцевий зазор, що утворився, а потім через отвори клапанів внутрішня

порожнина робочого циліндра повідомляється з атмосферою, що забезпечує вихід повітря з системи гідроприводу при прокачуванні гальм. Для захисту від попадання пилу і бруду клапан закривається зовні гумовим захисним ковпачком.

Резервуар 7 служить для заповнення системи гідроприводу гальмівною рідиною, а також для компенсації змін її обсягу в процесі експлуатації при зносі гальмівних колодок, температурних змінах обсягу рідини, а також при її витокі. При зносі гальмівних колодок рівень в бачку поступово знижується, тому для підтримки необхідного рівня в бачку в нього періодично доливають гальмівну рідину, а при установці нових гальмівних колодок її надлишок виводять з бачка.

Колісні гальма забезпечують одночасне гальмування всіх коліс під час використання робочої гальмівної системи автомобіля. Тому робоча гальмівна система є найбільш ефективною в порівнянні з іншими її гальмівними системами.

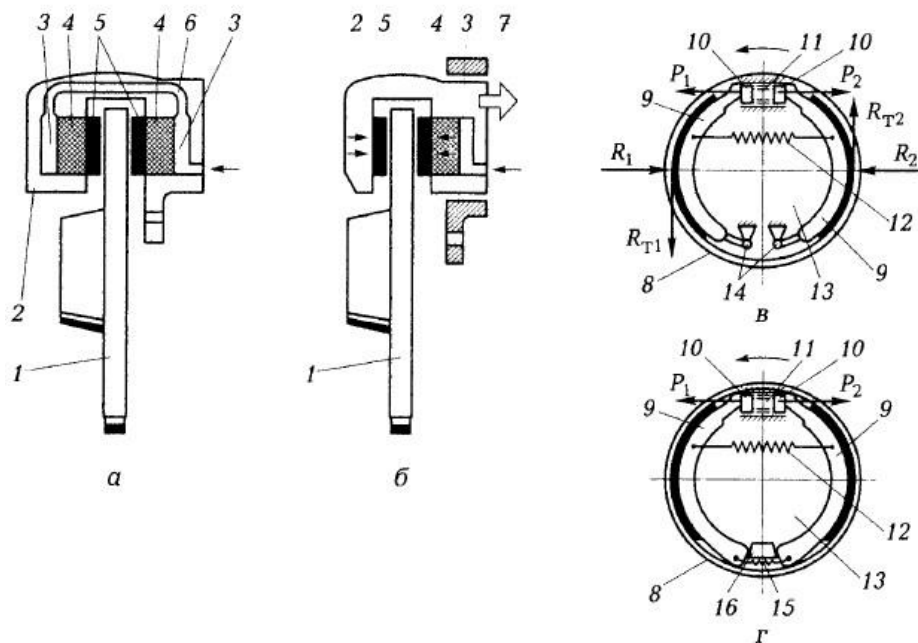
За рахунок перерозподілу навантаження на осі автомобіля при гальмуванні на сучасних легкових автомобілях гальмівні механізми передніх коліс мають підвищений ККД в порівнянні з задніми колесами. З цієї причини, наприклад, в автомобілях з передніми і задніми дисковими гальмами передні гальма зазвичай мають більші диски, робочі гальма і гальмівні колодки, ніж задні гальма.

Дискові гальма передніх коліс (рисунок 1.2 а, б) складаються з гальмівного диска 1, який кріпиться до маточини колеса і обертається разом з колесом при русі автомобіля, і кронштейна 2, прикріпленого до поворотного кулака з одним, двома, рідше трьома робочими гальмівними циліндрами 3 і двома плоскими гальмівними колодками 5.

Дисковий гальмівний механізм розташований всередині ободу колеса, що захищає його від вологи і бруду зовні. З внутрішньої сторони гальмівний механізм прикритий гальмівним щитком (на схемі не показаний), який

кріпиться до поворотного кулака і захищає гальмівний механізм від попадання вологи і бруду.

У дисковому гальмівному механізмі з нерухомим кронштейном (рисунок 1.2, а) кронштейн 2 нахилений до поворотного кулака нерухомо і має два парних, симетрично розташованих по обидва боки гальмівного диска 1 робочого циліндра 3, поршні 4 з яких під впливом тиску гальмівної рідини в циліндрах при натисканні на педаль гальма з однаковою силою вичавлюють гальмівний диск через гальмівні колодки 5 з обох боків, забезпечення його гальмування.



а і б – дискові гальма з нерухомими і плаваючими кронштейнами відповідно; в і г – барабанні гальма з поворотним і плаваючі накладки відповідно; R_{T1} і R_{T2} - це сили реакції гальмівного барабана на тиск передніх і задніх гальмівних колодок на нього при гальмуванні відповідно; R_{T1} і R_{T2} - сили тертя, що діють на передні і задні гальмівні колодки при гальмуванні відповідно; 1 – гальмівний диск; 2 – скоба; 3 – робочий циліндр кронштейна дискового гальма; 4 – поршень робочого циліндра дужки; 5 – дискові гальмівні колодки; 6 – канал, що з'єднує гальмівні циліндри скоби; 7 – нерухома основа кронштейна (напрямна гальмівної колодки); 8 – гальмівний барабан; 9 – колодка барабанного гальма; 10 – поршень барабанного гальмівного циліндра; 11 – робочий циліндр барабанного гальма; 12 і 15 – пружини стиснення колодок; 13 – гальмівний щит; 14 – опорні штифти колодок; 16 – упор колодки; R_{T1} і R_{T2} - сили тиску поршнів робочого циліндра на передні і задні гальмівні колодки при гальмуванні відповідно

Рисунок 1.2 – Типи колісних гальм

У плаваючому дисковому гальмі (рисунок 1.2, б) кронштейн має складову конструкцію з основою 7 (або направляючою колодки), яка закріплена на поворотному кулаку. Кронштейн 2 разом із веденим циліндром 3 і гальмівними колодками 5, встановленими тільки з одного (внутрішнього) боку кронштейна, може переміщатися в основі 7 щодо гальмівного диска 1. При гальмуванні поршень 4 під тиском гальмівної рідини в циліндрі 3 притискає внутрішню гальмівну колодку 5 до гальмівного диска 1 і одночасно переміщує кронштейн 2 біля основи 7 у зворотному напрямку. У той же час рухомий кронштейн 2 притискає зовнішню гальмівну колодку до диска, забезпечуючи затискання диска між гальмівними колодками та ефективне гальмування. Розгальмування дискових гальм будь-якого типу здійснюється за рахунок пружності кільця ущільнювачів поршнів їх робочих циліндрів.

Головною перевагою дискового гальмівного механізму з фіксованим кронштейном є його висока жорсткість. Однак він більш схильний до перегріву при інтенсивному і тривалому гальмуванні. Це пов'язано з тим, що передача тепла від поверхонь тертя гальмівних колодок 5 і диска 1 до рідини в робочих циліндрах 3 здійснюється через поршні 4, яких в цьому механізмі в два рази більше, ніж в плаваючому гальмівному механізмі (так як вони розташовані по обидва боки диска, а не з однієї). Крім того, сполучний канал б, який знаходиться у верхній зоні гальмівного диска в плані нагріву, сприяє посиленому нагріванню рідини в циліндрах. Коли гальмівна рідина перегрівається, в циліндрах кронштейна виникають парові пробки і ефективність гальмування різко знижується.

Основними перевагами плаваючого дискового гальмівного механізму в порівнянні з механізмом з нерухомим кронштейном, крім меншої схильності до перегріву, є його зменшені габарити, а також зменшена кількість ущільнювальних деталей за рахунок зменшеної кількості робочих циліндрів, що спрощує конструкцію механізму і робить його більш надійним.

Барабанні гальма задніх коліс (рисунок 1.2, в, г) складаються з гальмівного барабана, прикріпленого разом з колесом на фланці півосі або на маточині колеса і обертається разом з колесом при русі автомобіля, а також двох напівкруглих гальмівних колодок 9 і робочого циліндра 11 з двома поршнями 10, встановлених на нерухомому гальмівному щиті 13. Гальмування на барабанному гальмівному механізмі здійснюється тертям фрикційних накладок гальмівних колодок об внутрішню поверхню гальмівного барабана, до чого колодки притискаються гальмівним робочим циліндром 11 (або механічним приводом гальма стоянки).

На відміну від дискового гальмівного щита переднього колеса, барабанний гальмівний щит заднього колеса 13 виконує не тільки захисну функцію, оберігаючи гальмівний механізм від вологи і бруду, але і несучу функцію, так як на ньому встановлені гальмівні колодки з приводить в рух гальмівний циліндр, в зв'язку з чим він штампується з більш товстої сталевий пластини.

Робочий гальмівний циліндр 11 барабанного гальмівного механізму на досліджуваних автомобілях двопоршневий, діє одночасно на обидві гальмівні колодки і має пристрій, що забезпечує автоматичне регулювання зазору між колодками і барабаном, яке повинно бути мінімальним для швидкої роботи гальмівного механізму.

На досліджуваних автомобілях використовуються барабанні гальмівні механізми наступних двох мікросхем, які відрізняються способом кріплення колодок до гальмівного щита: з поворотними і плаваючими колодками.

При установці гальмівних колодок барабанного гальмівного механізму на опорні штифти відбувається нерівномірний знос їх накладок, так як у міру зносу накладок сила тиску на гальмівний барабан їх верхніх частин збільшується, а нижніх - зменшується і, відповідно, їх верхні частини швидше зношуються. Тому для забезпечення більш рівномірного зносу накладок гальмівних колодок по довжині в конструкції гальмівних механізмів даного

типу можуть бути передбачені спеціальні регульовальні пристрої у вигляді ексцентриків, що встановлюються на опорних штифтах колодок.

Крім того, у випадку з барабанними гальмами з поворотними колодками передня гальмівна колодка зношується інтенсивніше, ніж задня, що пов'язано з наступним:

У випадку з передньою гальмівною колодкою момент тертя, що діє на неї при гальмуванні, збігається з моментом її рушійної сили R_{T1} і прагне додатково повернути її щодо опорного штифта в бік гальмівного барабана, тим самим збільшуючи силу контакту передньої гальмівної колодки з барабаном і, відповідно, силу тертя і її знос. У випадку з задньою гальмівною колодкою момент сили тертя R_{T2} , що діє на неї при гальмуванні, протидіє моменту її рушійної сили P_2 , тим самим зменшуючи силу тиску задньої гальмівної колодки на барабан і, відповідно, силу тертя, а отже, і її знос.

Розблокування гальмівного механізму здійснюється зусиллям подовженої пружини натягу 12, під дією якої гальмівні колодки 9 після того, як педаль гальма перестала натискатися і тиск у робочому циліндрі знизилася, повертають опорні штифти 14 у зворотному напрямку і, вдавлюючи поршні 10 робочого циліндра в його корпус, віддаляються від гальмівного барабана 8.

Клапан випуску повітря 9 робочого гальмівного циліндра являє собою різьбовий штуцер з отворами для випуску повітря, запірним конусом і шестигранником ключа. При вкручуванні клапана в корпус робочого гальмівного циліндра його закриваючий конус щільно сідає в сідло конуса в корпусі циліндра, тим самим перекриваючи отвір виходу повітря з циліндра. При відкручуванні клапана (при прокачуванні гальм клапан відкручується приблизно на $1/4 - 1/2$ обороту) його стопорний конус відходить від сідла і через кільцевий зазор, що утворився, а потім через отвори клапанів внутрішня порожнина робочого циліндра повідомляється з атмосферою, що забезпечує вихід повітря з системи гідроприводу при прокачуванні гальм. Для захисту від

попадання пилу і бруду клапан закривається зовні гумовим захисним ковпачком.

Застосування барабанних гальм розглянутих типів обумовлено їх більш простою конструкцією і більш високою надійністю в порівнянні з іншими існуючими типами барабанних гальм.

У порівнянні з дисковими гальмами, барабанні гальма дешевші, краще захищені від вологи, пилу та бруду і, незважаючи на більш нерівномірний знос гальмівних колодок, мають значно більший термін служби до заміни. Вони менш схильні до перегріву, але і повільніше остигають. Робочі циліндри барабанного гальма відрізняються від робочих циліндрів дискового гальма тим, що мають довший хід поршня, а тому їх ущільнювальні манжети швидше зношуються і потребують частішої заміни.

Основними перевагами дискових гальм у порівнянні з барабанними є їх компактність, більш ефективне охолодження, і, найголовніше, більш висока чутливість до керуючих впливів і стабільність роботи на різних швидкостях автомобіля. Це дозволяє більш точно і ефективно контролювати гальмування транспортного засобу при його русі на високій швидкості і в критичних ситуаціях. Ці позитивні якості зумовили переважне використання гальмівних дискових механізмів на передніх колесах автомобіля, які є більш навантаженими і відповідальними з точки зору активної безпеки.

Недоліками дискових гальм в порівнянні з барабанними є їх більш висока вартість і необхідність більш частішої заміни гальмівних колодок. Однак трудомісткість заміни колодок у дискових гальм менше, ніж у барабанних.

1.4 Характерні несправності гальмівної системи автомобіля

Гальмівна система автомобіля є одним з найважливіших його вузлів. Експлуатація транспортного засобу, який має несправності, пов'язані із гальмівною системою суворо забороняється. Якщо водій спостерігає якісь зміни у роботі гальм під час керування автомобілем, то йому необхідно припинити рух на цьому транспортному засобі з подальшим визначенням проблем у роботі гальмівної системи та їх усуненням. Навіть незначні поломки можуть призвести до катастрофи.

Саме за для безпеки дорожнього руху, кожен автомобіль має своєчасно проходити діагностику усіх його вузлів, під час якої можуть бути виявлені відхилення від норм роботи агрегатів, що призведе до подальшого їх ремонту або заміни.

Далі на прикладі автомобіля ВАЗ 2110 за допомогою таблиці ми розглянемо можливі несправності його гальмівної системи, а також способи їх усунення.

