

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ ІНЖЕНЕРНОЇ МЕХАНІКИ
Кафедра трибології, автомобілів та матеріалознавства

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до дипломної роботи

магістра

Освітньо-кваліфікаційний рівень

Напрямок підготовки (спеціальність) 132 «Матеріалознавство. Відновлення та технічний сервіс автомобілів»
Шифр і назва напрямку підготовки (спеціальності)

на тему: «Підвищення довговічності і надійності гальмівних систем легкових автомобілів з електронним регулюванням»

Шифр МРТАМ 22.18101.000 ПЗ

Виконав: студент 2-го курсу, група МТВАм-22-1



Підпис

Р.В. Соловійов
Ініціали, прізвище

Керівник *д.т.н., проф. каф. ТАМ*



Підпис

П.В. Каплун
Ініціали, прізвище

До захисту допускаю:

Зав. кафедри ТАМ д.т.н., проф.



Підпис

О.В. Диха
Ініціали, прізвище

13 12 2023 р.

Хмельницький, 2023

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерної механіки

Кафедра трибології, автомобілів та матеріалознавства

Освітньо-кваліфікаційний рівень магістр

Галузь знань 13 Механічна інженерія

Шифр і назва

Спеціальність 132 «Матеріалознавство, Відновлення та технічний сервіс

автомобілів»

Шифр і назва

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ЗНМ

проф., д.т.н. Диха О.В.

21 жовтня 2023 року

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Соловійову Руслану Володимировичу

Прізвище, ім'я, по батькові

1. Тема проекту (роботи) Підвищення довговічності і надійності гальмівних систем легкових автомобілів з електронним регулюванням

керівник проекту (роботи) Каплун Павло Віталійович д.т.н., професор

Прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання

Затверджено наказом університету від 15 08 2023 р. № 28 (Д30)

2. Строк подання студентом проекту на кафедру 10 грудня 2023 р.

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Матеріали практики; робочі креслення досліджуваних деталей; нормативно-технологічна документація гальмівних систем.

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

1. Обґрунтування актуальності впровадження електронного керування гальмівними механізмами легкових автомобілів.

2. Загальні вимоги до системи гальмівного управління.

3. Розгляд енергетичного балансу автомобіля під час горизонтального руху.

4. Оцінка стійкості гальмівних характеристик автотранспортних засобів.

5. Структура і принцип роботи дискового гальмівного механізму закритого типу.

6. Розрахунок дискового гальмівного механізму легкового автомобіля.

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслень)

Графічну частину проекту представити у вигляді презентації на слайдах (20-30) шт.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Літературний огляд	15.10.2023	
2	Технологічний розділ	25.10.2023	
3	Конструкторський розділ	30.10.2023	
4	Дослідницький розділ	15.11.2023	
5	Оформлення розрахунково-пояснювальної записки	22.11.2023	
6	Оформлення графічної частини проекту	01.12.2023	
7	Нормоконтроль проекту	05.12.2023	
	Підписання розділів. Затвердження дати захисту	10.12.2023	

Студент


Підпис

Керівник проекту (роботи)


Підпис

Р.В. Солов
Ініціали, прізвище

П.В. Кан
Ініціали, прізвище

РЕФЕРАТ

Обсяг пояснювальної записки – 95 сторінок, кількість рисунків – 43, таблиць – 7, додатків – 3, кількість джерел згідно із переліком посилань – 42.

Об'єкт дослідження: система електронного керування гальмівними механізмами легкових автомобілів.

Мета роботи: поліпшення у використанні енергії та зменшенні енерговитрат, спрямованих на тертя між шиною та дорогою за допомогою регуляторів гальмівних сил, антиблокувальних систем тощо.

Результати та їх новизна: розроблена нова конструкція дискового гальмівного механізму закритого типу дозволяє поліпшити захищеність механізму, зокрема від впливу сторонніх матеріалів на поверхню тертя, покращити тепловідведення завдяки розсіюванню тепла дисками і їх оребренням. Крім того, ця конструкція дозволяє зменшити витрати на обслуговування. Розрахований двокільцевий гальмівний механізм виявляється перевагами в порівнянні з іншими конструктивними схемами гальмівних механізмів.

Рекомендації щодо використання результатів роботи: результати можуть бути корисні для розробки гальмівних систем майбутніх автомобілів, розробки нормативних документів і проведення експериментальних досліджень гальмівних характеристик автомобілів.

Перелік ключових слів: СТІЙКІСТЬ АВТОМОБІЛЯ, ГАЛЬМІВНИЙ МОМЕНТ, ДВОКІЛЬЦЕВИЙ ГАЛЬМІВНИЙ МЕХАНІЗМ, ГАЛЬМІВНА СИСТЕМА.

Перелік умовних позначень

Антиблокувальна система (АБС) – це система безпеки в автомобілі, яка дозволяє водію зберегти керованість автомобіля і уникнути блокування коліс під час гальмування.

Електронний блок керування (ECU) — ключова частина сучасних автомобілів, відповідає за керування різними аспектами роботи автомобіля, наприклад: двигуном, трансмісією, безпеки, стабільності моніторингу тощо .

LSI (Large Scale Integration) — технологія інтеграції великої масштабності, є методом в області мікроелектроніки, який полягає у вміщенні тисяч транзисторів на одному мікрочипі.

Система електронної стабільності (ESP) — технологія активної безпеки в автомобілях, призначена для підвищення стабільності транспортного засобу під час маневрування.

Система контролю тягового зусилля (TCS) — це функція активної безпеки в автомобілях, призначена для запобігання пробуксовування коліс під час прискорення.





Адаптивний круїз-контроль (ACC) — система автоматично регулює швидкість автомобіля, щоб підтримувати безпечну відстань до автомобілів попереду.

ЕОМ — Електронно-обчислювальна машина.

ТО1 – Технічне обслуговування 1.

ТО2 – Технічне обслуговування 2.

	Зміст	С.
	Вступ	7
1	1. ОБГРУНТУВАННЯ АКТУАЛЬНОСТІ ВПРОВАДЖЕННЯ ЕЛЕКТРОННОГО КЕРУВАННЯ ГАЛЬМІВНИМИ МЕХАНІЗМАМИ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ	8
	1.1 Призначення та різновиди електронного керування гальмами, джерела енергії та методи передачі	8
	1.2 Антиблокувальні системи	9
	1.3 Системи контролю сили гальмування	17
	1.4 Системи, що повністю ґрунтуються на електроніці	19
	1.5 Керування гальмовою системою в режимі круїз-контролю	23
	1.6 Огляд будови гальмівних систем	25
	1.7 Визначення теми та постановка завдань дослідження	35
2	2. ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ТА ПАТЕНТНО-ІНФОРМАЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ	39
	2.1 Історичний нарис розвитку систем керування гальмуванням	39
	2.2 Загальні вимоги до системи гальмівного управління	44
	2.3 Вимоги до ефективності робочої гальмівної системи	46

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ		
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Соловійов			Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		Каплу				5	95
Реценз.					ХНУ, МТВАМ-22-1		
Н. Контр.		Бабак					
Затверд.		Диха					

Підвищення довговічності і надійності гальмівних систем легкових автомобілів з електронним регулюванням

2.4	Вимоги до ефективності запасної гальмівної системи	48
2.5	Вимоги до ефективності стоянкової та допоміжної гальмівної системи	49
3	АНАЛІЗ ГАЛЬМУВАННЯ АВТОМОБІЛЯ ТА ПЕРЕДБАЧЕННЯ ЗМІН У ВИМОГАХ ДО ГАЛЬМІВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ	54
3.1	Розгляд енергетичного балансу автомобіля під час гальмування	54
3.2	Оцінка стійкості гальмівних характеристик автотранспортних засобів	69
4	ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ КОНСТРУКЦІЇ ДИСКОВОГО ГАЛЬМІВНОГО МЕХАНІЗМУ	76
4.1	Обґрунтування потреби у створенні закритого типу дискового гальмівного механізму	76
4.2	Вимоги до розробки	77
4.3	Структура і принцип роботи дискового гальмівного механізму закритого типу	78
4.4	Розрахунок дискового гальмівного механізму легкового автомобіля	82
	Висновки	89
	Список використаних джерел	91
	Додаток А	95

1. ОБГРУНТУВАННЯ АКТУАЛЬНОСТІ ВПРОВАДЖЕННЯ ЕЛЕКТРОННОГО КЕРУВАННЯ ГАЛЬМІВНИМИ МЕХАНІЗМАМИ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ

1.1 Призначення та різновиди електронного керування гальмами, джерела енергії та методи передачі

Системи гальм призначені для ефективного сповільнення автомобіля до зупинки та для збереження його нерухомості. Електронні системи, які використовуються для управління гальмами з метою підвищення їхньої ефективності, можуть бути класифіковані за функціональним призначенням на антиблокувальні, системи регулювання гальмового тиску та повністю електронні.

Залежно від джерела енергії, яке використовується для керування гальмовими системами (див. рис. 1.1), ці системи можуть бути класифіковані як механічні, енергозабезпечені, електричні та інерційні.

Різні типи гальмових систем можуть бути встановлені в різних комбінаціях. У системах з енергозабезпеченням, в певній мірі, використовується фізичний тиск на педаль гальм. Енергозабезпечені та електричні системи відрізняються не лише джерелом енергії, але і фізичним середовищем, яке використовується для передачі цієї енергії. Найчастіше для цього використовують пневматичне та гідравлічне середовище, але також розглядається можливість широкого використання електричних систем.

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

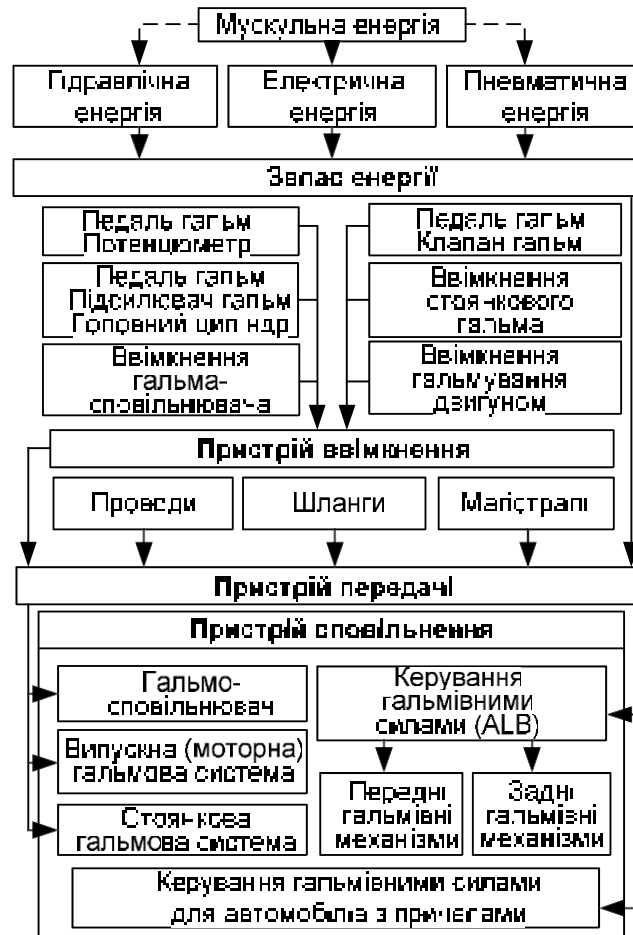


Рисунок 1.1 – Схема гальмової системи (вантажний автомобіль-тягач)

1.2 Антиблокувальні системи

Антиблокувальні системи (АБС) в автомобілях представляють собою системи з обладнанням для керування, що мають зворотний зв'язок, і завдяки цьому запобігають блокуванню коліс під час гальмування, забезпечуючи при цьому збереження керованості та стійкості автомобіля на дорозі. Основними компонентами АБС є гідромодулятор, датчики обертання коліс, та електронний блок керування.

Під час розробки системи АБС враховуються такі фактори:

- варіанти зчеплення між колесами та дорогою;
- нерівності дорожнього покриття, які викликають коливання коліс та вісей;

- гальмівний гістерезис;
- зміни тиску у головному гальмовому циліндрі під час натискання на педаль гальма;
- зміни радіуса колеса (наприклад, при встановленні запасного колеса).

Критерії оцінки якості керування включають:

- підтримку курсової стійкості автомобіля шляхом забезпечення достатнього зчеплення на задніх колесах;
- підтримку керованості автомобіля шляхом забезпечення достатнього зчеплення на передніх колесах;
- скорочення гальмівного шляху порівняно з гальмуванням із заблокованими колесами;
- швидку зміну гальмівних моментів для різних коефіцієнтів зчеплення, наприклад, коли автомобіль рухається через льодові плями на дорозі;
- контроль низьких амплітуд зміни гальмівного моменту для попередження вібрацій у зубчастих передачах;
- високий рівень комфорту руху завдяки мінімізації впливу зворотного зв'язку на педаль гальма та використанню безшумних виконавчих механізмів.

Незалежно від конструкції, АБС складається з таких елементів:

- датчики, які видають інформацію про кутову швидкість колеса, тиск у гальмівному приводі, сповільнення автомобіля та інші параметри;
- блок керування, зазвичай електронний, який обробляє інформацію від датчиків та надсилає команди виконавчим механізмам;
- виконавчі механізми (модулятори тиску), які регулюють тиск у гальмовому приводі коліс залежно від команди, що надходить від блока керування.

Процес регулювання гальмування колеса з використанням АБС є періодичним і пов'язаним з інерцією самого колеса, приводу та компонентів системи АБС. Якість регулювання визначається тим, наскільки система АБС

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

дозволяє колесу ковзати в межах заданого діапазону. При значному діапазоні періодичних змін тиску може виникнути дискомфорт при гальмуванні (який називається "смиканням"), а також додаткове навантаження на елементи автомобіля. Якість роботи АБС залежить від обраного принципу регулювання (алгоритму функціонування) і від швидкодії системи в цілому. Швидкодія визначає частоту циклічних змін гальмівного моменту. Важливою характеристикою системи АБС є її здатність адаптуватися до зміни умов гальмування (адаптивність) і до змін коефіцієнта зчеплення під час гальмування.

Наразі існує багато різних принципів роботи АБС (алгоритмів функціонування), які відрізняються за складністю, вартістю реалізації та відповідністю поставленим вимогам. Давайте розглянемо роботу АБС з алгоритмом, який сповільнює проковзування загальмованого колеса.

Рух загальмованого колеса можна описати наступним рівнянням:

$$J_k \varepsilon_{2k} = M_z - M_\varphi, \quad (1.1)$$

де J_k – момент інерції колеса;

ε_{2k} – зменшення обертової швидкості колеса;

M_z – момент, що створюється гальмівним механізмом;

M_φ – момент, який може виникнути при сполученні колеса з опорою.

За допомогою рівняння (1.1) можна створити графік, що відображає процес роботи системи АБС з алгоритмом функціонування за сповільненням (рис. 1.2). На цьому графіку показані наступні залежності:

1. Залежність моменту, який діє на загальмованому колесі, від відносного проковзування $M_\varphi = f(s)$.
2. Залежність моменту, який генерується гальмівним механізмом на загальмованому колесі, від відносного проковзування під час автоматичного регулювання $M_z = f(s)$.

приводі, тобто сталий гальмівний момент M_g . На цій стадії $M_\phi > M_g$ і $\varepsilon_{жк} = (M_\phi * M_g) / Jk$, що означає зміну напрямку сповільнення і початок прискорення колеса. Максимальне прискорення відповідає максимальній різниці $M_\phi - M_g$, яка відбувається в точці 4, третій "вставці". В точці 4 блок керування видає команду модулятору на підвищення тиску в гальмівному приводі, і цикл повторюється, дозволяючи підтримувати відносно проковзування в інтервалі, який забезпечує високі значення поздовжнього і поперечного коефіцієнтів зчеплення.

Процес функціонування АБС може бути реалізований через дво- або трифазні цикли. У двофазному циклі перша фаза включає зростання тиску, а друга - його зниження. У трифазному циклі перша фаза передбачає зростання тиску, друга - його зниження, а третя - підтримання тиску на сталому рівні.

Давайте розглянемо кілька поширених варіантів систем АБС (таблиця 1.1).

Чотириканальна система (варіанти 1, 2) дозволяє окремо контролювати тиск в двоконтурних системах зі з'єднанням по мостах (схема ||) та з діагональним з'єднанням (схема ×). Під час гальмування на дорожньому покритті з різними коефіцієнтами зчеплення зліва та справа ("мікст"), необхідні заходи застосовуються для запобігання моменту відносно вертикальної осі, який може призвести до втрати курсової стійкості автомобіля.

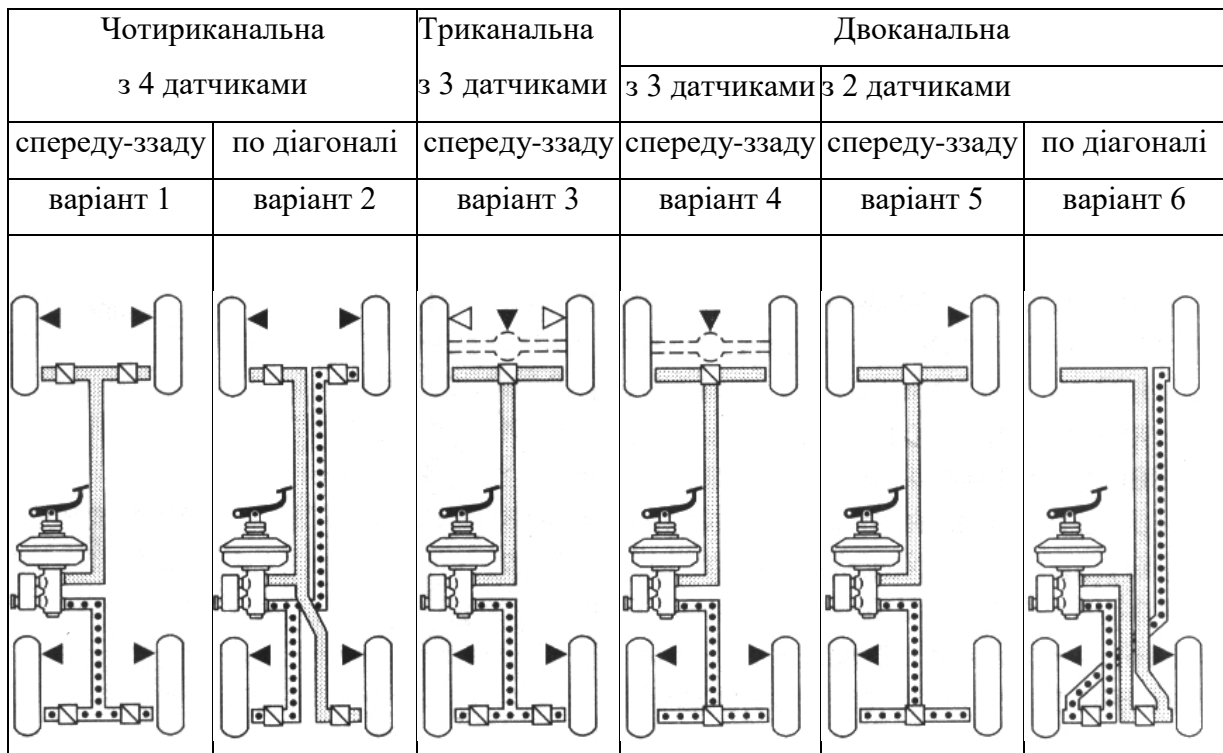
Триканальна система (варіант 3) зменшує момент обертання під час гальмування на дорожніх покриттях типу "мікст", таким чином, легкові автомобілі з довгою базою та великим моментом інерції відносно вертикальної осі не втрачають курсової стійкості та керованості.

Двоканальні системи (варіанти 4, 5, 6), з одного боку, мають менше компонентів, ніж триканальні та чотириканальні системи, що робить їх більш економічними. З іншого боку, вони мають функціональні обмеження. У варіанті 4, при високопороговому регулюванні, одне з передніх коліс

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

блокується, що супроводжується зносом шин та погіршенням керуваності. У варіанті 5 це трапляється, коли контрольоване переднє колесо має вищий коефіцієнт зчеплення, ніж неконтрольоване. У варіанті 6 тиск на передні колеса регулюється окремо, а на кожному задньому колесі - спільно, що вимагає перерозподілу гальмівної сили з заднього моста на передній для запобігання блокуванню задніх коліс, тому ця система забезпечує менше сповільнення, ніж три- або чотиріканальні системи.

Таблиця 1.1 – Варіанти систем АБС



► – датчик;

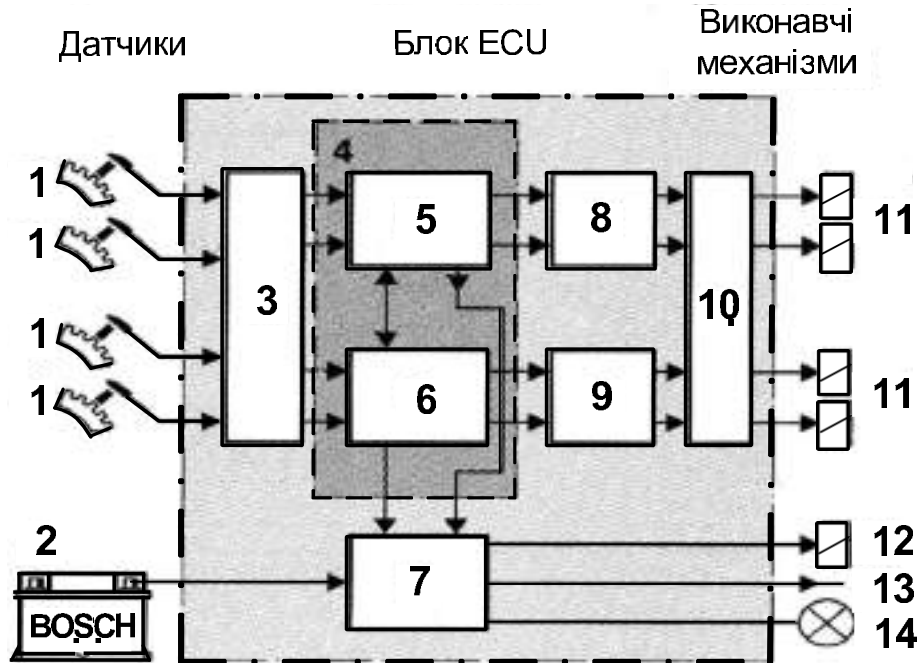
▷ – датчик, альтернативний відносно датчика диференціала;

▣ – канал керування

Головні компоненти електронного блока керування від компанії Bosch (рис. 1.3) включають наступне:

1. Індуктивний датчик швидкості обертання колеса, який постачає необхідну інформацію про швидкість обертання колеса електронному блоку керування (ECU).

