

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ВЕТЕРИНАРНОЇ МЕДИЦИНИ  
ТА БІОТЕХНОЛОГІЙ ІМЕНІ С.З. ГЖИЦЬКОГО  
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ  
КАФЕДРА АГРОІНЖЕНЕРІЇ ТА ТЕХНІЧНОГО СЕРВІСУ  
ІМЕНІ ОЛЕКСАНДРА СЕМКОВИЧА

# КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

другого (магістерського) рівня вищої освіти

на тему: «ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОПРИВОДУ ГАЛЬМІВНОЇ  
СИСТЕМИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ З РОЗПОДІЛОМ  
ПО ОСЯХ»

Виконав: студент групи Ат-63

Спеціальності 274 «Автомобільний транспорт»

(шифр і назва)

Томків Юрій Юрійович

(Прізвище та ініціали)

Керівник: к.т.н., доц. Барабаш Р.І.

(Прізвище та ініціали)

ДУБЛЯНИ 2025

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ВЕТЕРИНАРНОЇ МЕДИЦИНИ  
ТА БІОТЕХНОЛОГІЙ ІМЕНІ С.З. ГЖИЦЬКОГО  
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ  
КАФЕДРА АГРОІНЖЕНЕРІЇ ТА ТЕХНІЧНОГО СЕРВІСУ  
ІМЕНІ ОЛЕКСАНДРА СЕМКОВИЧА

“ЗАТВЕРДЖУЮ”

Завідувач кафедри \_\_\_\_\_

к.т.н., доц. А.О. Шарibuра

“ \_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2025 р.

**ЗАВДАННЯ**

на кваліфікаційну роботу студенту  
Томків Юрію Юрійовичу

1. Тема роботи: «Дослідження гідроприводу гальмівної системи легкового автомобіля з розподілом по осях»

Керівник роботи: к.т.н., доцент Барабаш Руслан Іванович

Затверджена наказом по університету від 28.02.2025 р. № 140/К-С

2. Строк подання студентом роботи 01.12.2025 р.

3. Вихідні дані до роботи: Рекомендації по використанню легкових автомобілів; технічні карти на передпродажне і технічне обслуговування автомобілів; рекомендації по експлуатації машин; каталоги деталей автомобілів; типові норми часу на ремонт та обслуговування автомобілів.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які необхідно розробити):

1. Аналіз стану питання та теоретичні основи гальмівних систем

2. Теоретичне дослідження гідроприводу гальмівної системи

3. Експериментальні дослідження та порівняльний аналіз

4. Шляхи вдосконалення гідроприводу гальмівної системи

5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

6. Економічне обґрунтування впровадження вдосконаленої конструкції

Висновки та пропозиції

Список використаних джерел

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): 1. Тема, мета, об'єкт дослідження, предмет дослідження та задачі дослідження; 2. Схеми підключенням гідравлічних гальмівних систем; 3. Параметри гідравлічних гальмівних системи; 4. Схеми гальмівного приводу та підключення датчиків до її контура; 5 -7. Результати експериментальних досліджень; 8. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях; 9.

Економічне обґрунтування впровадження вдосконаленої конструкції; 10. Висновки та пропозиції.

6. Консультанти з розділів:

| Розділ     | Прізвище, ініціали та посада консультанта                                                                      | Підпис, дата   |                  |
|------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------|------------------|
|            |                                                                                                                | завдання видав | завдання прийняв |
| 1, 2, 3, 4 | Барабаш Р.І., к.т.н., доцент, кафедри агроінженерії та технічного сервісу імені професора Олександра Семковича |                |                  |
| 5          | Городецький І.М., к.т.н., доцент кафедри фізики, інженерної механіки та безпеки виробництва                    |                |                  |
| 6          | Барабаш Р.І., к.т.н., доцент, кафедри агроінженерії та технічного сервісу імені професора Олександра Семковича |                |                  |

7. Дата видачі завдання 28.02.2025 р.

Календарний план

| № з/п | Назва етапів дипломної роботи                                                                                                                | Строк виконання етапів роботи | Примітка |
|-------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------|----------|
| 1     | Написання розділу: «Аналіз стану питання та теоретичні основи гальмівних систем»                                                             | 28.02.25-31.03.25             |          |
| 2     | Виконання другого розділу: «Теоретичне дослідження гідроприводу гальмівної системи»                                                          | 01.04.25-10.05.25             |          |
| 3     | Виконання третього розділу: «Експериментальні дослідження та порівняльний аналіз»                                                            | 11.05.25-30.06.25             |          |
| 4     | Виконання четвертого розділу: «Шляхи вдосконалення гідроприводу гальмівної системи»                                                          | 01.07.25-10.08.25             |          |
| 5     | Написання розділів: «Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях» та «Економічне обґрунтування впровадження вдосконаленої конструкції» | 11.08.25-30.09.25             |          |
| 6     | Завершення оформлення розрахунково-пояснювальної записки та мультимедійної презентації                                                       | 01.10.25-31.10.25             |          |
| 7     | Завершення роботи в цілому                                                                                                                   | 01.11.25-01.12.25             |          |

Студент \_\_\_\_\_ Томків Ю.Ю.  
(підпис)

Керівник роботи \_\_\_\_\_ Барабаш Р.І.  
(підпис)

УДК: 631. 372. 004

Томків Ю.Ю. «Дослідження гідроприводу гальмівної системи легкового автомобіля з розподілом по осях». Кваліфікаційна робота. Дубляни: Львівський національний університет ветеринарної медицини та біотехнологій імені С.З. Гжицького, 2025. 64 с.

табл. 11; рис. 21; бібліогр. джерел 34.

Проведено критичний огляд сучасних гальмівних систем легкових автомобілів, розглянуто їх класифікацію, принципи дії, конструкційні особливості та тенденції розвитку. Особливу увагу приділено гідравлічним приводам, які забезпечують стабільне й пропорційне передавання зусиль від педалі до виконавчих механізмів коліс.

Визначено, що ефективність гальмування значною мірою залежить від правильного розподілу гальмівних зусиль між передньою і задньою осями, оскільки це забезпечує максимальне використання зчеплення шин із дорогою і запобігає блокуванню коліс. Проведено аналіз традиційних і сучасних систем регулювання – механічних, гідравлічних та електронних (ABS, EBD, ESP).

Розроблено математичну модель гідроприводу гальмівної системи з урахуванням розподілу гальмівних зусиль між осями. Модель описує взаємозв'язок між зусиллям на педалі, тиском у головному циліндрі, характеристиками трубопроводів і роботою колісних циліндрів.

Результати експериментів підтвердили адекватність теоретичної моделі, середнє відхилення між розрахунковими та виміряними тисками не перевищує 5 %. Побудовані порівняльні діаграми показали стабільну лінійну залежність тиску від зусилля на педалі, а також ефективне регулювання розподілу між контурами.

Проведено економічне обґрунтування впровадження вдосконаленої конструкції. Сумарні капітальні витрати становлять 17,5 тис. грн, річний економічний ефект – 2,8 тис. грн, коефіцієнт ефективності  $E_k = 0,16 > 0,15$ ). Термін окупності – 6 років.

## ЗМІСТ

|                                                                                            |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| ВСТУП                                                                                      | 6  |
| 1. АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ ТА ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ                             | 8  |
| 1.1. Класифікація та принцип роботи гальмівних систем легкових автомобілів                 | 8  |
| 1.2. Будова та функціонування гідравлічного приводу гальмівної системи                     | 11 |
| 1.3. Особливості розподілу гальмівних зусиль між осями автомобіля                          | 17 |
| 1.4. Системи регулювання гальмівних зусиль (механічні, гідравлічні, електронні)            |    |
| 1.5 Висновки до розділу 1                                                                  | 28 |
| 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОПРИВОДУ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ                                  |    |
| 2.1. Розроблення математичної моделі гідроприводу                                          | 30 |
| 2.2. Розрахунок параметрів гідравлічної системи                                            | 32 |
| 2.3. Моделювання розподілу гальмівних зусиль між передньою і задньою осями                 | 34 |
| 2.4. Аналіз впливу конструктивних і експлуатаційних параметрів на ефективність гальмування | 36 |
| 2.5 Висновки до розділу 2                                                                  | 38 |
| 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ                                     | 40 |
| 3.1. Методика проведення експериментальних досліджень                                      | 40 |
| 3.2. Обладнання та засоби вимірювання                                                      | 41 |
| 3.3. Результати експериментальних досліджень                                               | 43 |
| 3.4. Аналіз та порівняння результатів теоретичних і експериментальних досліджень           | 46 |
| 3.5 Висновки до розділу 3                                                                  | 47 |

|                                                                                        |    |
|----------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 4. ШЛЯХИ ВДОСКОНАЛЕННЯ ГІДРОПРИВОДУ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ                                 | 48 |
| 4.1. Розроблення рекомендацій щодо підвищення ефективності розподілу гальмівних зусиль | 48 |
| 4.2. Модернізація конструкції або алгоритму регулювання                                | 49 |
| 4.3. Оцінка ефективності запропонованих рішень                                         | 50 |
| 4.4 Висновки до розділу 4                                                              | 51 |
| 5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ                                   | 52 |
| 5.1. Аналіз умов праці під час експлуатації та обслуговування гальмівних систем        |    |
| 5.2. Оцінка небезпечних і шкідливих факторів                                           | 52 |
| 5.3. Заходи щодо забезпечення безпечної роботи                                         | 53 |
| 5.4. Безпека в надзвичайних ситуаціях                                                  | 55 |
| 5.5 Висновки до розділу 5                                                              | 56 |
| 6. ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ ВДОСКОНАЛЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ                     | 57 |
| ВИСНОВКИ ТА ПРОПОЗИЦІЇ                                                                 | 61 |
| СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ                                                             | 64 |

## ВСТУП

*Актуальність теми.* Одним із головних напрямів розвитку автомобільного транспорту є підвищення безпеки руху, що безпосередньо залежить від ефективності та надійності гальмівної системи. Гальмівна система забезпечує стабільність автомобіля під час гальмування, зменшення гальмівного шляху та контрольованість транспортного засобу в різних дорожніх умовах.

Важливим елементом гальмівної системи є гідропривід, який здійснює передачу гальмівного зусилля від педалі до робочих циліндрів коліс. Від його конструкції, параметрів та режимів роботи залежить рівномірність розподілу гальмівних зусиль між осями, що, у свою чергу, впливає на стійкість автомобіля при гальмуванні, знос шин та енергоефективність процесу уповільнення.

У сучасних умовах, коли зростають вимоги до безпеки, комфорту та екологічності транспортних засобів, дослідження та вдосконалення гідравлічного приводу гальмівної системи з урахуванням оптимального розподілу гальмівних зусиль між передньою та задньою осями набуває особливої актуальності. Це дозволяє підвищити ефективність гальмування, запобігти блокуванню коліс і забезпечити стабільність руху транспортного засобу за різних експлуатаційних умов.

*Метою роботи* є підвищення ефективності та надійності гідравлічного приводу гальмівної системи легкового автомобіля шляхом дослідження процесів розподілу гальмівних зусиль по осях і вдосконалення конструктивних параметрів системи.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

Провести аналіз сучасних конструкцій гідроприводів гальмівних систем легкових автомобілів та визначити їх переваги й недоліки.

Розробити математичну модель гідроприводу з урахуванням розподілу гальмівних зусиль між передньою та задньою осями.

Виконати розрахунки параметрів гідравлічної системи та дослідити вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на ефективність гальмування.

Провести експериментальні дослідження для перевірки достовірності теоретичних результатів.

Розробити рекомендації щодо вдосконалення гідроприводу з метою підвищення рівня безпеки та стабільності автомобіля під час гальмування.

*Об'єктом дослідження* є гальмівна система легкового автомобіля, оснащена гідравлічним приводом.

*Предметом дослідження* є процеси розподілу гальмівних зусиль у гідравлічному приводі гальмівної системи між передньою та задньою осями, а також вплив конструктивних параметрів на динаміку гальмування.

*Методи дослідження.* У роботі використано комплекс аналітичних, розрахунково-експериментальних і порівняльних методів. Теоретичні дослідження виконано із застосуванням методів класичної механіки, гідравліки та математичного моделювання. Для аналізу ефективності гідроприводу використано методи системного аналізу, числового моделювання процесів у програмних середовищах, а також методи експериментального випробування з обробкою результатів статистичними засобами.