Причина несправності	Метод усунення
Збільшений хід педалі гальма	
1. Витік гальмівної рідини з колісних циліндрів	1. Замінити деталі колісних циліндрів, що вийшли з ладу, вимити та висушити колодки, диски та барабани, прокачати систему гідравлічного приводу
2. Повітря в гальмівній системі	2. Видалить повітря з системи
3. Пошкоджені гумові кільця ущільнювачів у головному гальмівному циліндрі	3. Замініть кільця та прокачайте систему
4. Пошкоджені гумові шланги гідроприводу гальма	4. Замініть шланги та прокачайте систему
5. Збільшене биття гальмівного диска (більше 0,15 мм)	5. Відшліфуйте диск; якщо товщина диска менше 17,8 мм, замініть його
	6. Замініть кільця ущільнювачів

6. Витік рідини через штовхач тиску кільця ущільнювачів	
Недостатня ефективність гальмування	
<ol style="list-style-type: none"> 1. Змащування накладок гальмівних колодок 2. Заклинювання поршнів у колісних циліндрах 3. Повний знос гальмівних колодок 4. Перегрів гальмівних механізмів 5. Використання колодок з неправильно підібраними колодками 6. Неправильне регулювання регулятора тиску 7. Втрата герметичності одного з контурів (супроводжується частковою відмовою педалі гальма) 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Промийте та висушіть прокладки 2. Усуньте причини заклинювання, замініть пошкоджені деталі, прокачайте систему 3. Замініть гальмівні колодки 4. Негайно зупиніться і дайте гальмам охолонути 5. Використовуйте лише колодки, рекомендовані виробником 6. Відрегулюйте привід регулятора тиску 7. Замініть пошкоджені деталі, оновіть систему
Неповне гальмування всіх коліс	
<ol style="list-style-type: none"> 1. Вільний хід педалі гальма відсутній 2. Зламаний виступ регулювального болта штока вакуумного підсилювача щодо площини кріплення головного циліндра 3. Здуття гумових ущільнювачів головного циліндра через попадання в рідину бензину, мінеральних масел і т.д. 4. Заклинювання поршня головного циліндра 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Відрегулюйте вільний хід педалі 2. Відрегулюйте виступ (1,25-0,2 мм) регулювального болта 3. Ретельно промийте всю систему гальмівною рідиною, замініть гумові деталі, прокачайте систему гідроприводу 4. Перевірте та замініть головний циліндр, якщо необхідно, прокачайте систему
Гальмування одного колеса при відпущеній педалі гальма	
<ol style="list-style-type: none"> 1. Пружина натягу задньої гальмівної колодки зламана або ослаблена 2. Поршень, що застряг у колісному циліндрі через забруднення або корозію корпусу циліндра 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Замініть пружину 2. Розберіть циліндр, очистіть і промийте деталі, замініть пошкоджені, прокачайте систему

<p>3. Здуття кільця ущільнювачів колісного циліндра через попадання в рідину бензину, мінеральних масел і т.д.</p> <p>4. Порушення положення супорта щодо гальмівного диска при ослабленні болтів кріплення напямної колодки до поворотного кулака</p> <p>5. Неправильне регулювання стоянкової гальмівної системи</p>	<p>3. Замінити кільця, промити гальмівну гідравлічну систему гальмівною рідиною, прокачати систему</p> <p>4. Затягніть кріпильні болти, при необхідності замініть пошкоджені деталі</p> <p>5. Відрегулюйте систему стоянкового гальма</p>
<p>Занос або відведення автомобіля в сторону при гальмуванні</p>	
<p>1. Заклинювання поршнів колісного циліндра</p> <p>2. Закупорка будь-якої сталеві трубки через вм'ятину або засмічення</p> <p>3. Забруднення або замаслювання дисків, барабанів і накладок</p> <p>4. Неправильне регулювання приводу регулятора тиску</p> <p>5. Несправний регулятор тиску</p> <p>6. Порушено розвал-сходження</p> <p>7. Різний тиск у шинах</p> <p>8. Не працює один з гальмівних контурів (супроводжується погіршенням ефективності гальмування і збільшенням ходу педалі)</p>	<p>1. Перевірити та усунути заклинювання поршня в циліндрі, при необхідності замінити пошкоджені деталі, прокачати систему</p> <p>2. Замініть трубку або очистіть її та прокачайте систему</p> <p>3. Очистіть деталі гальм</p> <p>4. Відрегулюйте привід</p> <p>5. Відремонтуйте або замініть регулятор</p> <p>6. Відрегулюйте кути установки коліс</p> <p>7. Встановіть нормальний тиск</p> <p>8. Замініть пошкоджені деталі та прокачайте систему</p>
<p>Збільшене зусилля на педаль гальма при гальмуванні</p>	
<p>1. Несправний вакуумний підсилювач</p> <p>2. Шланг, що з'єднує вакуумний підсилювач з впускною трубою двигуна, пошкоджений або ослаблений на форсунках</p>	<p>1. Замініть підсилювач</p> <p>2. Замініть шланг або затягніть його хомути</p>

3. Здуття сальників циліндрів через попадання бензину, мінеральних масел і т.д.	3. Ретельно промийте всю систему, замініть гумові деталі, прокачайте систему
Скрип або вібрація гальм	
1. Ослаблення натяжної пружини задніх гальмівних колодок 2. Овальність гальмівних барабанів 3. Змащування фрикційних накладок 4. Знос накладок або включення в них сторонніх тіл 5. Надмірне биття гальмівного диска або його нерівномірний знос (відчувається від вібрації педалі гальма)	1. . Перевірте пружину натягу, при необхідності замініть її на нову 2. Розточити барабан 3. Очистіть подушечки металевою щіткою, використовуючи теплу воду з миючими засобами. Усуньте причину потрапляння рідини або мастила на гальмівні колодки 4. Замініть колодки 5. Відшліфуйте диск, якщо товщина менше 17,8 мм, замініть його

1.5 Загальна технічна характеристика автомобіля категорії М1

Автомобіль, який був обраний мною для дослідження - легковий передньопривідний седан малого класу з двигуном, розташованим упоперек поздовжньої осі автомобіля. Технічні дані досліджуваного автомобіля марки Daewoo представлені у таблиці 1.1

Таблиця 1.1 Технічні дані автомобіля Daewoo Lanos

Показники	Значення
Колісна формула	4x2/передні
<u>Характеристики ДВС (ВАЗ-21114)</u>	
Номінальна потужність, кВт (об/хв)	63 (5800)

Макс. крутний момент, Н·м (об/хв)	130 (3400)
Робочий об'єм, куб. см.	1498
Система живлення	бензин, розпод. вприск
Наявність наддуву	ні
Число циліндрів	4
<u>Характеристики трансмісії</u>	
Тип коробки	механічна
Число передач	5
Передаточні числа КП: 1	3,636
2	1,950
3	1,357
4	0,947
5	0,784
Передаточне число ГП	3,937
Тип привода	механічна
<u>Габаритні розміри</u>	
Довжина, мм.	4237
Ширина, мм	1678
Висота, мм	1432
Колісна база, мм.	2470
Колія передніх/задніх коліс	1405/1425
<u>Вагові параметри автомобіля</u>	
Повна маса автомобіля, кг	1555
Споряджена маса, кг.	1080
Вага, що поглинається ведучими колесами автомобіля, кг	777,5
<u>Характеристики коліс</u>	
Розмір шин:	175/70R14

З заводу всі автомобілі оснащуються дисковими гальмами спереду та барабанними гальмами ззаду. Марка Daewoo розробила багато модифікацій для цієї моделі, які відрізняються між собою в основному списком доступних опцій, такими як наявність гідравлічного підсилювача керма, кондиціонера, системи ABS, тощо. В нашому випадку був обраний автомобіль бюджетної комплектації, який не обладнаний системою ABS. На рисунку 1.3 можна більш детально ознайомитися з його габаритними розмірами.

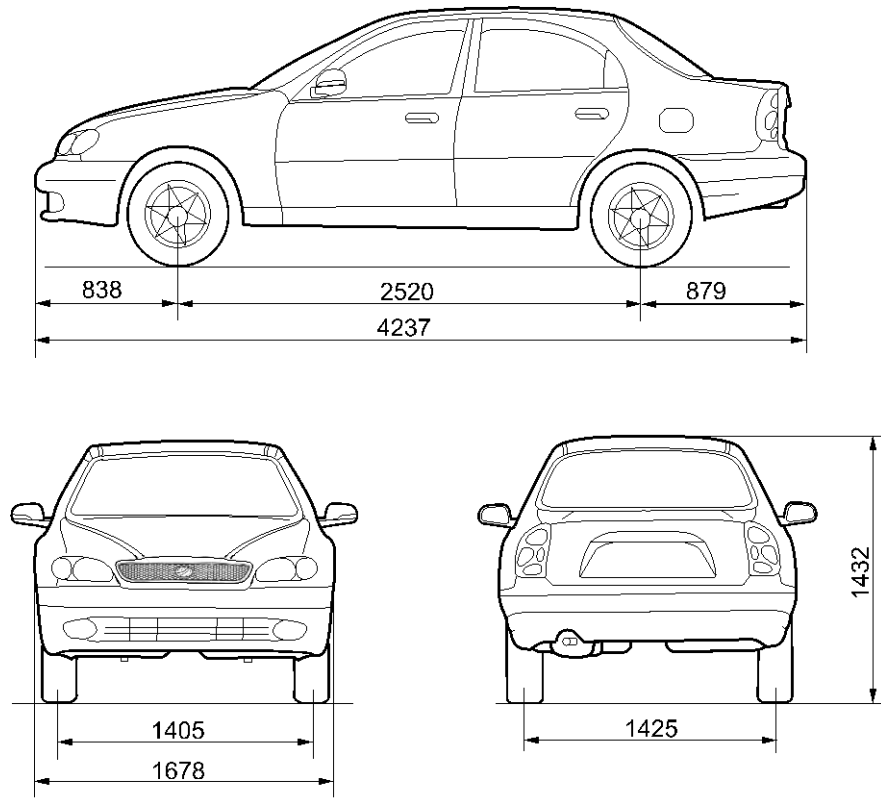


Рисунок 1.3 Габаритні розміри автомобіля Daewoo Lanos

2 АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Огляд та аналіз існуючих конструкцій гальмівних механізмів

Розглянемо принцип роботи гальмівної системи на прикладі дискових гальм легкових автомобілів.

Дискові гальма відрізняються в залежності від конструкції супорта (плаваючий, жорсткозакріплений), кількістю поршнів, що діють на колодку, гальмівним диском (вентильований, цільнолитий) [5].

Дискове гальмо складається з плоского диска, який обертається разом із колесом, та жорстко закріпленої скоби, що охоплює диск. На скобі може знаходитися від одного до чотирьох гідравлічних циліндрів з поршнями, які притискають колодки з фрикційного матеріалу до диска. Дискові гальма розсіюють тепло набагато краще, ніж барабанні. Сам диск відкритий доступу атмосферного повітря, скоба також відкрита і легко охолоджується. Зниження гальмівної дії практично не відбувається. Недоліки дискових гальм - висока вартість, необхідність у підсилювачі, або іншого типу, щоб заповнити відсутність самопосилення, та потенційно більш швидке зношування фрикційних накладок через більший тиск при гальмуванні.

У процесі експлуатації дискових гальм гальмівний момент змінюється. У відомих дискових гальмах при помітних зростаннях гальмівного навантаження (при різкому гальмуванні транспортного засобу) відбувається взаємно прослизання фрикційної муфти регулятора зазору, в результаті чого натискна гайка перестає обертатися і не змінює змінного при зносі робочого зазору, що призводить до ненадійної роботи гальма, тобто гальмо гарантовано працює тільки тоді, коли гальмівне зусилля невелике, або дорівнює нулю. Використання обмежувача кута повороту приводного важеля та муфт вільного ходу з пружними пелюстками протилежного напрямку дозволяє виключити нестачу до відомих конструкцій, оскільки певним чином пов'язані між собою

та з приводним важелем муфти не дозволяють натискній гайці не підтримувати постійним робочий зазор між гальмівним диском та фрикційною накладкою колодок на всьому протязі експлуатації.

На сьогоднішній день серед виробників дискових гальмівних механізмів лідируючі позиції займають такі фірми як Knorr та Haldex. Тому розглянемо конструкції цих фірм – виробників [7], [8], [9].

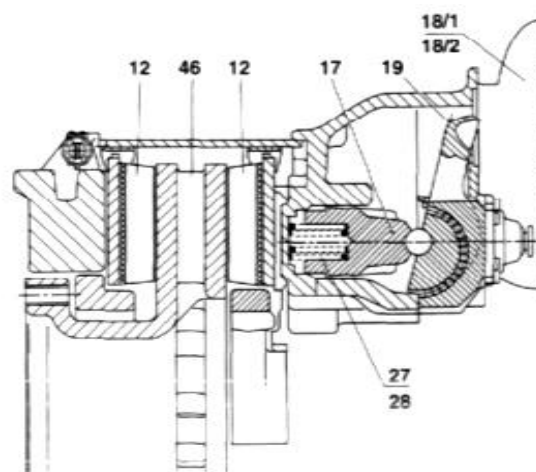


Рисунок 2.1 - Розріз стандартного дискового гальмівного механізму Knorr:

12 - фрикційна накладка гальмівної колодки; 17 – штовхач; 18/1 - комбінований гальмівний циліндр (з енергоаккумулятором); 18/2 - гальмівна камера (мембранного типу); 19 – важіль; 27 – пружина; 28 – пружина.

Через цей ексцентриковий важіль відбувається передача зусилля на штовхач (17). Зусилля стиску діє через різьбові втулки (16) на внутрішню фрикційну накладку (12).

Зусилля притискання фрикційних накладок (12) впливає на гальмівний диск (46) та на колесі виникає гальмівний момент.

При знятті гальмівного тиску пружини (27 і 28) повертають штовхач (17), різьбові втулки та важіль (19) у вихідне положення.

Для підтримки постійного зазору між фрикційними накладками та диском гальмівний механізм оснащений автоматичним пристроєм компенсації зносу гальмівних колодок.

При кожному спрацьовуванні гальмівного механізму одночасно відбувається спрацьовування регулятора, пов'язаного з важелем (19). При збільшенні зазору внаслідок зношування фрикційних накладок та гальмівного диска різьбова втулка за допомогою регулятора і повідець повертаються на величину, відповідну зносу. Розмір сумарного зазору становить від 0,6 до 0,9 мм.

У гальмівному механізмі Haldex (рис. 2.2) використовуються рухомі супорти, що складаються з двох частин. Знос гальмівної накладки компенсується механізмом автоматичного регулювання зазору. Механізм, що активується гальмівною камерою, працює на завязаному диску, який притискає внутрішню гальмівну накладку до гальмівного диска, який у свою чергу примушує супорт рухатися в бік таким чином, що зовнішня гальмівна накладка приходить у контакт з гальмівним диском. Супорт переміщується штифтом ковзання. Там, де дискове гальмо виконує також функції гальма стоянки, механізм активується за допомогою камери пружинного гальма [10].