2. Блок керування з великою інтегральною схемою (ECU з LSI), який отримує, фільтрує і посилює сигнали від датчика швидкості обертання колеса перед їх використанням для визначення проковзування та прискорення колеса.



1 – датчики обертання коліс; 2 – акумуляторна батарея; 3 – вхідний блок; 4 – цифровий контролер; 5 – перший інтегральний схемний елемент (LSI 1); 6 – другий інтегральний схемний елемент (LSI 2); 7 – стабілізатор напруги; 8 – перший вихідний блок; 9 – другий вихідний блок; 10 – вихідний каскад; 11 – соленоїдні клапани; 12 – реле захисту; 13 – стабілізована напруга акумуляторної батареї; 14 – сигнальна лампа.

Рисунок 1.3 – Блок-схема електронного керування системи АБС від компанії Bosch.

3. Вхідний блок включає фільтр низьких частот та вхідний підсилювач.
4. Цифровий контролер складається з двох однакових і незалежних цифрових інтегральних схем LSI. Вони працюють паралельно, опрацьовуючи інформацію від двох пар коліс, проводять логічні обчислення та перетворюють сигнали керування в команди для

соленоїдних клапанів. Послідовний інтерфейс, який з'єднується з вхідним логічним пристроєм і контролером, використовується для зв'язку та передачі даних між двома цифровими LSI.

Ще один блок включає схему керування для розпізнавання помилок та аналізу їх. Коли в ECU виникає несправність, сигнальна лампа вказує водію, що система АБС не працює. Проте, гальмівна система залишається функціональною навіть коли система АБС вимкнена.

Два вихідні блоки функціонують як регулятори струму для пар коліс: 1+2 і 3+4. Вони отримують команди від LSI і використовують їх для керування соленоїдними клапанами.

5. Вихідний каскад використовує дані від регуляторів струму двох вихідних блоків для активації соленоїдних клапанів.
6. Стабілізатор напруги стабілізує напругу в межах, необхідних для надійної роботи ЕБК, і реагує на низький заряд акумулятора шляхом відключення пристрою, керування реле та сигнальної лампи.
7. Блок керування з мікропроцесорами використовує два мікропроцесори для обробки сигналів, виконання програм контролера і автокерування АБС. Також цей блок відповідає за діагностування відповідно до стандартів ISO та надає можливість відслідковувати несправні компоненти АБС за допомогою сигнальної лампи або вимірювального пристрою.

У сучасний час розвиток системи АБС відбувається у двох основних напрямках. Для вищих класів автомобілів розробляються найбільш продуктивні інтегровані чотириканальні системи АБС, тоді як для більш доступних моделей працюють над спрощеними варіантами, які вбудовуються в серійні гальмівні системи як опціональне обладнання. Система АБС кардинально змінила уявлення про безпеку руху. На сьогоднішній день вона вважається обов'язковою опцією практично для кожної нової моделі автомобіля. В більшості розвинених країн більшість водіїв вважають, що економія на АБС є

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

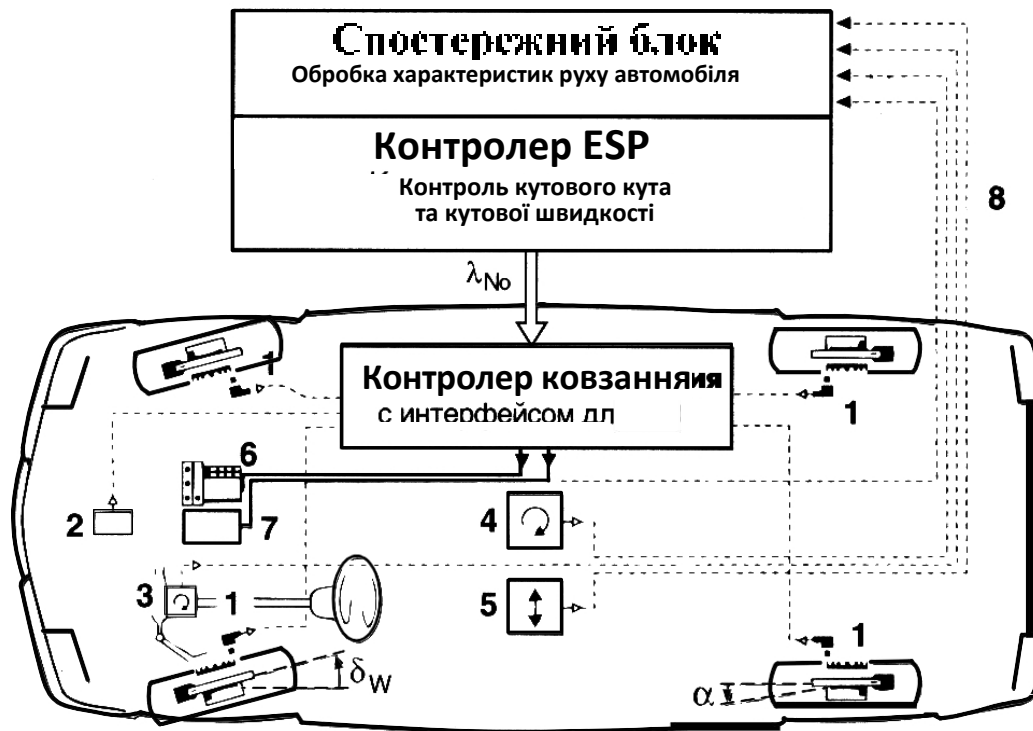
недопустимою. Обов'язкове встановлення АБС на транспортних засобах регулюється міжнародними та національними стандартами (зокрема, Директива 71/320 ЄЕС та Додаток 13 до Правил 13 ЄЕК ООН) лише для вантажних автомобілів загальною масою понад 16 тонн, причепів і напівпричепів з повною масою більше 10 тонн, а також міжнародних автобусів з повною масою понад 12 тонн, оскільки наслідки аварій цих транспортних засобів можуть бути особливо небезпечними.

1.3 Системи контролю сили гальмування

Система електронного стабільності (ESP), також відома як VDC, VSC, DSC, ATTS, VSA, є високотехнологічним пристроєм, який відповідає за керування антиблокувальною та антипробуксовочною системами, регулювання тяги і управління дросельною заслінкою (див. рисунок 1.4 і таблицю 1.2). Електронний блок керування використовує інформацію від датчиків, які вимірюють параметри роботи двигуна та трансмісії, оберти кожного колеса, тиск у гальмівній системі, кут повороту керма та поперечне прискорення. Система аналізує ситуацію, обчислює необхідну силу гальмування для кожного колеса і надає команди виконавчим механізмам. Процесор ESP також взаємодіє з блоком керування двигуном, що дозволяє регулювати потужність та оберти колінчастого вала.

В результаті останніх досліджень, проведених Університетом Айови у співпраці з Національною адміністрацією безпеки дорожнього руху США (NHTSA), виявилось, що наявність системи електронного стабільності ESP у автомобілі значно знижує ймовірність серйозних аварій. У рамках цих досліджень звичайним водіям запропонували пройти тестування на спеціалізованому автомобільному симуляторі National Advanced Driving Simulator (NADS), який імітував різні аварійні ситуації на дорозі для автомобілів з ESP та без нього.

					MPTAM22.18101.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17



1 - датчик обертання коліс; 2 - датчик гальмівного тиску; 3 - датчик позиції рульового керма; 4 - датчик кутової швидкості навколо вертикальної осі; 5 - датчик поперечного прискорення; 6 - модулятор тиску; 7 - управління роботою двигуна; 8 - сигнали від датчиків для esp; α - кут ковзання шини; δ_w - кут повороту переднього колеса; λ_0 - номінальне проковзування шини.

Рисунок 1.4 – Система керування гальмами ESP (електронна)

Таблиця 1.2 – Системи регулювання стійкості автомобіля

Назва	Призначення
ESP = Electronic Stability Program (Mercedes, Audi)	на будь-якій швидкості і при будь-якому дорожньому покритті запобігають заносу
VDC = Vehicle Dynamics Control (Subaru)	автомобіля завдяки цілеспрямованому
DSC = Dynamic Stability Control (BMW) VSC = Vehicle Stability Control (Toyota) VSA = Vehicle Stability Assist (Honda)	пригальмовуванні коліс і завдяки втручанню в систему керування двигуном.

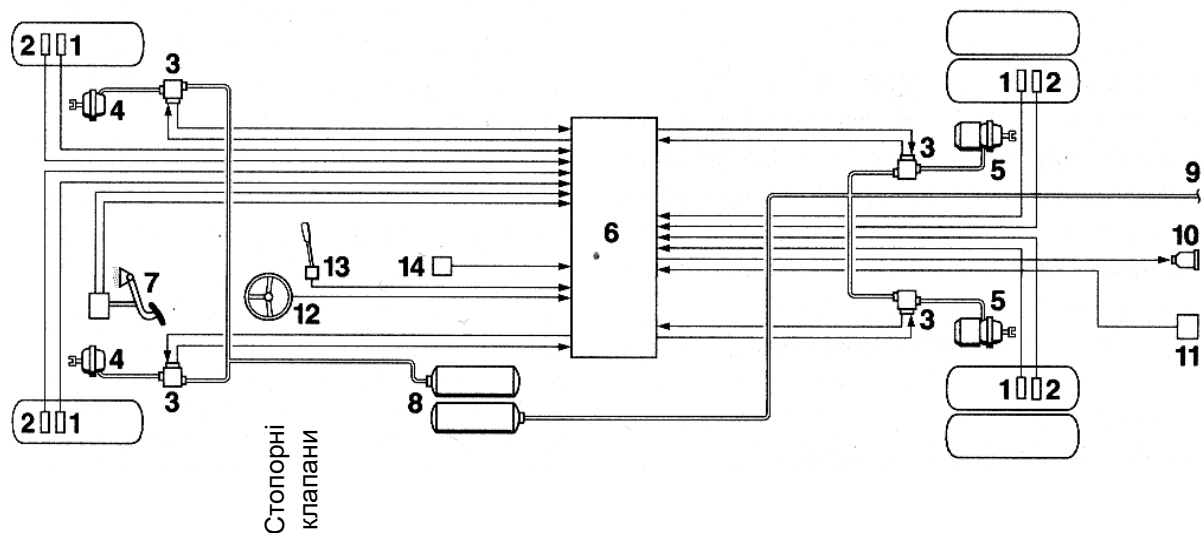
<p>StabiliTrack; = Stability Traction (GM) ATTS = Activ Torque Transfer System (Honda)</p>	<p>Лише для передньопривідних автомобілів. Додаткова роздавальна коробка з багатодисковою муфтою збільшує передачу привідного моменту на зовнішнє колесо при повороті, уникнувши таким чином недостатньої поворотності і покращуючи стійкість автомобіля.</p>
--	---

Внаслідок цього виявилось, що кількість водіїв, які змогли зберегти контроль над автомобілем, обладнаним системою ESP, і уникнули аварії, була на 34% більшою, ніж кількість водіїв, які уникали аварії на автомобілях без системи курсової стійкості. По додатковому тесту було виявлено, що присутність системи ESP знижує імовірність втрати контролю над автомобілем на 88%.

Отже, система курсової стійкості (ESP) використовує спеціальні датчики для визначення ситуацій, коли водій наближається до втрати контролю над автомобілем, і завчасно попереджує це, пригальмовуючи відповідне колесо. Присутність такої системи допомагає уникнути заносу в поворотах або під час об'їзду раптових перешкод і полегшує керування автомобілем на слизьких дорогах. Слід відзначити, що на даний момент лише близько 10% всіх нових автомобілів оснащуються системою курсової стійкості, але вона доступна як опціональне обладнання для багатьох моделей.

1.4 Системи, що повністю ґрунтуються на електроніці

На відміну від АБС, системи контролю тягового зусилля (TCS) і ESP, які є повністю електронними системами (електропневматичними чи



1 – датчик швидкості обертання коліс; 2 – датчик ступеня зносу гальмівних накладок; 3 – клапан керування; 4 – гальмівний циліндр переднього колеса; 5 – гальмівний циліндр заднього колеса; 6 – електронний блок керування; 7 – педаль гальма; 8 – резервуар для повітря (ресивер); 9 – пневмомагістраль, яка живить гальмівну систему причепа; 10 – орган керування гальмовою системою причепа; 11 – датчик зусиль на зчпному пристрої; 12 – датчик положення керма; 13 – контрольний датчик сповільнювача та системи гальмування двигуном; 14 – датчик повороту навколо вертикальної осі / поперечного прискорення.

Рисунок 1.5 – Електропневматична гальмова система для двовісного тягача.

Електрогідравлічна гальмівна система (система електрогідравлічних гальм, ЕНВ) (рис. 1.6) включає в себе блок виконавчих механізмів, гідравлічний модулятор тиску, датчики, електронний блок та канали керування.

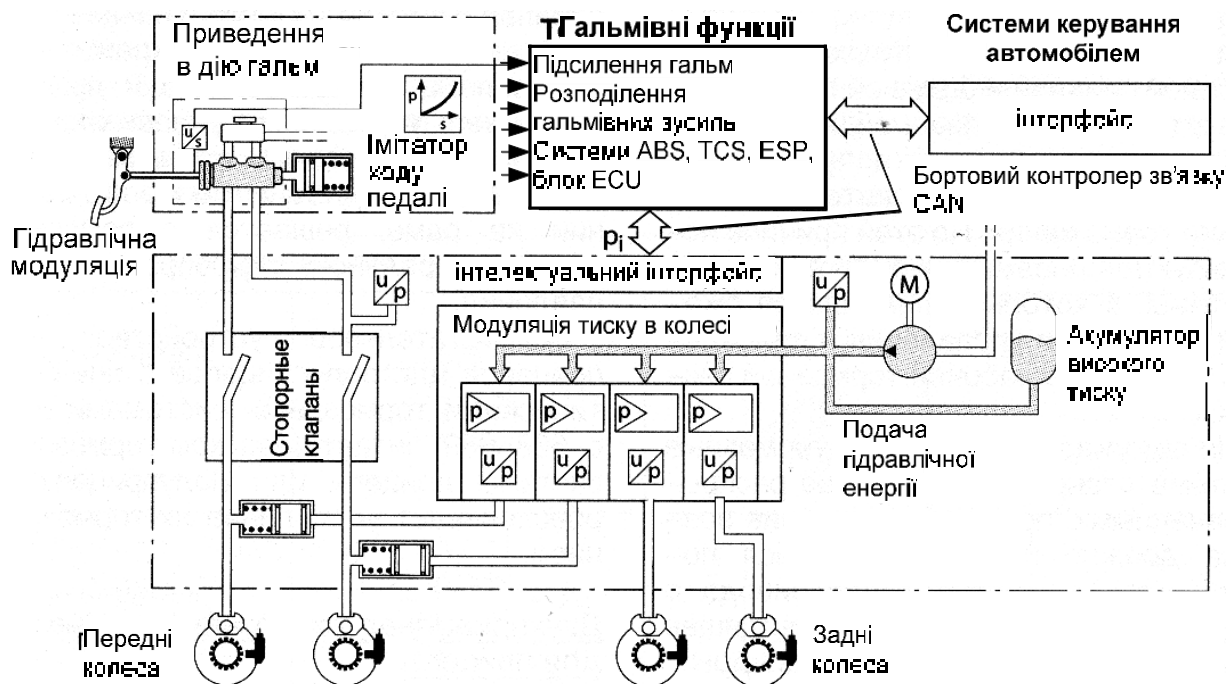


Рисунок 1.6 – Електрогідравлічна гальмова система.

Для забезпечення безпеки в цій системі використовуються два різних датчики: один розташований на виконавчому механізмі для визначення положення педалі гальма, інший - датчик тиску у гідравлічному модуляторі, які служать для визначення "запиту на гальмування". Ця інформація передається в блок управління (ECU), який з'єднаний з гальмівними приводами та системами ABS, TCS і ESP. Датчики цих систем надають ECU дані про динаміку автомобіля, такі як швидкість руху, виконання поворотів і оберти коліс. Використовуючи цю інформацію, ECU обчислює сигнали і передає їх у гідравлічний модулятор, де вони перетворюються в тиск гальм для окремих коліс. Насос з електроприводом, спільно з акумулятором високого тиску і системою контролю тиску, забезпечує подачу гідравлічного тиску.

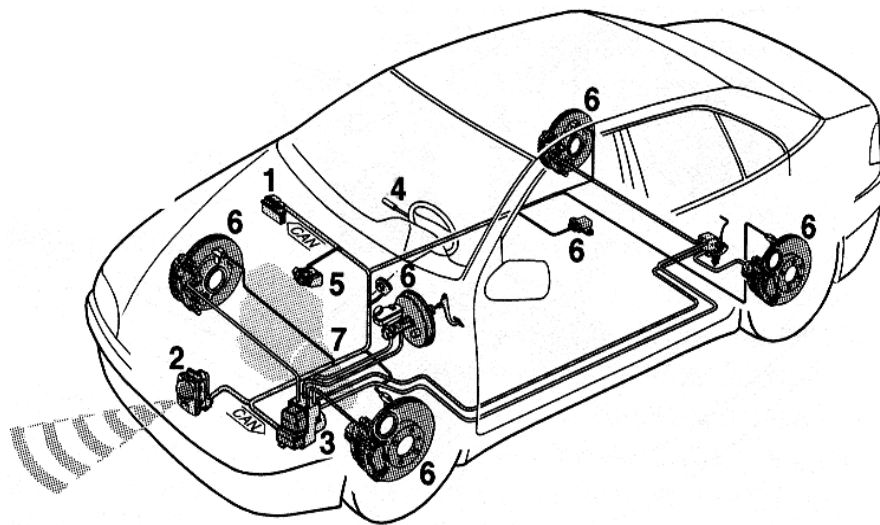
У разі відмови в системі з метою забезпечення безпеки, вона переходить в робочий режим, при якому гальмування автомобіля здійснюється без підсилення потужності.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

1.5 Керування гальмовою системою в режимі круїз-контролю

Основною метою системи адаптивного круїз-контролю (ACC) є підтримання заданої водієм швидкості руху для підвищення безпеки на дорозі та комфорту водія. Система ACC може гнучко адаптувати швидкість автомобіля до умов дорожнього руху, автоматично прискорюючи, сповільнюючи або гальмуючи, щоб зберігати безпечну відстань до іншого транспортного засобу, що рухається попереду.

Найважливішим компонентом в системі ACC (рис. 1.7) є радіолокаційний датчик, який використовується для визначення відстані до автомобіля, що рухається попереду, а також відносної швидкості і положення інших транспортних засобів.



1 - блок управління роботою двигуна (есу); 2 - блок перевірки роботи радіолокаційного датчика; 3 - блок управління гальмами при активації круїз-контролю; 4 - контрольні прилади і блок індикації; 5 - блок управління двигуном при активації круїз-контролю; 6 - датчики; 7 - блок управління трансмісією при активації круїз-контролю.

Рисуюнок 1.7 – Елементи системи адаптивного круїз-контролю

Для забезпечення надійної роботи системи АСС необхідно, щоб інші автомобілі, що рухаються попереду, знаходилися в межах своєї смуги руху. Для цього використовується інформація, отримана від датчиків програми ESP (рис. 1.8), яка дозволяє визначити фактичну траєкторію руху автомобіля, обладнаного системою АСС. За потреби додаткова інформація про рух інших транспортних засобів збирається за допомогою радіолокаційних сигналів. Для навігації і визначення маршрутів руху водії автомобілів можуть використовувати системи відеозображень та навігаційні системи.