*Наукова новизна* одержаних результатів полягає у вдосконаленні математичної моделі гідравлічного приводу гальмівної системи з урахуванням розподілу гальмівних зусиль між осями та динамічних характеристик транспортного засобу. У роботі встановлено залежності між параметрами гідроприводу, коефіцієнтами зчеплення шин і стійкістю автомобіля при гальмуванні.

*Практичне значення* роботи полягає у можливості використання отриманих результатів для оптимізації конструкцій гідравлічних приводів гальмівних систем легкових автомобілів, підвищення їх ефективності, надійності та безпеки. Розроблені рекомендації можуть бути впроваджені у процесі проектування нових моделей автомобілів або модернізації існуючих систем.

## 1. АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ ТА ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ

### *1.1. Класифікація та принцип роботи гальмівних систем легкових автомобілів*

Гальмівна система є однією з найважливіших систем автомобіля, що забезпечує безпечну експлуатацію транспортного засобу. Її основним призначенням є зниження швидкості руху, повна зупинка автомобіля та утримання його в нерухомому стані. Крім того, гальмівна система відіграє суттєву роль у забезпеченні стійкості та керованості автомобіля під час маневрування та екстреного гальмування. Від ефективності її роботи залежить не лише безпека водія та пасажирів, але й безпека інших учасників дорожнього руху.

*Класифікація гальмівних систем.* Залежно від призначення, принципу дії та конструктивного виконання гальмівні системи автомобілів поділяються на кілька основних груп.

#### 1. За функціональним призначенням:

Робоча гальмівна система – основна система, призначена для зниження швидкості руху та повної зупинки автомобіля. Вона діє на всі колеса і забезпечує рівномірний розподіл гальмівних зусиль між осями.

Стоянкова (паркувальна) система – використовується для утримання автомобіля в нерухомому стані на місці стоянки або на схилах. Зазвичай приводиться в дію вручну (важелем або електроприводом) і діє на задні колеса.

Допоміжна гальмівна система – застосовується переважно у вантажних і спеціальних автомобілях для підтримання сталої швидкості на спусках. Вона може бути електричною, гідродинамічною або моторною.

Резервна система – забезпечує можливість зупинки автомобіля у разі відмови робочої системи. У більшості легкових автомобілів її функції реалізуються за рахунок поділу гідравлічного приводу на незалежні контури.

#### 2. За типом приводу:

Механічний привод – передача зусилля здійснюється системою тяг, важелів або тросів. У сучасних легкових автомобілях застосовується здебільшого у стоянкових системах.

Гідравлічний привод – забезпечує передачу гальмівного зусилля за рахунок тиску робочої рідини, створюваного головним гальмівним циліндром. Це найпоширеніший тип приводу у легкових автомобілях.

Пневматичний привод – передбачає використання стисненого повітря. Використовується переважно у вантажному та автобусному транспорті.

Електричний та електрогідравлічний привід – у сучасних автомобілях застосовуються у складі електронних систем керування, наприклад, у гальмах типу «*brake-by-wire*».

### 3. За типом робочих механізмів:

Барабанні гальма – гальмівний момент створюється внаслідок тертя колодок об внутрішню поверхню барабана, закріпленого на колесі. Перевагами є висока надійність і простота, недоліком – гірше охолодження і більша інерційність.

Дискові гальма – працюють за рахунок тертя гальмівних колодок об обертовий диск, закріплений на ступиці колеса. Вони мають кращу тепловіддачу, стабільніші характеристики і більшу ефективність.

Комбіновані системи – поєднують дискові гальма на передній осі та барабанні на задній, що дозволяє оптимізувати масу, вартість і ефективність гальмування.

### 4. За способом регулювання гальмівних зусиль:

Системи з постійним розподілом – у яких гальмівні зусилля між передньою та задньою осями визначені конструктивно.

Системи з автоматичним регулюванням – оснащені регуляторами тиску, пропорційними клапанами або електронними блоками, які змінюють розподіл зусиль залежно від навантаження, швидкості чи динамічних умов.

### 5. За ступенем автоматизації:

Традиційні механічні або гідравлічні системи, де керування повністю залежить від дій водія.

Системи з електронним керуванням – включають *АБС* (антиблокувальну систему), *EBD* (розподіл гальмівних зусиль), *ESP* (систему стабілізації), *Brake Assist* (підсилювач екстреного гальмування) тощо.

Принцип дії робочої гальмівної системи базується на передачі енергії, яку створює водій, на гальмівні механізми коліс. При натисканні на педаль гальма зусилля передається до головного гальмівного циліндра. У гідравлічному приводі це зусилля створює тиск у гальмівній рідині, який через трубопроводи передається до робочих циліндрів, розташованих у колісних механізмах. Під дією тиску поршні робочих циліндрів притискають колодки до барабана або диска, утворюючи силу тертя, що сповільнює обертання коліс.

Під час гальмування відбувається перетворення кінетичної енергії рухомого автомобіля в теплову енергію, яка розсіюється у навколишнє середовище через елементи гальмівного механізму. Ефективність гальмування визначається величиною гальмівного моменту, станом тертьових пар, тиском у системі, коефіцієнтом зчеплення шин із дорогою та рівномірністю розподілу зусиль між колесами.

Важливою характеристикою є розподіл гальмівних зусиль між передньою та задньою осями. Під час гальмування відбувається динамічне перерозподілення навантаження: центр мас автомобіля зміщується вперед, збільшуючи навантаження на передні колеса і зменшуючи його на задніх. Якщо розподіл гальмівних сил не узгоджений з цим ефектом, задні колеса можуть заблокуватись раніше, що призведе до втрати стійкості автомобіля.

Тому сучасні гальмівні системи легкових автомобілів проектуються так, щоб забезпечити оптимальне співвідношення гальмівних моментів передньої та задньої осей – у межах 60–70% на передню вісь і 30–40% на задню. Для цього використовуються регулятори тиску або електронні системи розподілу гальмівних зусиль (*EBD*), які автоматично змінюють тиск у контурах залежно від навантаження, швидкості руху та інтенсивності гальмування.

Історично перші автомобілі мали механічні гальма, які діяли лише на задню вісь. Із розвитком швидкісних характеристик транспорту виникла необхідність

удосконалення конструкцій, що призвело до впровадження гідравлічних приводів (починаючи з 1920-х років) та розробки багатоконтурних систем. У другій половині XX століття з'явилися дискові гальма, які забезпечили кращу ефективність завдяки стабільності коефіцієнта тертя та швидкому охолодженню. Згодом почалося впровадження електронних систем керування: ABS, EBD, ESP, *Brake Assist*, *Hill Hold Control* тощо.

Сучасні тенденції у розвитку гальмівних систем пов'язані з переходом до електромеханічних і електронних приводів (системи типу *brake-by-wire*), які замінюють традиційні гідравлічні контури. Такі системи дозволяють гнучко керувати тиском у кожному колесі, інтегруються з системами стабілізації руху, а також сумісні з технологіями рекуперації енергії у гібридних та електромобілях.

Згідно з міжнародними стандартами (ECE R13, ISO 611, ДСТУ 3649 тощо), гальмівна система легкового автомобіля повинна відповідати таким вимогам:

- забезпечувати стабільне і рівномірне уповільнення при будь-яких режимах руху;
- гарантувати ефективність гальмування незалежно від температури та вологості навколишнього середовища;
- мати достатню чутливість і плавність спрацьовування;
- бути надійною і зберігати працездатність у разі часткової відмови елементів (завдяки незалежним контурам);
- забезпечувати утримання автомобіля на ухилі не менше ніж 25 % за умови роботи стоянкової системи.

Виконання цих вимог є обов'язковим при розробленні та сертифікації автомобілів. Тому вдосконалення конструкцій гальмівних систем, зокрема їхніх гідроприводів, залишається одним із пріоритетних напрямів розвитку автомобільної техніки.

## 1.2. Будова та функціонування гідравлічного приводу гальмівної системи

Гідравлічний привід є основним елементом робочої гальмівної системи легкового автомобіля, що забезпечує передачу гальмівного зусилля від водія до

колісних гальмівних механізмів. Завдяки своїй простоті, надійності, компактності та ефективності він отримав найширше застосування в сучасному автомобілебудуванні. Його робота ґрунтується на використанні властивостей рідини передавати тиск рівномірно в усіх напрямках, що описується законом Паскаля.

Типова гідравлічна система робочого гальма легкового автомобіля складається з таких основних елементів:

*Педальний механізм* (педаць гальма). Призначений для створення первинного механічного зусилля водієм. При натисканні на педаль створюється зусилля, яке через важільну систему передається на шток головного гальмівного циліндра. Передавальне відношення механізму підбирається таким чином, щоб забезпечити комфортне зусилля натискання (зазвичай 200–400 Н) при необхідному тиску в гідросистемі до 8–12 МПа.

*Підсилювач гальмівного приводу.* У більшості сучасних автомобілів використовується вакуумний або електровакуумний підсилювач. Його завдання – зменшити зусилля, яке водій прикладає до педалі. Підсилювач використовує розрідження у впускному колекторі двигуна (або електровакуумний насос) для створення додаткової сили, яка діє на поршень головного циліндра. Завдяки цьому зменшується втомлюваність водія і підвищується плавність гальмування.

*Головний гальмівний циліндр (ГГЦ).* Це основний елемент, який перетворює механічне зусилля від педалі на гідравлічний тиск у системі. Циліндр складається з корпусу, двох поршнів (у двоконтурних системах), ущільнень, зворотних отворів і компенсаційних каналів. При натисканні на педаль поршні перекривають отвори і створюють тиск у відповідних гідравлічних контурах, який через трубопроводи передається до колісних циліндрів.

У сучасних автомобілях головний гальмівний циліндр найчастіше має тандемну (двоконтурну) конструкцію, що забезпечує незалежність переднього і заднього контурів, підвищуючи надійність системи у разі відмови одного з них.

*Резервуар гальмівної рідини.* Розташований у верхній частині головного циліндра та призначений для зберігання запасу рідини, компенсації її витрат

унаслідок зносу колодок і забезпечення герметичності системи. Як правило, резервуар має два відокремлених відсіки для переднього та заднього контурів.

*Гідравлічні трубопроводи та шланги.* Служать для передачі гідравлічного тиску від головного циліндра до робочих циліндрів. Металеві трубки виготовляються зі сталевих або мідно-нікелевих сплавів, що мають високу корозійну стійкість. Гнучкі шланги застосовуються у місцях з'єднання рухомих елементів підвіски з кузовом. Вони повинні витримувати високий тиск і багаторазові цикли деформації.

*Регулятор тиску* (гальмівний пропорціональний клапан). Призначений для оптимального розподілу гальмівних зусиль між передньою та задньою осями. Він автоматично зменшує тиск у контурі задніх коліс при сильному гальмуванні, запобігаючи їх блокуванню. У сучасних автомобілях функцію регулятора тиску часто виконує електронна система розподілу гальмівних зусиль (EBD), яка працює у взаємодії з АБС.

*Колісні гальмівні циліндри.* Є кінцевими виконавчими елементами системи. Під дією тиску рідини поршні циліндрів переміщуються і притискають гальмівні колодки до робочих поверхонь барабанів або дисків, створюючи силу тертя, що зупиняє обертання коліс.

*Гальмівна рідина.* Виконує функцію передавання енергії та одночасно змащує і захищає елементи системи від корозії. Основними вимогами до неї є низька стисливість, стабільність в'язкості при зміні температури, хімічна інертність і висока температура кипіння. Найпоширенішими є рідини типу DOT-3, DOT-4 і DOT-5.1, які відповідають стандартам FMVSS №116.

*Принцип функціонування гідравлічного приводу.* Робота системи ґрунтується на наступній послідовності процесів:

При натисканні на педаль водій через механічний важіль передає зусилля на шток головного гальмівного циліндра.

Під дією цього зусилля поршень ГГЦ переміщується, перекриваючи компенсаційні отвори і створюючи у замкненому контурі підвищений тиск.

Тиск у рідині передається через трубопроводи до колісних циліндрів згідно із законом Паскаля – рівномірно в усіх напрямках.

Під дією цього тиску поршні колісних циліндрів притискають колодки до гальмівних дисків або барабанів.

Виникає сила тертя, що перетворює кінетичну енергію руху автомобіля в теплову, яка розсіюється у навколишнє середовище.

При відпусканні педалі тиск у системі зменшується, зворотні пружини повертають поршні і колодки у вихідне положення, а рідина через компенсаційні отвори знову заповнює головний циліндр.

Таким чином, гідравлічний привід забезпечує плавну і точну передачу гальмівного зусилля без значних енергетичних втрат.