Під час гальмування важіль (44) переміщається під дією гальмівного тиску до гальмівної камери (25/26). Внутрішня частина важеля (44) притискає поперечку (41) по осьовій лінії до гальмівного диска (А). Сила передається від поперечки (41) через регулювальні втулки (74/75), регулювальні гвинти (35) та упорний диск (28) до внутрішньої гальмівної накладки (5). Як тільки гальмівна накладка (5) приходить у контакт із гальмівним диском (А), супорт (2) переміщується на штифті ковзання убік, щоб дати можливість зовнішній накладці (5) контактувати з гальмівним диском (А). При відпусканні гальма відтяжна пружина (38) повертає поперечку (41) у вихідне положення, дозволяючи тим самим зазор між накладкою (5) і гальмівним диском (А) досягти спочатку передбаченого розміру.

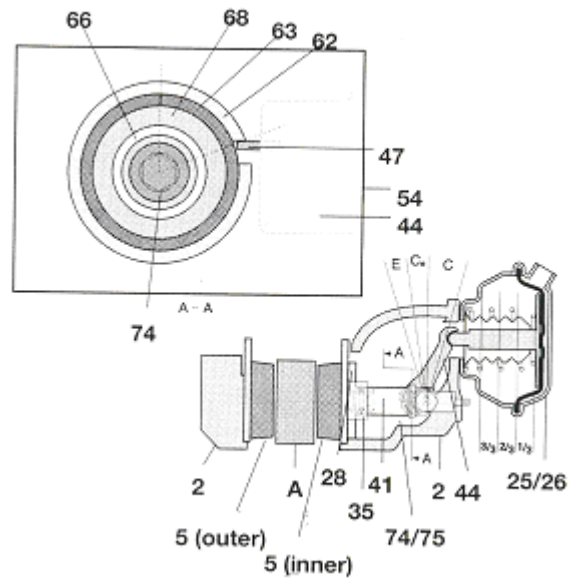


Рисунок 2.2 Гальмівний механізм Haldex

Важіль (44) надає рух регулювальному механізму (54) за допомогою направляючого штифта (47). Зазор між напрямленим штифтом (47) та пазом у корпусі регулювального механізму (62) визначає зазор між гальмівними накладками (5) та гальмівним диском (А).

Завданням винаходу є отримання максимального ККД використання охолоджувального повітря та підвищення ефективності охолодження диска вентиляційним повітрям при гальмуванні.

Досі ми виходили з того, що диски гальм виготовлені з чавуну чи сталі. Виявляється, до матеріалу диска висувається багато вимог. Крім очевидної міцності та високого коефіцієнта тертя, висуваються ще й стабільність характеристик при нагріванні, висока теплопровідність, велика теплоємність, стійкість до теплового удару внаслідок швидкого і сильного нагріву, а також низька здатність до адгезії, щоб пари тертя не прилипали один до одного.

Серед металів цим вимогам певною мірою відповідають окремі сорти сталі та чавуну. І все ж падіння коефіцієнта тертя в міру нагріву і схильність до жолоблення обмежують температуру таких гальм на рівні 500°C.

До теперішнього часу відкриті дискові гальмівні механізми повністю витіснили барабанні на передні колеса легкових автомобілів і продовжують успішно витісняти їх на задніх. Зі зростанням динамічних властивостей автомобілів гальма із суцільним диском поступово замінюються вентильованим диском. Повній заміні барабанних гальм поки що перешкоджають в основному економічні чинники. Спроби створення концепції альтернативних дисковому гальму поки не дали позитивних результатів.

Інший напрямок удосконалення конструкції гальмівних механізмів – застосування карбоно-керамічних гальмівних дисків, що витримують при циклічних гальмуваннях високі температури нагрівання і не знижують при цьому вихідні характеристики гальмівного механізму [11]. Їх широке використання стримується технологічною складністю процесу виготовлення та високими ціновими показниками застосовуваних матеріалів.

Таким чином, основною тенденцією розвитку концепції гальмівних механізмів легкових автомобілів є підвищення їх енергорозсіювальних здібностей. З урахуванням жорстких обмежень на габарити і масу гальма ця тенденція тягне на бій за підвищення температури поверхні тертя, що у свою чергу вимагає застосування все більш теплостійких фрикційних матеріалів. Зміна концепцій гальмівних механізмів є якісним стрибком в еволюційному процесі.

2.2 Інноваційні підходи в конструкції гальмівних механізмів

У сучасному Світі все більше автомобільних компаній-виробників переходять від розробки традиційних автомобілів з ДВЗ до проектування електрокарів. Ці автомобілі належать до категорії найсучасніших, тому

більшість інноваційних рішень «тестуються» саме у конструкції цих автомобілів. Гальмівна система не є винятком.

Компанія Continental переосмислила конструкцію приводних гальм з урахуванням особливостей електромобілів [12]. Оскільки електродвигуни використовуються при гальмуванні повністю електричних транспортних засобів, немає необхідності в громіздких і важких гальмівних дисках і супортах. Інноваційні гальма Continental зменшують невіднесувану вагу кожного колеса в середньому на 5 кг.

Експерти ретельно проаналізували гальмівну систему на електромобілях і дійшли висновку, що для цих транспортних засобів потрібні інші гальмівні механізми – компактніші та легші. При створенні виконавчих механізмів лінійки Green Caliper враховувалися ключові параметри - сила гальмування і теплові характеристики (здатність розсіювати тепло).

Гальма традиційних автомобілів з ДВЗ виготовляються з урахуванням найгірших сценаріїв гальмування. Вони повинні забезпечувати надійне уповільнення в самих екстремальних умовах експлуатації. Гальма підбираються аналогічним чином для електромобілів, але найгірший сценарій у випадку з BEV сильно відрізняється. Незважаючи на значну вагу електрокарів (вони важчі за автомобілі з ДВС через величезну масу акумуляторів), навантаження на гальма на них значно нижче завдяки системі рекуперації енергії. Частота використання традиційного гальма також помітно нижче. Це значно знижує теплове навантаження на виконавчі механізми і робить їх більш легкими і компактними.

Гальма лінійки Green Caliper з плаваючим супортом для електрокарів виготовлені з традиційного чавуну, але вони легші приблизно на 5 кг у порівнянні з традиційними. Continental зменшив товщину гальмівних колодок і плями контакту з гальмівним диском. Зменшена висота супорта дозволяє використовувати більший і тонший гальмівний диск, що зменшує його вагу на 3 кг. Сам супорт важить менше на 2 кг. Збільшений зазор між колодкою і гальмівним диском разом з функцією активного втягування колодок знижує

залишковий гальмівний момент до менш ніж 0,2 Нм, тим самим зводячи втрати на тертя в гальмівному супорті практично до нуля. Нова конструкція напрямних ще більше знижує тертя в механізмі.

Завданням цієї курсової роботи є підвищення гальмівних властивостей легкового автомобіля Daewoo Lanos шляхом модернізації переднього гальмівного механізму. Досягти цю мету я пропоную шляхом заміни переднього гальмівного механізму на аналогічний, більш сучасний та прогресивний, маючий кращі показники ефективності та надійності.

Мною був вибраний гальмівний механізм з автомобіля Opel Vectra A. Прототипом був обраний саме цей автомобіль, бо система кріплень гальм до ступиці переднього колеса має повністю аналогічну конструкцію, що дозволяє без переробки штатно встановити гальмівний механізм на досліджуваний автомобіль Daewoo Lanos. Також однією з переваг цієї модернізації є її дешевизна. На мою думку цей аспект треба вважати, тому що автомобіль, що модернізується, відноситься до бюджетного класу.

3 ДІАГНОСТИКА ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ АВТОМОБІЛЯ

3.1 Діагностика гальмівної системи за допомогою автоматизованого роликового стенду

Стенд має два режими роботи: автоматизований і неавтоматизований. Автоматизований режим роботи використовується для швидкої перевірки гальмівних систем транспортних засобів. Для більш глибокої діагностики гальмівних систем використовується неавтоматизований режим.

Автоматизований режим:

3.1.1 Увімкніть підставку і дайте їй прогрітися протягом 15 хвилин.

3.1.2 За допомогою перемикача «автомат» увімкніть автоматизований режим роботи, і загориться одна з сигнальних ламп дисплея режимів.

3.1.3 Послідовно встановіть режими вимірювання переднього, заднього мостів і ручного гальма відповідно до відображення режимів. Для режиму вимірювання «передня вісь» встановіть стандартне значення гальмівного зусилля для передньої осі автомобіля, що перевіряється; для режиму вимірювання «задній міст», для заднього моста; Для режиму вимірювання ручного гальма використовується гальмо стоянки. Натисніть кнопку «звичайний». Стандартні значення обстежуваних автомобілів наводяться в пам'яті комп'ютера випробувального стенду гальм.

3.1.4 Встановіть автомобіль на підставку роликів з колесами переднього моста. Увімкніть роликові приводи, натиснувши кнопку «Пуск». Встановіть режим вимірювання на «передня вісь». Результати автоматично фіксуються в діагностичному листі. Сила обертання незагальмованих коліс в справних транспортних засобах повинна бути не більше 0,5 кН. Більш високе значення вказує на те, що колеса гальмують.

3.1.5 Швидко, але без ударів натисніть на педаль гальма і утримуйте її. Якщо гальмівна система осі, що перевіряється, справна, на моніторі з'явиться напис «справний», а роликові приводи повинні автоматично відключитися через 1-1,5 секунди після початку гальмування. Показання автоматично фіксуються в діагностичній карті. Якщо роликові приводи не вимикаються після закінчення вищевказаного часу, гальмівна система коліс осі, що перевіряється, не в нормі. Якщо відображається дисплей «нерівності», коефіцієнт осьової нерівномірності осі, що перевіряється, може бути більшим за стандартне значення. При цьому спостерігаються дефекти гальмівної системи колеса, збоку якого відображається дисплей. Коефіцієнт осьової нерівномірності розраховується автоматично. Значення коефіцієнта осьової нерівномірності також відображається на екрані монітора. Якщо значення коефіцієнта перевищує межу 0,09 – 0,13, гальмівна система осі, що перевіряється, не в нормі. Увімкніть підйомний механізм, натиснувши кнопку «підйом».

Встановіть автомобіль на ролик з колесами заднього моста. Встановіть режим вимірювання на «задній міст». Таким же чином перевірте стан гальмівної системи заднього моста.

Встановіть режим вимірювання на «ручне гальмо». Затягнути важіль стоянкового гальма. Таким же чином визначається стан гальмівної системи стоянкового гальма.

3.1.6 Якщо тест гальмівної системи автомобіля негативний, повторіть тест у неавтоматичному режимі для осі, гальмівна сила якої ненормальна.

Неавтоматизований режим:

Встановіть ручний режим роботи, натиснувши перемикач «автомат», і сигнальна лампочка дисплея режимів згасне. Поставити автомобіль на підставку передньою віссю. Встановіть на педаль гальма прилад для вимірювання сили. Увімкніть роликові приводи, натиснувши кнопку «Пуск».

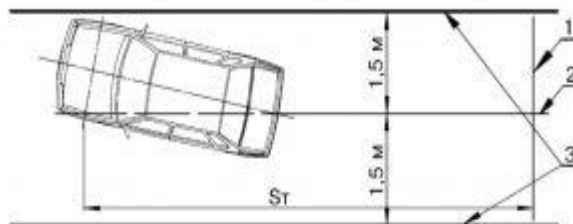
Натиснути на педаль гальма через прилад для вимірювання сили зусиллям 0,4 кН, не більше, 2-3 рази з інтервалом 5-10 секунд для прогріву гальм.

Натисніть на педаль гальма із зусиллям 0,5 кН, не більше, зчитуйте показання приладів до усталеного значення гальмівних зусиль. Увімкніть приводи роликів, натиснувши кнопку «Стоп». Натисніть кнопку «підйом».

Встановіть автомобіль на ролики з колесами заднього моста. Таким же чином перевірте стан гальмівної системи заднього моста (включаючи перевірку гальма стоянки).

3.2 Діагностика гальмівної системи дорожніми випробуваннями

3.2.1 Розмітити ділянку дороги для випробування: накреслити на дорозі будь-яким способом поперечну лінію 1, цифру 1, (по ходу руху), осьову лінію поздовжню 2 і дві лінії 3, що позначають межі стандартного (шириною 3 метри) транспортного коридору.



1 – поперечна лінія розмітки; 2 – поздовжня лінія розмітки; 3 – межі стандартного коридору руху; St – гальмівний шлях

Рисунок 3.1 – Розмітка ділянки дороги та її заміри

3.2.2 Поставити транспортний засіб на дорогу, зорієнтувавши його по осі розмітки на відстані, достатній для розгону, і розігнатися до швидкості 40 км/год.

3.2.3. Гальмувати при попаданні передніх коліс на поперечну лінію в режимі екстреного повного гальмування одноразовою дією на орган управління.

Гальмування слід проводити при відключеному від трансмісії двигуні, а також розблокованих диференціалах трансмісії (для повнопривідних автомобілів).

При гальмуванні не дозволяється коригувати траєкторію руху транспортного засобу, якщо це не потрібно для забезпечення безпеки.

3.2.4. Зняти дію на педаль гальма після повної зупинки автомобіля.

3.2.5 Виміряйте довжину гальмівного шляху від поперечної лінії 1 розмітки до передніх коліс транспортного засобу. Довжина гальмівного шляху не повинна перевищувати 15,8 метра (рулетка).

3.2.6 Визначати стійкість транспортного засобу при гальмуванні. Візуально перевірте положення транспортного засобу в межах штатного коридору. Після гальмування жодна з його частин не повинна виїжджати за межі стандартного коридору руху шириною 3 м.

3.2.7 Поставити автомобіль на похилу частину естакади з ухилом не менше $23 \pm 1\%$ і загальмувати стоянковим гальмом, затагнувши важіль стоянкового гальма на чотири-п'ять клацань (або на два-три клацання, якщо на секторі є подвійний перший зуб).

Транспортний засіб повинен надійно утримуватися в нерухомому положенні. Довжина естакади повинна бути не менше чотирьох метрів, а відношення висоти естакади до довжини її основи повинно мати значення не менше 0,23 (рулетка).