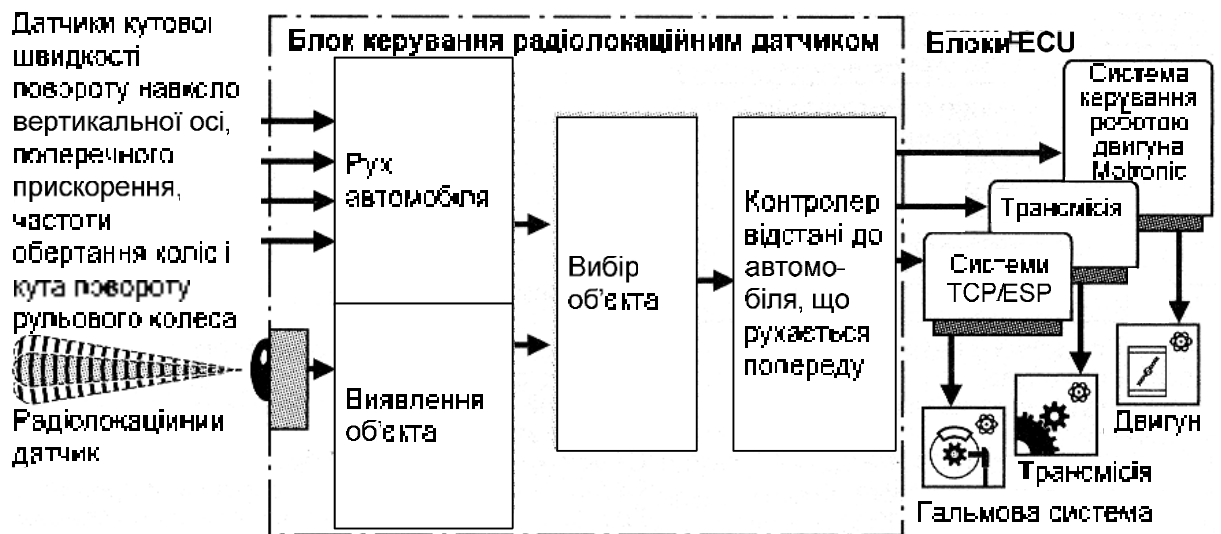


Рисунок 1.8 – Основна структура керування системою АСС

На практиці виявлено, що для оптимальної роботи системи АСС недостатньо лише сповільнювати рух автомобіля за допомогою дросельної заслонки. Для досягнення оптимальних результатів із збереження відстані до інших транспортних засобів при використанні системи АСС необхідно також використовувати гальмування. Програма ESP гальмової системи зазвичай активується для досягнення цих результатів.

Система АСС зазвичай використовує плавне гальмування і не включає функції екстреного гальмування. Вибір швидкості руху та дистанції залишається на відповідальності водія.

Система АСС призначена для роботи на автомагістралях при швидкостях понад 30 км/год і не передбачає керування автомобілем в міських умовах. Розширення її функцій для міського руху вимагає значного удосконалення датчиків, що контролюють умови руху, і не може бути здійснено з використанням радіолокаційної системи, яка працює на частоті 76,6 ГГц.

1.6 Огляд будови гальмівних систем

1.6.1 Функція і призначення

Гальмівна система призначена для зниження швидкості та зупинки автомобіля, а також для утримання його на місці під час стоянки. Наявність надійних гальм дозволяє підвищити середню швидкість руху та ефективність використання автомобіля. Гальмівна система включає робочу, стояночну, запасну та допоміжну системи.

Робоча гальмівна система призначена для зниження швидкості автомобіля та його зупинки в різних умовах руху.

Стояночна гальмівна система служить для утримання нерухомого автомобіля на горизонтальній або нахилений дорозі.

Запасна гальмівна система призначена для зниження швидкості автомобіля до зупинки у випадку відмови робочої гальмової системи.

Допоміжна система гальм використовується для підтримки постійної швидкості автомобіля при спуску по гірських дорогах для зменшення навантаження на робочу гальмову систему під час тривалого гальмування.

Гальмівна система включає гальмові механізми, які забезпечують гальмування коліс або валу трансмісії, і гальмовий привід, який активує гальмовий механізм. Гальмові механізми можуть бути реалізовані в різних варіантах, таких як колісні, трансмісійні, барабанні або дискові.

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

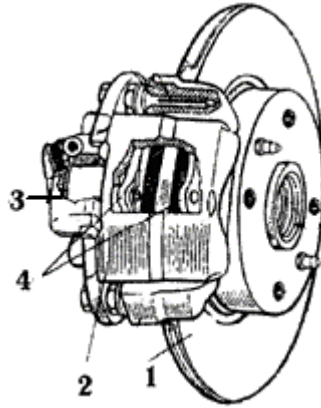


Рисунок 1.9 - Дисковий гальмовий механізм складається з:
гальмовий диск, поршень із манжетом, поршні з манжетом, гальмівна колодка.

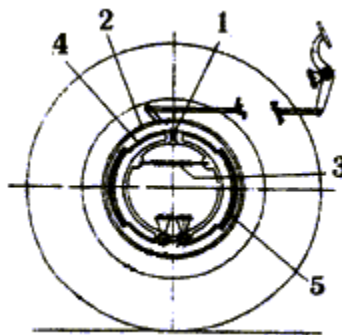


Рисунок 1.10 - Барабанний гальмовий механізм:
розтискний кулак, гальмовий барабан, пружина гальмівна, колодка, гальмівна накладка

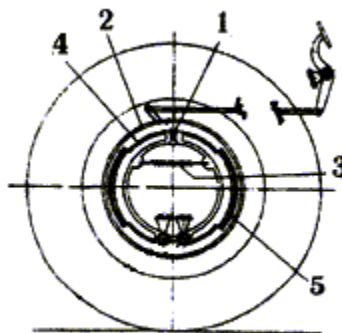


Рисунок 1.11 - Пристрій гальмової системи із пневматичним механізмом:
розтискний кулак, гальмовий барабан, пружина, гальмівна колодка, гальмівна накладка

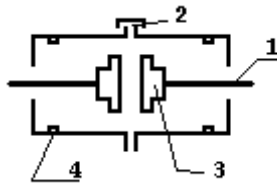


Рисунок 1.12 - Розтискний кулак складається з :
шттовхачі, штуцер, поршень, упорне кільце.

Система гідравлічного приводу використовується для передачі виконавчому механізму гальмової системи зусилля, яке створює водій через натискання на гальмівну педаль, за допомогою гальмової рідини. Вона включає в себе різні компоненти, такі як головний гальмівний циліндр, колісний гальмівний циліндр, сполучні трубки і шланги, гідровакуумний підсилювач і роздільник гальм.

Автомобіль використовує робочу гальмівну систему з діагональним поділом контурів, що покращує безпеку водіння. Кожен контур гідроприводу керує двома колесами: один контур відповідає за правий передній і лівий задній гальмові механізми, інший - за лівий передній і правий задній. Це дозволяє забезпечити надійне гальмування навіть у випадку відмови одного з контурів.

У гідропривод включені вакуумний підсилювач і двоконтурний регулятор тиску задніх гальм. Компресор відповідає за створення високого тиску в повітрі. Регулятор тиску автоматично підтримує необхідний тиск стисненого повітря в системі. Запобіжний клапан захищає систему від неполадок регулятора тиску. Повітряний балон зберігає запас стисненого повітря, який використовується для різних функцій, включаючи накачування шин. Гальмовий кран відповідає за керування гальмами автомобіля, регулюючи подачу стисненого повітря до гальмових камер.

Сполучна головка і роз'єднувальний кран використовуються для з'єднання повітропроводу між причепами і для відключення причепа від системи, відповідно. Манометр дозволяє перевіряти тиск повітря в системі.

					MPTAM22.18101.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

Повітряний фільтр служить для очищення повітря, яке надходить в систему від вологи та масла. Антифризійний насос захищає систему від замерзання в ній конденсату в умовах зимової експлуатації автомобіля.

Пневматична система гальм працює так: компресор створює тиск у повітрі, який зберігається в повітряних балонах. При натисканні на гальмівну педаль, гальмовий кран створює тиск у гальмових камерах, які активують гальмовий механізм і спричинюють гальмування. І навпаки, при відпустці педалі гальма, гальмування припиняється.

Вакуумний підсилювач має гумову діафрагму (позначену як 10 на рисунку 1.13), яка, разом з корпусом клапана (позначеного як 21), поділяє порожнина вакуумного підсилювача на дві камери: вакуумну (позначену як А) і атмосферну (позначену як В). Камера А з'єднана з впускною трубою двигуна.

Корпус клапана (позначений як 21) виготовлений з пластмаси і має гофрований захисний чохол (позначений як 13) на виході з кришки. У корпусі клапана розташований шток привода головного циліндра з опорною втулкою, буфером (позначеним як 20) для штока, поршнем (позначеним як 12) корпуса клапана, клапаном (позначеним як 18) у зборі, зворотніми пружинами (позначеними як 16 і 17) для штокхача і клапана, а також повітряним фільтром (позначеним як 14).

При натисканні на педаль гальма переміщається штокхач (позначений як 15), який в свою чергу переміщає поршень (позначений як 12) і разом з ним клапан (позначений як 18) до упору в сідло корпуса клапана. При цьому камери А і В розділяються. Подальше переміщення поршня призводить до віддалення його сідла від клапана, і через утворений зазор, камера В з'єднується з атмосферою. Повітря, яке потрапило через фільтр 14 у цей зазор між поршнем і клапаном, та через канал D, створює тиск на гумову діафрагму 10. Завдяки різниці тиску в камерах А і В, корпус клапана переміщується разом із штоком 1, який впливає на поршень головного циліндра.

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

Коли педаль гальма відпускається, клапан віддаляється від корпусу і камери А і В знову повідомляються між собою.

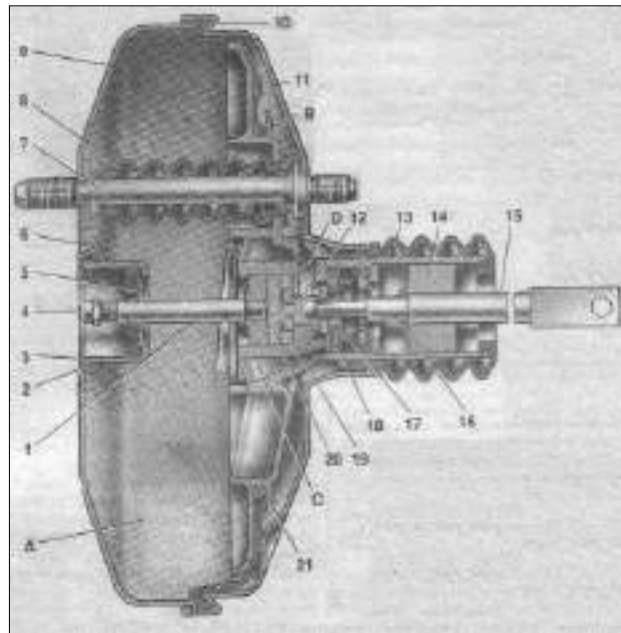


Рисунок 1.13 - Вакуумний підсилювач: 1 – шток; 2 – ущільнювальне кільце фланця головного циліндра; 3 – чашка корпусу підсилювача; 4 – регулювальний болт; 5 – ущільнювач штока; 6 – зворотна пружина діафрагми; 7 – шпилька підсилювача; 8 – ущільнювальний чохол; 9 – корпус підсилювача; 10 – діафрагма; 11 – кришка корпусу підсилювача; 12 – поршень; 13 – захисний чохол корпусу підсилювача; 14 – повітряний фільтр; 15 – штовхач; 16 – зворотна пружина штовхача; 17 – пружина клапана; 18 – клапан; 19 – втулка корпусу клапана; 20 – буфер штока; 21 – корпус клапана; А – вакуумна камера; В – атмосферна камера; З, D – канали.

Регулятор тиску використовується для налаштування тиску в гідроприводі задніх гальмівних механізмів в залежності від завантаження задньої вісі автомобіля. Він з'єднаний з обома контурами гальмової системи і керує потоком гальмівної рідини до обох задніх гальмівних механізмів.

Регулятор тиску кріпиться за допомогою двох болтів, при цьому передній болт також кріпить вільчатий кронштейн важеля привода регулятора тиску. Двохплечий важіль прикріплений до пальця цього кронштейна, а його верхнє

						МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			29

плече пов'язане з пружним важелем. Інший кінець пружного важеля з'єднаний з кронштейном задньої підвіски через сергу.

Кронштейн 3 і важіль 5 можна переміщувати щодо регулятора руху через овальні отвори під болтом кріплення. Це дозволяє регулювати зусилля, з яким важіль 5 впливає на поршень регулятора.

При збільшенні навантаження на автомобіль пружний важіль 10 навантажується більше, що призводить до збільшення зусиль, які важіль 5 застосовує до поршня регулятора. Це означає, що момент торкання головки поршня і ущільнювача досягається при великому тиску в головному гальмовому циліндрі. Як результат, ефективність головних гальм збільшується при збільшенні завантаження.

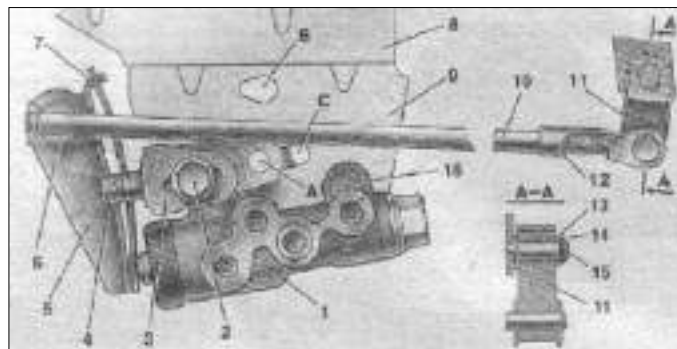


Рисунок 1.14 - Привод регулятора тиску: 1 – регулятор тиску; 2, 16 – болти кріплення регулятора тиску; 3 – кронштейн важеля привода регулятора тиску; 4 – штифт; 5 – важіль привода регулятора тиску; 6 – вісь важеля привода регулятора тиску; 7 – пружина важеля; 8 – кронштейн кузова; 9 – кронштейн кріплення регулятора тиску; 10 – пружний важіль привода регулятора тиску; 11 – серга; 12 – скоба серги; 13 – шайба; 14 – стопорне кільце; 15 – палець кронштейна; А, В, З – отвору.

Головний гальмівний циліндр має поршні, які розташовані послідовно (див. рисунок 1.15). На корпусі головного циліндра закріплений бачок 13, в якому є заливна горловина з датчиком 14 для виявлення аварійного рівня

гальмівної рідини. Ущільнювальні кільця 5 високого тиску та кільця заднього колісного циліндра можуть встановлюватися замість один одного.

У випадку відмови гальмового контуру "правий передній – лівий задній гальма", ущільнювальні кільця, втулка та поршень, що знаходяться під тиском рідини, перемістяться до упору в пробку у сідлі. Тиск у задньому гальмі буде регулюватися частиною регулятора, яка містить поршень із ущільнювачем та втулкою. Робота цієї частини регулятора, навіть у випадку відмови вказаного гальмового контуру, аналогічна роботі при справній системі. Зміна тиску на виході регулятора відбувається так само, як і в справній системі.

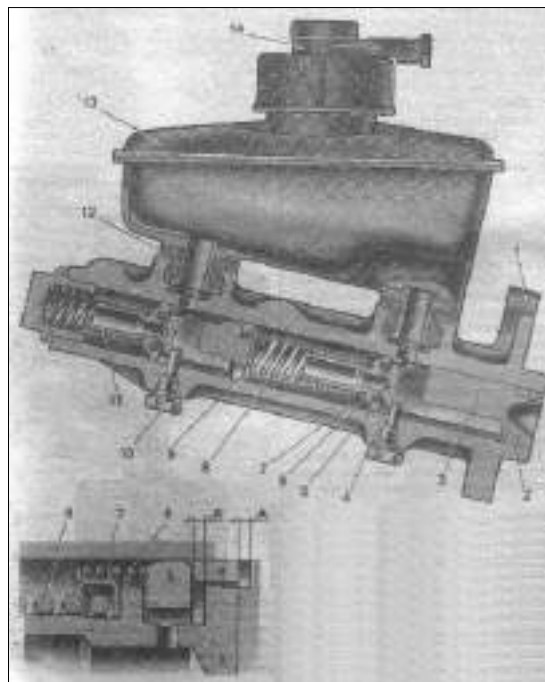


Рисунок 1.15 - Головний циліндр із бачком: 1 – корпус головного циліндра; 2 – ущільнювальне кільце низького тиску; 3 – поршень привода контуру "лівий передній правий задній гальма"; 4 – розпірне кільце; 5 – ущільнювальне кільце високого тиску; 6 – притискна пружина ущільнювального кільця; 7 – тарілка пружини; 8 – зворотна пружина поршня; 9 – шайба; 10 – стопорний гвинт; 11 – поршень привода контуру "правий передній, лівий задній гальма"; 12 – сполучна втулка; 13 – бачок; 14 – датчик аварійного рівня гальмової рідини.

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Гальмівний механізм переднього колеса є дисковим і включає автоматичне регулювання відстані між гальмовими колодками та гальмовим диском. Цей механізм також має плаваючу скобу, яка формується за допомогою супорту 3 (див. рисунок 1.16) та колісного циліндра 5, які затягнуті болтами. Рухлива скоба прикріплена болтами до пальців 9, розташованих у отворах напрямних колодок. Між цими пальцями та напрямною колодкою встановлені гумові чохли 8 для змащення. Гальмові колодки 4 з пружинами поміщені у пази напрямної колодки.

У внутрішньому просторі циліндра 5 розташований поршень 6 із ущільнювальним кільцем 7. Це ущільнювальне кільце 7, завдяки своїй пружності, підтримує оптимальний зазор між гальмовими колодками та гальмовим диском.

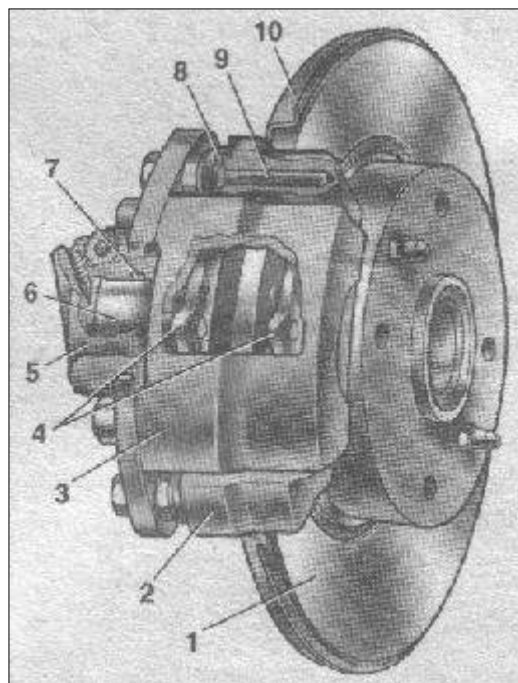


Рисунок 1.16 - Гальмівний механізм переднього колеса: 1 – гальмовий диск; 2 – напрямна колодок; 3 – супорт; 4 – гальмові колодки; 5 – циліндр; 6 – поршень; 7 – ущільнювальне кільце; 8 – захисний чохол напрямного пальця; 9 – напрямний палець; 10 – захисний кожух.

										Арк.
										32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

МРТАМ22.18101.000 ПЗ

Задній гальмівний механізм (див. рисунок 1.17) є барабанним і має автоматичне регулювання відстані між гальмовими колодками та барабаном. Система автоматичного регулювання зазору знаходиться в колісному циліндрі. Основним елементом цієї системи є розрізне упорне кільце 9 (див. рисунок 1.17), яке встановлене на поршні 4 між бортиком упорного гвинта 10 та двома сухарами 8, із зазором 1,25-1,65 мм.

Упорні кільця 9 вставлені в циліндр з напругою, яка забезпечує зусилля для зміщення кільця вздовж дзеркала циліндра, не менше 343 Н (35 кгс). Це значення перевищує зусилля, яке створюється стиснутими пружинами 3 і 7 (див. рисунок 1.17) гальмових колодок.

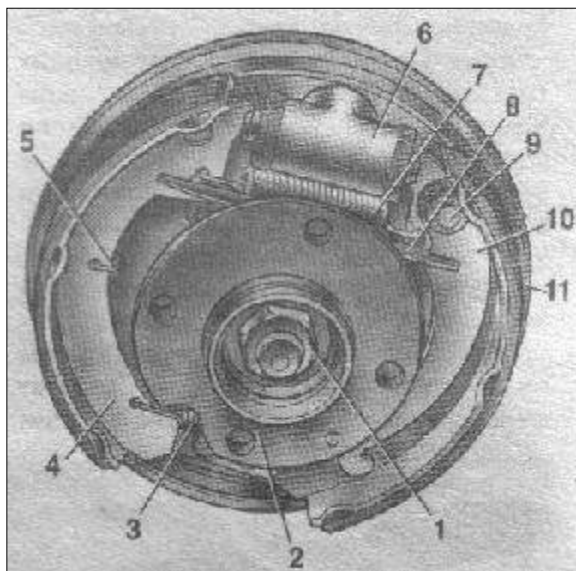


Рисунок 1.17 - Гальмівний механізм заднього колеса: 1 – гайка кріплення маточини; 2 – маточина колеса; 3 – нижня стяжна пружина колодок; 4 – гальмівна колодка; 5 – напрямна пружина; 6 – колісний циліндр; 7 – нижня стяжна пружина; 8 – розтискна планка; 9 – палець важеля привода стоянкового гальма; 10 – важіль привода стоянкового гальма; 11 – щит гальмового механізму.

Коли накладки зносяться до такого рівня, що зазор між ними та барабаном стає меншим за 1,25 - 1,65 мм, буртик на упорному гвинті 10 (див.

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

рисунок 1.18) натискається на кільце 9. Це призводить до того, що упорне кільце зрушується разом з поршнем на величину зношування. Під час припинення гальмування поршні, завдяки стяжним пружинам, зрушуються до того моменту, коли сухарі в буртику упорного кільця дійдуть свого упору. Це сприяє автоматичному підтримуванню оптимального зазору між гальмівними накладками та барабаном.