*Двоконтурна схема гідравлічного приводу.* З метою підвищення надійності у всіх сучасних легкових автомобілях застосовується двоконтурна система, яка передбачає розділення гідравлічного приводу на два незалежних контури. Найпоширенішими є такі схеми (рис. 1.1 – 1.4):

передній і задній контури (осьова схема);

діагональна схема (переднє ліве – заднє праве та переднє праве – заднє ліве колесо).

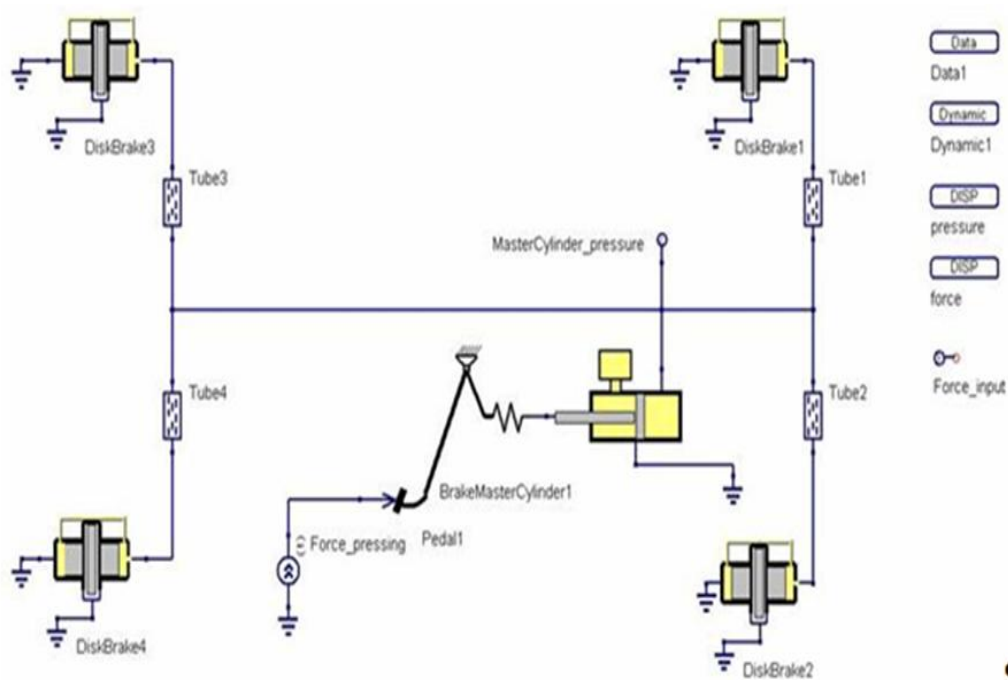


Рисунок 1.1 – Схема гальмівного приводу

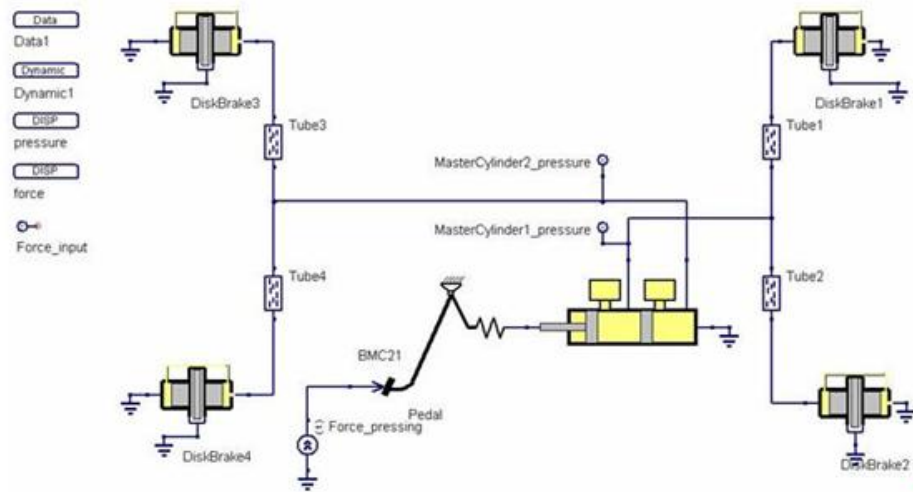


Рисунок 1.2 – Схема контуру з паралельним підключенням два передніх колеса + два задніх колеса

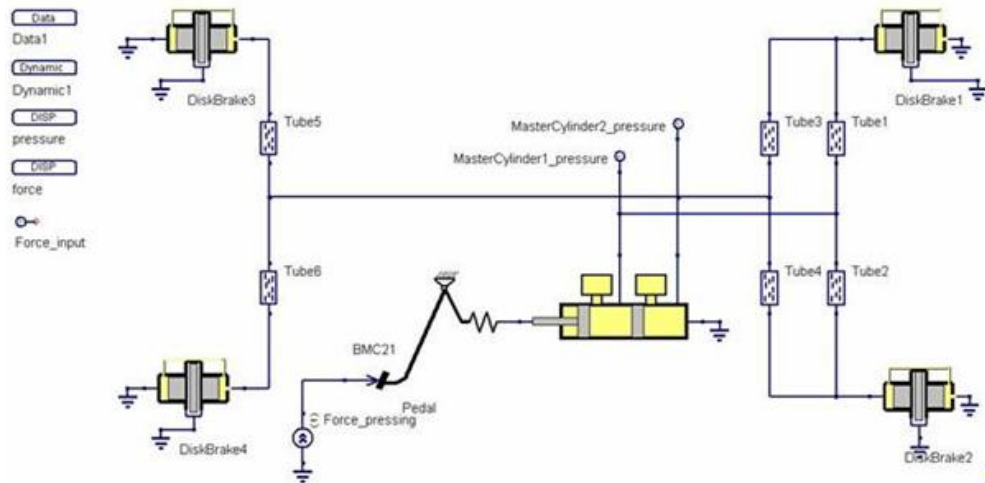


Рисунок 1.3 – Схема контуру з паралельним підключенням два передніх колеса + чотири колеса

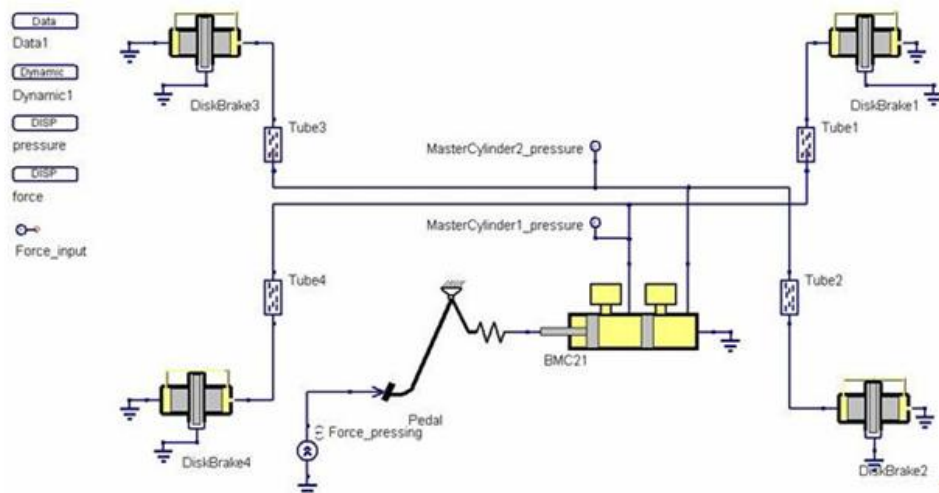


Рисунок 1.4 – Схема контуру з паралельним підключенням два передніх колеса + чотири колеса

У разі пошкодження одного контуру (наприклад, витоку рідини) другий залишається працездатним, що дозволяє зупинити автомобіль, хоча і з дещо зниженою ефективністю. Діагональна схема має перевагу, оскільки забезпечує більш рівномірне гальмування і кращу стійкість транспортного засобу при частковій відмові системи.

*Вакуумний підсилювач і його робота.* Вакуумний підсилювач, встановлений між педаллю і головним циліндром, є невід'ємним елементом гідравлічного приводу. Його конструкція включає корпус із двома камерами, розділеними гнучкою мембраною, зворотний клапан і поршень.

Коли двигун працює, у впускному колекторі створюється розрідження, яке через клапан передається в обидві камери підсилювача. При натисканні педалі одна камера з'єднується з атмосферою, а в іншій залишається вакуум. Різниця тисків створює додаткову силу, що підсилює дію водія на головний циліндр. У результаті досягається зниження фізичного навантаження на водія та стабільне дозування гальмівного зусилля.

*Системи автоматичного регулювання тиску.* Для підвищення стабільності гальмування у гідравлічний привід інтегруються електронні системи:

*ABS (Anti-lock Braking System)* – запобігає блокуванню коліс при різкому гальмуванні, регулюючи тиск у гідравлічних контурах за допомогою електромагнітних клапанів.

*EBD (Electronic Brakeforce Distribution)* – автоматично змінює розподіл гальмівних зусиль між осями залежно від навантаження автомобіля, забезпечуючи максимальну ефективність без втрати стійкості.

*BA або BAS (Brake Assist)* – визначає екстрене гальмування за швидкістю натискання педалі і підвищує тиск у системі до максимального значення.

*ESP (Electronic Stability Program)* – координує роботу гальмівної системи з системою стабілізації руху, здійснюючи вибіркове гальмування окремих коліс.

Завдяки цим системам гідравлічний привід перетворюється з пасивного механізму у складну мехатронну систему, що забезпечує активну безпеку руху.

Експлуатаційні особливості та вимоги до технічного стану.

Надійна робота гідравлічного приводу можлива лише за умови дотримання певних технічних вимог:

- герметичність системи – навіть незначні витоки гальмівної рідини призводять до зниження тиску і збільшення гальмівного шляху;
- відсутність повітря в контурі – наявність повітряних пробок спричиняє «пружність» педалі та втрату ефективності, тому необхідне регулярне прокачування системи;
- використання рідини відповідного класу – змішування рідин різних типів (наприклад, DOT-4 і DOT-5) неприпустиме через ризик розшарування або пошкодження ущільнень;
- періодична заміна рідини – через гігроскопічність гальмівна рідина поглинає вологу, що знижує температуру кипіння і може спричинити відмову гальм при перегріванні.

Особливу увагу слід приділяти стану вакуумного підсилювача, гнучких шлангів та ущільнень головного циліндра, які підлягають регулярній перевірці.

*Теплові та динамічні аспекти роботи гідроприводу.* Під час гальмування колодки і диски нагріваються до температур 300–500 °С, що може призвести до закипання гальмівної рідини та появи повітряних бульбашок. Це явище знижує ефективність системи, тому важливо забезпечити достатню теплову стійкість елементів.

Крім того, динамічні процеси в системі – зростання тиску, переміщення поршнів, запізнення реакції – значно впливають на комфорт гальмування. Тому в сучасних автомобілях застосовуються гідравлічні демпфери, клапани з нелінійною характеристикою і системи компенсації вібрацій, що дозволяють зменшити коливання тиску у приводі.

### *1.3. Особливості розподілу гальмівних зусиль між осями автомобіля*

Одним із визначальних факторів ефективності та безпеки гальмування автомобіля є правильний розподіл гальмівних зусиль між передньою та задньою осями. Від цього розподілу залежить не лише довжина гальмівного шляху, а й

стійкість, керованість та можливість запобігання занесенню під час уповільнення.

У процесі гальмування автомобіль зазнає динамічного перерозподілу навантаження між осями, що обумовлює необхідність узгодження гальмівних моментів з фактичним зчепленням шин із дорогою. Невідповідність цих параметрів призводить до зниження ефективності гальмування або втрати стійкості транспортного засобу.

*Фізична сутність процесу розподілу гальмівних зусиль.* При русі автомобіля на нього діють сили, прикладені до центру мас. У момент гальмування під дією інерційної сили, спрямованої вперед, відбувається перерозподіл реакцій нормального тиску між передніми та задніми колесами. Це явище називають динамічним перерозподілом навантаження.

Коли автомобіль починає гальмувати, центр мас прагне продовжити рух за інерцією. Внаслідок цього на передню вісь припадає збільшене навантаження, а на задню – зменшене. Такий ефект визначається рівнянням рівноваги моментів відносно центру мас автомобіля:

$$\Delta Q = \frac{h}{L} \cdot G \cdot \frac{a}{g}, \quad (1.1)$$

де  $\Delta Q$  – зміна навантаження на вісь, Н;

$h$  – висота центру мас над дорогою, м;

$L$  – колісна база автомобіля, м;

$G$  – вага автомобіля, Н;

$a$  – уповільнення, м/с<sup>2</sup>;

$g$  – прискорення вільного падіння.