4 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

4.1.1.1 Вибір показників гальмівної динаміки автомобіля

При розрахунку динаміки гальмування робимо такі припущення:

- гальмування здійснюється на прямих, горизонтальних і рівних дорогах;
- не враховується опір коченню і повітряні сили;
- всі колеса транспортного засобу мають однакові умови зчеплення з опорною поверхнею;
- вібрації підвіски не впливають на нормальну реакцію дороги;

Залежно від типу транспортного засобу, для якого проектується гальмівна система, приймається наступна конструктивна схема (рисунок 4.1.1.1).

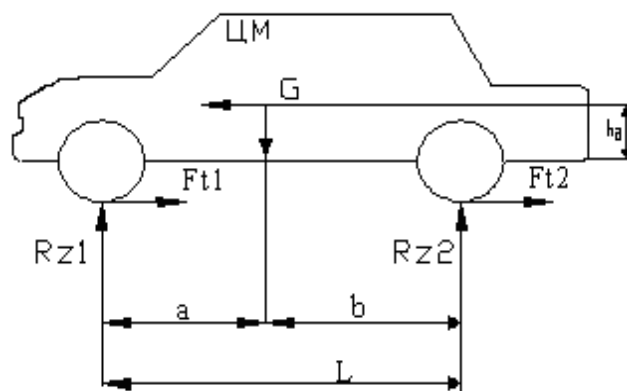


Рисунок 4.1.1.1 - Схема для розрахунку гальмівної динаміки автомобіля

4.1.1.2 Розрахунок нормальних реакцій дороги

Визначимо навантаження на осі:

для спорядженого стану:

За технічною характеристикою розподіл спорядженої маси по осях становить 61%/39%, тому

- навантаження на передню вісь

$$G_1 = \frac{61 \cdot 1080}{100} \cdot 9,81 = 6432,8 \text{ Н}$$

- навантаження на задню вісь

$$G_2 = \frac{39 \cdot 1080}{100} \cdot 9,81 = 4132,0 \text{ Н}$$

- вага автомобіля

$$G = 1080 \cdot 9,81 = 10594,8 \text{ Н}$$

для завантаженого стану:

За технічною характеристикою розподіл повної маси по осях становить 49%/51%, тому

- навантаження на передню вісь

$$G_{1zp} = \frac{49 \cdot 1555}{100} \cdot 9,81 = 7474,7 \text{ Н}$$

- навантаження на задню вісь

$$G_{2zp} = \frac{51 \cdot 1555}{100} \cdot 9,81 = 7779,8 \text{ Н}$$

- повна маса автомобіля

$$G_{\text{гр}} = 1555 \cdot 9,81 = 15254,6 \text{ Н}$$

Розрахуємо питомі навантаження на задню вісь:

для спорядженого стану:

$$\psi = \frac{G_2}{G}$$

$$\psi = \frac{4132,0}{10549,8} = 0,39$$

для завантаженого стану:

$$\psi_{\text{наб}} = \frac{G_{2\text{наб}}}{G}$$

$$\psi_{\text{наб}} = \frac{7779,8}{15254,6} = 0,51$$

Визначимо висоту центра мас автомобіля:

для спорядженого стану:

- висота центра мас

$$h_{\delta}^c = (\psi \pm 0,02) \cdot H$$

$$h_{\delta}^c = (0,39 \pm 0,02) \cdot 1500 = 0,37 \cdot 1500 = 555 \text{ мм}$$

- питома висота центра мас

$$\chi = \frac{h_{\delta}^c}{L}$$

$$\chi = \frac{555,0}{2470} = 0,225$$

де L - колісна база транспортного засобу ($L = 2470$ мм).

для завантаженого стану:

- висота центру мас

$$h_{\delta} = (1,03 \pm 0,02) \cdot h_{\delta}^c$$

$$h_{\delta} = 1,05 \cdot 555 = 571,7 \text{ мм}$$

- питома висота центра мас

$$\chi = \frac{h_{\delta}}{L}$$

$$\chi = \frac{571,7}{2470} = 0,231$$

Розрахуємо нормальні реакції на колесах:

- на передній осі

$$R_{z1} = G \cdot (1 - \psi + \chi \cdot z)$$

$$R_{z1} = 10594,8 \cdot (1 - 0,39 + 0,225 \cdot 0,1) = 6700,9 \text{ Н}$$

- на задній осі

$$R_{z2} = G_{\text{гп}} \cdot (\psi - \chi \cdot z)$$

$$R_{z2} = 15254,6 \cdot (0,39 - 0,231 \cdot 0,1) = 7426,8 \text{ Н}$$

4.1.1.3 Розрахунок гальмівних сил і моментів

Розрахунок гальмівних сил:

- для передньої осі

$$F_{\tau 1}^u = z \cdot R_{z1}$$

$$F_{\tau 1}^u = 0,1 \cdot 6700,9 = 670,1 \text{ Н}$$

- для задньої осі

$$F_{\tau 2}^u = z \cdot R_{z2}$$

$$F_{\tau 2}^u = 0,1 \cdot 7426,8 = 742,7 \text{ Н}$$

Розрахунок тормозних моментів

- для передньої осі

$$M_{\tau 1}^u = F_{\tau 1}^u \cdot r_d$$

$$M_{\tau 1}^u = 670,1 \cdot 0,275 = 184,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

- для задньої осі

$$M_{\tau 2}^u = F_{\tau 2}^u \cdot r_d$$

$$M_{\tau 2}^u = 742,7 \cdot 0,275 = 204,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Розрахунок питомих гальмівних сил

- для передньої осі

$$D_{\tau 1}^u = \frac{F_{\tau 1}^u}{G}$$

$$D_{\tau 1}^u = \frac{670,1}{10594,8} = 0,063$$

- для задньої осі

$$D_{\tau 2}^u = \frac{F_{\tau 2}^u}{G}$$

$$D_{\tau 2}^u = \frac{742,7}{15254,6} = 0,049$$

Таблиця 4.1.1.1 Результати розрахунку гальмівної динаміки автомобіля

z	R_{z1}	R_{z2}	$F_{\tau 1}^u$	$F_{\tau 2}^u$	$M_{\tau 1}^u$	$M_{\tau 2}^u$	$D_{\tau 1}^u$	$D_{\tau 2}^u$
	Н				Нм			
Споряджений стан								
0	6462,8	4132,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,000	0,000
0,1	6700,9	3893,9	670,1	389,4	184,5	107,2	0,063	0,037
0,2	6939,0	3655,8	1387,8	731,2	382,1	201,3	0,131	0,069
0,3	7177,0	3417,8	2153,1	1025,3	592,9	282,3	0,203	0,097
0,4	7415,1	3179,7	2966,0	1271,9	816,7	350,2	0,280	0,120
0,5	7653,1	2941,7	3826,6	1470,8	1053,6	405,0	0,361	0,139
0,6	7891,2	2703,6	4734,7	1622,2	1303,7	446,7	0,447	0,153
0,7	8129,3	2465,5	5690,5	1725,9	1566,9	475,2	0,537	0,163
0,8	8367,3	2227,5	6693,9	1782,0	1843,2	490,7	0,632	0,168
0,9	8605,4	1989,4	7744,8	1790,5	2132,5	493,0	0,731	0,169
1,0	8843,4	1751,4	8843,4	1751,4	2435,0	482,2	0,835	0,165

Завантажений стан								
0	7474,7	7779,8	0,0	0,0	0,0	0,0	0,000	0,000
0,1	7827,8	7426,8	782,8	742,7	215,5	204,5	0,051	0,049
0,2	8180,8	7073,7	1636,2	1414,7	450,5	389,6	0,107	0,093
0,3	8533,9	6720,7	2560,2	2016,2	704,9	555,2	0,168	0,132
0,4	8886,9	6367,6	3554,8	2547,1	978,8	701,3	0,233	0,167
0,5	9240,0	6014,6	4620,0	3007,3	1272,1	828,1	0,303	0,197
0,6	9593,0	5661,5	5755,8	3396,9	1584,9	935,3	0,377	0,223
0,7	9946,1	5308,5	6962,2	3715,9	1917,1	1023,2	0,456	0,244
0,8	10299,1	4955,4	8239,3	3964,4	2268,7	1091,6	0,540	0,260
0,9	10652,2	4602,4	9586,9	4142,2	2639,8	1140,5	0,628	0,272
1,0	11005,2	4249,3	11005,2	4249,3	3030,3	1170,1	0,721	0,279

4.1.1.4 Розрахунок питомих гальмівних сил по зчепленню колеса з дорогою

Питомі гальмівні зусилля, обумовлені зчепленням в контактні колеса передньої і задньої осей з дорогою, розраховуються за формулами:

$$D_{\tau\mu 1}^u = \left(\frac{1 - \psi}{\chi} + D_{\tau\mu 2}^u \right) \cdot \frac{\mu \cdot \chi}{1 - \mu \cdot \chi}$$

$$D_{\tau\mu 1}^u = \left(\frac{1 - 0,39}{0,225} + 0 \right) \cdot \frac{0,1 \cdot 0,225}{1 - 0,1 \cdot 0,225} = 0,0624$$

$$D_{\tau\mu 1}^u = \left(\frac{1 - 0,39}{0,225} + 0,5 \right) \cdot \frac{0,1 \cdot 0,225}{1 - 0,1 \cdot 0,225} = 0,0739$$

$$D_{\tau\mu 2}^u = \left(\frac{\psi}{\chi} - D_{\tau\mu 1}^u \right) \cdot \frac{\mu \cdot \chi}{1 + \mu \cdot \chi}$$

$$D_{\tau\mu 2}^u = \left(\frac{0,39}{0,225} - 0 \right) \cdot \frac{0,1 \cdot 0,225}{1 + 0,1 \cdot 0,225} = 0,0339$$

$$D_{\tau\mu 2}^u = \left(\frac{0,39}{0,225} - 1 \right) \cdot \frac{0,1 \cdot 0,225}{1 + 0,1 \cdot 0,225} = 0,0169$$

Результати розрахунку зведені в таблицю 4.1.1.2.

Таблиця 4.1.1.2 — Питомі гальмівні зусилля, зумовлені зчепленням коліс з дорогою

Стан	Споряджений стан				Завантажений стан			
	$D_{\tau\mu 1}^n$		$D_{\tau\mu 2}^n$		$D_{\tau\mu 1}^n$		$D_{\tau\mu 2}^n$	
μ	при $D_{\tau\mu 2}^n =$		при $D_{\tau\mu 1}^n =$		при $D_{\tau\mu 2}^n =$		при $D_{\tau\mu 1}^n =$	
	0	0,5	0	1	0	0,5	0	1
0,1	0,0624	0,0739	0,0399	0,0169	0,0502	0,0620	0,0522	0,0285
0,2	0,1277	0,1513	0,0817	0,0346	0,1028	0,1270	0,1070	0,0584
0,3	0,1962	0,2324	0,1255	0,0532	0,1580	0,1953	0,1644	0,0898
0,4	0,2681	0,3175	0,1714	0,0727	0,2160	0,2670	0,2248	0,1228
0,5	0,3436	0,4069	0,2197	0,0931	0,2771	0,3425	0,2884	0,1575
0,6	0,4230	0,5009	0,2705	0,1146	0,3414	0,4220	0,3553	0,1941
0,7	0,5067	0,6000	0,3240	0,1373	0,4093	0,5060	0,4260	0,2327
0,8	0,5949	0,7045	0,3804	0,1612	0,4811	0,5947	0,5007	0,2735
0,9	0,6882	0,8149	0,4400	0,1865	0,5570	0,6886	0,5798	0,3167
1	0,7868	0,9317	0,5030	0,2132	0,6376	0,7881	0,6636	0,3624
1,1	0,8913	1,0555	0,5698	0,2415	0,7231	0,8938	0,7526	0,4111
1,2	1,0022	1,1868	0,6408	0,2716	0,8141	1,0064	0,8473	0,4628

За результатами розрахунку гальмівної динаміки будуюмо такі графіки:

- графік гальмівного моменту для споряджених і навантажених умов (рисунок 4.1.1.2);
- графік гальмівних сил і нормальних реакцій для умов спорядженого стану (рисунок 4.1.1.3);
- графік гальмівних сил і нормальних реакцій для навантаженого стану (рисунок 4.1.1.4);
- графік питомих гальмівних сил спорядженого і навантаженого станів (рисунок 4.1.1.5).

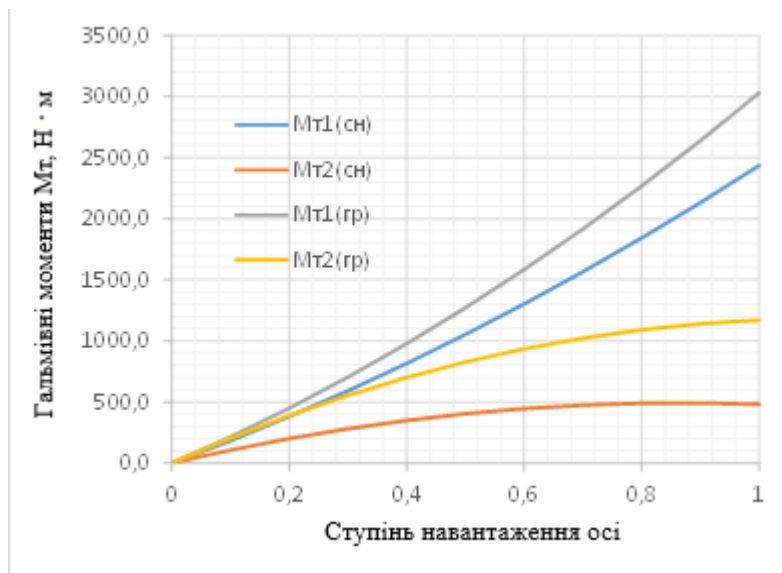


Рисунок 4.1.1.2 - Графік гальмівного моменту для споряджених і навантажених умов

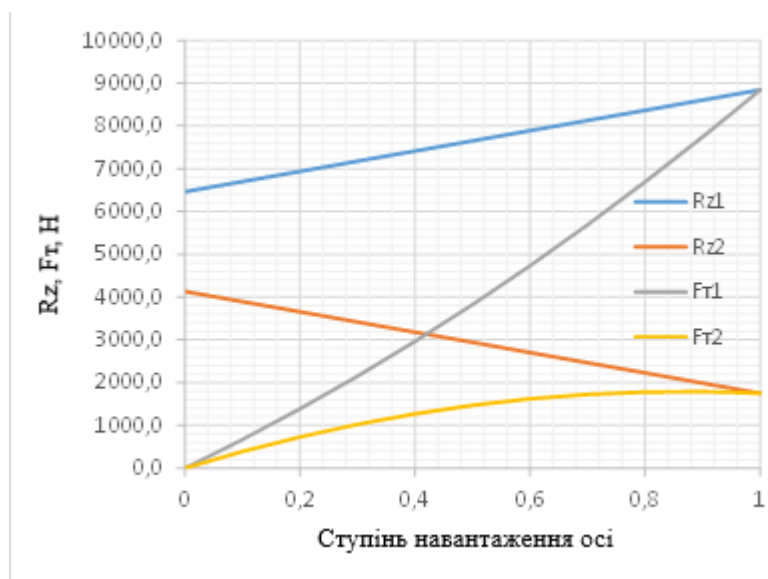


Рисунок 4.1.1.3 - Графік гальмівних сил і нормальних реакцій для умов спорядженого стану