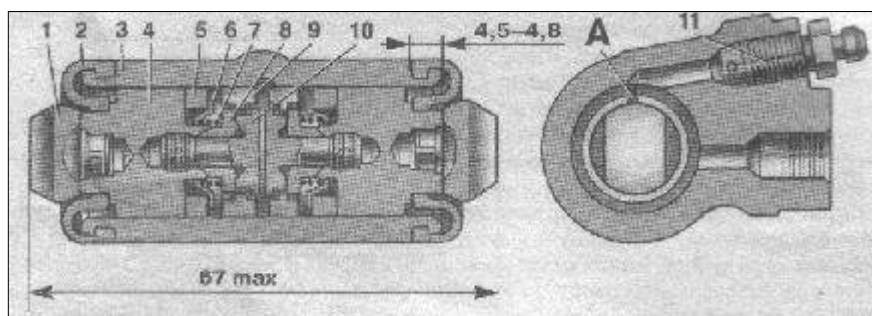


Рисунок 1.18 - Колісний циліндр: 1 – упор колодки; 2 – захисний ковпачок; 3 – корпус циліндра; 4 – поршень; 5 – ущільнювач; 6 – опорна тарілка; 7 – пружина; 8 – сухарі; 9 – упорне кільце; 10 – упорний гвинт; 11 – штуцер; А – проріз на упорнім кільці.

Стоянкова гальмівна система з механічним приводом призначена для активування гальмівних механізмів задніх коліс. Привід стоянкового гальма включає в себе важіль, регулювальну тягу, зрівнювач, трос, важіль ручного привода гальм та розтискну планку.

Датчик аварійного рівня гальмової рідини є механічним типом. Корпус 2 (див. рисунок 1.19) датчика, який містить ущільнювач 4, стискається до підстави 3 за допомогою затискного кільця 5, що закріплюється на горловині бачка. Водночас фланець відбивача 6 також тиснеться до торця горловини. У цьому положенні затискне кільце утримується за допомогою двох фіксаторів, розташованих на підставі 3.

Через отвір у підставі проходить штовхач 7, який з'єднаний з поплавцем 9 за допомогою втулки 8. На штовхачі розміщений рухливий контакт 11, а в

корпусі датчика розташовані нерухливі контакти 10. Простір між контактами герметично ущільнюється захисним ковпачком 1.

Коли рівень гальмівної рідини в бачку знижується до гранично допустимого рівня, рухливий контакт опускається і зчіплюється з нерухливими контактами. Це призводить до закриття ланцюга лампи аварійної сигналізації на приладовій панелі.

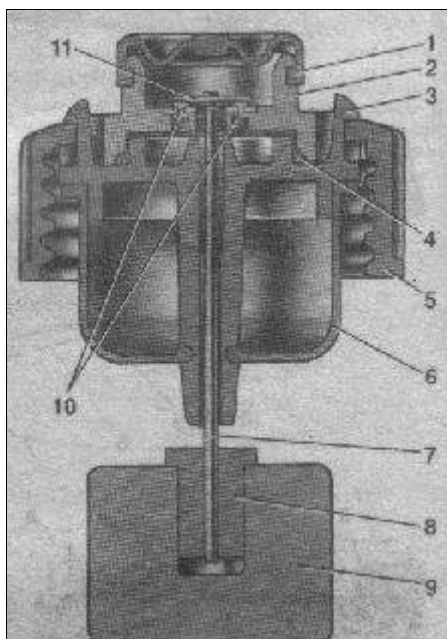


Рисунок 1.19 - Датчик аварійного рівня гальмової рідини: 1 – захисний ковпачок; 2 – корпус датчика; 3 – підстава датчика; 4 – ущільнювальне кільце; 5 – затискне кільце; 6 – відбивач; 7 – штовхач; 8 – втулка; 9 – поплавець; 10 – нерухливі контакти; 11 – рухливий контакт.

1.7. Визначення теми та постановка завдань дослідження

Гальмівна система є надзвичайно важливою для автомобільної безпеки, оскільки вона відповідає за уповільнення і зупинку автотранспортних засобів під час руху. Гальмівні характеристики відносяться до ключових параметрів, які визначають активну безпеку автомобіля.

Останнім часом гальмівні системи автомобілів пройшли кілька важливих еволюційних змін. Перш за все, це стосується конструктивного і

технологічного удосконалення деталей і вузлів цих систем. Крім того, відмова від вакуумних гальмівних підсилювачів і перехід на гідравлічні підсилювачі стали важливими напрямками розвитку.

Також важливим аспектом є введення приладів, які забезпечують курсову стійкість автомобіля під час гальмування. Сучасні гальмівні системи повинні відповідати стандартам та вимогам щодо безпеки і ефективності гальмування.

В роботі проведено конструктивне та технологічне вдосконалення деталей і вузлів гальмівної системи та запропоновано схему двохдискового гальмівного механізму для легкових автомобілів.

Загальний розвиток автотранспорту, зі зростанням щільності руху та швидкостей пересування автомобілів, призводить до посилення вимог до безпеки дорожнього руху. Це також призводить до посилення технічних норм і стандартів для гальмівних систем. У зв'язку з цим, постійне вдосконалення та оптимізація параметрів гальмування стають необхідними завданнями. Нові розробки, такі як антиблокувальні системи (АБС), спрямовані на поліпшення якості процесу гальмування та підвищення безпеки дорожнього руху.

Поява гальмівних систем, які використовують дискові гальма на передніх колесах і барабанні гальма на задніх, призвела до значного навантаження передніх (дискових) гальмівних механізмів. Вони, з меншою масою, нагріваються інтенсивніше, ніж барабанні гальма, що веде до швидшого зносу накладок і диска гальма. Ця різниця в ефективності не обумовлена лише характерними параметрами, а також функціональними особливостями роботи різних типів гальмових механізмів, які входять в загальну гальмівну систему і керуються без врахування цих особливостей.

Спроби знайти альтернативні рішення для поліпшення управління різнотипними гальмами та підвищення ефективності барабанних гальмівних механізмів призвели до впровадження клапанів у гідравлічних контурах передніх дискових гальмівних механізмів, які забезпечують одночасний початок роботи передніх і задніх гальм. Це призвело до збільшення зусиль на

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

гальмівному педалі та загального зниження швидкодії гальмівної системи. Крім того, існуючі конструкції таких клапанів мають стабільність характеристик, що негативно впливає на їхню дію.

Управління гальмівними механізмами за допомогою гідравлічного гальмівного приводу із змінним передавальним відношенням, яке базується на принципі відмінності енергії, яка надходить до гальмових механізмів на ранніх і пізніх етапах гальмування, розроблено з метою зниження зусиль на гальмівному педалі і скорочення часу спрацьовування барабанних гальмівних механізмів. Проте застосування цього способу управління гальмівними системами з роздільним приводом і різнотипними гальмами на передній і задній осях залишається проблематичним, оскільки існуючі конструкції подібних приводів не враховують відмінностей у характеристиках управління дисковими і барабанними гальмами, і призначені для одноконтурних гальмівних систем.

З врахуванням широкого поширення гальмівних систем із дисковими передніми і барабанними задніми гальмівними механізмами, а також багатьох варіантів схем поділу гальмівного приводу і конструкційних рішень, і можливості використання антиблокувальних систем (АБС), виникає низка важливих наукових і технічних завдань, які стосуються оптимізації і поліпшення існуючих гальмівних систем. Метою цієї роботи є вдосконалення гальмівних властивостей і механізмів автотранспортних засобів, шляхом дослідження та аналізу роботи дискових гальмівних механізмів і розробки проекту дводискового гальмівного механізму.

Мета даної роботи полягає у покращенні гальмівних характеристик та гальмівних механізмів автотранспортних засобів. Для досягнення цієї мети необхідно виконати наступні завдання:

1. Оцінити існуючі гальмівні механізми та сформулювати вимоги до ефективності гальмівної системи.

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

2. Провести математичне моделювання гальмівних характеристик автотранспортних засобів.

3. Дослідити процес гальмування автомобіля з врахуванням прогнозу їх відповідності нормативним вимогам.

4. Оцінити енергетичний баланс автомобіля під час гальмування та дослідити стабільність гальмівних характеристик автотранспортних засобів.

5. Розрахувати та розробити дисковий гальмівний механізм закритого типу для легкового автомобіля.

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

2. ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ТА ПАТЕНТНО-ІНФОРМАЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ

2.1. Історичний нарис розвитку систем керування гальмуванням

Початки автомобільної індустрії, яка відзначилася народженням перших автомобілів у 1886 році, відображають застосування різноманітних рішень для систем керування гальмуванням, що взято з конструкцій вагонів та екіпажів, які працювали на конях. Докладніше, уже у 1791 році, в самокаті І. Кулибіна було використано гальмо, що віддалено схоже на стрічкове гальмо. В період від 1886 до 1900 років, на ранніх автомобілях випробовувалися різні типи гальмувальних систем, такі як рифлені башмаки, що висовувалися під колеса, якірні механізми, що поринали в опорну поверхню і інші [1]. Проте, через їхню неефективність та пошкодження опорної поверхні, ці рішення не знайшли широкого поширення.

В період від 1908 до 1912 року гальмівний привід складався з механічної системи, включаючи тяги, важелі, валики та троси, а сам гальмівний механізм був подібний до стрічкових гальмівних механізмів.

У той час, коли швидкість руху автомобілів була низькою (3-10 км/год), прості гальмівні системи, розташовані в трансмісії або тільки на задніх колесах, були достатньою для забезпечення безпечності руху. Однак із зростанням швидкості руху автомобілів (в 1900 році швидкість перевищила 100 км/год), стало очевидним, що гальма, розташовані лише на задніх колесах, не ефективні. Таким чином, від 1900 року винахідники розробляли інші конструкції гальмівних механізмів та досліджували можливість їх встановлення на передні колеса автомобіля.

У 1899 році було вперше запропоновано використовувати барабанні гальмівні механізми [2], що спростило питання гальмування. У 1903 році автомобілі Mercedes і Renault вже обладнані такими гальмами [3]. Англійський завод "Аррол-Джонстон" в 1909 році став першим, хто встановив гальмівні механізми на всіх чотирьох колесах серійних автомобілів. Варто відзначити, що

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

в 1902 році конструкція дискового гальмівного механізму відкритого типу не знайшла широкого застосування через відсутність фрикційних матеріалів, здатних працювати при високих питомих тисках і температурах, а також через складність і не технологічність привода.

З метою покращення динамічних властивостей автомобілів та інтенсивності дорожнього руху, гальмування вимагало більшої сили, ніж могли забезпечити водії. У цьому контексті з 1919 року почали встановлювати різні конструкції підсилювачів для гальмівного приводу. Першою фірмою, яка використовувала підсилювач у гальмівному приводі легкових автомобілів, стала французька філія компанії "Іспано-Сюїза". У 1920 році на автомобілях "Дюзенберг" в США був вперше застосований гідравлічний гальмівний привід. З 1920 по 1925 роки гідравлічні та пневматичні приводи стали надійними конструкціями. У цей період стався поділ застосування гальмівних приводів для різних типів автомобілів: легкові автомобілі використовували гідравлічний гальмівний привід, вантажні автомобілі мали пневматичний гальмівний привід, а вантажні автомобілі середньої та великої вантажопідйомності, а також автобуси використовували пневматичний гальмівний привід. Це розподілення дозволило використовувати вантажні автомобілі та автобуси з причіпним руховим складом без особливих проблем. До 1940 року можливості барабанних гальмівних механізмів практично вичерпалися у здатності перетворювати велику кінетичну енергію автомобіля. Тому конструктори повернулися до дискових гальмівних механізмів, які мали більше можливостей завдяки своїм конструктивним особливостям. До кінця 1930-х років відкриті дискові гальмівні механізми стали популярними, особливо як трансмісійне гальмо, завдяки своїй легкості та меншій кількості деталей. Також була розроблена конструкція закритого дискового гальма для військових машин.

Відкриті дискові гальма спочатку обмежувались застосуванням на важких та повільних машинах з невеликою інтенсивністю руху. У 1937 році автомобілі Crossley стали першими, які мали колісні відкриті дискові гальмівні механізми,

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

і до середини 1960-х років вони вже були розповсюджені на передніх колесах більшості європейських моделей легкових автомобілів. Згодом відкриті дискові гальма повністю витіснили барабанні гальма на передніх колесах легкових автомобілів і продовжують витісняти їх на задніх.

До кінця 1950-х років гальмівний привід був розділений на кілька контурів для підвищення конструктивної безпеки автомобілів та функціональних можливостей гальмівного керування. Тоді ж були сформульовані основні вимоги до кількісного складу підсистем гальмівного управління, включаючи робочу гальмівну систему, стоянкову систему, аварійну систему та допоміжну систему. У 1990-х роках було введено пристрій Brake Assist (BAS), який швидко збільшує тиск у гальмівному приводі до максимального в разі гострого натискання на гальмівну педаль, скорочуючи гальмівний шлях. Цей пристрій також забезпечує функцію Hill Start Assist, яка утримує автомобіль на схилі при рушанні. Крім того, система безпеки Pre-Safe, яка співпрацює з пристроєм BAS, попереджає водія про небезпечну близькість до іншого автомобіля і автоматично втручається, забезпечуючи гальмування з необхідним уповільненням.

З ростом середньої швидкості руху та інтенсивності дорожнього руху збільшилася частота гальмувань, що підвищило вимоги до стійкості автомобіля при гальмуванні. У кінці 1950-х років були встановлені регулятори гальмівних сил (РГС), які допомагали розподіляти гальмівні сили між передніми та задніми колесами в залежності від завантаження автомобіля та інтенсивності гальмування. У 1936 році компанія Bosch отримала патент на антиблокувальну систему (АБС) для запобігання блокуванню коліс при гальмуванні. У 1970 році компанія "Даймлер-Бенц" вперше впровадила АБС з електронним управлінням в гальмівний привід. Однак повноцінна електронна АБС від Bosch була представлена тільки в 1978 році і негайно впроваджена "Mercedes-Benz" і "BMW". Першою компанією, яка масово впровадила АБС, стала "Ford Motor

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

Company", яка запропонувала її як стандартне обладнання в 1985 році на моделях "Granada".

Масове застосування антиблокувальної системи гальмування (АБС) на автомобілях відкрило дорогу для введення в гальмівне керування інших важливих підсистем. Однією з таких підсистем є противобуксуєча система (ASR), яка була вперше введена в 1986 році. ASR допомагає водієві управляти автомобілем при русі на дорозі з низьким коефіцієнтом зчеплення, коригуючи роботу двигуна.

Ще одною важливою системою є система курсової стійкості (ESP), яка була вперше представлена в 1995 році. ESP запобігає заносу автомобіля при маневруванні, зменшуючи подачу палива в циліндри двигуна і створюючи стабілізуючий момент шляхом підгальмовування одного або декількох коліс автомобіля. Ця система особливо корисна при поганому стані дороги або під час гострого керування.

У 2000 році понад 50% легкових автомобілів, що випускалися в Європі, були обладнані АБС, а в 2007 році більше 50% автомобілів були обладнані як АБС, так і ESP. Ще більше покращення гальмування було досягнуто завдяки системі розподілу гальмівних зусиль (EBD - Electronic Brakeforce Distribution), яка включена в АБС. EBD на основі сигналів від колісних датчиків визначає, які колеса можуть забезпечити максимально ефективне гальмування, підвищуючи при цьому тиск у відповідній магістралі гальмівного управління.

Крім того, додавши датчики положення рульового колеса, інженери створили систему контролю гальмування при маневруванні по криволінійній траєкторії, відому як Cornering Brake Control (CBC). Ця система дозволяє перерозподілити гальмівні сили на найбільш навантажені колеса і підвищити стійкість автомобіля при гальмуванні під час руху по поворотах.

На деяких моделях автомобілів "Mercedes-Benz" почали встановлювати систему Sensotronic Brake Control (SBC) у 2001 році. Вона має управління за допомогою проводів (Brake-by-Wire with hydraulic back up) і дозволяє

					MPTAM22.18101.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

"просушувати" мокрі гальмівні пари тертя шляхом періодичного притиснення колодок до гальмівних дисків. Електрогідравлічний привід SBC відрізняється високою швидкістю наростання тиску у виконавчих механізмах, що покращує ефективність гальмування, особливо при екстремому гальмуванні.

У теперішній час компанія Bosch працює над електромеханічним гальмівним керуванням (Elektromechanische Bremse - EMB), в якому відсутні гідравлічні вузли. Гальмівні сили створюються за допомогою електромеханічних виконавчих пристроїв, і для цієї системи необхідна більш висока напруга в бортовій електричній мережі.

Також важливим елементом є електричне стоянкове гальмо (EOB), яке приводиться в дію за допомогою електромотора та тросових тяг. EOB забезпечує комфорт при русі на схилі та інших умовах.

Розробка і вдосконалення систем гальмування та безпеки на сучасних автомобілях дійсно є дуже важливими напрямками в автомобільній індустрії. Електрогідравлічне стоянкове гальмо, яке відзначили вами, є однією з інновацій в цьому напрямку. Воно може допомогти в різних ситуаціях, таких як рух на схилі, рух автомобіля при відкритих дверях і т.д., завдяки здатності створювати тиск у гальмівних механізмах навіть при відсутності електроживлення.

Щодо можливостей систем, таких як ABS, ESP, EBD, SBC, то вони постійно вдосконалюються. Інженери працюють над розпізнаванням типу дорожнього покриття та розвитком алгоритмів, які б дозволяли цим системам оптимально реагувати на різні умови їзди. Ваш згаданий приклад з автомобілем Toyota Land Cruiser 200, який вже може адаптувати роботу ABS під реальний контакт колеса з дорогою, показує, що індустрія продовжує розвивати ці технології, надаючи їм все більшу інтелектуальність та точність.

Проект Global Chassis Control (GCC), який передбачає об'єднання всіх активних систем безпеки в єдину мережу, також може сприяти покращенню

					MPTAM22.18101.000 ПЗ	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

інтеграції та координації роботи цих систем. Це може забезпечити більш ефективно та згідне реагування на різні ситуації на дорозі.

Загалом, розвиток технологій гальмування та безпеки на автомобілях спрямований на підвищення рівня безпеки, зручності та ефективності наших дорожніх перевезень.

2.2. Загальні вимоги до системи гальмівного управління

Автомобільні транспортні засоби (АТЗ) обов'язково повинні бути обладнані системою гальмівного управління, яка складається, принаймні, з трьох основних гальмівних систем: робочої, запасної та стоянкової. Виняток можливий лише для причепів і напівпричепів, де може бути відсутня запасна гальмівна система. Щодо легких причепів (підкатегорія O_1), їм дозволяється не мати гальм. Проте, якщо такий причіп працює з легковим автомобілем або тягачем, повна маса якого менше ніж подвоєна повна маса причепа, то в нього повинна бути робоча гальмівна система.

Допоміжна гальмівна система є обов'язковою для важких автомобілів і автобусів. Міжнародний досвід також підтримує застосування цих систем на важких причіпних транспортних засобах.

Складність і вартість повністю автономних гальмівних систем призвели до того, що в деяких випадках дозволяється використовувати загальні компоненти, такі як гальмівні механізми і джерела енергії. Проте на кожному АТЗ обов'язково повинно бути не менше два незалежних органи керування для різних гальмівних систем.

На легких автомобілях, як правило, запасна гальмівна система виглядає як контур робочої системи і має загальні елементи, включаючи орган керування. Стоянкове гальмо має свій власний орган керування, привід і, іноді, свій гальмівний механізм, який іноді називається "центральним" або "трансмісійним" гальмом. У сучасних важких автомобілях, навпаки,

					MPTAM22.18101.000 ПЗ	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

поєднуються запасна і стоянкова гальмівні системи, об'єднуючи їх органи керування у вигляді ручного крана.

Гальмівні механізми всіх гальмівних систем, за винятком допоміжної, повинні бути фрикційними і мати роторні компоненти, які постійно і надійно пов'язані з колесами автомобіля за допомогою деталей, які не підлягають поломці в процесі нормальної експлуатації.

Рівномірність дії гальмівних механізмів на одній осі (балансировка) має значний вплив на стабільність автомобіля. Вимога полягає в тому, щоб після відповідного притертя відхилення величини гальмівних сил правого і лівого колеса не перевищувало 15%. Порівняння робиться з більшою з двох гальмівних сил.

Елементи системи гальмівного управління повинні бути спроектовані, виготовлені і встановлені так, щоб вони забезпечували свою ефективну роботу незалежно від зносу, старіння, корозії і вібрацій, які можуть виникнути при умовах експлуатації, для яких призначений автомобіль. Вони повинні бути захищені від потрапляння пилу і бруду, а також від надмірного нагрівання. Крім того, трубопроводи гальмівного привода повинні бути розташовані так, щоб залишитися цілими навіть при поломці трансмісії і системи керування.

Важливим є введення поняття "елемент гарантованої міцності" у національні стандарти. Це означає, що елементи гальмівного управління повинні бути спроектовані, виготовлені і встановлені таким чином, що гарантує їхню надійну роботу протягом усього терміну служби автомобіля, і не виходять з ладу через природний знос.

Всі види автотранспортних засобів розподіляються на групи, які можна знайти в таблиці 2.1.

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

Таблиця 2.1 - Категорії АТЗ

Категорія	Найменування АТЗ	Повна маса, т
M_1	Автобуси, пасажирські автомобілі і їхні модифікації, а також пасажирські автопоїзди з числом місць сидіння не більше 8	Відповідає повній масі базової моделі
M_2	Ті ж, що мають більше 8 місць	До 5
M_3	Ті ж самі	Св. 5
N_1	Вантажні автомобілі, автомобілі тягачі і вантажні автопоїзди	До 3,5
N_2	Ті ж самі	Св. 3,5 до 12
N_3	>>	Св.12
O_1	Причепи і напівпричепи	До 0,75
O_2	Ті ж самі	До 3,5
O_3	>>	До 10
O_4	>>	Св.10

2.3. Вимоги до ефективності робочої гальмівної системи

1. Основна вимога, яка ставиться перед робочою гальмівною системою, полягає в забезпеченні можливості контролю швидкості автомобіля з визначеною результативністю та у встановлених межах, незалежно від рівня швидкості, вантажу на автомобілі, крутизни дороги та інших факторів експлуатації, для яких автомобіль призначений.