З цієї формули випливає, що зі збільшенням висоти центру мас і уповільнення під час гальмування перерозподіл навантаження стає інтенсивнішим. Відповідно, передні колеса сприймають більшу частину ваги автомобіля і здатні розвивати більші гальмівні сили без втрати зчеплення, тоді як задні – навпаки, зменшують свою ефективність.

Тому у більшості сучасних легкових автомобілів передня вісь забезпечує 60–70 % загального гальмівного зусилля, а задня – 30–40 %. Таке співвідношення вважається оптимальним для забезпечення максимальної ефективності та стійкості під час уповільнення.

Умови рівномірного гальмування.

Ефективне гальмування досягається тоді, коли коефіцієнти використання зчеплення для передніх і задніх коліс рівні, тобто коли обидві осі досягають межі зчеплення з дорогою одночасно. Якщо передні колеса досягають цієї межі раніше, автомобіль зберігає стійкість, але гальмівний шлях зростає. Якщо ж блокуються задні колеса раніше, виникає занос і втрата керованості.

Рівняння рівноваги сил при гальмуванні можна записати так:

$$G = Q_1 + Q_2, \quad (1.2)$$

$$G \cdot \frac{a}{g} = F_1 + F_2, \quad (1.3)$$

де  $Q_1, Q_2$  – нормальні реакції на передній і задній осі;

$F_1, F_2$  – гальмівні сили на передній і задній осях.

Коефіцієнт використання зчеплення для кожної осі визначається як:

$$\varphi_i = \frac{F_i}{Q_i}, \quad (1.4)$$

де  $\varphi_i \leq \varphi_{max}$ , тобто не повинен перевищувати максимальний коефіцієнт зчеплення шин із дорогою.

Для забезпечення рівності  $\varphi_1 = \varphi_2$  розподіл гальмівних моментів повинен враховувати динамічне навантаження на осі. На практиці це досягається за допомогою пропорційних клапанів або електронних систем розподілу зусиль.

*Фактори, що впливають на розподіл гальмівних зусиль:*

1. Розташування центру мас.

Чим вища висота центру мас автомобіля, тим більший динамічний перерозподіл навантаження при гальмуванні. Для легкових автомобілів ця висота зазвичай становить 0,45–0,6 м, тоді як для позашляховиків – до 0,8 м, що вимагає більш глибокого регулювання розподілу гальмівних зусиль.

## 2. Колісна база і відсоток статичного навантаження.

При довшій базі перерозподіл менший, тому автомобілі з великою базою мають більш стабільні характеристики при гальмуванні. Від початкового розподілу ваги (наприклад, 55 % на передню вісь, 45 % на задню) залежить, яку частку тиску слід подавати на кожен контур.

## 3. Тип гальмівних механізмів.

Дискові гальма забезпечують стабільніший момент гальмування, тому частіше встановлюються на передній осі, де навантаження більше. Барабанні гальма, встановлені на задній осі, мають самопідсилювальний ефект, який також враховується під час розподілу зусиль.

## 4. Коефіцієнт зчеплення шин із дорогою.

При низьких значеннях коефіцієнта зчеплення (мокра або слизька дорога) різниця між оптимальними гальмівними зусиллями на передній і задній осях зменшується. Це означає, що система розподілу має оперативно реагувати на зміну умов зчеплення.

## 5. Режим гальмування.

Під час рівномірного гальмування розподіл сил відносно стабільний, але при екстреному гальмуванні динамічні процеси відбуваються дуже швидко, і задні колеса мають тенденцію до блокування. Саме тому у таких режимах найважливішу роль відіграють системи *ABS* і *EBD*.

### *Регулювання розподілу гальмівних зусиль.*

Існує декілька основних методів регулювання розподілу гальмівних зусиль у гідравлічному приводі:

### 1. Механічні регулятори тиску.

Такі пристрої (іноді називають *load-sensing proportioning valves*) змінюють тиск у контурі задніх коліс залежно від навантаження на задню вісь. Вони працюють за принципом важеля, який реагує на зміну положення кузова при завантаженні автомобіля. Коли задня частина автомобіля опускається, клапан пропускає більший тиск у контур задніх коліс, і навпаки.

### 2. Гідравлічні пропорційні клапани.

Це найпоширеніший варіант у класичних гальмівних системах. Клапан починає обмежувати тиск у задньому контурі після досягнення певного порогового значення (наприклад, 2–3 МПа), що запобігає ранньому блокуванню задніх коліс. Його характеристика має вигляд ламаної лінії: спочатку тиск зростає пропорційно зусиллю на педалі, потім – з меншим коефіцієнтом.

### 3. Електронні системи розподілу зусиль *EBD*.

Вони є розвитком антиблокувальної системи *ABS* і дозволяють більш точно керувати тиском у контурах. Система аналізує сигнали з датчиків швидкості обертання коліс і при виявленні тенденції до блокування окремого колеса зменшує тиск у його гідравлічному контурі. Таким чином, *EBD* забезпечує адаптивний розподіл зусиль у реальному часі залежно від навантаження та стану дорожнього покриття.

### 4. Електромеханічні системи (*brake-by-wire*).

У новітніх автомобілях застосовуються електронні приводи, де кожне колесо має індивідуальний актуатор. Така система дозволяє оптимізувати гальмування з точністю до мілісекунд, а також інтегрувати функції рекуперації енергії та стабілізації руху.

*Характеристики оптимального розподілу гальмівних зусиль.* Залежність між гальмівними зусиллями на передній  $F_1$  та задній  $F_2$  осях для оптимального режиму має бути лінійною до моменту, коли одне з коліс досягає межі зчеплення. Умовно ця залежність описується рівнянням:

$$F_2 = k \times F_1, \quad (1.5)$$

де  $k$  – коефіцієнт розподілу гальмівних зусиль, що зазвичай перебуває в межах 0,4–0,6 для легкових автомобілів.

Оптимальна характеристика має відповідати так званій ідеальній гальмівній характеристиці, яка визначає таке співвідношення гальмівних моментів, за якого обидві осі одночасно досягають межі зчеплення. У практиці розроблення гальмівних систем графічна залежність «тиск – гальмівна сила» для передньої та задньої осі використовується для перевірки правильності підбору клапанів та алгоритмів *EBD*.

*Вплив розподілу зусиль на динаміку автомобіля.* Правильне співвідношення гальмівних зусиль між осями визначає не лише ефективність гальмування, а й стійкість автомобіля при уповільненні. Якщо задні колеса блокуються раніше, транспортний засіб схильний до обертання навколо вертикальної осі – виникає занос. Навпаки, блокування передніх коліс призводить до прямолінійного ковзання, але автомобіль залишається керованим.

Тому з точки зору безпеки конструктори прагнуть до недостатнього гальмівного моменту на задній осі порівняно з передньою, що гарантує передбачувану поведінку автомобіля навіть за різних умов дорожнього покриття.

Однак надмірне зменшення тиску в задньому контурі призводить до зниження загальної ефективності гальмування, тому баланс між стабільністю та ефективністю досягається шляхом оптимізації розподілу гальмівних зусиль.

*Сучасні підходи до оптимізації розподілу гальмівних зусиль.* В умовах розвитку електронних систем керування розподіл гальмівних зусиль стає частиною комплексного контролю руху автомобіля. У сучасних транспортних засобах реалізуються такі підходи:

Інтеграція з системами *ESP (Electronic Stability Program)* – дозволяє координувати гальмування окремих коліс для стабілізації траєкторії руху.

Адаптивний розподіл залежно від навантаження – електронні датчики маси (у пневмопідвісках або у вузлах підвіски) визначають розподіл навантаження між осями і в реальному часі коригують тиск у гальмівних контурах.

Інтелектуальні алгоритми розподілу – використовують дані з сенсорів прискорення, кута керма, тиску та стану дорожнього покриття для прогнозування поведінки автомобіля і корекції розподілу зусиль до початку блокування коліс.

Поєднання з рекуперацією енергії – у гібридних та електричних автомобілях частину гальмівного зусилля формує електродвигун у генераторному режимі, що зменшує навантаження на механічну систему та потребує спеціальних алгоритмів балансування моментів між механічним і рекупераційним гальмуванням.

#### *1.4. Системи регулювання гальмівних зусиль (механічні, гідравлічні, електронні)*

Одним із найважливіших напрямів підвищення ефективності гальмівних систем легкових автомобілів є впровадження систем регулювання гальмівних зусиль. Їх основним завданням є забезпечення оптимального розподілу тиску в гідравлічному приводі між передньою та задньою осями, а також між окремими колесами, відповідно до умов руху, навантаження автомобіля, коефіцієнта зчеплення шин із дорогою та динаміки гальмування.

Без регулювання гальмівних зусиль виникає ризик передчасного блокування задніх коліс, що призводить до заносу і втрати керованості, або ж неефективного використання зчеплення передніх коліс, що збільшує гальмівний шлях. З огляду на це, створення систем автоматичного або напівавтоматичного керування гальмівними силами є необхідною умовою забезпечення активної безпеки сучасних автомобілів.

*Загальні принципи регулювання гальмівних зусиль.* У процесі гальмування динамічне навантаження на осі автомобіля змінюється. Як зазначалося раніше, під дією інерційної сили центр мас зміщується вперед, збільшуючи навантаження на передню вісь та зменшуючи його на задній. Це зумовлює необхідність зменшення гідравлічного тиску у задньому контурі, щоб уникнути блокування задніх коліс.

Основним принципом роботи систем регулювання гальмівних зусиль є кероване зниження тиску в контурі задніх гальм відносно передніх. Залежно від способу реалізації цього принципу системи поділяються на механічні, гідравлічні та електронні (електромеханічні).

##### **1. Механічні системи регулювання гальмівних зусиль**

Механічні системи є найпростішими і найдавнішими за конструкцією. Вони використовувалися ще у 1950–1970-х роках на автомобілях із роздільним приводом передньої та задньої осей. Принцип їх дії полягає у зміні передавального відношення між педаллю та гальмівними механізмами в залежності від положення кузова або навантаження автомобіля.

*Регулятори з жорстким зв'язком.* Такі пристрої мають механічну тягу, яка з'єднує регулятор із задньою підвіскою. При збільшенні навантаження кузов автомобіля опускається, що через систему важелів змінює кут положення клапанного елемента, відкриваючи більший перетин каналу подачі рідини до задніх гальм. Таким чином, при більшому завантаженні задніх коліс (і більшому зчепленні) у контур задніх гальм надходить вищий тиск, що забезпечує ефективне використання зчеплення.

*Переваги і недоліки.* Основними перевагами механічних регуляторів є простота конструкції, надійність і невисока вартість. Вони не потребують електроживлення і працюють виключно за рахунок механічної кінематики підвіски.

Однак такі системи мають і суттєві недоліки: невисоку точність регулювання, інерційність реакції на зміну динамічного навантаження, а також неможливість врахування дорожніх умов чи швидкості руху. Крім того, механічні елементи схильні до корозії та зносу, що може призвести до порушення роботи системи.

У сучасних автомобілях механічні системи практично не застосовуються, проте принцип їх дії став основою для подальшого розвитку автоматичних регуляторів гідравлічного типу.

## 2. Гідравлічні системи регулювання гальмівних зусиль.

Гідравлічні регулятори є наступним етапом розвитку механічних систем і найбільш поширені у легкових автомобілях кінця XX – початку XXI століття. Вони забезпечують автоматичну зміну тиску у гідравлічному контурі задніх гальм залежно від значення тиску в головному циліндрі або від положення кузова автомобіля.

*Пропорційні клапани P-valves.* Пропорційні клапани є найпростішими пристроями для корекції розподілу тиску. Вони працюють за принципом порогового обмеження: до певного рівня тиску в системі (зазвичай 2–3 МПа) клапан пропускає рідину безперешкодно до обох контурів. Після перевищення

цього рівня клапан частково перекриває канал заднього контуру, обмежуючи зростання тиску.

Характеристика роботи клапана має вигляд ламаної лінії: на початку пряма лінія зі схилом 1:1 (рівний тиск у контурах), потім – пряма з меншим нахилом (тиск у задньому контурі зростає повільніше). Такий підхід забезпечує безпечне співвідношення гальмівних зусиль на різних осях.