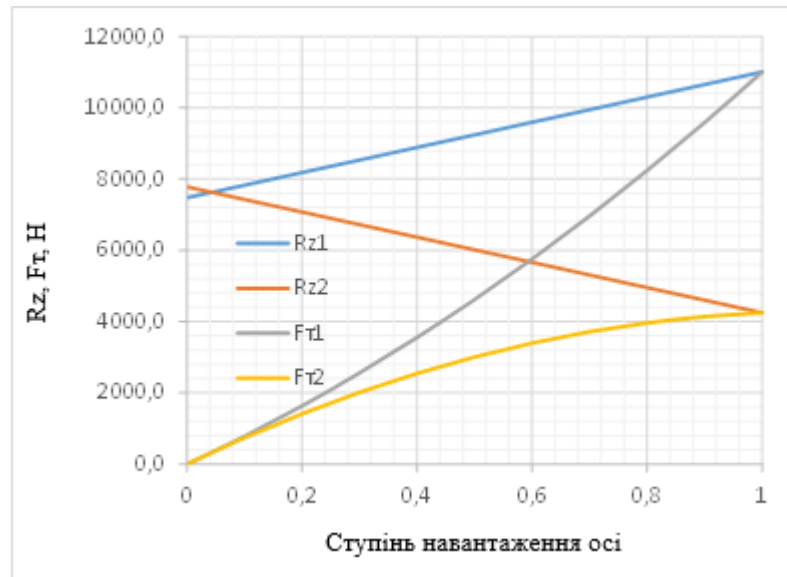


Рисунок 4.1.1.4 - Графік гальмівних сил і нормальних реакцій для навантаженого стану

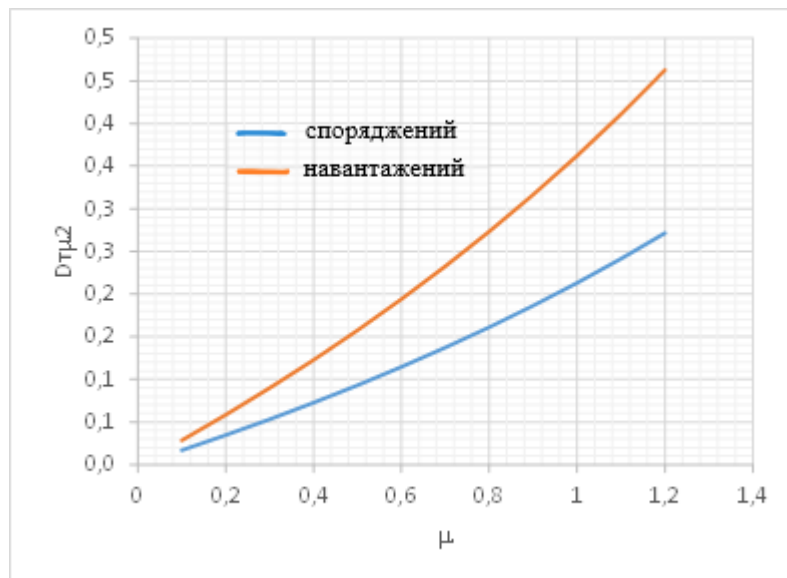


Рисунок 4.1.1.5 - Графік питомих гальмівних сил спорядженого і навантаженого станів

4.1.2.1 Розрахунок гальмівних механізмів

Для установки на автомобіль Daewoo Lanos були обрані дискові гальма без вентиляції, оскільки, на відміну від вентильованих гальм, вони не скорочують термін служби гальмівних колодок. Прототипом стали гальма від легкового автомобіля Opel Vectra A [13].

Для того щоб визначити основні конструктивні параметри дискового гальмівного механізму, необхідно виконати їх розрахунок. Необхідні вихідні дані наведені в таблиці 4.1.2.1.

Таблиця 4.1.2.1 – Вихідні дані для розрахунку гальмівного механізму

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Маса автомобіля	M_a	кг	1555
Діаметр головного гальмівного циліндра	D	мм	30
Передаточне число педалі	$i_n = \frac{l}{l'}$	-	5
ККД привода	η	-	0,92
Максимальне навантаження на педаль	P_n	Н	500
Необхідний момент (табл. 3.1.1)	$M_{T1n} = M_{T2(гр)}$	Н·м	1170,1
Середній радіус фрикційної накладки	r_c	м	0,0926
Коефіцієнт тертя	μ	-	0,4
Діаметри гальмівних циліндрів відповідно передніх и задніх коліс.	$d_1 = d_2$	мм	48
Радіус внутрішньої окружності фрикційної накладки гальмівного механізму	r_b	мм	55
Радіус зовнішньої окружності фрикційної накладки тормозного механізму	r_n	мм	117
Кут покриття фрикційної накладки	θ	градус	60

4.1.2.2 Уточнення діаметрів d_1 і d_2 гальмівних циліндрів і необхідного тиску в гідроприводі гальма

Зусилля, прикладене від педалі до штока поршня головного гальмівного циліндра, визначається рівнянням:

$$P_{\Pi} \cdot i_n \cdot \eta = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot P_i$$

Тиск рідини в гідроприводі гальмівної системи, що утворюється при натисканні водієм на педаль $P_{\Pi} = 500$ Н

$$P_i = \frac{4 \cdot P_{\Pi} \cdot i_n \cdot \eta}{\pi \cdot D^2}$$

$$P_i = \frac{4 \cdot 500 \cdot 4 \cdot 0,92}{3,14 \cdot 30^2} = 2,60 \text{ МПа}$$

Нормальна сила N , що діє на один поршень передніх коліс

$$N_n = \frac{M_{m1n}}{2 \cdot \mu \cdot r_c}$$

$$N_n = \frac{1170,1}{2 \cdot 0,4 \cdot 0,0926} = 15794,5 \text{ Н}$$

Тиск у гідросистемі P_i , необхідний для створення на поршні колісного циліндру з $d_1 = 48$ мм силу $N_{\Pi} = 15794,5$ Н отримаємо з формули:

$$P_i = \frac{4 \cdot N_n}{\pi \cdot d_1^2}$$

$$P_i = \frac{4 \cdot 15794,5}{3,14 \cdot 48^2} = 8,73 \text{ МПа}$$

Для того, щоб реалізувати на поршні тормозного циліндра d_1 силу $N_n = 15794,5$ Н, необхідно створити в гідросистемі гальмівного привода тиск $P_i = 8,73$ МПа. Але при умові, що на педалі $P_n = 500$ Н у гідросистемі створиться тиск $P_i = 2,60$ МПа. Існує два шляхи:

а) підвищити тиск в гідросистемі за допомогою гідравлічного вакуумного підсилювача в $8,73/2,60 = 3,35$ рази;

б) збільшуємо діаметр колісного циліндра при $P_i = 3,25$ МПа до величини d_1 :

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot N_n}{\pi \cdot P_i}}$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 15794,5}{3,14 \cdot 2,60}} = 87,9 \text{ мм}$$

Гідравлічний вакуумний підсилювач Daewoo Lanos підвищує тиск в 4,1 рази при роботі колінчастого валу на холостому ході, тому прийняті конструктивні параметри гальмівного механізму забезпечать реалізацію необхідного гальмівного моменту [14], [15].

4.1.2.3 Розрахунок ходу педалі дискового гальма

Хід педалі S_{max} для зношеного механізму обчислюємо за допомогою рівняння:

$$S \left[\frac{4 \cdot [d_1^2 \cdot (\delta_1 + \lambda_1) + d_2^2 \cdot (\delta_2 + \lambda_2)]}{D^2} + \delta_0 \right]_{n_{max}}$$

Приймаємо холостий хід поршня $\delta_1 = \delta_2 = 0,1$ мм, а зазор між поршнем та штоком головного циліндру $\delta_0 = 1$ мм, $d_1 = d_2$, отримуємо при зносі гальмівної накладки $\lambda_1 = \lambda_2 = 2,5$ мм. Звідси:

$$S_{max} = \left[\frac{4 \cdot [48^2 \cdot (0,1 + 2,5) + 48^2 \cdot (0,1 + 2,5)]}{30^2} + 1 \right] \cdot 4 = 217 \text{ мм}$$

При розрахунку не враховуються деформації гідروприводу і рідини.

Максимальний хід педалі гальма (217 мм) перевищує допустиму відстань в 150 мм. З рівняння S_{max} звідси випливає, що шляхом зменшення діаметрів колісних циліндрів d_1, d_2 та збільшення діаметра головного циліндра D , можна зменшити хід педалі до необхідного рівня [16]. Однак за рахунок зменшення діаметрів колісних циліндрів d_1, d_2 та збільшення діаметра основного циліндра, ми повинні збільшити питомий тиск P_i у системі, а це можливо тільки при встановленні гідравлічного вакуумного підсилювача. При цьому необхідно зменшити величину допустимого зносу до $\lambda_1 = \lambda_2 = 1,7$ мм, тоді:

$$S_{max} = \left[\frac{4 \cdot [48^2 \cdot (0,1 + 1,7) + 48^2 \cdot (0,1 + 1,7)]}{30^2} + 1 \right] \cdot 4 = 151,5 \text{ мм}$$

Невелике перевищення цілком допустиме.

4.1.2.4 Визначення середнього питомого тиску на фрикційну накладку гальмівного механізму

Розрахунок ведеться для передніх коліс

$$P_{\text{пит}} = \frac{N_n}{F_n}$$

де F_n – площа фрикційної накладки:

$$F_n = \frac{\pi \cdot (r_n^2 - r_g^2) \cdot \theta^\circ}{360^\circ}$$

$$F_n = \frac{3,14 \cdot (117^2 - 55^2) \cdot 60^\circ}{360^\circ} = 5583,7 \text{ мм}^2$$

$$P_{\text{пит}} = \frac{18150}{5583,7} = 2,83 \text{ МПа}$$

Питомий тиск знаходиться в допустимих межах. Він не повинен бути більший ніж 3 МПа.

4.1.2.5 Питома робота тертя

Розрахунок питомої роботи тертя проводимо за формулою:

$$L_{\text{пит}} = \frac{G_a \cdot V_n^2}{254 \cdot F_\Sigma}$$

$$L_{\text{пит}} = \frac{1555 \cdot 9,8 \cdot 60^2}{254 \cdot 44669,3} = 4,84 \text{ Дж/мм}$$

де F_{Σ} – сумарна площа фрикційних накладок (на кожне колесо припадає дві накладки):

$$F_{\Sigma} = 8F = 8 \cdot 5583,7 = 44669,3 \text{ мм}^2$$

Питома робота тертя не перевищує допустимих меж.

4.1.2.6 Підвищення температури при одноразовому гальмуванні

Підвищення температури можна визначити за формулою:

$$\Delta t = \frac{1,034 \cdot 10^{-6} \cdot G_a \cdot V_n^2}{C_{\text{пит}} \cdot m_T \cdot n_T}$$

$$\Delta t = \frac{1,034 \cdot 10^{-6} \cdot 1555 \cdot 9,81 \cdot 30^2}{0,125 \cdot 3,3 \cdot 4} = 8,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

де m_T – маса одного диска ($d = 234$ мм; товщина $h = 10$ мм; $\gamma = 7,8$ г/см³)

$$m_T = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot h \cdot \gamma$$

$$m_T = \frac{3,14 \cdot 23,4^2 \cdot 1 \cdot 7,8}{4} = 3354 \text{ г} = 3,3 \text{ кг}$$

Підвищення температури не повинно бути більшим 15°С.

При розрахунку Δt передбачалося, що гальмівний диск був суцільним з $d = 234$ мм. У дійсності він ще має ступицю, що збільшує масу диска. Таким чином, при розрахунку використовується менша маса диска і результат трохи більше фактичного, але не перевищує допустиму $\Delta t \leq 15^\circ$ [17].

4.1.3.1 Розрахунок скоби дискового гальма

Вигин скоби дискового гальма:

$$Q = F_s$$

Згинальний момент:

$$M_i = Q \cdot (h + r \sin(\pi - \alpha))$$

Найвище значення моменту при $\alpha = \pi/2$

$$\sigma_u = \frac{Q \cdot (h + r)}{W} < [\sigma_u]$$

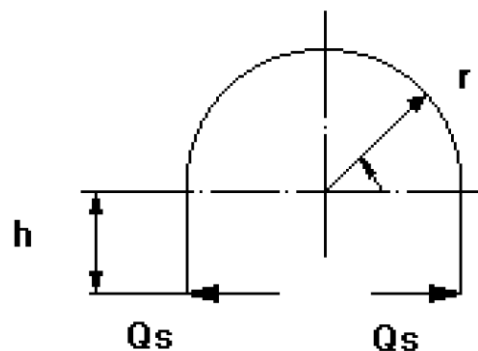


Рисунок 4.1.3.1 – Розрахункова схема скоби дискового гальма

$$W = \frac{B \cdot H^2}{6}$$

де F_s – сила прикладена до консольної площини скоби, Н;

$[\sigma]$ – допустиме напруження згину, МПа;

W – момент супротиву слабкого січення, мм³.