2. Оцінювальними показниками ефективності робочої гальмівної системи є постійне сповільнення j_{cm} , яке відповідає руху автомобіля за умови постійного натискання на гальмівну педаль в умовах, визначених стандартом, і мінімальна гальмівна відстань S_2 (відстань, на яку автомобіль зупиняється після початку гальмування), ці показники повинні відповідати вимогам ДСТУ 3649-97.

Значення гальмівного шляху автотранспортних засобів повинні відповідати значенням, представленим у таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 - Нормативні значення S_2

Тип АТЗ	Категорія АТЗ	Гальмівний шлях, м, не більше значень, обчислених за формулами
Одиночні	M_1	$V_0*(0,10+V_0/150)$
	M_2, M_3, N_1, N_2, N_3	$V_0*(0,15+V_0/130)$
Автопоїзди	M_1	$V_0*(0,15+V_0/150)$
	M_2, M_3, N_1, N_2, N_3	$V_0*(0,18+V_0/130)$

Примітка. Значення початкової швидкості гальмування (V_0) – у км/год

3. Привід робочої гальмівної системи має бути двоконтурним як мінімум. Кожен контур робочих гальм повинен забезпечувати гальмування з ефективністю не менше 30% від загальної робочої гальмівної системи у разі відмови інших контурів. Якщо контури робочих гальм виконують функцію запасної гальмівної системи, то цей показник практично повинен становити 50%.

4. З метою забезпечення безпеки, кожен контур робочої гальмівної системи, який користується стороннім джерелом енергії (за винятком вакуумного), повинен бути оснащений незалежним акумулятором енергії. Відмова в одному контурі не повинна перешкоджати іншому контуру отримувати енергію від джерела.

5. Необхідно забезпечити однаковий темп збільшення та зменшення гальмівного моменту M_m для кожного гальма.

6. Ефективність гальмування робочої гальмівної системи вимірюється за критерієм усталеного сповільнення автотранспортного засобу (j_{cm}), яке має бути не менше 5,8 м/с² для автотранспортних засобів категорії M_1 та 5,0 м/с² для інших категорій та автопоїздів (включаючи автопоїзди на основі

автотранспортних засобів категорії M_1). При цьому тривалість роботи гальмівної системи (τ_c) для автотранспортних засобів з гідравлічним приводом повинна бути не більше 0,5 с, а для інших видів приводу - не більше 0,8 с.

7. Гальмівні моменти окремих коліс повинні бути пропорційними їх зчпній масі для уникнення пробуксовування.

8. Ефективне відведення тепла від гальмових поверхонь повинно бути забезпечено.

9. Коефіцієнти тертя (μ) між барабаном (диском) та гальмівними колодками повинні бути стійкими та високими.

10. Захист від вологи і бруду має бути забезпечений для пар тертя гальм.

11. Пристрій керування робочою гальмівною системою повинен працювати синхронно на всіх режимах гальмування та розгальмовування.

12. Для автотранспортних засобів, вироблених до 1988 року, допускається відхилення від стандартів на 10% (збільшення гальмівного шляху та тривалості гальмування та зменшення усталеного сповільнення).

13. Сила, необхідна для натискання на пристрій керування робочою гальмівною системою під час гальмування, не повинна перевищувати 490 Н для автотранспортних засобів категорій M_1 і N_1 та 686 Н для інших категорій.

2.4. Вимоги до ефективності запасної гальмівної системи

1. Запасна гальмівна система повинна забезпечувати ефективність гальмування в разі будь-якої відмови в гальмівному керуванні, яка не пов'язана з надзвичайною відмовою елемента гарантованої міцності. Робота запасної гальмівної системи повинна бути плавною.

2. Запасна гальмівна система може бути як окремою автономною системою, так і включати контури робочих гальм або стоянкову гальмівну систему. Водій повинен мати можливість керувати запасною системою зі свого сидіння, користуючись, принаймні, однією рукою для керування. Якщо органи

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

керування для робочої та запасної гальмівних систем різні, то їх одночасне активування не повинно негативно впливати на гальмівні характеристики автомобіля.

3. Під час дорожніх випробувань, критерії ефективності запасної гальмівної системи визначаються згідно з таблицею 2.3.

Таблиця 2.3 - Нормативи ефективності запасної гальмівної системи автотранспортних засобів категорій M і N та автопотягів

Найменування автотранспортного засобу	Категорія	Початкова швидкість гальмування V_0 , км/год	Зусилля на орган управління P_n , Н, не більше		Гальмівний шлях S_z , м, не більше	Стале уповільнення $j_{ст}$, м/с, не менше
			ручний	ножний		
1	2	3	4	5	6	7
Пасажи́рські та вантажопасажи́рські автомобілі, автобуси	M_1	40	400	500	93,3	2,9
	M_2					
	M_3	60	600	700	64,4	2,5
Пасажи́рські автопоїзди	M_1	40	400	500	100,7	2,5
	M_2					
	M_3	60	600	700	66,2	2,5
Вантажні автомобілі	N_1				95,7	
	N_2	60	600	700	51,0	
	N_3				33,8	2,2
Вантажні автопоїзди, тягачами яких є автомобілі категорії	N_1				97,8	
	N_2	60	600	700	52,5	
	N_3				35,0	2,2

2.5. Вимоги до ефективності стоянкової та допоміжної гальмівної системи

1. Основною вимогою до стоянкової гальмівної системи є вимога до її надійності: вона повинна забезпечувати нерухомість автотранспортного засобу на схилі або спуску навіть у відсутність водія. Ця вимога виникає з очевидних

обставин. Система стоянкового гальмування повинна функціонувати безперервно і не використовувати енергію в процесі утримання автомобіля на місці. Використання повітря або гідравлічної рідини для цієї мети не допускається, оскільки вони можуть призвести до витоків і поломок в пневматичних, вакуумних або гідравлічних приводах. Тому сучасні стандарти дозволяють використовувати повітря або рідину лише для застосування необхідного гальмівного зусилля. Проте підтримка цього зусилля постійною і не змінною величиною здійснюється за рахунок пружної деформації твердого тіла, такого як троси або тяги.

2. У важких автомобілях, де зусилля водія недостатньо, гальмування стоянкового гальма здійснюється завдяки пружній деформації спеціальної потужної пружини або іншого твердого тіла. Повернення цього твердого тіла в початкове положення при розгальмовуванні здійснюється за рахунок стиснутого повітря.

3. Особливості стоянкової гальмівної системи вимагають, щоб її управління і передавальний механізм приводу були незалежними від робочої гальмівної системи. Зазвичай стоянкове гальмо також виконує роль запасної гальмівної системи. У цьому випадку його конструкція повинна забезпечувати можливість плавного та швидкого зупинення автомобіля, навіть якщо він рухається з великою швидкістю. У будь-якому випадку, керування стоянковою гальмівною системою для окремого автомобіля або автопотяга повинно бути можливим з робочого місця водія.

4. Критерієм ефективності стоянкової гальмівної системи є здатність утримувати автотранспортний засіб в нерухомому стані протягом не менше ніж 5 хвилин на ділянці дороги з певним поздовжнім ухилом. Для автотранспортних засобів повної маси категорій *M* та *N* - 16%; для автотранспортних засобів у спорядженому стані категорій *M* - 23% і категорій *N* - 31%.

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5. Зусилля, необхідне для управління стоянковою гальмівною системою, не повинно перевищувати 392 Н для автотранспортних засобів категорії M_1 і 588 Н для автотранспортних засобів інших категорій.

6. Критерієм ефективності допоміжної гальмівної системи є усталене сповільнення автотранспортного засобу. Під час гальмування в діапазоні швидкостей від 35 км/год до 25 км/год, який можна контролювати за допомогою спідометра автотранспортного засобу, допоміжна гальмівна система повинна забезпечувати усталене сповільнення не менше ніж: $0,5 \text{ м/с}^2$ для автотранспортних засобів повної маси і $0,8 \text{ м/с}^2$ для автотранспортних засобів у спорядженому стані.

Найпростіші серед поданих нижче схем є ДГМ, зображені на рис. 2.1, 2.2, 2.3 і 2.4. Однак, у схемі з важільним передавальним механізмом важко досягти сталого передавального відношення. Схема ДГМ з гідравлічним передавальним механізмом є складною у виготовленні, ресурсозатратною і вимагає уваги при експлуатації через наявність недоліків як у гідравлічному, так і в пневматичному приводах. Для забезпечення сталого передавального числа в схемі ДГМ з кулачковим передавальним механізмом потрібно виготовити спеціальний кулачок складної форми.

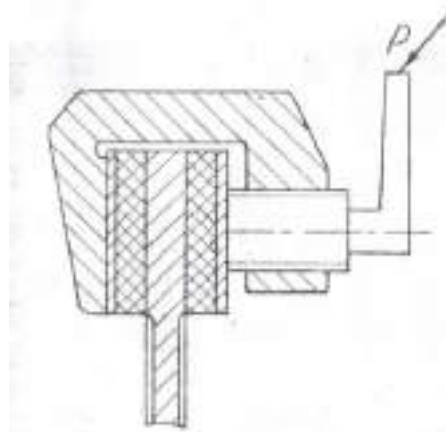


Рисунок 2.1 - Схема ДГМ із гвинтовим передавальним механізмом

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

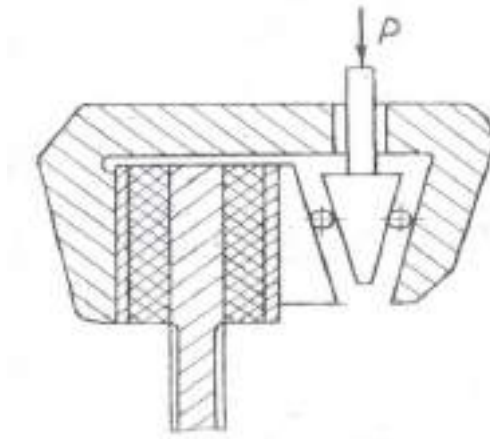


Рисунок 2.2 - Схема ДГМ із клиновим передавальним механізмом

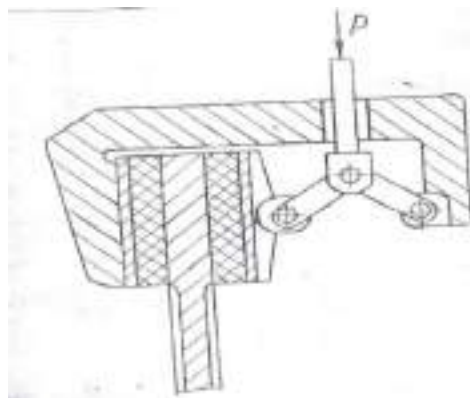


Рисунок 2.3 - Схема ДГМ із важільним передавальним механізмом

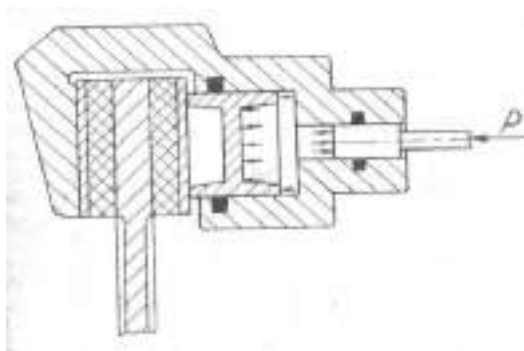


Рисунок 2.4 - Схема ДГМ із гідравлічним передавальним механізмом

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

MPTAM22.18101.000 ПЗ

Арк.

52

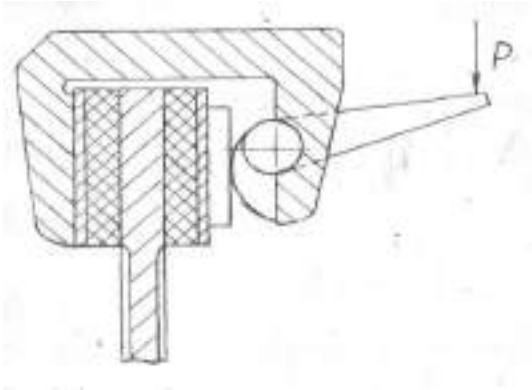


Рисунок 2.5 - Схема ДГМ із кулачковим передавальним механізмом

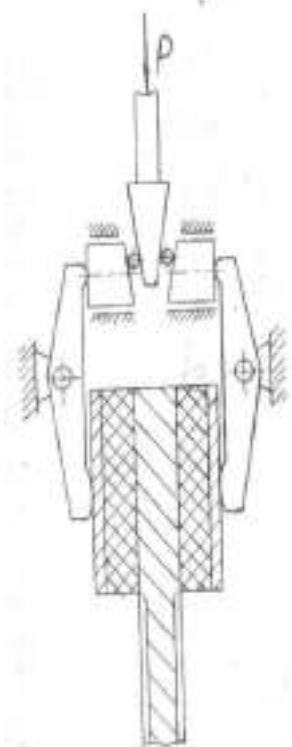


Рисунок 2.6 - Схема ДГМ із клиновим реактивом і важільним передавальним механізмом

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

MPTAM22.18101.000 ПЗ

Арк.

53

3. АНАЛІЗ ГАЛЬМУВАННЯ АВТОМОБІЛЯ ТА ПЕРЕДБАЧЕННЯ ЗМІН У ВИМОГАХ ДО ГАЛЬМІВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

3.1. Розгляд енергетичного балансу автомобіля під час гальмування

Під час гальмування автомобіль втрачає кінетичну енергію, яка витрачається на подолання наступних опорів: тертя в гальмівних механізмах, опір повітря, опір коченню автомобіля, тертя в передачі автомобіля та тертя між шиною та дорогою.

Енергетичний баланс автомобіля під час руху без блокування коліс визначається наступним чином [8]:

$$\frac{\delta' G \cdot V^2}{2g} = T_{cp} \cdot \frac{r_{mp}}{r_o} \cdot (1-S) \cdot S_2 + P_w \cdot S_2 + G \cdot f \cdot (1-S) \cdot S_2 + \frac{M_r}{r_o} \cdot (1-S) \cdot S_2 + G \cdot \varphi_x \cdot S_2, \quad (3.1)$$

де δ – коефіцієнт, що враховує обертові маси при вимкненому двигуні;

T_{cp} – середнє значення сили тертя між барабаном (диск) та колодками;

r_{mp} – радіус тертя;

S – коефіцієнт ковзання загальмованих коліс;

S_2 – довжина гальмівного шляху;

M_r – середній момент сил тертя трансмісії.

У випадку блокування всіх коліс перший, третій і четвертий члени правого боку рівняння (3.1) стають рівними нулю. В такому випадку формула (3.1) матиме наступний вигляд:

$$\frac{G \cdot V^2}{2g} = (P_w + G \cdot \varphi_x) \cdot S_2. \quad (3.2)$$

Оскільки значення $P_w S_2$ при таких швидкостях руху дуже мале, практично всю кінетичну енергію, яка споживається при гальмуванні автомобіля,

									Арк.
									54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

витрачається на подолання опору тертя шин і дороги, що призводить до нагрівання шин і збільшеного зносу.

В таблиці 3.1 наведено енергетичний баланс гальмування легкового автомобіля, який рухається зі швидкістю $V_n = 50$ км/год і на який діє нормативна сила, прикладена до гальмівної педалі.

Таблиця 3.1 - Енергетичний баланс гальмування автомобіля (%)

Витрата кінетичної енергії автомобіля при гальмуванні	Відсутність гальмування	Гальмування	
		Без блокування	Блокування коліс
Тертя в гальмівних механізмах	0	86	0
Опір коченню, разом з втратами в трансмісії	87	8	0
Опір повітря	13	2	2
Тертя між шиною і дорогою	0	4	98

Застосування регуляторів гальмівних сил, антиблокувальних систем та інших пристроїв може значно покращити енергетичний баланс автомобіля при гальмуванні і зменшити витрати енергії на тертя між шиною і дорогою.

Зовнішні сили, що впливають на автомобіль, представлені на рис. 3.1. Основними силами, які забезпечують гальмування автомобіля, є сумарні дотичні реакції ΣR_{x21} й ΣR_{x22} , які діють у площині контакту коліс з дорожньою поверхнею і спрямовані проти напрямку руху автомобіля. Величина цих сил може варіюватися в залежності від умов гальмування ($\Sigma R_{x21} = \Sigma R_{z1} \cdot \varphi_{x1}$ і $\Sigma R_{x22} = \Sigma R_{z2} \cdot \varphi_{x2}$).

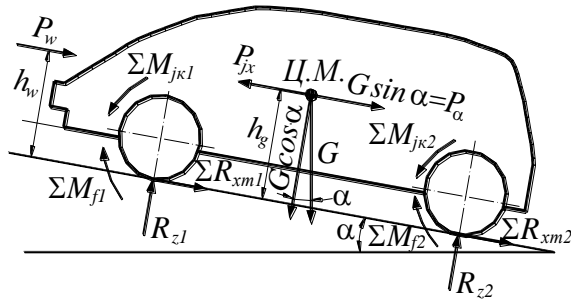


Рисунок 3.1 - Схема сил і моментів, що діють на авто при гальмуванні

При екстреному гальмуванні ці сили можуть досягати своїх максимальних значень, які позначаються як $\Sigma R_{x21max} = \Sigma R_{z1} \cdot \varphi_{xmax1}$ і $\Sigma R_{x22max} = \Sigma R_{z2} \cdot \varphi_{xmax2}$. Якщо ці сили одночасно досягають своїх максимальних значень на всіх колесах і $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_{max}$, то їх можна представити як:

$$\begin{aligned} \Sigma R_{x21max} + \Sigma R_{x22max} &= \varphi_{xmax} \cdot (\Sigma R_{z1} + \Sigma R_{z2}) = \\ &= G \cdot \cos \alpha \cdot \varphi_{xmax} = \Sigma R_{x2max} \end{aligned} \quad (3.3)$$

де ΣR_{x2max} позначає максимальне значення сумарної дотичної реакції (гальмівної сили), яка діє на всі колеса автомобіля при гальмуванні з повним використанням сил зчеплення.

Розглянемо процес гальмування автомобіля з вимкненим зчепленням. У цьому процесі на автомобіль, окрім гальмівної сили, також діють подовжні сили, і їх динамічну рівновагу можна виразити рівнянням:

$$\Sigma R_{x21} + \Sigma R_{x22} + P_w + P_\alpha = P_{jx} \quad (3.4)$$

В (3.4) підставимо їхні значення ΣR_{x21} й ΣR_{x22} з (3.5):

$$R_{x2} = \frac{M_z + M_f - M_{jk}}{r_\delta} = \frac{M_z}{r_\delta} + P_f - \frac{J_k}{r_\delta} \times \frac{d\omega_k}{d_t} \quad (3.5)$$

$$\begin{aligned} \frac{M_{\Gamma 1}}{r_{\delta 1}} + \Sigma P_{f1} - \frac{\Sigma J_{\kappa 1}}{r_{\delta 1}} \cdot \frac{d\omega_{\kappa 1}}{dt} + \frac{M_{\Gamma 2}}{r_{\delta 2}} + \Sigma P_{f2} - \frac{\Sigma J_{\kappa 2}}{r_{\delta 2}} \cdot \frac{d\omega_{\kappa 2}}{dt} + \\ + P_w + P_\alpha = P_{jx} \end{aligned} \quad (3.6)$$

де $\Sigma P_{f1} + \Sigma P_{f2} = P_f$ – ця сума представляє силу опору коченню коліс автомобіля;

ΣJ_{k1} і ΣJ_{k2} – ці величини позначають сумарні моменти інерції ведених і ведучих коліс автомобіля.

Процес гальмування може бути відображений на графіку, який представляє залежність між уповільненням і часом, позначений як $j_y=f(t)$ (див. рис. 3.2). Для кращого розуміння графіку також показано залежність швидкості автомобіля від часу, позначеної як $V=f(t)$.

Припустимо, що на шляху руху автомобіля з'явилася перешкода в момент часу, який відповідає початку координат. Час, який пройшов від моменту появи перешкоди до того, як водій натиснув на педаль гальма, називається часом реакції водія і залежить від різних факторів, таких як особисті якості водія, його кваліфікація, ступінь втоми, умови дорожнього руху і може коливатися від 0,2 до 1,5 секунд. У розрахунках зазвичай приймають середнє значення $t_1=0,8$ с. Час t'_2 від моменту, коли водій натиснув на педаль гальма, до початку гальмування, коли автомобіль починає уповільнюватися, називається часом запізнювання гальмівної системи. Величина цього часу залежить від типу гальмівного привода і механізму, а також від технічного стану гальмівної системи. Для гальмівної системи з гідравлічним приводом і дисковими гальмівними механізмами, зазвичай $t'_2 = 0,05 - 0,07$ секунди; для гальмівної системи з барабанними механізмами, зазвичай $t'_2 = 0,15 - 0,20$ секунди; для системи із пневмоприводом, зазвичай $t'_2 = 0,2 - 0,4$ секунди. Час t''_2 , який від початку уповільнення до досягнення максимального уповільнення, в основному залежить від зазору між гальмівними колодками і диском (барабаном), а також від стиску застосовуваного робочого тіла. У розрахунках приймають наступні значення: $t''_2 = 0,05 - 0,2$ секунди для легкових автомобілів; $0,05 - 0,4$ секунди для вантажних автомобілів з гідроприводом; $0,15 - 1,5$ секунди для вантажних автомобілів з пневмоприводом; $0,2 - 1,3$ секунди для автобусів. Час t_2 , який представляє суму t'_2 і t''_2 , називається часом спрацювання гальмівного привода.