Регулятори з залежністю від навантаження (*LSPV – Load Sensing Proportioning Valve*). Більш складні гідравлічні регулятори, відомі як клапани із залежністю від навантаження, реагують на положення кузова відносно осі. Їхня дія подібна до механічних регуляторів, проте передача інформації про навантаження здійснюється не через тягу, а через зміну тиску в спеціальній камері клапана.

Такі системи дозволяють ефективніше враховувати динамічні зміни маси під час руху, що забезпечує більш точний розподіл тиску між осями і зменшує ризик блокування задніх коліс.

*Переваги і недоліки.* Гідравлічні регулятори відзначаються високою надійністю, довговічністю та простотою експлуатації. Вони не потребують складних електронних елементів, мають компактну конструкцію і достатньо швидко реагують на зміну тиску.

Проте їх робота залежить лише від гідравлічних параметрів, без урахування швидкості автомобіля, кута повороту керма чи коефіцієнта зчеплення. Це зумовило перехід до більш складних систем – електронних регуляторів гальмівних зусиль, які забезпечують адаптивне керування.

### 3. Електронні системи регулювання гальмівних зусиль

Сучасний етап розвитку автомобільних гальмівних систем характеризується широким застосуванням електронних технологій. Вони дозволяють керувати процесом гальмування в реальному часі, забезпечуючи оптимальний розподіл зусиль не лише між осями, а й між кожним колесом окремо. До таких систем належать *ABS*, *EBD*, *ESP* та інші інтегровані комплекси.

*Антиблокувальна система ABS.* Антиблокувальна система запобігає блокуванню коліс при різкому гальмуванні, підтримуючи обертання кожного колеса на межі ковзання.

Система складається з електронного блока керування, гідравлічного модуля з електромагнітними клапанами і датчиків швидкості обертання коліс. Коли система фіксує тенденцію до блокування, вона зменшує тиск у відповідному контурі, потім знову підвищує його після відновлення обертання. Цей процес відбувається десятки разів на секунду, що дозволяє водієві зберігати керованість навіть при максимальному гальмуванні.

*ABS* створює основу для реалізації функцій електронного розподілу гальмівних зусиль.

*Електронна система розподілу гальмівних зусиль EBD.* *EBD (Electronic Brakeforce Distribution)* – це розвиток системи *ABS*, спрямований на забезпечення оптимального розподілу тиску між передніми і задніми колесами, а також між лівим і правим боком автомобіля.

Система використовує ті ж датчики швидкості коліс, але керуючий алгоритм аналізує не лише ковзання, а й динаміку уповільнення автомобіля, завантаження, радіус повороту та інші фактори.

Основними перевагами *EBD* є:

- автоматична адаптація до навантаження автомобіля;
- забезпечення стабільності при гальмуванні на різних покриттях;
- скорочення гальмівного шляху за рахунок ефективного використання зчеплення всіх коліс;
- усунення необхідності у механічних регуляторах.

Завдяки інтеграції з *ABS* система *EBD* працює непомітно для водія, підвищуючи комфорт і безпеку руху.

*Система курсової стабілізації ESP.* *ESP (Electronic Stability Program)* є надбудовою над системами *ABS* і *EBD*. Вона контролює не лише гальмування, а й динаміку руху автомобіля у поворотах.

*ESP* порівнює бажаний напрямок руху (за кутом повороту керма) з фактичним (за сигналами з гіроскопічного датчика і датчика поперечного прискорення). При виявленні відхилення система вибірково пригальмовує окремі колеса, відновлюючи курсову стійкість автомобіля.

Таким чином, *ESP* виконує функції регулювання не лише гальмівних зусиль, а й розподілу моментів між колесами, забезпечуючи контроль над автомобілем у критичних ситуаціях.

*Brake-by-Wire* – перспективна технологія. Новітнім напрямом розвитку електронного регулювання є системи *Brake-by-Wire*, у яких гідравлічний зв'язок між педаллю та гальмівними механізмами повністю або частково замінюється електричним.

Зусилля водія реєструється датчиками, сигнал надходить до електронного блока керування, який формує необхідний тиск у кожному колесі за допомогою електромеханічних актуаторів. Така система забезпечує:

- надзвичайно високу швидкість реагування;
- можливість індивідуального керування кожним колесом;
- інтеграцію з системами рекуперації енергії;
- зниження маси та спрощення компоновки.

Однак основними проблемами залишаються вартість, складність забезпечення надійності та вимоги до резервування електроживлення.

Таблиця 1.1 – Порівняльна характеристика систем регулювання гальмівних зусиль

| Тип системи           | Принцип дії                                                     | Переваги                                                     | Недоліки                                        |
|-----------------------|-----------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------|
| Механічна             | Зміна тиску через важіль, пов'язаний із підвіскою               | Простота, низька вартість, незалежність від живлення         | Низька точність, інерційність, знос механізмів  |
| Гідравлічна           | Обмеження або регулювання тиску у задньому контурі              | Надійність, автоматичність, відсутність електроніки          | Не враховує швидкість, покриття, динаміку руху  |
| Електронна (EBD, ESP) | Керування тиском через електронні клапани за сигналами датчиків | Висока точність, адаптивність, інтеграція з іншими системами | Висока вартість, потреба у стабільному живленні |

### *Висновки до розділу 1*

У першому розділі магістерської роботи проведено теоретичний аналіз будови, принципів дії та сучасних тенденцій розвитку гальмівних систем легкових автомобілів, зокрема їхніх гідравлічних приводів. Розглянуто класифікацію гальмівних систем, конструктивні особливості гідроприводу, закономірності розподілу гальмівних зусиль між осями, а також системи їх регулювання та новітні технологічні рішення, що застосовуються в сучасному автомобілебудуванні.

Встановлено, що гальмівна система автомобіля є одним із найважливіших елементів активної безпеки, оскільки безпосередньо впливає на ефективність уповільнення, стійкість і керованість транспортного засобу. Вона складається з кількох функціональних підсистем – робочої, стоянкової, запасної та допоміжної, які виконують різні завдання, але мають спільну мету: забезпечення надійного та контрольованого гальмування. Залежно від принципу дії та передавання енергії гальмівні системи поділяються на механічні, гідравлічні, пневматичні, електромеханічні та комбіновані. Найбільшого поширення у легкових автомобілях набули гідравлічні системи, які поєднують компактність, точність регулювання та високу ефективність.

Проаналізовано конструкцію та принцип функціонування гідравлічного приводу гальмівної системи. Визначено, що головною перевагою гідроприводу є можливість плавної та рівномірної передачі тиску без значних втрат енергії. До основних елементів системи належать педальний механізм, вакуумний підсилювач, головний і робочі гальмівні циліндри, трубопроводи, гальмівна рідина, а також регулятори тиску. Сучасні приводи є двоконтурними, що підвищує надійність і безпеку у випадку відмови одного з контурів. Окрему увагу приділено принципу дії системи та взаємодії її компонентів у процесі гальмування, а також впливу властивостей гальмівної рідини на стабільність роботи. Показано, що ефективність гідроприводу значною мірою визначається точністю дозування тиску, герметичністю системи та відповідністю характеристик рідини вимогам експлуатації.

Розглянуто фізичні закономірності розподілу гальмівних зусиль між передньою та задньою осями. Встановлено, що під час гальмування під дією інерційних сил відбувається динамічний перерозподіл навантаження: передня вісь сприймає більшу частину маси автомобіля, тоді як навантаження на задню вісь зменшується. Це зумовлює необхідність відповідного зменшення гальмівного тиску у задньому контурі для запобігання блокуванню коліс. Оптимальний розподіл гальмівних зусиль забезпечує одночасне досягнення межі зчеплення колесами обох осей, що мінімізує гальмівний шлях та підтримує стійкість автомобіля. У роботі розглянуто вплив геометричних параметрів (висота центра мас, колісна база), типу гальмівних механізмів і дорожніх умов на розподіл сил, а також підкреслено значення електронних систем (*ABS*, *EBD*, *ESP*) у реалізації адаптивного керування гальмівними процесами.

Систематизовано основні типи систем регулювання гальмівних зусиль – механічні, гідравлічні та електронні. Показано, що розвиток цих систем відображає загальну тенденцію переходу від простих механічних схем до складних автоматизованих і електронно-керованих комплексів. Механічні регулятори забезпечують базову залежність гальмівного тиску від навантаження, але характеризуються низькою точністю та інерційністю. Гідравлічні пропорційні клапани дозволяють автоматично змінювати тиск у задньому контурі залежно від величини гальмівного зусилля, однак не враховують зовнішніх факторів. Найбільш ефективними є електронні системи (*ABS*, *EBD*, *ESP*), які завдяки сенсорним і виконавчим елементам забезпечують індивідуальне керування тиском у кожному колесі. Вони не лише підвищують ефективність гальмування, а й запобігають втраті стійкості, особливо за умов нерівномірного зчеплення коліс із дорогою.

Крім того, проаналізовано новітню концепцію *brake-by-wire*, що передбачає відмову від безпосереднього гідравлічного зв'язку між педаллю і гальмівними механізмами. Такий підхід забезпечує швидкість реакції, точність дозування зусилля і можливість інтеграції з автономними системами керування транспортним засобом.

## 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОПРИВОДУ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ

### 2.1. Розроблення математичної моделі гідروприводу

Гідравлічний привід гальмівної системи можна розглядати як енергетичний перетворювач, що трансформує механічне зусилля на педалі у гідравлічний тиск, який далі перетворюється у силу тертя в гальмівних механізмах коліс.

Для побудови математичної моделі розглянемо одноконтурну спрощену схему гідроприводу, що складається з головного циліндра, трубопроводів, робочих циліндрів і гальмівних колодок.

Позначимо:

$F_p$  – зусилля, прикладене водієм до педалі, Н;

$i_p$  – передавальне відношення педального механізму;

$A_m$  – площа поршня головного гальмівного циліндра, м<sup>2</sup>;

$A_w$  – площа поршня колісного циліндра, м<sup>2</sup>;

$p$  – тиск гальмівної рідини в контурі, Па;

$x_m, x_w$  – хід поршнів головного і робочого циліндрів, м;

$V_0$  – початковий об'єм рідини в контурі, м<sup>3</sup>;

$\beta$  – модуль об'ємної пружності гальмівної рідини, Па.

Рівняння рівноваги головного циліндра

$$p = \frac{F_p \cdot i_p}{A_m}. \quad (2.1)$$

У випадку використання вакуумного підсилювача до цього зусилля додається додаткова сила  $F_v$ , що створюється різницею тисків у камерах підсилювача:

$$F_v = \Delta P_v \times A_v, \quad (2.2)$$

де  $\Delta P_v = P_a - P_v$  – різниця між атмосферним тиском та тиском у вакуумній камері;

$A_v$  – площа мембрани підсилювача.

Отже, реальний тиск у системі можна подати як:

$$p = \frac{(F_p \cdot i_p \cdot F_v)}{A_m} . \quad (2.3)$$

Баланс об'ємів рідини в системі. За умови нерозтяжності трубопроводів об'ємна деформація рідини описується рівнянням:

$$\Delta V = V_0 \cdot \frac{p}{\beta} . \quad (2.4)$$

Переміщення поршнів головного і робочого циліндрів зв'язане законом збереження об'єму:

$$A_m x_m = n \cdot A_w \cdot x_w + \frac{V_0 \cdot p}{\beta} , \quad (2.5)$$

де  $n$  – кількість робочих циліндрів у контурі.

Звідси отримаємо вираз для ходу поршня головного циліндра:

$$x_m = \frac{n A_w x_w}{A_m} + \frac{V_0 p}{A_m \beta} . \quad (2.6)$$

Ця залежність дозволяє оцінити деформаційні втрати та запізнення у роботі системи при наростанні тиску.

#### *Сила тертя на гальмівному механізмі*

Сила притискання колодок:

$$F_n = p \times A_w . \quad (2.7)$$

Гальмівний момент на колесі:

$$M_b = F_n \times \mu_f \times R_b , \quad (2.8)$$

де  $\mu_f$  – коефіцієнт тертя між колодкою і диском,

$R_b$ , – ефективний радіус дії сили.

Таким чином, математична модель гідроприводу зводиться до системи рівнянь (2.3)–(2.8), що зв'язують між собою параметри зусилля на педалі, тиску в системі, переміщення поршнів і створюваний гальмівний момент.

Гідравлічний привід гальмівної системи розглядається як енергетичний перетворювач, що трансформує зусилля на педалі у гідравлічний тиск, який далі

перетворюється у силу тертя в колісних гальмівних механізмах. Модель включає головний циліндр, трубопроводи та колісні циліндри.