З креслення визначаємо $h = 40$ мм, $r = 20$ мм,

$[\sigma] = 450$ МПа для сталевих та чавунних скоб.

$$F_s = p \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot 3$$

$$F_s = 8,73 \cdot \frac{3,14 \cdot 48^2}{4} \cdot 3 = 47383,6 \text{ Н}$$

$$B = 250 \text{ мм}, H = 15 \text{ мм}$$

$$W = \frac{B \cdot H^2}{6}$$

$$W = \frac{250 \cdot 15^2}{6} = 9375 \text{ мм}^3$$

$$\sigma = \frac{F_s \cdot (h + r)}{W}$$

$$\sigma = \frac{47383,6 \cdot (40 + 20)}{9375} = 303,3 \text{ МПа} < 450 \text{ МПа}$$

4.1.3.2 Розкриття скоби

Допустиме розкриття $[\delta] = 3 \dots 5$ мм

$$\delta = \frac{Q}{E \cdot I} \left(\frac{h^3}{3} + r \cdot \left(h^2 \cdot \frac{\pi}{2} + 2 \cdot h \cdot r + r^2 \cdot \frac{\pi}{2} \right) \right)$$

$$Q = F_s = 47383,6 \text{ Н}$$

$$I = \frac{B \cdot H^3}{12}$$

$$I = \frac{250 \cdot 15^3}{12} = 70312,5 \text{ мм}^4$$

$$\delta = \frac{47383,6}{2 \cdot 10^5 \cdot 70312,5} \cdot \left[\frac{40^3}{3} + 20 \cdot \left(40^2 \cdot \frac{3,14}{2} + 2 \cdot 40 \cdot 20 + 20^2 \cdot \frac{3,14}{4} \right) \right] = 0,370 \text{ мм} < 4 \text{ мм}$$

4.1.3.3 Розрахунок болтів гальмівного диска на зріз

$$F_{зр} = \frac{M \cdot \tau_{max}}{R_{\delta}}$$

$$\tau_{зр} = \frac{F_{зр}}{n \cdot S_{\delta}} \leq [\tau]$$

де $F_{зр}$ – зусилля зрізу;

$\tau_{\text{зр}}$ – напруження зрізу;

$R_{\text{б}}$ – радіус кривизни, по якому розташовані болти;

$S_{\text{б}}$ – площа поперечного перерізу болта;

n – число болтів;

$M\tau_{\text{max}} = 4344,471 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

$R_{\text{б}} = 58 \text{ мм}$;

$$F_{\text{зр}} = 4344,471/0,058 = 74904,67 \text{ Н}$$

Для болта М17

$$S_{\text{б}} = \frac{\pi d_{\text{б}}^2}{4}$$

$$S_{\text{б}} = \frac{3,14 \cdot 17^2}{4} = 200,96 \text{ мм}^2$$

Приймаємо кількість болтів $n = 4$;

$$\tau_{\text{зр}} = \frac{74904,67}{5 \cdot 200,96} = 74,55 \text{ МПа} < 110 \text{ МПа}$$

Таким чином, міцність розрахункових елементів з обраними конструктивними параметрами забезпечена.

4.2 Конструювання стенда для діагностики гальмівної системи автомобіля

4.2.1 Опис конструкції та принцип роботи стенда для діагностики гальмівної системи легкового автомобіля

Стенд для випробування гальм - це підлогове діагностичне обладнання. Загальний вигляд стенду показаний на аркушах 2 і 3. Він складається з рами, опорного пристрою, що включає в себе два блоки роликів, з'єднаних ланцюговою передачею, мотор-редуктора і підйомного механізму, стаціонарного і пульта дистанційного керування і панелі індикації. Опорний пристрій кріпиться до підлоги приміщення за допомогою фундаментних болтів з опорною плитою.

Рама складається зі зварених сталевих пластин. Він кріпиться болтами до опорних пристроїв.

Кожен з двох роликів блоків включає мотор-редуктор, приводний і опорний ролик, з'єднані ланцюговою передачею, датчик системи вимірювання сили, підйомний пристрій, датчик швидкості, датчик вимірювання сили, датчик гальмівного моменту і датчик готовності.

Ролики спираються на опорний пристрій.

Мотор-редуктор встановлений консольно на опорі валу приводу роликів.

Роликовий привід складається з мотор-редуктора МРГУ-100 – 12,5-1 МН 4228-66 з мотором 4А 100 С2, крутний момент якого передається через ланцюгову передачу на два приводних вала, що обертають ролики гальмівного стенду. Ланцюгова передача закрита кожухом від зовнішніх впливів. Вгорі кожен блок роликів закривається кришкою і драбинкою.

Для забезпечення виїзду з автомобіля роликові блоки оснащуються вантажопідйомними пристроями.

Підйомний пристрій виконано у вигляді важільного механізму, що приводиться в рух ексцентриком. Ексцентрик приводиться в рух електродвигуном 4 АА 63 А2 через черв'ячний глобоїдний редуктор RG-40-63-3 MN 4228-66.

Блок електрообладнання складається з пульта управління, блоку управління двигуном, датчиків і проводів.

Панель приладів складається з силової шафи, розділового блоку і пульта дистанційного керування. У силевій шафі є шасі і касета, які кріпляться до рами шафи за допомогою шурупів. Шасі оснащено реле, трансформаторами, запобіжниками, магнітним пускачем, блоком затискачів для підключення стійки панелі приладів до електромережі, роз'ємом для підключення опорного пристрою.

Касета містить друковані плати та ПА-перетворювачі – 1, 12.

На правій бічній стійці є гачки для підвішування пульта і намотування його кабелю, болт заземлення.

Передня і задня частини силової шафи закриваються кришками.

Зверху на кришки встановлюється знімний гумовий килимок.

В основі силової шафи є отвори для кріплення стійки приладів на фундаментні болти.

Блок пристрою складається з рамки, передньої панелі, задньої панелі і верхньої кришки.

На рамі встановлений роз'єм для виведення на зовнішні пристрої. Роз'єм може бути підключений до реєстратора/самописців або осцилографів апаратури з довжиною кабелю передачі не більше 2 м і вихідним опором не менше 100 кОм.

Доступ до приладів здійснюється через знімну задню панель.

Пульт дистанційного керування складається з корпусу та двох кришок. Органи управління розташовані на передній кришці. На задній кришці закріплена планка для підвішування пульта.

Прилад для вимірювання сили педаметр.

Він використовується для установки зусилля на педаль гальма при перевірці ефективності гальмівної системи автомобіля

Прилад для вимірювання сили складається з корпусу, кришки, мембрани, стрижня і манометра, який служить індикатором сили. Внутрішні порожнини корпусу і манометр з'єднані між собою трубкою і заповнені гальмівною рідиною. Корпус фіксується на педалі гальма за допомогою пружинного захвату, а манометр підвішується до керма. При натисканні на педаль гальма через прилад для вимірювання сили в порожнині тіла створюється тиск пропорційно прикладеному зусиллю, яке контролюється манометром.

Принцип роботи стенда:

Принцип роботи стенду полягає в тому, що колеса однієї осі автомобіля встановлюються на ролики роликів блоків.

Приводні ролики приводяться в обертання із заданою швидкістю збалансовано-підвішеними мотор-редукторами. При гальмуванні коліс реактивні моменти, що виникають, передаються на датчики USTP систем вимірювання сили. Датчики формують електричні сигнали, пропорційні гальмівному зусиллю на кожній парі роликів і передаються на компаратор нерівностей і компаратор суми, а через фільтри і АЦП на екран монітора, який показує гальмівне зусилля в кН.

На компараторах рівності і суми сигнали підсилювача порівнюються з опорною напругою. Якщо їх сума більше опорної напруги, то на моніторі висвічується напис «Добре», а якщо їх різниця більше опорного напруження, то відображається нерівність лівої або правої сторони в залежності від знака різниці.

В автоматизованому режимі сумарний сигнал компаратора активує плату управління, яка через 1 – 1,5с формує тестові сигнали зупинки, які приймаються цифровими приладами, компараторами, силовою панеллю.

В результаті цифрові прилади і світловий дисплей компараторів будуть записувати їх показання, а мотор-редуктори будуть відключені. При цьому, якщо компаратор нерівностей спрацює в кінці тесту, компаратор суми повернеться в початковий стан, а напис «Добре» погасне.

Еталонні компаратори живляться від генератора, який має три опорні напруги. Про спрацьовування кожної опорної напруги свідчать світлові дисплеї режимів вимірювання.

Для контролю і установки опорних напруг необхідно перемістити перемикач S1, в цьому випадку вхід приладу замикається на загальний привід, а на вихід приладу подається частина опорної напруги, що відповідає показанням цифрового приладу в кН гальмівного зусилля осі транспортного засобу. Опорна напруга для кожного режиму регулюється власним змінним резистором.

Послідовний перехід з одного режиму вимірювання в інший здійснюється при включенні мотор-редуктора з пульта 1U PD, при цьому ланцюг плати управління повертається в початковий стан.

У ручному режимі відкривається перемикач S2 і вимикається світловий дисплей, генератор опорної напруги і плата управління. Прилади працюють безперервно, а мотор-редуктори вимикаються і вимикаються з пульта дистанційного керування.

4.2.2 Визначення основних параметрів гальмівного стенду

До основних параметрів гальмівних стендів можна віднести:

1. Розміри бігових барабанів
2. Відстань між осями барабанів однієї секції кліті
3. Швидкість обертання колеса автомобіля на підставці
4. Максимально можливе гальмівне зусилля на колесі

5. Потужність приводу електродвигуна кожної секції стенду
6. Рейтинг ваги автомобіля (розподіл ваги)

Діаметр барабана підбирається в залежності від розміру колеса автомобіля і забезпечення умов кочення, близьких до дорожніх.

Діаметр барабана визначається:

$$d_6 \geq (0,4 \div 0,6) d_k$$

де d_6 - діаметр барабана

d_k - діаметр колеса автомобіля

$$d_6 = (0,4 \div 0,6) \cdot 570 = 228 \div 342$$

Зазвичай діаметр барабана приймається рівним:

$$d_6 = 150 \div 400 \text{ мм}$$

Припускаю, що діаметр гальмівного випробувального барабана дорівнює:

$$d_6 = 220 \text{ мм}$$

Довжина барабана залежить від типу транспортного засобу і його параметрів. Довжину барабана рекомендується визначати за формулою:

$$L_b = (K_n - K_b) / 2 + A$$

де K_n - найбільша зовнішня колія з видів транспортних засобів, для яких призначена стійка

K_v - найменша внутрішня колія з тих типів вагонів, на які розрахований стенд

A - коефіцієнт, який враховує тип автомобіля

Для легкових автомобілів $A = 150$ мм

Для вантажних автомобілів $A = 100$ мм [18]

$$L_b = (1630 - 1110) / 2 + 150 = 410 \text{ мм}$$

Я беру довжину гальмівного випробувального барабана $L_b = 500$ мм.

Загальна довжина поздовжньої осі барабана (ширина кліті) визначається за формулою:

$$L_{об} = 2L_b + L_{мб} = K_n + A$$

де $L_{об}$ - загальна довжина поздовжньої осі барабана

$L_{мб}$ – відстань між барабанами

$$L_{об} = 1630 + 150 = 1870 \text{ мм}$$

Відстань між осями барабанів

Відстань між осями барабанів визначає стійкість автомобіля на лавці і можливість самостійного з'їзду автомобіля з неї.

Достатня стабільність повинна бути забезпечена за рівних умов:

$$\text{tg } \alpha = \varphi$$

де α - кут між прямою лінією, що з'єднує вісь колеса з віссю гальмівного випробувального барабана і горизонтальною віссю.

φ - коефіцієнт зчеплення шини з поверхнею барабана

Для стендів з барабанами на одному рівні умови стійкості і вильоту транспортного засобу зі стенду суперечать один одному.

Чим більше відстань між осями барабанів, тим краще зчеплення колеса з барабаном; Чим менша відстань між осями барабанів, тим якісніша рампа.

Експериментально встановлено, що:

$$l_{\max} = b \cdot (r_k + r_6)$$

$$l_{\min} = 2 r_6 + 20$$

де l - відстань між осями барабанів гальмівної установки

r_k - радіус колеса транспортного засобу

r_6 - радіус гальмівного випробувального барабана

b - величина, що враховує наявність пристроїв, що полегшують вихід. Так як сконструйована підставка має підйомний пристрій, що полегшує вихід з автомобіля, $b = 1,65$

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

$$l_{\min} = 2 \cdot 110 + 20 = 240 \text{ мм}$$

Оптимальна відстань між осями барабанів:

$$L_{\max} \geq l_{\text{опт}} \geq l_{\min}$$

$$651,75 \geq l_{\text{опт}} \geq 240$$

Рекомендована відстань між осями барабанів також може визначатися особливим співвідношенням:

$$l = (r_k + r_6) \cdot 2\varphi / \sqrt{1 + \varphi^2}$$

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

Відстань між осями барабанів беру $l = 440 \text{ мм}$.

Швидкість обертання коліс автомобіля на стенді приймається рівною 5 км/год.

Визначення гальмівного зусилля

Гальмівне зусилля на колесі залежить від рівня барабанів, кількості ведучих барабанів (в одній секції), відстані між осями барабанів і коефіцієнта зчеплення шини з опорною поверхнею.