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

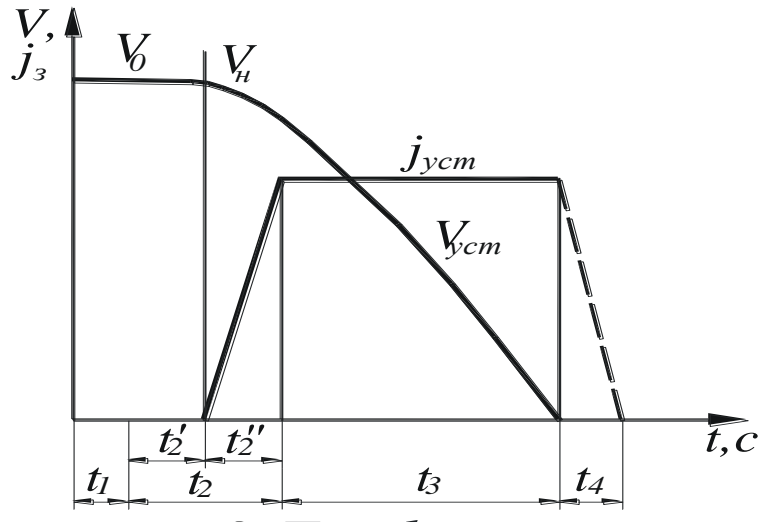


Рисунок 3.2 - Процес гальмування автомобіля

Сучасні гальмівні системи автомобілів спрощують час t_2 завдяки введенню системи підтримки екстреного гальмування (Assist brake), яка автоматично надає максимальний гідравлічний тиск в гальмівному приводі, якщо натискання на гальмо відбувається швидше, ніж зазвичай. Це може скоротити гальмівний шлях автомобіля на 1 – 2 метри. Час t_3 відомий як час сталого уповільнення, і t_4 – час розгальмовування (зазвичай $t_4=0,2 – 2$ секунди, менше значення відноситься до гідравлічного приводу, більше – до пневматичного).

Під час екстреного гальмування з повним використанням сил зчеплення, середнє уповільнення автомобіля за час сталої фази гальмування j_{cm} можна розрахувати (див. рис. 3.2). З урахуванням того, що швидкість V дуже мала і $P_w=0$, а $\delta \approx 1,0$ (у випадку блокування коліс), за виразом (3.3) і рівнянням (3.4):

$$\Sigma R_{xg \max} + P_\alpha = P_{jx} \text{ або } \varphi_x \cdot G \cdot \cos \alpha + G \cdot i = \frac{G}{g} \cdot j_{cm} \quad (3.7)$$

звідкіля

$$j_{cm} = (\varphi_x \cdot \cos \alpha + i) \cdot g \quad (3.8)$$

а на рівній дорозі

$$j_{\bar{n}0} = \varphi_x \cdot g \quad (3.9)$$

При руху в прямій лінії на рівній дорозі, припускаючи, що $P_w=0$; $P_f \approx 0$, автомобіль, який гальмує з максимальною інтенсивністю, може бути моделюваний за допомогою плоскої схеми сил, яка показана на рис. 3.3.

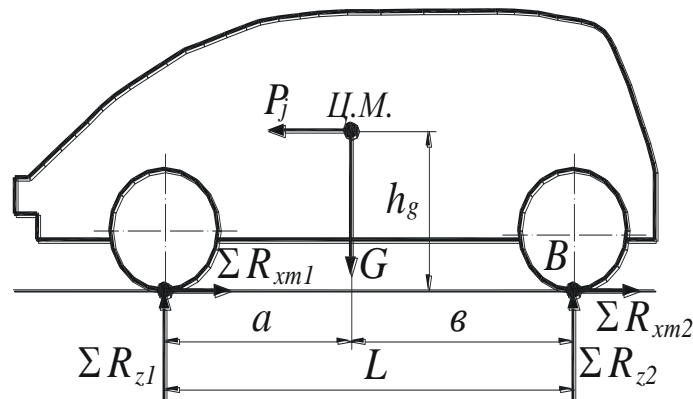


Рисунок 3.3 - Сили, що діють на автомобіль при гальмуванні

Враховуючи вираз (3.3)

$$P_j = \Sigma R_{x2max} = P_{zmax} = G \cdot \varphi_{xmax}. \quad (3.10)$$

З врахуванням умови рівноваги автомобіля щодо центра мас або осей, які проходять через точки контакту передніх і задніх коліс із дорогою, ми можемо отримати [12]

$$\Sigma R_{z1} = \frac{G \cdot (b + \varphi_{xmax} \cdot h_g)}{L}, \quad (3.11)$$

$$\Sigma R_{z2} = \frac{G \cdot (a - \varphi_{xmax} \cdot h_g)}{L}. \quad (3.12)$$

Тоді

$$\Sigma R_{x21max} = \frac{G \cdot (b + \varphi_{xmax} \cdot h_g) \cdot \varphi_{xmax}}{L}, \quad (3.13)$$

$$\Sigma R_{x22max} = \frac{G \cdot (a - \varphi_{xmax} \cdot h_g) \cdot \varphi_{xmax}}{L}. \quad (3.14)$$

Зрозуміло, що для досягнення оптимального гальмування частка гальмівної сили, яка припадає на передню вісь, повинна зростати разом зі збільшенням величини параметрів b , h_g і φ_x , і цей вплив стає більш помітним на

величину β_m для автомобілів з короткою базою. Графік залежності $\beta_m=f(\varphi_x)$ для вантажного автомобіля з загальною масою 10,5 тонн наведено на рис. 3.4 [13].

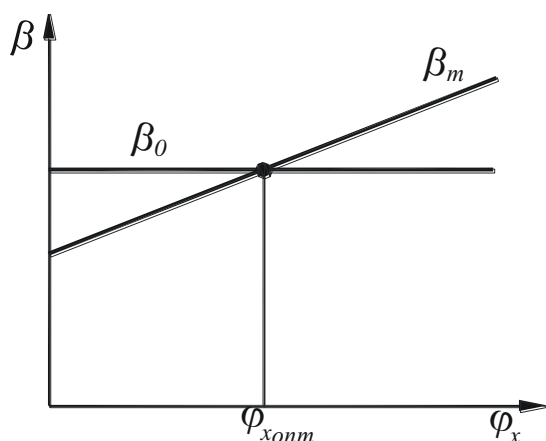


Рисунок 3.4 - Графік залежності β_m і β_0 для вантажівки

На графіку видно, що зі зростанням коефіцієнта зчеплення від 0,05 до 0,8 співвідношення $\Sigma R_{x21}/\Sigma R_{x2}$ практично подвоюється. Коефіцієнт β в більшості сучасних автомобілів залишається майже сталим до початку блокування коліс ($\beta=\beta_0=const$), що відповідає відповідному співвідношенню гальмівних моментів (M_{z1} і $M_z=M_{z1}+M_{z2}$). Постійний коефіцієнт β_0 , визначений конструктивними параметрами гальмівної системи, не залежить від координати центра маси і φ_x , на відміну від β_m .

З графіка видно, що при рівномірному розподілі гальмівної сили є лише одне значення $\varphi_x=\varphi_{xонт}$, при якому відношення $\Sigma R_{x21}/\Sigma R_{x2}$ досягає теоретично необхідного значення. У інших випадках можуть виникати перегальмування передніх коліс (при $\varphi_x<\varphi_{xонт}$), їх блокування або недогальмовування (при $\varphi_x > \varphi_{xонт}$). У цьому випадку передні колеса будуть блокуватися першими.

Неодночасне блокування передніх і задніх коліс є серйозним недоліком рівномірного розподілу гальмівної сили між осями. При блокуванні передніх коліс автомобіль втрачає керованість, а при блокуванні задніх коліс – стійкість, що є більш небезпечним. Тому у [14] рекомендується вибирати розподіл гальмівних сил таким чином, щоб передні колеса легкових автомобілів першими досягали блокування при $\varphi_x = 0,15 - 0,8$, а в інших автомобілів при φ_x

$= 0,15 - 0,3$. У вантажних автомобілів з повним завантаженням колеса заднього моста мають блокуватися першими на дорогах при $\varphi_x = 0,7 - 0,8$.

Зміцненням ефективності гальмування та покращення стійкості автомобіля можна досягти шляхом встановлення в гальмівній системі регуляторів гальмівних сил (РГС). Вони відповідають за розподіл гальмівних сил між колесами на мостах автомобіля з урахуванням різних дорожніх умов та інтенсивності гальмування.

Для кращого розуміння принципу роботи цих регуляторів, які змінюють співвідношення між гальмівними силами в залежності від інтенсивності гальмування та ваги автомобіля, давайте розглянемо рисунок 3.5 [13].

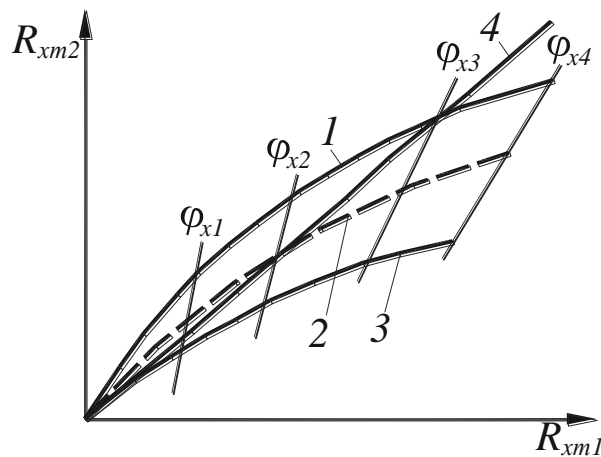


Рисунок 3.5 - Графік залежності між R_{x21} і R_{x22} при оптимальному і постійному розподілах гальмівних сил

На цьому графіку показано наближені залежності між R_{x22} та R_{x21} для різних ступенів завантаження автомобіля (крива 1 - автомобіль, завантажений на 100%, 2 - завантажений на 50%, і 3 - без навантаження) при зміні коефіцієнта зчеплення від 0 до φ_{x4} . Координати a , b і h_g залежать від ступеня завантаження автомобіля, виду та розташування вантажу в кузові, і вони визначаються окремо для кожного ступеня завантаження автомобіля.

Положення кривих 1, 2 і 3 на графіку показує, що співвідношення між R_{x22} та R_{x21} при гальмуванні з максимальною інтенсивністю не є постійним, а

змінюється в залежності від φ_x , a , v і h_g . При зростанні v і h_g частка загальної гальмівної сили, яка припадає на задню вісь, змінюється, і, відповідно, частина, яка припадає на передню вісь, збільшується. Такий же вплив на оптимальне співвідношення гальмівних сил на вісях має і коефіцієнт зчеплення.

Реальні значення сил R_{x2} та R_{x1} визначаються за наступним виразом:

$$R_{x2} \cdot r_{\partial} + M_{jk} - M_z - M_f = 0. \quad (3.15)$$

Тоді

$$R_{x1} = \frac{M_{z1} - \sum M_{jk1}}{r_{\partial 1}} \quad \text{і} \quad R_{x2} = \frac{M_{z2} - \sum M_{jk2}}{r_{\partial 2}} \quad (3.16)$$

де M_{z1} і M_{z2} - сумарні гальмівні моменти, які застосовуються до передньої і задньої вісей відповідно.

Перед тим як колеса заблокуються, лише невелика частина відповідних гальмівних моментів підводиться до коліс. Тому, якщо $R_{x1} < \Sigma R_{z1} \cdot \varphi$ і $R_{x2} < \Sigma R_{z2} \cdot \varphi$ то можна припустити, що:

$$R_{x1} = \frac{M_{z1}}{r_{\partial 1}} \quad \text{і} \quad R_{x2} = \frac{M_{z2}}{r_{\partial 2}}. \quad (3.17)$$

Якщо на автомобілі відсутні РГС (регулятори гальмівних сил), то співвідношення між M_{z1} і M_{z2} і, відповідно, гальмівними силами R_{x1} та R_{x2} залишається незмінним аж до початку блокування коліс. Ця стійка характеристика обумовлена конструктивними параметрами гальмівної системи і не змінюється в процесі гальмування.

$$M_{z2}/M_{z1} = R_{x2}/R_{x1} = K_n = const \quad (3.18)$$

чи

$$M_{z2} = K_n \cdot M_{z1}, \quad (3.19)$$

$$R_{x2} = K_n \cdot R_{x1}. \quad (3.20)$$

де K_n – коефіцієнт пропорційності [15].

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Оскільки гальмівні сили та відповідні гальмівні моменти пропорційні тиску в гальмівних контурах мостів, графік, представлений на рисунку 3.5, можна побудувати в координатах p_1 (тиск у контурі передніх коліс) і p_2 (тиск у контурі задніх коліс). Цей графік називається робочою характеристикою РГС (регулятора гальмівних сил) [15].

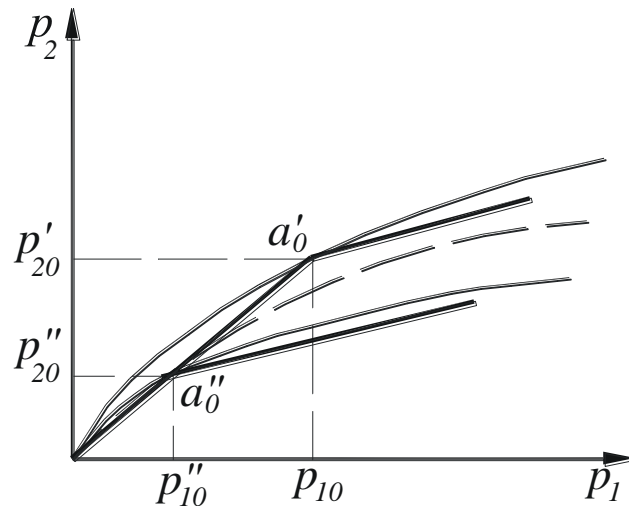


Рисунок 3.6 - Характеристика РГС із змінною точкою спрацювання

Ідеальний РГС має здатність регулювати тиск у контурі задніх коліс так, щоб при всіх режимах гальмування забезпечувалось оптимальне співвідношення між гальмівними силами, як показано на рис. 3.5. Однак виконати цю умову за допомогою механічних РГС практично неможливо.

Існує велика кількість способів регулювання гальмівних сил і конструкцій РГС [13, 16]. Давайте розглянемо принцип роботи РГС, які зазвичай використовуються у гальмівних системах з гідравлічним приводом. Ці РГС встановлюються у контурі задніх коліс і дозволяють змінювати тиск згідно з заданим законом, в залежності від значень p_1 та навантаження на задній міст. При такому способі регулювання (рисунок 3.6), РГС визначає положення точки спрацювання a_0 , яке відображає зміну тиску в гальмівних контурах.

Початковий відрізок ($0 - a''_0$) не включає РГС, і тиски в гальмівних контурах переднього і заднього мостів однакові. У точці a''_0 (автомобіль без вантажу) темп наростання тиску в контурі задніх коліс менший, ніж у

передньому. Якщо автомобіль завантажений на 100%, початковий відрізок триває до точки a'_0 , де знову відбувається зміна темпу наростання тиску в гальмівних контурах. Коефіцієнт розподілу гальмівних сил β на початковому відрізку підбирається так, щоб у завантаженого автомобіля одночасно блокування коліс відбувалося при $\varphi_x = 0,35 - 0,45$.

При виборі характеристик РГС для автомобіля враховують тип гальмівного приводу та умови експлуатації. РГС повинні забезпечувати максимальне уповільнення при різному завантаженні автомобіля та екстремому гальмуванні на дорогах з $\varphi_x = 0,15 - 0,8$, забезпечуючи одночасне блокування всіх коліс або визначальне блокування переднього моста.

Слід відзначити, що використання РГС покращує гальмівні властивості автомобіля, але не виключає можливості порушення його стійкості при гальмуванні.

Далі поліпшення гальмівних властивостей досягається за допомогою антиблокувальної системи (АБС), яка спроектована для ефективного гальмування автомобіля в різних умовах, забезпечуючи стійкість. Принципова схема АБС (рис. 3.7, [15]) включає датчик динамічного стану колеса 1, електронний блок керування (ЕБК) 2, регулятор тиску (РГ) 3 і акумулятор робочого тіла 4, які вбудовані в гальмівну систему автомобіля.

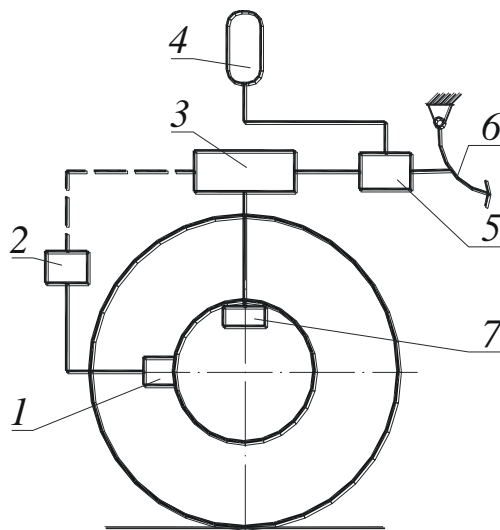


Рисунок 3.7 - Принципова схема АБС

Антиблокувальна система (АБС) може функціонувати за різними алгоритмами, але в основі всіх них лежить принцип автоматичного регулювання гальмівних дій за допомогою зворотного зв'язку щодо динамічного стану колеса. Цей стан колеса оцінюється на основі зміни кінематичних параметрів, що характеризують гальмування. Для кращого розуміння принципу дії АБС розглянемо процес гальмування колеса. За допомогою рівняння (3.15), яке визначає рівновагу гальмівного колеса при $M_f \approx 0$, ми можемо отримати:

$$\frac{d\omega_{\kappa}}{dt} = \frac{R_{xz} - M_z}{J_{\kappa}} \quad (3.21)$$

Очевидно, що характер обертання гальмівного колеса визначається відношенням двох моментів: моменту, який діє на колесо (M_z), і моменту гальмівної сили (M_{ϕ}), який обумовлюється гальмівною дією. Момент M_z може досягати значень величезних розмірів, але момент M_{ϕ} , що генерується гальмуванням, обмежується зчепленням колеса з дорогою і обчислюється як $M_{\phi} = \Sigma R_z \phi_{xmax} \cdot r_d$ [13]. З цього випливає, що для заданих параметрів, таких як інтенсивність гальмування автомобіля, навантаження на колесо і умови зчеплення, існує максимально допустиме значення гальмівного моменту ($M_{z.zp}$), яке, якщо перевищене, призводить до блокування колеса.

$$M_{z.zp} = \frac{J_{\kappa}}{r_{\kappa 0}} \cdot \frac{dV}{dt} (1 - S_{opt}) + \Sigma R_z \cdot \phi_{xmax} \cdot r_d, \quad (3.22)$$

де dV/dt – уповільнення автомобіля;

$r_{\kappa 0}$ – радіус колеса без проковзування;

S_{opt} – оптимальне значення коефіцієнта ковзання.

Отже, завдання АБС полягає в тому, щоб виявити момент, коли гальмівний момент перевищує граничне значення $M_{z.zp}$ і автоматично знижувати приводне зусилля в гальмівному механізмі, щоб уникнути повного блокування колеса.

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

Визначення максимально допустимого гальмівного моменту без блокування колеса в умовах гальмування є вельми складною задачею. Тому використовується метод запобігання перегальмування колеса шляхом автоматичного регулювання гальмівного моменту.

Найвищу інтенсивність гальмування досягають, коли кутова швидкість колеса протягом всього процесу гальмування відповідає оптимальному значенню коефіцієнта ковзання S_{opt} (лінія 2 на рисунку 3.8). Цей режим гальмування, крім забезпечення найвищої інтенсивності гальмування, також запобігає блокуванню колеса і дозволяє йому обертатися до повної зупинки автомобіля (до точки a). Однак практично дуже важко досягти режиму гальмування зі значенням S_{opt} через нестабільність динамічного стану колеса в точці $S = S_{opt}$. Тому головна мета АБС - максимально наблизити фактичну швидкість обертання колеса (лінія 3 на рисунку) до швидкості, яка відповідає значенню $S = S_{opt}$. При цьому необхідно уникнути значних відхилень від оптимального ковзання колеса як в напрямку більшого ковзання (зона B), так і в напрямку недостатнього гальмування (зона A).

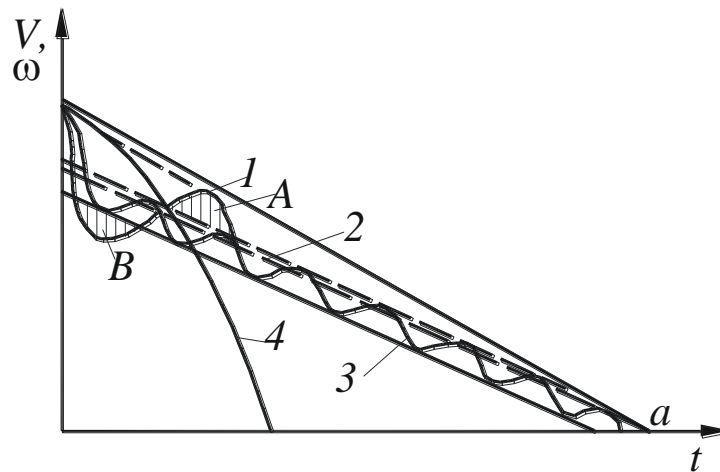


Рисунок 3.8 - Характеристика роботи АБС

У випадку наявності АБС зниження гальмівного моменту на блокуючихся колесах, зазвичай, зменшується, навіть коли колеса не повністю заблоковані (коли $\omega_k \neq 0$). З метою досягнення ефективного гальмування, контролер АБС

часто налаштовується таким чином, що він відразу після початку блокування колеса надає команду на розгальмовування колеса. У розглянутому прикладі контролер АБС налаштований так, що він реагує на збільшення швидкості обертання колеса, а точніше на зміну цієї швидкості з плином часу (d_{ω_k}/dt). Після того, як ця зміна перевищить визначену граничну величину, контролер видає команду на зниження тиску в гальмівному циліндрі (див. рис. 3.7). Принцип дії АБС в цьому випадку виглядає так: при натисканні на гальмівну педаль і подальшому збільшенні зусилля, тиск у гальмівному приводі зростає, що призводить до збільшення гальмівного моменту (M_z/r_0) і гальмівної сили R_{xz} . Припустимо, що контролер АБС відрегульований так, щоб реагувати на уповільнення, яке пропорційне різниці між значеннями I і I' на графіку (див. рис. 3.9). Запізнювання в системі "датчик - контролер АБС - регулятор тиску - гальмо" призводить до того, що розгальмовування колеса починається через певний час τ_I (с).