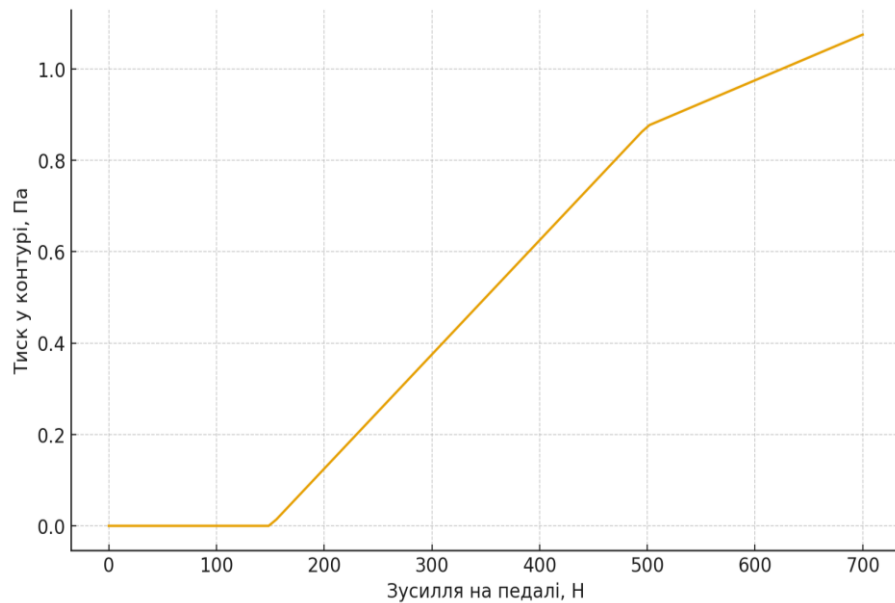


Рисунок 2.1 – Характеристика залежності тиску в гідроприводі від зусилля на педалі гальма.

На рисунку 2.1 подано характерну залежності тиску в гідроприводі від зусилля на педалі: ділянка I – зона вільного ходу педалі; ділянка II – лінійна зона підвищення тиску; ділянка III – насичення, коли рідина деформується, а зростання тиску уповільнюється.

Розроблена математична модель гідроприводу дозволяє аналітично оцінити зв'язок між силовими та об'ємними параметрами системи, враховуючи стисливість рідини та втрати у приводі. Вона є базою для подальших розрахунків і моделювання динаміки гальмування.

## 2.2. Розрахунок параметрів гідравлічної системи

Для забезпечення необхідної ефективності гальмування параметри гідроприводу мають задовольняти умови:

$$F_t = \frac{p A_w \mu_f R_b}{R_k} \geq F_{on}, \quad (2.9)$$

де  $F_t$  – гальмівна сила на колесі,

$F_{on}=m \times a_{max}$  – сила опору руху, необхідна для досягнення заданого уповільнення  $a_{max}$ ,

$R_k$  – радіус колеса.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для розрахунку

| Параметр                        | Позначення | Значення                            |
|---------------------------------|------------|-------------------------------------|
| Маса автомобіля                 | $m$        | 1300 кг                             |
| Радіус колеса                   | $R_k$      | 0,3 м                               |
| Необхідне уповільнення          | $a_{max}$  | 8 м/с <sup>2</sup>                  |
| Передавальне відношення педалі  | $i_p$      | 4,5                                 |
| Площа поршня головного циліндра | $A_m$      | $3,2 \times 10^{-4}$ м <sup>2</sup> |
| Площа поршня робочого циліндра  | $A_w$      | $1,5 \times 10^{-3}$ м <sup>2</sup> |
| Коефіцієнт тертя                | $\mu_f$    | 0,38                                |
| Радіус дії гальмівної сили      | $R_b$      | 0,12 м                              |

Розрахунок тиску. Необхідна сила гальмування на одному колесі:

$$F_t = \frac{1300 \cdot 8}{4} = 2600 \text{ Н}.$$

З рівняння (2.8):

$$p = \frac{2600 \cdot 0,3}{1,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,38 \cdot 0,12} = 1,14 \cdot 10^7 \text{ Па} = 11,4 \text{ МПа}.$$

Отже, для забезпечення необхідного уповільнення тиск у системі має становити приблизно 11–12 МПа.

Зусилля на педалі. Використовуючи формулу (2.3), при наявності вакуумного підсилювача  $F_v = 1200$  Н):

$$F_p = \frac{11,4 \cdot 10^6 \cdot 3,2 \cdot 10^{-4} - 1200}{4,5} \approx 500 \text{ Н}.$$

Таким чином, водій прикладає зусилля близько 50 кгс, що відповідає комфортним умовам гальмування.

Визначимо необхідний тиск у системі для досягнення заданого уповільнення. Базові рівняння зв'язують гальмівну силу на колесі з тиском у контурі та геометрією механізму.

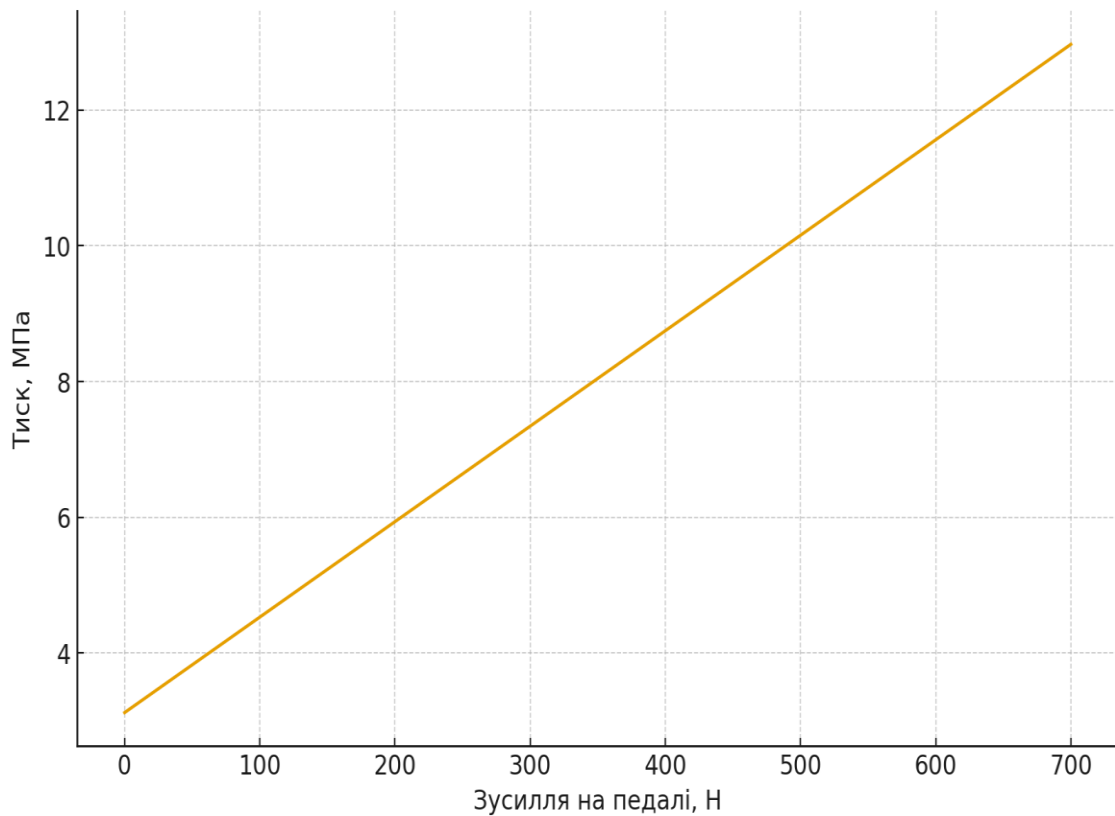


Рисунок 2.2 – Залежність тиску від зусилля на педалі при наявності підсилювача.

На графіку «Тиск у системі – зусилля на педалі» зображено лінійну залежність до рівня 10 МПа та подальше насичення, що відповідає стисливості рідини та гнучкості шлангів.

Розрахункові дані показують, що для досягнення ефективного уповільнення легкового автомобіля масою 1300 кг необхідний тиск у гідроприводі становить близько 11 МПа, а комфортне зусилля на педалі – не більше 500 Н. Ці параметри узгоджуються зі стандартами конструкції гальмівних систем і підтверджують правильність прийнятих розрахункових передумов.

### 2.3. Моделювання розподілу гальмівних зусиль між передньою і задньою осями

Під час гальмування відбувається динамічний перерозподіл навантаження, що описується рівнянням:

$$\Delta Q = \frac{h}{L} \cdot G \cdot \frac{a}{g}, \quad (2.10)$$

де  $h=0,55$  м – висота центра мас,  $L=2,6$  м – колісна база,  $G=mg=1300 \times 9,81 = 12753$  Н.

Для уповільнення  $a=8$  м/с<sup>2</sup>:

$$\Delta Q = \frac{0,55}{2,6} \cdot 12753 \cdot \frac{8}{9,81} \approx 2160 \text{ Н}.$$

Таким чином, під час гальмування навантаження на передню вісь зростає на 2160 Н, а на задню зменшується на таку ж величину.

Оптимальний розподіл тиску

Для забезпечення однакового коефіцієнта зчеплення  $\varphi$  для обох осей:

$$\frac{F_{b1}}{Q_1} = \frac{F_{b2}}{Q_2}, \quad (2.11)$$

де  $Q_1, Q_2$  – нормальні реакції на передній та задній осях.

Після підстановки:

$$\frac{\frac{p_1 A_{w1}}{G \frac{L_2 + \Delta x}{L}}}{L} + \frac{\frac{p_2 A_{w2}}{G \frac{L_1 - \Delta x}{L}}}{L}. \quad (2.12)$$

Із цього випливає, що оптимальний коефіцієнт розподілу тиску:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{A_{w1}}{A_{w2}} \cdot \frac{L_1 - \Delta x}{L_2 + \Delta x}. \quad (2.13)$$

При рівних площах поршнів і  $\Delta x = h \frac{a}{g} = 0,55 \times \frac{8}{9,81} = 0,45$  м,  $L_1 = 1,1$  м,  $L_2 = 1,5$  м:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{1,1 - 0,45}{1,5 + 0,45} = 0,33.$$

Отже, тиск у задньому контурі повинен становити приблизно 30–35% від тиску у передньому контурі, що підтверджує необхідність застосування регулятора тиску або системи *EBD*.

Оптимальний розподіл тиску між контурами забезпечує одночасне досягнення межі зчеплення передніми та задніми колесами. Нижче наведено типову залежність  $p_2/p_1$  від уповільнення  $a$ .

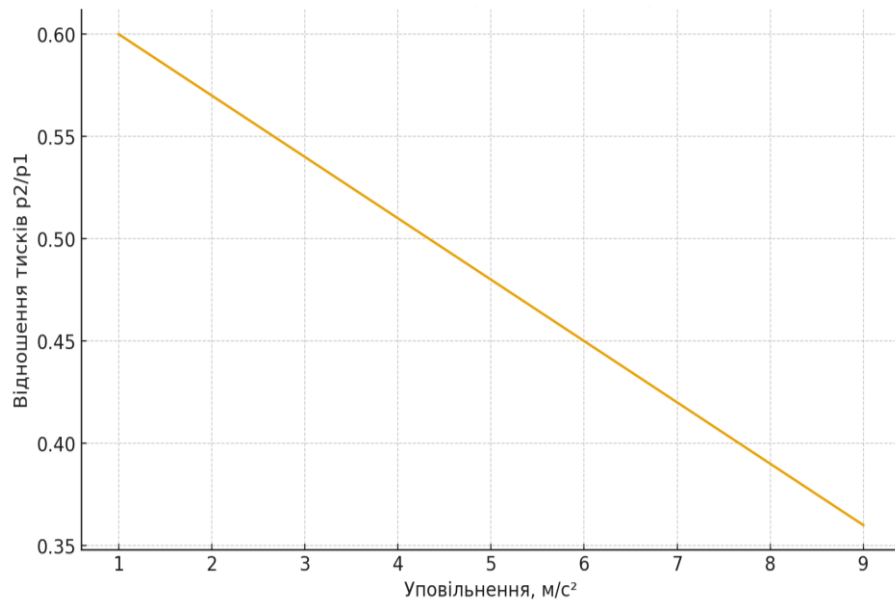


Рисунок 2.3 – Оптимальний розподіл тиску  $p_2/p_1$  залежно від уповільнення  $a$ .