Максимальне гальмівне зусилля кількісно визначається:

$$P_{\tau \text{ max}} = R \cdot \varphi$$

де $P_{\tau \text{ max}}$ - максимальна гальмівна сила

R - нормальний відгук приводного барабана

φ - коефіцієнт адгезії

Так як спроектований гальмівний тест має барабани на загальному рівні і з'єднані ланцюговою передачею, тобто обидва барабана приводяться в рух, то нормальна реакція барабанів визначається:

$$R_1 = \frac{G(\sin \alpha_1 - \varphi \cos \alpha_1)}{(1 + \varphi^2) \sin 2\alpha_1}$$

$$R_2 = \frac{G(\sin \alpha_1 + \varphi \cos \alpha_1)}{(1 + \varphi^2) \sin 2\alpha_1}$$

де G - вага транспортного засобу на одному колесі

α - кут між прямою лінією, що з'єднує вісь колеса з віссю барабана стенду, і горизонтальною лінією

$$R_1 = \frac{6000 (\sin 50^\circ - 0,4 \cos 50^\circ)}{(1 + 0,4^2) \sin 2 \cdot 50^\circ} = 2673 \text{ Н}$$

$$R_2 = \frac{6000 (\sin 50^\circ + 0,4 \cos 50^\circ)}{1 + 0,4^2) \sin 2 \cdot 50^\circ} = 5373,8 \text{ Н}$$

Максимальна гальмівна сила, яку необхідно реалізувати, визначається:

$$P_{\tau \max} = G\varphi / (1 + \varphi^2) \cos \alpha$$

$$P_{\tau \max} = 6000 \cdot 0,4 / (1 + 0,4^2) \cos 50^\circ = 3218,7 \text{ Н}$$

Визначення потужності електродвигуна

Потужність електродвигуна визначається з урахуванням реалізованої максимальної гальмівної сили і визначається за формулою:

$$W = P_{\tau \max} \cdot V_a / (270 \cdot 1,36)$$

де W - необхідна потужність електродвигуна

V_a – швидкість автомобіля (км/год)

$$W = 0,00272 P_{\tau \max} \cdot V_a = 0,00272 \cdot 3218,7 \cdot 5 = 4,37 \text{ кВт}$$

Швидкість обертання барабана випробувального стенду гальм дорівнюватиме:

$$n_6 = V_a / 0,377 \cdot r_6$$

де n_6 - швидкість обертання роликів гальмівного стенду

$$n_6 = 5 / 0,377 \cdot 0,110 = 120,57 \text{ об/хв}$$

Визначаю необхідне передавальне число приводу:

$$U_{\text{общ}} = n_{\text{дв}} / n_6$$

де $U_{\text{общ}}$ - необхідне передавальне число приводу

$n_{\text{дв}}$ – частота обертання двигуна

$$U_{\text{общ}} = 1500 / 120,57 = 12,44$$

Я припускаю, що передавальне число мотор-редуктора дорівнює загальному передавальному числу приводу. Вибираю:

Мотор-редуктор МРГУ-100-12,5-1 МН 4228-66

двигун для мотор-редуктора 4А100S2

Характеристики мотор-редуктора:

Передавальне число $U_{\text{ум.р.}} = 12,5$

міжосьова відстань $A = 100$

Допустимий крутний момент на низькообертovому валу виходячи з міцності зачеплення:

$$[T]_t = (0,122 - 0,0004 \cdot U_{\text{ум.р.}}) / (n_{\text{дв}} + 900) \cdot A^3 \cdot K_z \cdot K_p \cdot g$$

де $[T]_t$ - допустимий момент на низькообертovому валу, виходячи з міцності зачеплення

$U_{\text{ум.р.}}$ - це передавальне число мотор-редуктора

$n_{дв}$ – черв'ячна швидкість (частота обертання двигуна)

A - міжосьова відстань

K_z - коефіцієнт форми зачеплення, прийнятий в залежності від передавального числа

$K_z = 1,1$, тому що $U_{ум.р} = 12,5$

K_p - коефіцієнт режиму роботи

$$[T]_t = (0,122 - 0,0004 \cdot 12,5) / (1500 + 900) \cdot 100^3 \cdot 1,1 \cdot 1,6 \cdot 9,81 = 842 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Потужність, що передається, допустима для довговічності черв'ячних підшипників, виражається в термінах моменту на низькообертovому валу:

$$P = [T]_t \cdot n_6 / (9550 \cdot \eta)$$

де P - потужність, що передається, допустима для довговічності черв'ячних підшипників

η - ККД черв'ячного глобоїдного редуктора

$$P = 842 \cdot 120 / 9550 \cdot 0,87 = 12,16 \text{ кВт}$$

Продуктивність двигуна:

потужність $P_{дв} = 4 \text{ кВт}$

Асинхронна швидкість $n_{дв} = 1500 \text{ об/хв}$

Фактори перевантаження

$T_{пуск} = 2$; $T_{max} = 2,2$

Остаточно визначаю швидкість обертання ролика випробувального стенду гальм:

$$n_6 = n_{дв} / U_{ум.р}$$

$$n_6 = 1500 / 12,5 = 120 \text{ об / хв}$$

І тоді реальна швидкість обертання коліс автомобіля на стенді для випробування гальм дорівнюватиме:

$$V_a = 0,377 \cdot n_6 \cdot r_6$$

$$V_a = 0,377 \cdot 120 \cdot 0,110 = 4,98 \text{ км/год}$$

4.2.3 Розрахунок ланцюгової передачі

Ланцюгова передача в цьому механізмі служить для передачі крутного моменту від тихохідного валу мотор-редуктора на приводні вали [19].

Визначаю передавальне число передачі:

$$\frac{U_{ц.п} = U_{общ}}{U_{м.р}}$$

$$U_{ц.п} = \frac{12,5}{12,5} = 1$$

Таким чином:

$$n_1 = n_2 = n_{п.в} = 120 \text{ об/хв}$$

$$T_1 = T_{м.р} = 380 \text{ (Н} \cdot \text{м)}; T_2 = T_{п.в} = 190 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Кількість зубів зірочки:

Так як трансмісія тихохідна ($V < 2$ м/с) і необхідно забезпечити мінімальні габарити, беру $Z_1 = Z_{\min} = 13$. Це забезпечує задовільну плавність ходу.

$$Z_2 = Z_1 \cdot U_{ц,п}$$

$$Z_2 = 13 \cdot 1 = 13$$

Поправочний коефіцієнт:

$$K = \frac{K_d \cdot K_k \cdot K_c \cdot K_p}{K_z}$$

де $K_d = 1$ - коефіцієнт динамічного навантаження (він постійний)

$K_c = 1$ - коефіцієнт зсуву (1 зміна)

$K_p = 1$ - коефіцієнт робочого режиму (постійний)

$$K_z = 1 + 0,01 (Z_1 - 17) = 1 + 0,01 (13 - 17) = 0,96$$

K_z - коефіцієнт впливу числа зубів зірочки

$$K = \frac{1 \cdot 2,0625 \cdot 1 \cdot 1}{0,96} = 2,148$$

K_k - коефіцієнт, що враховує конструктивні особливості трансмісії:

$$K_k = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4$$

де $K_1 = 1,1$ - коефіцієнт регулювання міжосьової відстані (роликом або переміщенням опори)

$K_2 = 1,25$ - коефіцієнт довжини ланцюга

$K_3 = 1$ - коефіцієнт кута нахилу ($\varphi < 45^\circ$) до горизонту гілки ланцюга

$K_4 = 1,5$ – коефіцієнт змащення (епізодичний)

$$K_k = 1,1 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1,5 = 2,0625$$

Допустимий тиск в шарнірах ланцюга:

Так як $50 < n_1 < 200$, то $[p] \geq 29$ МПа

Крок ланцюга:

Розраховую для двох варіантів: однорядний ($m = 1, K_m = 1$) і дворядний ($m = 2, K_m = 0,85$) ланцюг.

а) $m = 1$:

$$t \geq \frac{\sqrt{T_1 \cdot K}}{[p] \cdot Z_1 \cdot m \cdot K_m} \cdot 28$$

$$t = \frac{\sqrt{380 \cdot 2,1484}}{29 \cdot 13 \cdot 1 \cdot 1} \cdot 28 = 36,23 \text{ мм}$$

б) $m = 2$:

$$t \geq \frac{\sqrt{380 \cdot 2,1484}}{29 \cdot 13 \cdot 2 \cdot 0,85} \cdot 28 = 30,35 \text{ мм}$$

Приймаю дворядний роликовий ланцюг.

2ПР – 31.75 – 17700 ГОСТ 13568 – 75 з параметрами:

- крок: $t = 31,75$ мм;

- діаметр ролика: $d = 9,55$ мм;

- Діаметр ролика: $d_1 = 19,05$ мм; Відстань між внутрішніми пластинами:
 $V_{вп} = 19,05$ мм;
 - ширина внутрішньої ланки: $B = 27,46$ мм;
 - ширина внутрішньої плити: $h = 30,2$ мм;
 - відстань між осями ланцюга: $A = 35,76$ мм;
 - розривне навантаження: $Q = 177$ кН;
- Вага 1 м ланцюга: 7,3 кг.

Геометрія трансмісії:

Діаметр кроку:

$$d_{g1} = d_{g2} = \frac{31,75}{\sin(180/13)} = 132,67 \text{ мм}$$

Діаметр виступів:

$$D_{e1} = D_{e2} = t \cdot (0,5 + \text{ctg}(180/Z_1))$$

$$D_{e1} = 31,75 (0,5 + \text{ctg}(180/13)) = 144,69 \text{ мм}$$

Діаметр западин:

$$D_{i1} = D_{i2} = d_{gi} - 2 (0,5025 \cdot d_1 + 0,05)$$

$$D_{i1} = 132,67 - 2 (0,5025 \cdot 19,05 + 0,05) = 113,43 \text{ мм}$$

Визначаю міжосьову відстань (попередньо):

$$a = a_{\min} \geq 0,5 (D_{e1} + D_{e2}) + (30 \div 50)$$

$$a = 0,5 (144,69 + 144,69) + (30 \div 50) = 175 \div 195 \text{ мм}$$

Визначаю кількість ланок ланцюга і відкоригую міжосьову відстань:

$$Z_{\text{ц}} = \frac{l}{t} = \frac{3a + \pi d_g}{t}$$

де l - довжина ланцюга;

a - попередня міжосьова відстань

$$Z_{\text{ц}} = \frac{3 \cdot 180 + 3,14 \cdot 132,67}{31,75} = 30,14 \approx 30$$

$$a_{\text{розр}} = \frac{t \cdot Z - \pi d_g}{3}$$

$$a_{\text{розр}} = \frac{31,75 \cdot 30 - 3,14 \cdot 132,67}{3} = 178,57 \text{ мм}$$

З огляду на міжосьову відстань і кути нахилу гілок ланцюга до горизонту $\varphi_1 = \pm 30^\circ$ і $\varphi_2 = 90^\circ$, отримаю оптимальний кут зірочок $\alpha = 120^\circ$ (тобто між гілками $\varphi = 60^\circ$), а також відстань між шестернею і редуктором $l = 22 \text{ мм}$, тобто відстань між шестернею і редуктором $l = 22 \text{ мм}$. $l > (15 \div 20) \text{ мм}$.

Штанга ланцюга перед провисанням:

Для гілок з $\varphi = \pm 30^\circ$:

$$f_1 = f_2 = \frac{11,4 \sqrt{a^3} \cos \varphi}{K_{\text{ц}}}$$

де $K_{ц} = 1$ - коефіцієнт, що враховує вплив відцентрової напруги при

$$V \geq 10 \text{ м/с}$$

$$f_1 = \frac{11,4 \sqrt{0,17857^3 \cos 30^\circ}}{1} = 0,745 \text{ мм}$$

Для вертикальної гілки з $\varphi = 90^\circ$:

$$f_3 = 0.$$

Міжосьова відстань монтажу (якщо регулювання не застосовується):

$$a_m = \frac{a - 3(f_1 + f_2)^2}{4a}$$

$$a_m = \frac{178,57 - 3(0,745 + 0,745)^2}{4 \cdot 178,57} = 178,56 \text{ мм}$$

Так як міжосьові відстані відрізняються на

$$\Delta a = a - a_m$$

$$\Delta a = 178,57 - 178,56 = 0,01 \text{ мм}$$

Корегування можна не застосовувати.

Інші геометричні розміри зірочок:

Ширина зуба зірочок

$$b_1 = 0,9 \cdot B_{\text{ВП}} - 0,15$$

$$b_1 = 0,9 \cdot 19,05 - 0,15 = 16,995 \approx 17 \text{ мм}$$

Ширина коронки зірочки:

$$B = (m - 1) \cdot A + b_1$$

$$B = (2 - 1) \cdot 35,76 + 16,995 = 52,755 \approx 52,76 \text{ мм}$$

Радіус кривизни зуба:

$$r_3 = 1,7 \cdot d_1$$

$$r_3 = 1,7 \cdot 19,05 = 32,385 \approx 32,39 \text{ мм}$$

Відстань від верхівки зуба до центру вигнутих дуг (до центральної лінії):

$$H = 0,8 d_1$$

$$H = 0,8 \cdot 19,05 = 15,24 \text{ мм}$$

Товщина обода:

$$\delta = 1,5 (D_e - d_g)$$

$$\delta = 1,5 (144,69 - 132,67) = 18 \text{ мм}$$

Товщина диска:

$$C = (1,2 \div 1,3) \cdot \delta$$

$$C = (1,2 \div 1,3) \cdot 18 = 21,6 \div 23,4 \approx 22 \text{ мм}$$

Висота зуба:

$$h_1 = \frac{D_e - D_i}{2}$$

$$h_1 = \frac{144,69 - 113,43}{2} = 15,63 \text{ мм}$$

Діаметр канавки:

$$D_c = t \cdot \text{ctg} (180/Z) - 1,3 \cdot h$$

де $h = 30,2 \text{ мм}$ – ширина ланцюгової пластини

$$D_c = 31,75 \cdot \text{ctg} (180/Z) - 1,2 \cdot 30,2 = 92,58 \text{ мм}$$

Діаметр маточини зірочки валу редуктора:

$$d_{ст1} = (1,2 \div 1,5) \cdot d_{вих2}$$

$$d_{ст1} = (1,2 \div 1,5) \cdot 60 = 72 \div 90 \text{ мм}$$

Приймаю $d_{ст1} = 80 \text{ мм}$

Довжина ступиці:

$$l_{ст} = (0,8 \div 1,5) \cdot d_{вих1}$$

де $d_{вих1} = 60 \text{ мм}$ – діаметр вала під ступицю зірочки

$$l_{ст1} = (0,8 \div 1,5) \cdot 60 = 48 \div 90 \text{ мм};$$

Приймаю $l_{ст1} = 50 \text{ мм}$

$$l_{ст2} = (0,8 \div 1,5) \cdot 60 = 48 \div 90 \text{ мм};$$

Приймаю $l_{ст2} = 50 \text{ мм}$

$$d_{вих2} = 60 \text{ мм}$$

Розрахунок шпонок ступиць зірочки та їх підбір:

Матеріал шпонок - сталь 45 (нормалізована), у якої:

$$\sigma_b = 600 \text{ МПа}; [\sigma]_{\text{см}} = 300 \text{ МПа}; [\tau]_{\text{ср}} = 120 \text{ МПа}$$

Перевірка на зняття:

Умова міцності:

$$[M_{\text{кр}}]_{\text{мах}} < 0,5 \cdot d \cdot k \cdot e \cdot [\delta]_{\text{см}} \cdot 10^{-3}$$

Звідси довжина шпонки l дорівнює:

$$l > \frac{2 \cdot [M_{\text{кр}}]_{\text{мах}} \cdot 10^{-3}}{d \cdot k \cdot [\delta]_{\text{см}}}$$

де $[M_{\text{кр}}]_{\text{мах}}$ – максимальний тривалодіючий момент

$d = d_{\text{вих}}$ - діаметр вала під ступицю зірочки.

$K = h - t_1$ – виступ шпонки від шпоночного пазу.