На ділянці ad' , уповільнення обертання колеса супроводжується інтенсивним зменшенням гальмівної сили R_{xz} , і це зменшення зростає зі збільшенням зміни швидкості обертання (d_{ω_k}/dt) і коефіцієнта ковзання колеса S .

З початком розгальмовування, різниця між гальмівним моментом і гальмівною силою (M_z/r_0 і R_{xz}) та величина d_{ω_k}/dt зменшуються (ділянка d'_2m_2), тобто подальше зниження швидкості обертання колеса (ділянка d'_1m_1) відбувається менш інтенсивно.

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

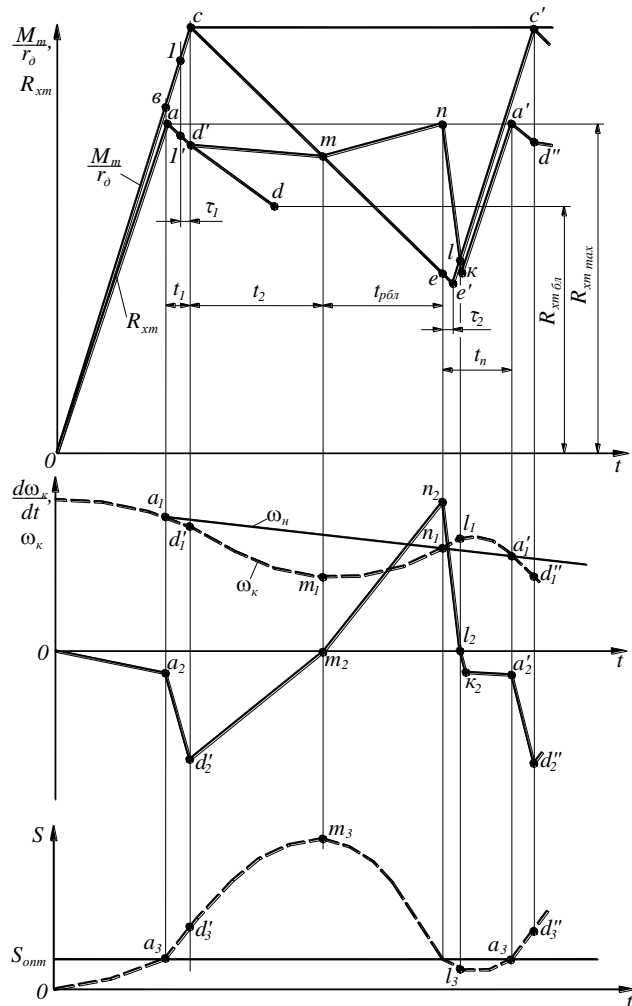


Рисунок 3.9 - Графік зміни M_m/r_0 , R_{x2} і параметрів обертання колеса при роботі АБС

Гальмівна сила починає знижуватися на ділянці $d'm$, але це відбувається з меншою інтенсивністю, ніж на ділянці ad' .

В результаті, система АБС створює пульсуючий гальмівний момент, який дозволяє колесу ковзати з близькою до оптимальної швидкістю, що в значній мірі покращує гальмівні характеристики автомобіля і забезпечує його стійкість під час гальмування з максимальною ефективністю.

Сучасним інноваційним розвитком, який покращує гальмівні властивості автомобіля, є впровадження багатоканальних систем АБС з індивідуальним керуванням гальмуванням кожного колеса, систем з контролем і розподілом гальмівних сил під час поворотів (СВС), систем ЕВД, які регулюють розподіл

гальмівних сил між передніми і задніми колесами в залежності від навантаження, а також системи допомоги при екстремому гальмуванні (Assist brake).

3.2 Оцінка стійкості гальмівних характеристик автотранспортних засобів

Раніше ми вивчали значення коефіцієнта B , які використовуються для визначення нормативних показників ефективності гальмування автомобілів, які виробляються на заводі-виробнику.

Під час експлуатації автомобілів їх технічний стан може погіршуватися, що призводить до зниження ефективності гальмування. Тому в відповідних нормативних документах [21, 22, 23], які регулюють гальмівні властивості автотранспортних засобів, що знаходяться в експлуатації, передбачено зменшення допустимого рівня середнього сталого уповільнення в порівнянні з заводськими вимогами. У таблиці 3.2 наведені нормативні значення середнього сталого уповільнення при оцінці технічного стану автотранспортних засобів, які знаходяться в експлуатації, і ці норми були прийняті в різні роки [21, 22, 23].

Важливо відзначити, що умови проведення гальмівних випробувань для випробувальних та серійних зразків автотранспортних засобів [19] передбачають їхнє повне завантаження. Проте при оцінці технічного стану автотранспортних засобів, які знаходяться в експлуатації, раніше [21, 22] передбачалося проведення гальмівних випробувань як в режимі повного завантаження, так і в незавантаженому стані. Останній державний стандарт України [23] встановлює норми ефективності гальмування автомобілів лише в незавантаженому стані. Ця ситуація може викликати певні неоднозначності. З цього приводу у таблиці 3.2 подані нормативні значення середнього сталого уповільнення як для незавантаженого, так і для повністю завантаженого автотранспортного засобу. Припускається, що найменша допустима середня

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

стала уповільнення для автотранспортних засобів, які перебувають в експлуатації, є такою ж, як і для автотранспортних засобів, які випущені з заводу [25].

Таблиця 3.2 - Нормативи ефективності гальмування автотранспортних засобів (АТЗ), які перебувають у процесі експлуатації

Категорія АТЗ	$[j_{уст}]_d$				
	1972р. ($\lambda=0,72$)	1977р. ($\lambda=0,77$)	1982р. ($\lambda=0,82$)	1991р. ($\lambda=0,91$)	1999р. ($\lambda=0,99$)
M_1	(5,8)*	(5,8)	5,2 (6,1)	5,9 (6,8)	(5,8)
M_2	(4,2)	(5,0)	4,5 (5,5)	5,7 (6,8)	(5,0)
M_3	(4,2)	(4,2)	4,5 (5,0)	5,5 (5,7)	(5,0)
N_1	4,0 (4,0)	(5,0)	4,0 (5,4)	(5,7)	(5,0)
N_2	3,5 (4,2)	(4,2)	4,0 (5,7)	(5,7)	(5,0)
N_3	3,5**(4,2)	(4,2)	4,0 (6,1)	(6,2)	(5,0)

*) Значення в дужках відповідають спорядженому АТЗ;
**) Значення відповідають повному завантаженню АТЗ.

$$[j_{уст}]_d = \varphi'' \cdot g \cdot [1 - \exp(-B_d \cdot \lambda)], \quad (3.23)$$

де $[j_{уст}]_d$; B_d - значення середньої сталої уповільнення і постійного коефіцієнта при діагностиці технічного стану автомобіля.

На рисунку 3.10 подано графік, що ілюструє залежність (3.23) для значення B_d , яке дорівнює $B_d = m_{вд} \pm \sigma_{вд} = 1,802 \pm 0,305$, і ця залежність відноситься до автомобілів категорії M_1 в спорядженому стані. Також на цьому графіку показане максимально допустиме значення уповільнення автомобіля, яке дорівнює $j_{max} = \varphi'' \cdot g = 0,8 \cdot 9,81 = 7,848 \text{ м/с}^2$.

допустимого середнього сталого уповільнення при повному завантаженні автомобіля (рисунок 3.11).

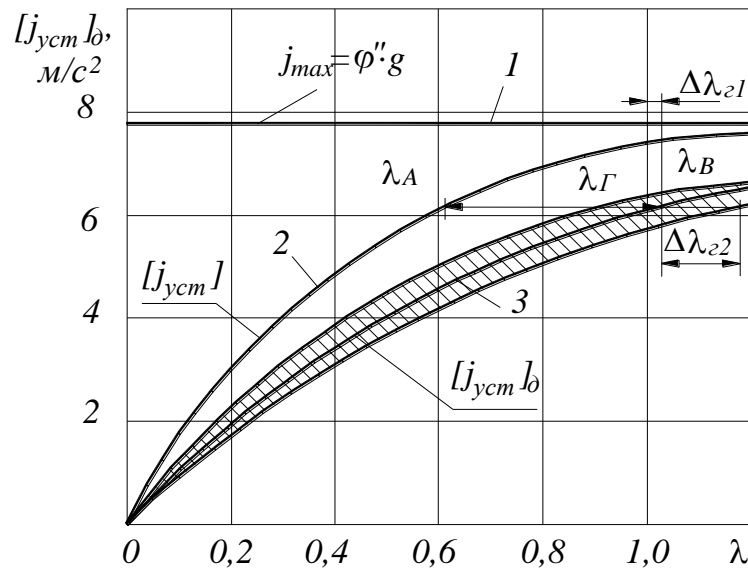


Рисунок 3.11 - Зміна нормативних вимог до ефективності гальмування легкових автомобілів (категорії M_1) при повному завантаженні залежно від відносного часу λ показана на рисунку 3.11:

1 – гранично можливе уповільнення автомобіля ($\varphi=0,8$); 2 – крива нормативного значення середнього сталого уповільнення для автомобілів, що зійшли з конвеєра заводу; 3 – крива нормативного значення середнього сталого уповільнення автомобілів при контрольних перевірках в експлуатації; $\lambda_Г$ – гарантований ресурс автомобіля при стабільних гальмівних властивостях автомобіля; $\Delta\lambda_{21}$; $\Delta\lambda_{22}$ – граничні відхилення величини $\lambda_Г$, обумовлені точністю прогнозу величини $[j_{ycm}]_\delta$; заштрихована зона найбільш імовірних значень $[j_{ycm}]_\delta$ (у межах одного середньоквадратичного відхилення величини B_δ).

Автомобіль, який щойно вийшов з виробничого конвеєра і розпочав експлуатацію, має гальмівні характеристики, які відповідають вимогам чинних стандартів для нових автомобілів. Навіть якщо ці гальмівні характеристики залишаються стабільними протягом певного часу експлуатації, вони все одно не будуть відповідати збільшеним нормативним вимогам до гальмівних характеристик автомобілів, які уже перебувають у використанні на момент

введення змін у вимогах. Допустимо, що автомобіль був виготовлений на заводі в час λ_A (див. рис. 3.11). Швидкість зниження, яку він досягає під час гальмування, відповідає нормативному значенню (крива 2). Таке ж нормативне значення для автомобілів категорії M_1 , які перебувають в експлуатації, буде досягнуте в момент часу λ_B .

Ми провели розрахунки для легкових автомобілів категорії M_1 , випущених в 2000 році ($\lambda_A=1$), і мали на увазі планований середньорічний пробіг $l_{CF}=5$ тис. км. З аналізу графіків, поданих на рис. 3.12, видно, що значення $T_{G'}$ становить приблизно 54 роки (при абсолютно стабільній гальмівній системі середнє значення $T_G=70$ років). Це значення відповідає мінімальному значенню $T_{Gmin}=54$ роки для автомобілів випущених в 2000 році.

Отже, реальна нестабільність гальмівних систем легкових автомобілів призводить до скорочення граничного періоду збереження необхідного рівня гальмових характеристик на 16 років. При розробці нового автомобіля, якщо в конструкції передбачається можливість досягнення показників ефективності гальмування, які відповідають чинним нормам, величину $T_{G'}$ можна визначити так:

$$T_{G'} = T_1 + T_2 + T_3, \quad (3.24)$$

де T_1 – визначає тривалість часу на розробку та введення виробництва даної моделі автомобіля, в роках;

T_2 –представляє тривалість періоду масового виробництва цієї моделі автомобіля, також в роках;

T_3 – вказує на планований термін служби автомобіля, в роках.

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

- відсутність негативного впливу на навколишнє середовище.

4.3. Структура і принцип роботи дискового гальмівного механізму закритого типу

Розроблений дисковий гальмівний механізм містить два окремо розташованих диска, які жорстко з'єднані з барабаном. Один із дисків закріплений на маточині колеса. Кожен з дисків має одну плоску поверхню тертя і одну обрєбрену. Диски складаються з двох половин, отриманих шляхом розколювання одного цільного диска. Вони стягнуті гвинтами і центровані по поверхнях відколу. Колодки та кронштейн розташовані всередині барабана між дисками. Розтискний механізм також розташований всередині барабана між колодками. Колодки розтискуються поступально вздовж осі обертання колеса за допомогою направляючих кронштейна, який жорстко пов'язаний з поворотним кулаком. Пневмокамера розташована ззовні барабана, і її шток проходить всередину барабана до розтискного механізму в площині, зміщеної від осі обертання колеса.

Розроблена конструкція покращує захищеність механізму, зокрема, від попадання сторонніх предметів на поверхню тертя. Вона також підвищує ефективність відведення тепла завдяки розташуванню і обрєбренню дисків. Конструкція дозволяє скоротити витрати на обслуговування.

На рис. 4.1 наведено горизонтальний переріз дискового гальмівного механізму закритого типу через ось обертання колеса.

На рис. 4.2 зображено дисковий гальмівний механізм закритого типу у розібраному стані.

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		78

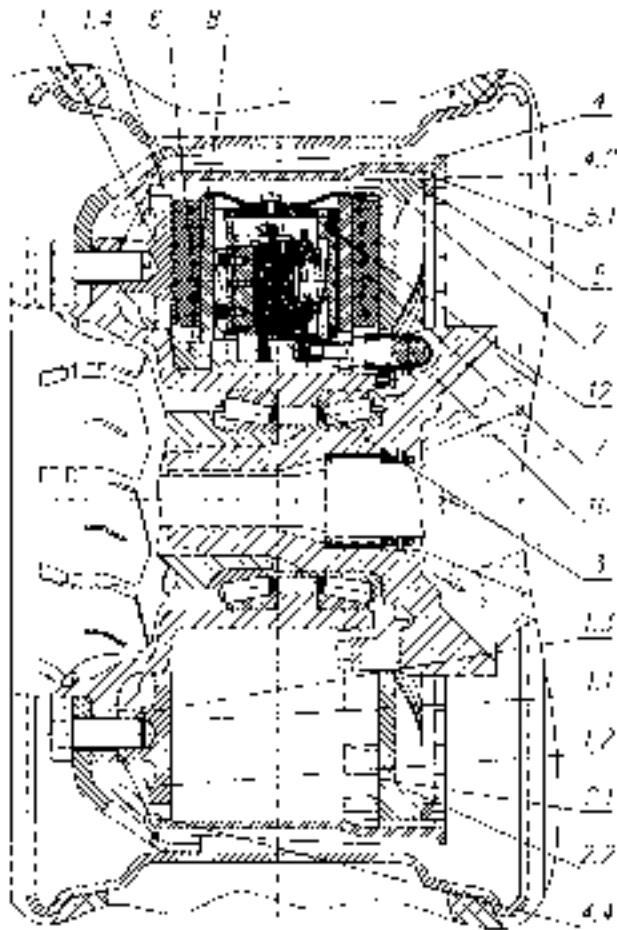


Рисунок 4.1 - Дисковий гальмівний механізм закритого типу

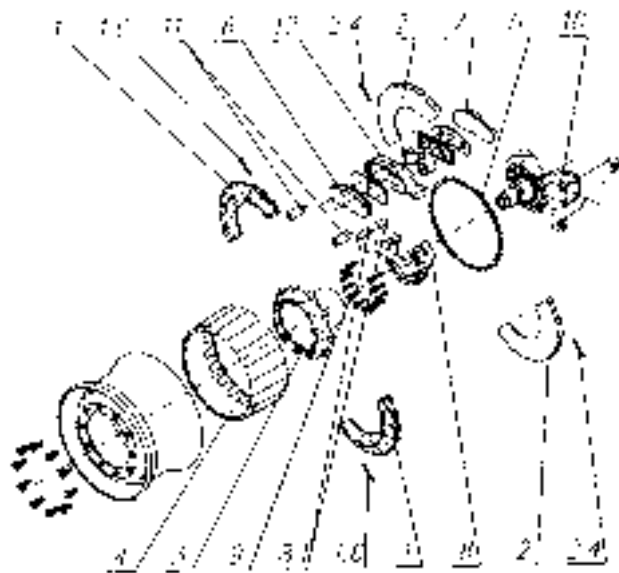


Рисунок 4.2 - Дисковий гальмівний механізм закритого типу в розборі

На рис. 4.3 наведено схему розташування основних компонентів дискового гальмівного механізму закритого типу, зображення виконане з зовнішньої сторони відносно поздовжньої осі автомобіля.

На рис. 4.4 представлена схема розташування основних компонентів дискового гальмівного механізму закритого типу, зображення виконане з внутрішньої сторони відносно поздовжньої осі автомобіля.

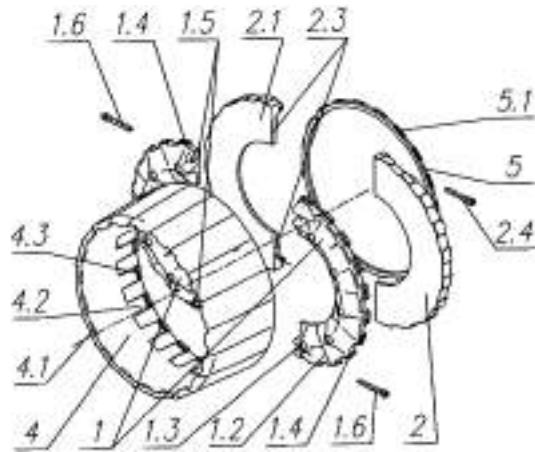


Рисунок 4.3 - Схему розташування основних компонентів дискового гальмівного механізму закритого типу
(дисковий гальмівний механізм закритого типу в розборі)

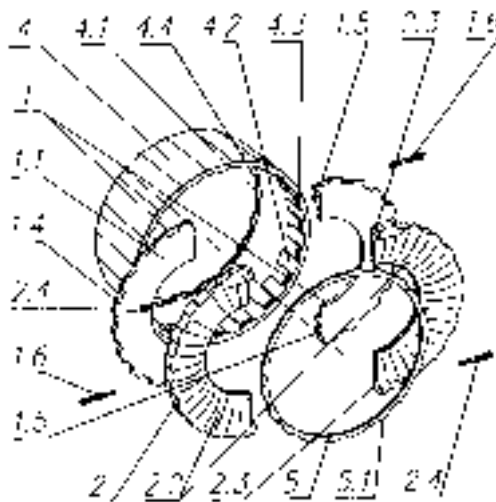


Рисунок 4.4 - Схему розташування основних компонентів дискового гальмівного механізму закритого типу
(внутрішня сторона відносно поздовжньої осі автомобіля)

Дисковий гальмівний механізм складається з двох дисків, які розташовані паралельно один одному, де кожен диск має дві поверхні - одну для тертя і одну з ребрами. Зовнішній диск прикріплюється до колеса і має отвори для центрування. На зовнішньому диску розташований барабан, який складається з циліндричної оболонки з різними діаметрами і шліцьовими сполуками з двох сторін. Барабан прикріплюється до зовнішнього диску за допомогою шліцьового з'єднання. Внутрішній диск встановлюється в барабан і також з'єднується з ним за допомогою шліцьового з'єднання. Один зі шліцьових з'єднань на барабані має проточку, в яку встановлюється шліцьове кільце. Кільце фіксує внутрішній диск від осьових переміщень, коли колодки розтиснуті. При осьовому переміщенні в зворотному напрямку внутрішній диск фіксується кріпильним елементом.

Зовнішній диск (1) з'єднується з барабаном (4) за допомогою шліцьового з'єднання (4.1), яке забезпечує фіксацію їх від відносного обертання в одному напрямку. У напрямку, паралельному осі обертання, барабан (4) має плоскі торцеві ділянки (4.4), які спираються на виступи ступеневого шліцьового з'єднання (1.4) зовнішнього диска (1) та запобігають обертанню в окружному напрямку. Внутрішній диск (2) фіксується кріпильним елементом, якщо відбувається осьове переміщення в зворотному напрямку. Усередині утворюється область, де розташований кронштейн (8), який прикріплюється до поворотного кулака (10) груповим болтовим з'єднанням (9). Кронштейн (8) має пази (8.1), в які встановлюються колодки (6) і (7), що допускають осьове переміщення і сприймають тертя при гальмуванні.

На кронштейні (10) розміщені напрямні ковзання (11), які взаємодіють з плаваючим елементом (12), який має розтискний механізм, що діє за принципом кулачкового важеля. Шток пневмокамери розташований так, що його вісь перебуває у вертикальній площині, перпендикулярній поздовжній осі

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		81

автомобіля і зміщено від осі обертання колеса, що дозволяє не обмежувати рух інших виконавчих елементів.

При натисканні на гальмівну педаль пневмокамера переміщує шток в осьовому напрямку, що через виконавчий механізм в плаваючому елементі (12) розтискає колодки (6) і (7) у рознесені диски (1) і (2), створюючи гальмівний крутний момент. Для демонтажу дисків потрібно лише видалити кільце (5), висунути барабан (4), відкрутити гвинти (1.6) і (2.4) і рознести половини дисків (1) і (2) в радіальному напрямку. Ця конструкція покращує захищеність гальмівного механізму та ефективність тепловідведення, а також скорочує обсяг робіт з обслуговування.