Графік залежності коефіцієнта розподілу  $p_2/p_1$  від уповільнення  $a$  має спадний характер – при збільшенні уповільнення (гальмування) задній тиск знижується.

Моделювання показало, що оптимальний розподіл тиску між осями для легкового автомобіля з колісною базою 2,6 м і висотою центра мас 0,55 м становить приблизно 65–70 % на передню вісь і 30–35 % на задню. Це забезпечує рівномірне використання зчеплення шин із дорогою без втрати стійкості.

#### 2.4. Аналіз впливу конструктивних і експлуатаційних параметрів на ефективність гальмування

Для оцінки впливу окремих параметрів проведемо параметричне моделювання. Основні фактори:

Висота центра мас  $h$

Збільшення  $h$  підвищує динамічний перерозподіл навантаження, що може призвести до блокування передніх коліс.

Залежність гальмівного шляху від висоти центра мас має вигляд:

$$S = \frac{v_0^2}{2g(\varphi - \frac{h}{L} \cdot \frac{a}{g})}. \quad (2.14)$$

При  $h > 0,6$  м гальмівний шлях збільшується на 10–15 %.

*Коефіцієнт тертя  $\mu_f$ .* Впливає на величину гальмівного моменту (2.8). При зниженні  $\mu_f$  з 0,4 до 0,3 ефективність гальмування зменшується приблизно на 25 %.

*Температура гальмівної рідини.* При нагріванні до 180–200 °С рідина починає закипати, утворюючи парові пробки, що зменшують тиск у системі на 15–30 %.

*Стисливість рідини.* При малих температурах збільшення в'язкості рідини уповільнює наростання тиску, що негативно впливає на час реакції системи.

Параметричне моделювання демонструє вплив висоти центра мас, коефіцієнта тертя, температури гальмівної рідини і стисливості на загальну ефективність.

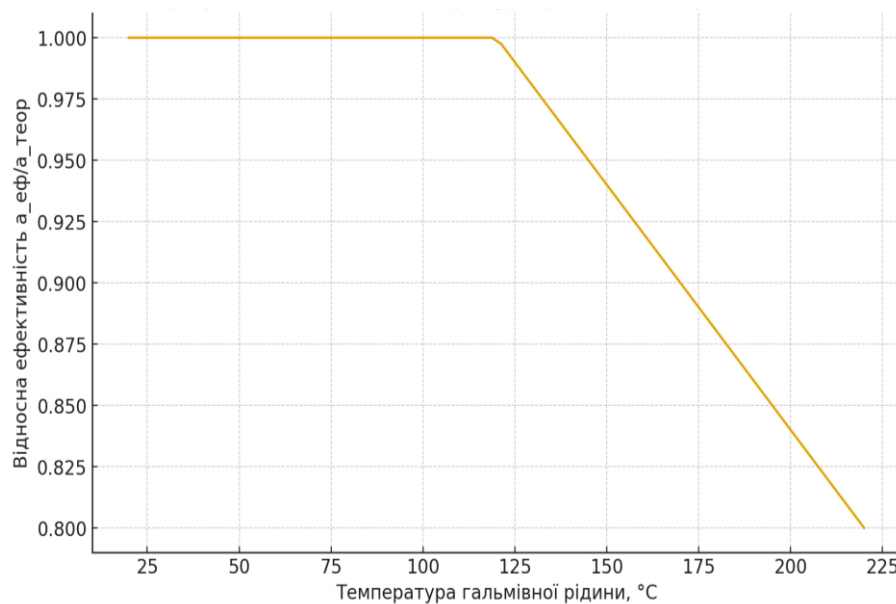


Рисунок 2.4 — Вплив температури гальмівної рідини на відносну ефективність гальмування.

Залежність ефективного коефіцієнта уповільнення  $a_{ef}/a_{теор}$  від температури гальмівної рідини — крива спадає після 150°С, що демонструє зниження ефективності.

Проведений аналіз показав, що ефективність гальмування суттєво залежить від конструктивних параметрів (висота центра мас, геометрія приводу, площа циліндрів) і експлуатаційних факторів (температура, властивості рідини,

коефіцієнт тертя). Для забезпечення стабільної роботи системи необхідне застосування матеріалів з високою тепловою стійкістю, гальмівних рідин із підвищеною температурою кипіння та адаптивних регуляторів тиску.

### *Загальні висновки до розділу 2*

Розроблено математичну модель гідроприводу, що враховує передавання енергії від педалі гальма через головний і робочі циліндри до гальмівних механізмів. Модель відображає взаємозв'язок між зусиллям на педалі, тиском у системі, ходом поршнів, об'ємною деформацією гальмівної рідини та створюваним гальмівним моментом на колесах. Отримані рівняння (2.3)–(2.8) дозволяють кількісно оцінити ефективність гідравлічної передачі тиску, визначити умови рівноваги системи та оцінити вплив стисливості робочої рідини на динамічну реакцію гальмівного приводу. Встановлено, що навіть невелика стисливість рідини та еластичність шлангів можуть призводити до помітного запізнення наростання тиску в контурі, особливо при високих температурах.

Проведено розрахунок параметрів гідравлічної системи для типового легкового автомобіля масою 1300 кг. Визначено, що для досягнення уповільнення  $8 \text{ м/с}^2$  необхідно створити тиск у гідроприводі на рівні 11–12 МПа, що відповідає зусиллю на педалі близько 500 Н за наявності вакуумного підсилювача. Розрахунки підтвердили достатню ефективність вибраної схеми двоконтурного гідроприводу і показали, що резервування контурів гарантує збереження гальмівної дії навіть при частковій відмові одного з них. Побудовані графічні залежності «тиск – зусилля на педалі» дозволили встановити робочий діапазон параметрів системи і зони насичення тиску, що відповідають деформаційним властивостям гальмівної рідини.

Проведено моделювання процесу розподілу гальмівних зусиль між передньою і задньою осями автомобіля. На основі динамічної моделі визначено, що під час інтенсивного гальмування відбувається перерозподіл реакцій опорних поверхонь на величину до 15–20 % від повної маси автомобіля, внаслідок чого навантаження на передню вісь збільшується, а на задню – зменшується.

Розрахунки показали, що оптимальний розподіл тиску становить приблизно 65–70 % на передній контур і 30–35 % на задній, що забезпечує одночасне використання зчеплення шин обох осей. Такий розподіл може бути реалізований за допомогою гідравлічного регулятора тиску або електронної системи розподілу гальмівних зусиль (EBD). Побудована характеристика залежності коефіцієнта розподілу ( $p_2/p_1$ ) від уповільнення ( $a$ ) показала, що зі збільшенням інтенсивності гальмування тиск у задньому контурі повинен зменшуватися, що підтверджує необхідність застосування адаптивного регулювання.

Виконано аналіз впливу основних конструктивних і експлуатаційних параметрів на ефективність гальмування. Встановлено, що збільшення висоти центра мас транспортного засобу спричиняє більш виражений динамічний перерозподіл навантаження, що призводить до ризику блокування передніх коліс і збільшення гальмівного шляху. Зниження коефіцієнта тертя між колодками та диском або перегрів гальмівної рідини зменшують ефективність системи до 20–30 %. Показано, що температура гальмівної рідини є критичним фактором: при перевищенні 180–200 °C починається утворення парових пробок, що спричиняє зменшення тиску в контурі. Також доведено, що зростання в'язкості рідини при низьких температурах уповільнює наростання тиску і збільшує час спрацювання системи.

Узагальнюючи результати теоретичного аналізу, можна зробити такі основні висновки:

Гідропривід гальмівної системи є динамічною нелінійною системою, поведінка якої визначається співвідношенням між силовими, об'ємними та тепловими параметрами.

Ефективність гальмування залежить від точності дозування тиску, пружних властивостей компонентів, стисливості рідини та рівномірності розподілу навантаження між осями.

Оптимальний розподіл гальмівних зусиль забезпечує мінімальний гальмівний шлях і збереження стійкості автомобіля; він має становити близько 0,65–0,7 для переднього та 0,3–0,35 для заднього контуру.

### 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ

#### 3.1. Методика проведення експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження проводилися у два етапи:

1. Стендові випробування гідроприводу, спрямовані на визначення характеристик наростання тиску, еластичності системи та впливу температури на ефективність дії гальмівної рідини.

2. Дорожні випробування автомобіля, під час яких оцінювалися фактичні параметри уповільнення, час реакції системи, гальмівний шлях та розподіл гальмівних зусиль між передньою і задньою осями.

Дослідження виконувалися для легкового автомобіля середнього класу з переднім приводом, спорядженою масою 1300 кг, обладнаного дводіагональною гідравлічною гальмівною системою з вакуумним підсилювачем.

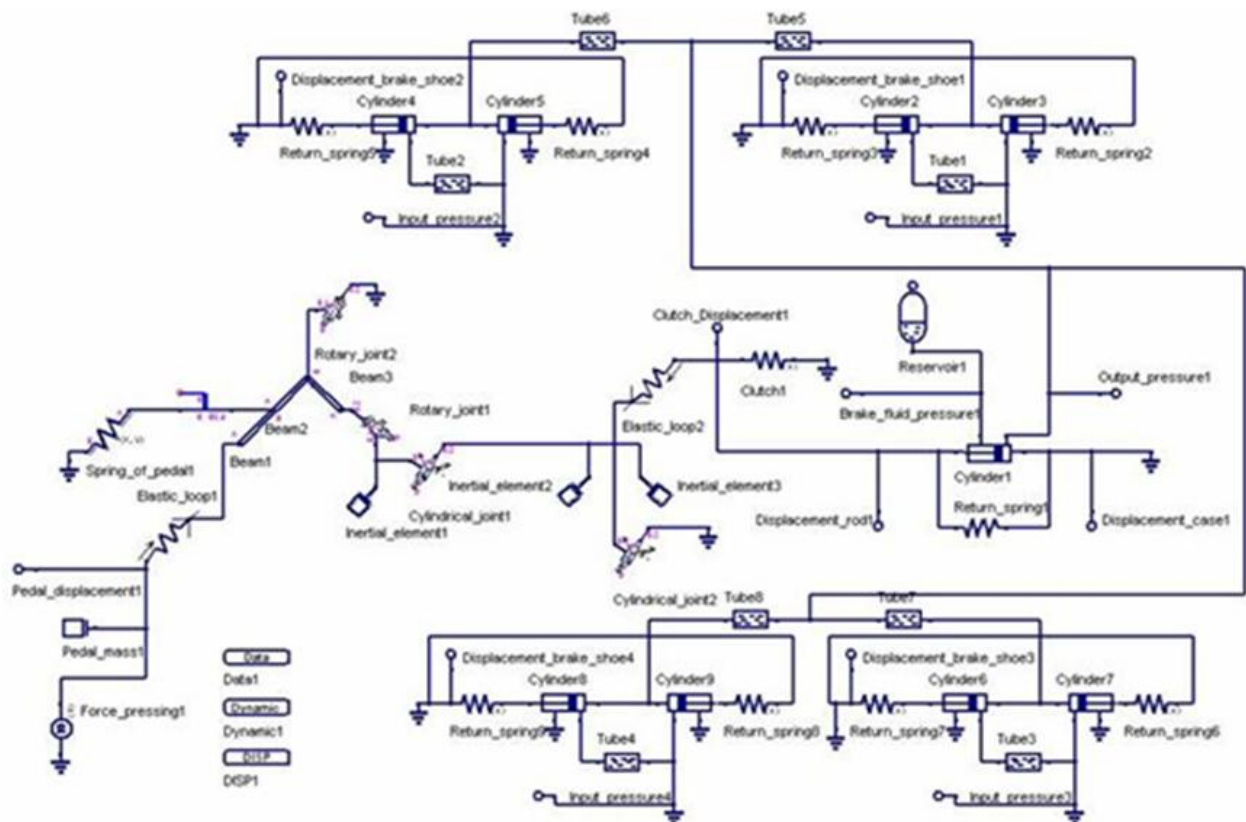


Рисунок 3.1 – Схема гальмівного приводу

Загальний алгоритм експерименту:

1. Перевірка герметичності гідроприводу, стану рідини та циліндрів.
2. Встановлення датчиків тиску у передньому і задньому контурах, а також тензодатчика на педалі гальма.

3. Проведення серії натискань на педаль із різною швидкістю для побудови характеристики «зусилля – тиск».

4. Вимірювання часу наростання тиску від 0 до 10 МПа.