$[\delta]_{\text{см}}$ – допустиме напруження зняття.

Для ведучої зірочки:

$$l > \frac{2 \cdot 503,129 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 3 \cdot 300} = 27,952 \text{ мм}$$

Для ведомої:

$$l_1 > \frac{2 \cdot 244,018 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 3 \cdot 300} = 18,075 \text{ мм}$$

Приймаю конструктивно: $l_1 > 32 \text{ мм}$; $l_1 = 32$

Перевірка на зріз:

Умова міцності:

$$[\text{Мкр}]_{\text{мах}} < 0,5 (d + k) \cdot v \cdot l \cdot [\tau]_{\text{ср}} \cdot 10^{-3}$$

Звідси:

$$l > \frac{2[\text{Мкр}]_{\text{мах}} \cdot 10^{-3}}{(d + k) \cdot v \cdot [\tau]_{\text{ср}}}$$

де $[\tau]_{\text{ср}}$ – допустиме напруження на зріз

Для ведучої зірочки:

$$l_1 > \frac{2 \cdot 503,129 \cdot 10^{-3}}{(60 \cdot 3) \cdot 12 \cdot 120} = 16,251 \text{ мм}$$

Для ведомої зірочки:

$$l_2 \geq \frac{2 \cdot 244,018 \cdot 10^{-3}}{(30 + 3) \cdot 8 \cdot 120} = 15,405 \text{ мм}$$

Кінцево приймаю:

$$l_1 > 28 \text{ мм}; l_2 = 32 \text{ мм}$$

Верифікаційні розрахунки:

Перевірка умови:

$$n_1 < n_{\max}$$

при $t = 31,75 \text{ мм}$, $n_{\max} = 630 \text{ об/хв}$,

$$n_1 = 14,575 < n_{\max} = 630 \text{ об/хв}, \text{ тому умова виконується.}$$

Перевірка тиску в шарнірі ланцюга:

$$p = \frac{6,28 \cdot 10^{-3} \cdot T_1 \cdot k}{t_1 \cdot t \cdot b \cdot d \cdot m \cdot km}$$

$$p = \frac{6,28 \cdot 10^{-3} \cdot 503,129 \cdot 2,1484}{13 \cdot 31,75 \cdot 27,46 \cdot 9,55 \cdot 2 \cdot 0,85} = 36,89 \text{ МПа}$$

так як $n_1 = 14,575 \text{ об/хв} < 50 \text{ об/хв}$, то перевантаження

$$\frac{P_{\max}}{[p]_0} \cdot 100\%$$

$$\frac{P_{\max}}{[p]_0} \cdot 100\% = \frac{36,89 - 35}{35} \cdot 100\% = 5,4\% - \text{допускається}$$

$p [p]_0$ – умова виконується

Число ударів в одиницю часу на ланках ланцюга:

$$U = \frac{t_1 \cdot n_1}{15 \cdot t_{ц}}$$

$$U = \frac{13 \cdot 14,575}{15 \cdot 30} = 0,421 \text{ (1/с)} < [U]_3$$

де $[U]_3$ – допустиме число ударів на ланках ланцюга для 3-х зіркової передачі.

$$[U]_3 = \frac{2 \cdot [U]_2}{3}$$

$$[U]_3 = \frac{2 \cdot 25}{3} = 16,67 \text{ (1/с)}$$

$0,421 < 16,67$ – умова виконується

Сили, що діють в трансмісії:

Окружні сили на зірочках:

$$F_t = \frac{T \cdot n}{9,55 \cdot U}$$

де U – швидкість ланцюга

$$U = \frac{t_1 \cdot n_1 \cdot t}{6 \cdot 10000}$$

$$U = \frac{13 \cdot 14,575 \cdot 31,7}{60000} = 100,264 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}$$

На ведучій зірочці:

$$F_{t1} = \frac{T_1 \cdot n_1}{9,55 \cdot U}$$

$$F_{t1} = \frac{503,129 \cdot 14,575}{9,55 \cdot 100,264 \cdot 10^{-3}} = 7658,44 \text{ Н}$$

На ведомих зірочках:

$$F_{t2} = \frac{T_2 \cdot n_2}{9,55 \cdot U}$$

$$F_{t2} = \frac{244,018 \cdot 14,575}{9,55 \cdot 100,264 \cdot 10^{-3}} = 3714,35 \text{ Н}$$

5 ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1 Технологічна безпека під час роботи з діагностичним стендом

Контроль за технічним станом і правильною роботою гальмівного стенду здійснюється наказом підприємства інженерно-технічним працівником, відповідальним за нагляд, технічне обслуговування та безпечну експлуатацію спеціального вантажопідйомного обладнання, який зобов'язаний:

- здійснювати нагляд за технічним станом і безпечною експлуатацією стенду управління;
- забезпечити наявність і правильність технічної документації на стенд управління;
- дотримуватись порядку призначення осіб, відповідальних за роботу гальмівного стенду;
- організувати і провести первинний огляд і не рідше одного разу на 6 місяців проводити періодичний огляд стенду контролю для перевірки гальмівної системи автомобіля.

За стендом управління закріплюється особа, відповідальна за його експлуатацію, призначення якої здійснюється за погодженням з інженерно-технічним працівником, відповідальним за нагляд. До роботи на підйомнику допускаються тільки особи, які вивчили інструкцію з експлуатації, пройшли інструктаж щодо заходів безпеки і ознайомлені з особливостями його експлуатації та експлуатації.

До початку експлуатації нового гальмівного стенду після встановлення, споживач зобов'язаний провести повне обстеження випробувального стенду відповідно до вимог інструкції з експлуатації, а саме: статичні та динамічні випробування, вимірювання опору ізоляції, перевірка електричної міцності, робота кінцевих вимикачів та системи синхронізації, а також вбудованих електро-магнітних двигунів гальм [20].

Надалі кожні 6 місяців слід проводити повну технічну експертизу контрольного стенду.

Розглянемо докладніше його елементи:

- огляд: стенд повинен бути перевірений в роботі, його комплектація, затягування всіх болтових з'єднань, кріплення осей, його технічний стан і заземлення;

- статичне випробування;

- динамічний тест;

- контроль ізоляції здійснюється мегомметром М1102/1, ТУ 25-04-798-78.

Найменший опір ізоляції допускається не менше 0,5 МОм.

- електрична міцність перевіряється підвищеною напругою 1 кВ частотою потужності протягом 1 хв для вторинних ланцюгів.

Монтаж і експлуатація електрообладнання повинні проводитися в повній відповідності з вимогами «Правил улаштування електроустановок», «Правил технічної експлуатації електроустановок споживачів» і «Правил безпеки при експлуатації електроустановок».

Електродвигуни, ролики, рама, електрообладнання повинні бути надійно заземлені.

Щодня перевіряють чітку та правильну роботу кінцевих вимикачів, встановлених у роликовому вузлі.

Робиться це в такий спосіб:

1) включити ввідний автоматичний вимикач, подати напругу на ланцюг управління стендом;

2) натиснути кнопку на пульті управління для одночасного включення підйому (кнопка «вгору»), при цьому електродвигуни обох підйомних механізмів включаються і підйомні ролики починають підніматися. При досягненні верхнього положення кінцеві вимикачі верхнього положення повинні бути активовані, і обидва двигуни повинні бути вимкнені;

3) Натиснути кнопку «вниз» на панелі управління, при цьому повинні включитися електродвигуни обох підйомних механізмів і опуститися підйомні ролики. Коли підйомні ролики досягнуть найнижчого положення, необхідно активувати кінцеві вимикачі нижнього положення та вимкнути двигун обох підйомних механізмів.

При цьому перевіряється робота пристрою синхронізації:

- вставивши алюмінієву пластину шириною 3 мм у паз верхнього кінцевого вимикача будь-якого підйомного механізму, двигуни обох механізмів повинні бути вимкнені;

- при вставці пластини в паз нижнього кінцевого вимикача відключається тільки двигун цього підйомного механізму.

Під час роботи гальмівного стенду, крім оператора, що знаходиться біля пульта управління, повинен бути присутнім співробітник, який зобов'язаний спостерігати за положенням транспортного засобу і роботою роликів стенду з невидимого для оператора боку, а при виникненні будь-якої небезпеки подавати оператору знак про негайну зупинку стенду.

Забороняється проводити діагностику автомобілів з власною вагою понад 2,5 тони.

Забороняється перебувати в транспортному засобі, під ним або в межах його можливої досяжності під час роботи гальмівного стенду.

Забороняється експлуатувати гальмівний стенд, якщо ізоляційні дроти помітно пошкоджені.

Забороняється підключати і від'єднувати всі роз'єми при включеному ввідному автоматичному вимикачі.

Всі роботи з підготовки гальмівного стенду до роботи і його обслуговування також повинні проводитися при відсутності напруги.

Забороняється проводити будь-які роботи з гальмівним стендом і його пультом управління при роботі стенду, під час підйому і опускання вантажопідйомного механізму разом з автомобілем.

Перш ніж приступити до діагностики автомобіля, необхідно переконатися в правильному розташуванні автомобіля на роликах стенду.

Після того, як автомобіль в'їде на стенд, необхідно переконатися, що автомобіль знаходиться на ньому в правильному і стійкому положенні.

При виявленні перекосів автомобіль слід перемістити.

Всі різьбові з'єднання, включаючи роликові опори, слід щомісяця перевіряти і підтягувати.

У разі виникнення будь-якої небезпеки або несправності під час роботи стенду стенд повинен бути негайно зупинений.

Безпечна експлуатація гальмівного стенду гарантується тільки для тих його функцій, умов експлуатації і навантажень, на які розрахований випробувальний стенд і які вказані вище. Не використовуйте гальмівний стенд для інших цілей, крім описаних вище, або в умовах, відмінних від описаних вище.

Для технічного обслуговування або ремонту, будь ласка, зверніться до сервісної служби, яка поставила це діагностичне обладнання. При проведенні цих робіт силами і засобами власника гальмівного стенда вся відповідальність за його подальше виконання і безпеку лягає на нього.

Ці вимоги повинні бути вивішені на видному місці в зоні роботи гальмівного стенду.

ВИСНОВКИ

У цьому дипломному проекті на тему: «Проектування переднього гальмівного механізму автомобіля категорії М1» була обґрунтована тема цього проекту, поставлена мета та виконані всі необхідні розрахунки. Під час виконання роботи були вирішені наступні завдання:

- визначені ознаки класифікації, особливості конструкції та принципи роботи гальмівних систем автомобіля;
- досліджено існуючі конструкції гальмівних механізмів на прикладі конструкцій дискових гальм Knorr та Haldex;
- були розглянуті вимоги до гальмівної системи легкового автомобіля, види її діагностики, технічного обслуговування та ремонту;
- розглянуті особливості конструкції, можливі несправності та способи їх вирішення на прикладі легкового автомобіля;
- був обраний автомобіль, що буде модернізуватися, надана його загальна технічна характеристика;
- прийняті рішення щодо модернізації переднього гальмівного механізму обраного мною автомобіля;
- розрахована гальмівна динаміка автомобіля, на основі отриманих значень якої побудовані графіки;
- зроблені розрахунки гальмівного механізму та його окремих частин;
- виконане проектування гальмівного механізму;
- розглянуто опис та принцип роботи стенду для діагностики гальмівної системи автомобіля;
- проведено розробку діагностичного стенду;
- проведено розрахунки основних елементів стенду.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Бухарин Н. А., Прозоров В. С., Щукин М. М. Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля. 2 е изд., перераб. и доп. Л. : Машиностроение, 1973. 504 с.
2. Лукин П. П., Гаспарянц Г. А., Родионов В. Ф. Конструирование и расчет автомобиля. М. : Машиностроение, 1984. 376 с.
3. Шасси автомобиля. Атлас конструкций. Учебное пособие для вузов. /В. Б. Цимбалин, И. Н. Успенский, В. В. Коняшов и др. М. : Машиностроение, 1977. 108 с.
4. Автомобили. Конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть. /Под ред. А. И. Гришкевича. Минск: Высшая школа, 1987. 200 с.
5. Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей. М. Л. : Машгиз, 1950. 291 с.
6. Волченко А. И., Замора Ю. С. Барабанно колодочные тормозные устройства. Львов: Вища школа, 1980. 191 с.
7. Оржевский И. С. Дисковые тормоза легковых автомобилей. М. : НИИНавтопром, 1977. 63 с.
8. Григорова В. В. Дисковые тормоза для легковых автомобилей. М. : НИИНавтопром, 1966. 58 с.
9. Брыков А. С., Кичжи А. С. Дисковые тормозные механизмы открытого типа для грузовых автомобилей и автобусов. Автомобильная промышленность, 1982, № 2, с. 38 40.
10. Нефедов Б. М. Раздельные гидравлические тормозные системы легковых автомобилей и автобусов. М. : НИИНавтопром, 1967. 41 с.
11. Оржевский И. С., Тумасянц И. В. Особенности гидропривода тормозных систем современных легковых автомобилей. М. : НИИНавтопром, 1981. 46 с.
12. Беленький Ю. Б., Дронин М. И., Метлюк Н. Ф. Новое в расчете и конструкции тормозов автомобилей. М. : Машиностроение, 1965. 119 с.

13. Успенский И. Н., Коняшов В. В. Проектирование тормозов. Горький: Горьковский университет, 1977. 80 с
14. Гредескул А. Б., Федосов А. С., Матвиенко В. Ю. Статистические аспекты выбора тормозных механизмов для легковых автомобилей. Автомобильная промышленность. 1980, № 8, с. 21 23.
15. Метлюк Н. Ф. исследования и расчет тормозных механизмов. Автомобильная промышленность, 1968, №4, с. 21 24, № 5, с. 20 22.
16. Брыков А. С., Кичжи А. С. Дисковые тормозные механизмы открытого типа для грузовых автомобилей и автобусов. Автомобильная промышленность, 1982, № 2, с. 38 40.
17. Брыков А. С. Регуляторы тормозных сил автомобиля. М. : НАМИ, 1963.
18. ОСТ 37. 001. 016 70. Тормозные свойства автомобильного подвижного состава. Технические требования и условия проведения испытаний.
19. Гредескул А. Б., Федосов А. С., Матвиенко В. Ю. Системный анализ статистической нагруженности тормозных механизмов легковых автомобилей. Автомобильная промышленность. 1981, № 5, с. 13 15.
20. Масино М. А. Автомобильные материалы: Справочник инженера механика. М. : Транспорт, 1971. 295 с