4.4. Розрахунок дискового гальмівного механізму легкового автомобіля

Першим кроком у розрахунку гальмівної системи є визначення гальмівних механізмів і відповідних тисків в колісних гальмівних циліндрах передньої і задньої осі. Згідно із чинними нормами, при оцінці гальмівних характеристик автомобіля, враховуються наступні припущення: сили аеродинамічного опору і сили опору кочення прирівнюються до нуля, і гальмування проводиться на рівному ділянці дороги. Схема зовнішніх сил, що діють на гальмуючий автомобіль з урахуванням цих припущень, наведена на рисунку 4.5.

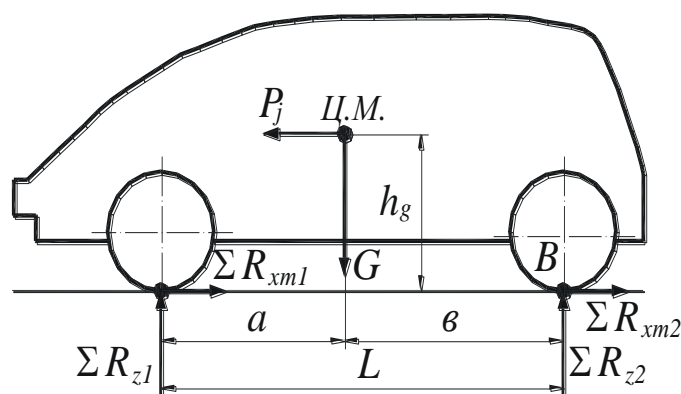


Рисунок 4.5 - - Схема сил, що діють на автомобіль при гальмуванні

						МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			82

Моменти на колесах передньої і задньої осей при гальмуванні

$$T_1 = 0,5\beta_1 m_a j_a r_d ; \quad (4.1)$$

$$T_2 = 0,5(1 - \beta_1) m_a j_a r_d , \quad (4.2)$$

де $\beta_1 = \frac{R_{x1}}{R_x}$ - коефіцієнт розподілення гальмівних сил передньої осі;

$R_x = R_{x1} + R_{x2}$ - гальмівна сила автомобіля, Н;

$R_{x1} = R_{z1} z$; $R_{x2} = R_{z2} z$ - гальмівні сили відповідно на передній і задній осей автомобіля, Н;

$R_{x1} = m_a g \frac{b + h_g z}{L}$; $R_{x2} = m_a g \frac{a - h_g z}{L}$ - нормальні реакції при гальмуванні

відповідно на осях автомобіля;

$z = \frac{j_a}{g}$ - коефіцієнт гальмування;

m_a - повна маса автомобіля, $m_a = 3060$ кг;

j_a - уповільнення автомобіля, $j_a = 7$ м/с²;

r_d - динамічний радіус колеса дорівнює статичному радіусу r_c , $r_c = 0,345$ м;

$g = 9,81$ м/с² – вільне падіння.

L – база автомобіля, $L = 2,855$ м;

a, b, h_g – координати центра мас автомобіля, $a = 1,506$ м, $b = 1,349$ м, $h_g = 0,66$ м.

Розрахунок

$$z = \frac{7}{9,81} = 0,7135 ,$$

$$R_{x1} = 3060 * 9,81 \frac{1349 + 660 * 0,7135}{2855} = 19135 \quad (\text{Н}),$$

									Арк.
									83
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

$$R_{x1} = 3060 * 9,81 \frac{1506 - 660 * 0,7135}{2855} = 10883 \text{ (Н)},$$

$$R_x = 30018 \text{ (Н)},$$

$$\beta_1 = \frac{19135}{30018} = 0,6374 \text{ ,}$$

$$T_1 = 0,5 * 0,6374 * 3060 * 7 * 0,345 = 2355 \text{ (Нм)},$$

$$T_2 = 0,5 * 0,3626 * 3060 * 7 * 0,345 = 1340 \text{ (Нм)}.$$

На підставі аналізу конструктивних рішень гальмівних механізмів обираємо конфігурацію двоколісного гальмівного механізму для передньої та задньої вісей. Далі визначаємо коефіцієнт гальмівного механізму K , мм²:

$$K = \sum_{i=1}^n A_i z' \mu \text{ ,} \quad (4.3)$$

де n – кількість поршней, $n=1$;

$d_{ц}=35$ мм – діаметр гальмівного циліндра,

A_i – площа i -го поршня робочого циліндра,

$$A_i = \pi r^2 = 3,14 * 17,5^2 = 961,5 \text{ (мм}^2\text{)};$$

$Z'=4$ – кількість поверхонь тертя;

$\mu=0,4$ – коефіцієнт тертя.

Розрахунок

$$K_1 = K_2 = \sum_{i=1}^n 961,6 * 4 * 0,4 = 1538,5 \text{ (мм}^2\text{)}.$$

Значення дискового гальма на передній і задній осях:

$D_1=260/120$ мм, $D_2=240/120$ мм.

За коефіцієнтами гальмівних механізмів K_1 , K_2 та їх моментів на колесах T_1 , T_2 визначаємо тиски в циліндрах пристроїв гальмування:

$$P_1 = \frac{T_1}{r_1 K_1} + \Delta P_1 \text{ ,} \quad (4.4)$$

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
						84
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_2 = \frac{T_2}{r_2 K_2} + \Delta P_2, \quad (4.5)$$

де $r_{1,2}$ середній радіус тертя r_{cp} гальмівних механізмів, відповідно переднього і заднього.

Тоді, середній радіус тертя:

$$r_{cp} = \frac{2 r_n^3 - r_{вн}^3}{3 r_n^2 - r_{вн}^2} \quad (4.6)$$

де $r_n, r_{вн}$ – відстань від осі обертання колеса відповідно до зовнішньої і внутрішньої кромки гальмівної накладки, мм;

$\Delta P_1, \Delta P_2$ – тиск рідини в гальмівному циліндрі, при якому гальмівна накладка торкається гальмівного диска для переднього та заднього колеса в дискових гальмівних механізмах. $\Delta P=0$.

Розрахуємо:

$$r_1 = \frac{2 \cdot 130^3 - 60^3}{3 \cdot 130^2 - 60^2} = 99,3 \text{ (мм)},$$

$$r_2 = \frac{2 \cdot 120^3 - 60^3}{3 \cdot 120^2 - 60^2} = 93,3 \text{ (мм)},$$

Отримаємо:

$$P_1 = \frac{2355}{0,0993 \cdot 1538,5 \cdot 10^{-6}} = 15,4 \text{ (МПа)},$$

$$P_2 = \frac{1340}{0,0933 \cdot 1538,5 \cdot 10^{-6}} = 9,3 \text{ (МПа)}.$$

Другим завданням при розрахунку гальмівної системи є проведення контрольного розрахунку для визначення зносу та нагріву.

Контрольний розрахунок на знос та нагрів виконується на основі додаткових параметрів.

Середній тиск q_{cp} на поверхні гальмівної накладки, виражений в (МПа):

$$q_{cp} = \frac{N_k}{A} \leq 2, \quad (4.7)$$

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		85

де N_k – нормальний тиск на колодку, Н.

$$N_k = A_f P^{\max}, \quad (4.8)$$

де P^{\max} – максимальний тиск в гальмівному циліндрі;

A – площа гальмівної накладки, $A=8215 \text{ мм}^2$.

Ортимуємо:

$$N_k = 961,5 * 15,4 = 14807,1 \text{ (Н)},$$

$$q_{cp} = \frac{14807,1}{8215} = 1,8 \leq 2 \text{ – відповідає нормам [29].}$$

Роботу тертя визначаємо окремо для передніх і задніх гальмівних механізмів відповідно до наступних формул:

$$Q_{1,2} = \frac{W_{1,2}}{\sum A_{1,2}}, \quad (4.9)$$

де W_1 - робота тертя передніх гальмівних механізмів обчислюється за формулою (4.9).

$$W_1 = \frac{m_a v_a^2}{26} \left(\frac{b + h_g j_a / g}{L} \right), \quad (4.10)$$

W_2 - робота тертя задніх гальмівних механізмів розраховується відповідно до формули (4.10).

$$W_2 = \frac{m_a v_a^2}{26} \left(\frac{a - h_g j_a / g}{L} \right), \quad (4.11)$$

де v_a – максимальна швидкість автомобіля, що дорівнює 200 км/год;

$\Sigma A_1, \Sigma A_2$ – площа гальмівних накладок передніх і задніх гальмівних механізмів відповідно.

Розрахунок

$$W_1 = \frac{3060 * 200^2}{26} \left(\frac{1349 + 660 * 7 / 9,81}{2855} \right) = 3070 \text{ (кДж)},$$

$$\Sigma A_1 = 8 * 0,008215 = 0,06572 \text{ (м}^2\text{)},$$

										Арк.
										86
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

$$W_2 = \frac{3060 * 200^2}{26} \left(\frac{1506 - 660 * 7 / 9,81}{2855} \right) = 1706 \text{ (кДж)},$$

$$\Sigma A_2 = 8 * 0,007041 = 0,05633 \text{ (м}^2\text{)},$$

Отримаємо:

$$Q_1 = \frac{3070}{0,06572} = 46713 \text{ (кДж/м}^2\text{)},$$

$$Q_2 = \frac{1706}{0,05633} = 30285 \text{ (кДж/м}^2\text{)}.$$

Отримані результати вписуються в наявні обмеження [29].

Для визначення приросту середньої температури при нагріванні гальмівного диска використовується формула (4.12).

$$\Delta t = \frac{W_{1,2}}{c m_{\delta}} \quad (4.12)$$

де $W_{1,2}$ – робота тертя передніх і задніх гальмівних механізмів, що визначається згідно з формулами (4.10) і (4.11), при урахуванні того, що розрахунок проводиться при швидкості $v_a = 30$ км/год.

c – питома теплоємність матеріалу, $c = 880$ Дж/(кг*К);

m_{δ} – маса дисків відповідної осі, $m_{\delta 1} = 6$ кг, $m_{\delta 2} = 5$ кг.

Розрахунок

$$W_1 = \frac{3060 * 30^2}{26} \left(\frac{1349 + 660 * 7 / 9,81}{2855} \right) = 67521 \text{ (кДж)},$$

$$W_2 = \frac{3060 * 30^2}{26} \left(\frac{1506 - 660 * 7 / 9,81}{2855} \right) = 38401 \text{ (кДж)},$$

$$\Delta t_1 = \frac{67521}{880 * 6} = 12,7 \text{ (К)},$$

$$\Delta t_2 = \frac{38401}{880 * 5} = 8,7 \text{ (К)}.$$

$\Delta t \leq 15$, отримані значення лежать в межах допустимих значень [29].

						Арк.
					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	87
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Дводисковий гальмівний механізм, який був розрахований, відзначається декількома значущими перевагами порівняно з іншими конструктивними схемами гальмівних механізмів:

- ефективніше відводить тепло від поверхонь тертя;
- має менші габаритні розміри;
- здатний передавати більший гальмівний момент;
- має більшу поверхню тертя.

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		88

ВИСНОВКИ

1. Після аналізу вимог до гальмівних характеристик автомобілів, дослідження процесу гальмування автомобіля та прогнозу змін нормативних вимог до гальмівних характеристик автотранспортних засобів, була проведена розробка дискових гальмівних механізмів для легкового автомобіля.

2. Важливі поліпшення у використанні енергії та зменшенні енерговитрат, спрямованих на тертя між шиною та дорогою, можуть бути досягнуті за допомогою регуляторів гальмівних сил, антиблокувальних систем та інших пристроїв, які оптимізують цей процес.

3. Збільшення ефективності гальмування і покращення стійкості автомобіля можливе завдяки використанню регуляторів гальмівних сил в гальмівній системі. Вони дозволяють розподіляти гальмівні сили між колесами мостів, підходящими для конкретних дорожніх умов.

4. Нестабільність гальмівних систем легкових автомобілів призводить до скорочення терміну служби гальмівних властивостей до 16 років.

5. Отримані результати можуть бути корисні для розробки гальмівних систем майбутніх автомобілів, розробки нормативних документів і проведення експериментальних досліджень гальмівних характеристик автомобілів.

6. Нова конструкція дискового гальмівного механізму закритого типу, запропонована в роботі, дозволяє поліпшити захищеність механізму, зокрема від впливу сторонніх матеріалів на поверхню тертя, покращити тепловідведення завдяки розсіюванню тепла дисками і їх оребренню. Крім того, ця конструкція дозволяє зменшити витрати на обслуговування. Розрахований двокільцевий гальмівний механізм виявляється перевагами в порівнянні з іншими конструктивними схемами гальмівних механізмів:

- краще відведення тепла від поверхні тертя;
- менший розмір;
- більший передавальний гальмівний момент;
- більша поверхня тертя.

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		89

На нашу думку, майбутнє гальмівних систем належить дисковим гальмам, зокрема дводисковим гальмівним механізмам. Розроблена модель може служити основою для подальших покращень гальмівних механізмів і гальмівних систем в цілому.

					<i>MPTAM22.18101.000 ПЗ</i>	Арк.
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		90

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Александров М.П. Тормозні пристрої в машинобудуванні / М.П. Александров. - К.: Машинобудування, 1965. - 676 с.
2. Андронов М.А. Безпека конструкції автомобіля / М.А. Андронов та ін. - К.: Машинобудування, 1985. - 154 с.
3. Антонов Д.А. Про оцінку стійкості кругового руху багатоосних автомобілів / Д.А. Антонов // Автомобільна промисловість. - 1962. - № 3. - С. 18-22.
4. Аракелян І.С. Підвищення гальмівних властивостей спортивних автомобілів з урахуванням умов експлуатації: Дис. канд.техн.наук: 05.22.10: Аракелян Ігор Сергійович. - Запоріжжя, 2004. - 195 с.
5. Балабін І.В. Дослідження термонавантаження гальм автомобілів методами циклічного випробування / І.В. Балабін, Л.Д. Венедіктов, В.І. Сальников, Е.Н. Никулишков // Автомобільний завод. - К.: НДІавтопром, 1971. - № 4 - С. 58
6. Баженов М.Ю. Підвищення активної безпеки автотранспортних засобів на основі глибокої діагностики гальмівних систем: Дис. канд.техн.наук: 05.22.10: Баженов Михайло Юрійович. - Запоріжжя, 2000. - 216 с.
7. Балабін І.В. Польові випробування автомобілів для оцінки ефективності дії гальмівних систем / І.В. Балабін, В.І. Сальников, Е.Н. Никулишков. - М.: НДІавтопром, 1972. - 47 с.
8. Балабін І.В. До питання аналітичної оцінки ефективності гальмування легкових автомобілів / І.В. Балабін, В.І. Сальников, А.Р. Спирін, Б.С. Фалькевич // Автомобільна промисловість. - 1975. - № 6. - С. 22-25.
9. Баранов А.А. Комплексний підхід до вибору конструкції дискового гальма для легкового автомобіля особливо малого класу / А.А. Баранов // Конструкція автомобілів. Автопром. - К., 1981. - № 6. - С. 25-33.

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		91

- 10.Беленький Ю.Б. Нове в розрахунку і конструюванні гальм автомобілів / Н.Ф. Метлюк, М.І. Дрон. - К.: Машинобудування, 1965. - 119 с.
- 11.Бендас І.М. Дослідження динаміки гальмування прицепного автопоїзда: Дис. канд.техн.наук: Бендас Ігор Михайлович. - Харків, 1970. - 212 с.
- 12.Бриков А.С. Регулювання гальмівних сил на візках автомобілів / А.С. Бриков. - К.: Автомобільна промисловість, 1963. - № 3. - С. 12-15.
- 13.Бриов А.С. Регулятори гальмівних сил автомобілів / А.С. Бриков. -К.: Машинобудування, 1963. - 141 с.
- 14.Бухарин Н.А. До питання вимог до гальмових властивостей автомобілів / Н.А. Бухарин //Автомобільна промисловість. - 1964. - № 7. - С. 11-14.
- 15.Бухарин Н.А. Гальмівні системи автомобілів / Н.А. Бухарин // Теорія конструкція, розрахунок і випробування. - К.-Х.: Машгіз, 1950. – 292 с.
- 16.Бухарин Н.А. Аналіз і перспективи розвитку конструкції гальмових систем автомобілів / Н.А. Бухарин // Труды особливої автомобільної лабораторії при НАМІ. - Машгіз, 1952. - С. 43 - 52.
- 17.Вахменцев С.В. Про оцінку гальмівних властивостей автобусів сімейства паз за результатами інструментального контролю. Дис. канд. техн. Наук: Вахменцев Сергій Валентинович. - К., 1990. - 19 с.
- 18.Ганькин Ю.А. Дослідження дискових гальмових систем легкових автомобілів Дис. канд. техн. Наук: Ганькин Юрій Анатолійович .- К., 1968. - 165 с.
- 19.Генбом Б.Б. Закони регулювання гальмівних сил та умови можливості їх реалізації / Б.Б. Генбом, В.А. Дем'яшок, А.Н. Кідман // Труды ГСКБ по автобусам. - Львів, 1972. - С. 3-23.
- 20.Генбом Б.Б. Про стійкість руху заторможеного автомобіля / Б.Б. Генбом, В.А. Дем'яшок, Т.Г. Миськів // Автомобільна промисловість. - 1974. - №3. - С. 22-25.

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		92

21. ДГСТ 22895-77. Гальмівні системи і гальмівні властивості автотранспортних засобів. Нормативи ефективності. Технічні вимоги. Введ.01-07-88. - К., Видавництво стандартів, 1986. - 20 с.
22. Давидов А.Д. Дослідження процесу гальмування автомобіля на слизькій дорозі Дис. канд. техн. Наук: Давидов Андрій Дмитрович. - К., 1969. - 157 с.
23. Дем'яшок В.А. Дослідження можливості оптимізації процесу гальмування автомобіля шляхом регулювання гальмівних сил. Дис. канд.техн.наук: Дем'яшок Валентин Андрійович. - Львів, 1979. - 215 с.
24. Дюбек Н.Л. Підвищення безпеки легкових автомобілів шляхом удосконалення гальмових систем / Н.Л. Дюбек, І.А. Левін, П.В. Антонов // Автомобільна промисловість. - 1973. - № 3. - С. 22-26.
25. Іларіонов В.А. Експлуатаційні властивості автомобіля / В.А. Іларіонов. - К.: Машинобудування, 1966. - 280 с.
26. Кассандрова О.Н. Обробка результатів спостережень / О.Н. Кассандрова, В.В. Лебедев. - К.: Наука, 1970. - 104 с.
27. Катаєв М.М. Про оцінку гальмівних властивостей автобусів сімейства паз за результатами інструментального контролю. Дис. канд. техн. Наук: Катаєв Миколай Миколайович. – Запоріжжя, 2002. - 155 с.
28. Колесников В.С. Некероване рухання автотранспортних засобів під час екстреного гальмування. Запоріжжя: Комітет по видавництву, 1996. 208 с.
29. Комаров Ю.Я. Дослідження робочих процесів протидіювальних гальмівних систем на комплексній моделюючій установці. Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук. Запоріжжя, 1981. 128 с.
30. Коренчук Н.Ф. Вимірювання величини гальмівного моменту під час періодичного гальмування автомобільним гальмом. Автомобільна промисловість. 1979. № 1. С. 19-21.

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		93

31. Косолапов Г.М., Климов Ю.К. Дослідження стійкості автомобіля при гальмуванні. Автомобільна промисловість. 1972. № 10. С. 20-21.
32. Кузнецова О.І. Деякі аспекти поперечної стійкості автомобіля при гальмуванні. Автомобільний транспорт. 1969. № 7. С. 16-18.
33. Лотаков В.Г. Експериментальна оцінка впливу похибок барабанного гальма на блокування колеса. У: Дослідження гальмування автомобілів з пневматичними шинами. Міжвуз. збірник. Маріуполь, 1977. С. 123-125.
34. Макапетян Г.В. Надійність гальмівних механізмів автомобілів. Єреван, 1965. 139 с.
35. Мащенко А.Ф., Розанов В.Г. Гальмівні системи автотранспортних засобів. Київ: Транспорт, 1972. 230 с.
36. Мащенко А.Ф. Визначення параметрів швидкісної фрикційної характеристики гальм автомобіля. Автомобільна промисловість. 1973. № 2. С. 23-26.
37. Меньшиков В.Н. Регулювання гальмівних сил чотирьохосових повнопривідних автомобілів. Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук. Київ: КАДІ, 1982. 158 с.
38. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динаміка пневматичних і гідравлічних приводів автомобілів. Київ: Машинобудування, 1980. 231 с.
39. Мордашов Ю.Ф., Медведєв Ю.М. Вибір параметрів регулятора тиску задніх гальм автомобіля ГАЗ-24. Автомобільна промисловість. 1977. № 8. С. 24-25.
40. Морозов Б.І. Динамічні властивості гальмівних механізмів легкових автомобілів. Конструкції автомобілів. Науково-дослідний інститут автомобільної промисловості (НІІ-Автопром). Київ, 1980. № 2. С. 21-25.
41. ДГСТ 37.001.067-86. Гальмівні властивості автомобільного рухомого складу. Методи випробувань для визначення ефективності гальмівних систем. Введений в 1986 році. Київ: Мінавтопром, 1986. 64 с.
42. Петров В.А. Розрахунок регуляторів гальмівних сил легкових автомобілів. Автомобільна промисловість. 1976. № 2. С. 25-29.

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		94

ДОДАТКИ

					МРТАМ22.18101.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		95