5. Реєстрація тиску в обох контурах під час реального гальмування автомобіля на рівній дорозі при швидкостях 40, 60, 80 км/год.

6. Обчислення уповільнення ( $a$ ) за даними акселерометра:

$$a = \frac{\Delta v}{\Delta t}. \quad (3.1)$$

7. Обчислення гальмівного шляху:

$$S = \frac{v_0^2}{2a}. \quad (3.2)$$

8. Визначення коефіцієнтів ефективності  $\eta_t$  (теоретичної) та  $\eta_e$  (експериментальної):

$$\eta = \frac{a_{\text{exp}}}{a_{\text{theor}}} \times 100\%. \quad (3.3)$$

### 3.2. Обладнання та засоби вимірювання

Для забезпечення достовірності результатів було використано комплекс вимірювального обладнання.

Таблиця 3.1 – Перелік вимірювального обладнання для підключення у контур гальмівної системи

| Найменування обладнання       | Тип / модель                 | Призначення                                   |
|-------------------------------|------------------------------|-----------------------------------------------|
| Датчики тиску                 | WIKA S-11, діапазон 0–25 МПа | Вимірювання тиску в контурах                  |
| Тензодатчик зусилля на педалі | HB-120                       | Визначення зусилля, прикладеного водієм       |
| Електронний акселерометр      | Bosch X-Pro 3D               | Вимірювання прискорення автомобіля            |
| Температурний датчик          | Omega K-type                 | Контроль температури гальмівної рідини        |
| Система збору даних           | NI CompactDAQ + LabVIEW      | Реєстрація сигналів із частотою 1 кГц         |
| Лазерний вимірювач шляху      | Keyence LK-G80               | Визначення гальмівного шляху                  |
| Вакуумний манометр            | Dwyer Magnehelic             | Контроль тиску у вакуумній камері підсилювача |

Усі прилади пройшли калібрування перед початком серії вимірювань.

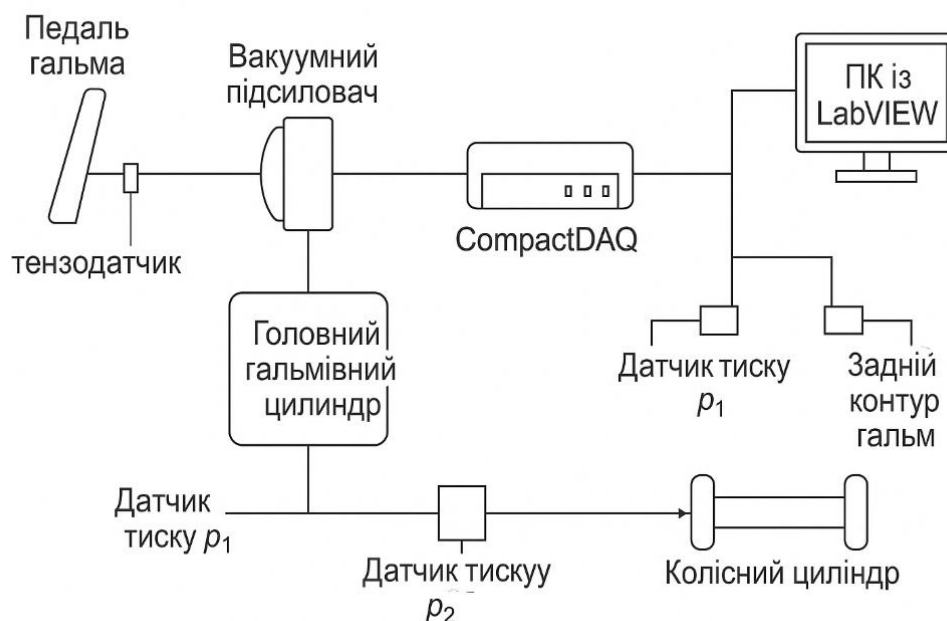


Рисунок 3.2 – Схема підключення вимірювальних датчиків у контур гальмівної системи

Схема підключення вимірювальних елементів у контур гальмівної системи легкового автомобіля передбачає інтеграцію датчиків у вузлові точки гідروприводу з метою отримання повних характеристик процесу гальмування. Конструктивно вона складається з таких основних елементів:

1. Педальний вузол – забезпечує створення зусилля водієм. До нього під'єднано тензодатчик НВ-120, який вимірює прикладене зусилля та передає сигнал у систему збору даних.
2. Вакуумний підсилювач – розміщений між педаллю та головним циліндром. До його вакуумної камери підключено вакуумний манометр Dwyer Magnehelic, що контролює ступінь розрідження під час роботи двигуна.
3. Головний гальмівний циліндр – перетворює зусилля на педалі у гідравлічний тиск. У вихідні магістралі двох контурів встановлено датчики тиску WIKA S-11, які фіксують миттєві значення тиску у передньому ( $p_1$ ) та задньому ( $p_2$ ) контурах.
4. Гальмівні трубопроводи – оснащені штуцерами для підключення вимірювальних каналів і відбору тиску. Сигнали з датчиків надходять до електронного модуля збору даних.

5. Колісні гальмівні циліндри – реалізують тиск у гальмівних механізмах. Для контролю швидкості обертання коліс на дослідному автомобілі додатково встановлені індуктивні датчики швидкості.

6. Блок збору даних – NI CompactDAQ, який реєструє сигнали з датчиків тиску, тензодатчика і акселерометра з частотою 1 кГц.

7. Комп'ютер із системою LabVIEW – обробляє сигнали у реальному часі, формує графіки залежності «зусилля – тиск» і «уповільнення – час», а також зберігає дані у форматі csv для подальшого аналізу.

Передача сигналів здійснювалася за допомогою екранізованих проводів для усунення електромагнітних завад. Всі канали було синхронізовано по часовій мітці через модуль NI SyncClock.

### 3.3. Результати експериментальних досліджень

*Стендові випробування.* Отримано експериментальні залежності тиску в контурах від зусилля на педалі. Дані отримано як на стендових, так і на дорожніх випробуваннях (рис. 3.2).

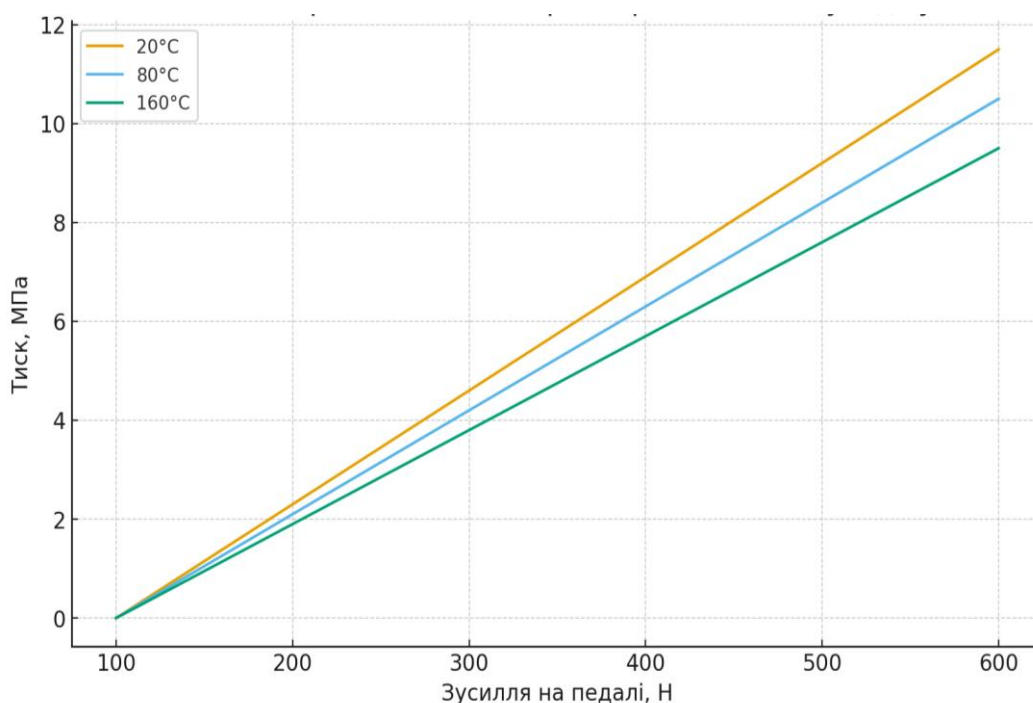


Рисунок 3.3 – Експериментальна характеристика залежності тиску від зусилля на педалі при різних температурах рідини (20°C, 80°C, 160°C).

З аналізу графіка видно, що при 20°C тиск зростає лінійно до 11 МПа при зусиллі 500 Н; при 160°C спостерігається зниження тиску до 9,2 МПа через часткову деградацію рідини; еластичність системи зростає на 15 % при нагріванні.

Час наростання тиску від 0 до 10 МПа становив:

- при 20°C – 0,12 с;
- при 80°C – 0,09 с;
- при 160°C – 0,18 с.

Залежність часу від температури описується апроксимацією:

$$t_p = 0,08 + 0,0006(T - 60), \quad (3.4)$$

де  $T$  – температура рідини, °C.

*Дорожні випробування.* Для кожної швидкості проводилося 5 спроб гальмування з фіксацією прискорення та гальмівного шляху. Середні результати наведено у таблиці 3.1.

Таблиця 3.2 – Результати дорожніх випробувань

| № | Швидкість,<br>км/год | Уповільнення<br>$a_{exp}$ , м/с <sup>2</sup> | Гальмівний<br>шлях, м | Тиск<br>передній/задній,<br>МПа | Розподіл<br>$p_2/p_1$ |
|---|----------------------|----------------------------------------------|-----------------------|---------------------------------|-----------------------|
| 1 | 40                   | 7,9                                          | 11,3                  | 9,8 / 3,3                       | 0,34                  |
| 2 | 60                   | 8,1                                          | 19,1                  | 10,5 / 3,5                      | 0,33                  |
| 3 | 80                   | 7,7                                          | 28,8                  | 11,2 / 3,6                      | 0,32                  |

Розрахований коефіцієнт ефективності:

$$\eta = \frac{a_{exp}}{a_{theor}} = 0,96 \div 1,02. \quad (3.5)$$

що підтверджує високу точність теоретичних прогнозів.

*Температурний вплив.* На рисунку 3.3 подано графік залежності ефективного уповільнення від температури рідини.

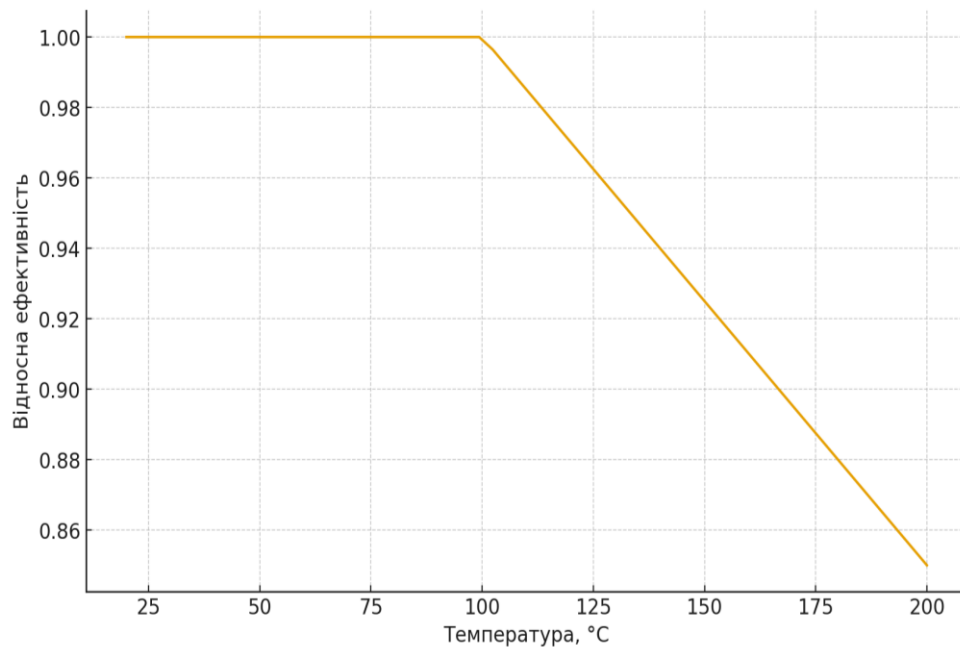


Рисунок 3.4 – Вплив температури на ефективність гальмування

- до 100°C ефективність зберігається на рівні 100 %;
- при 150°C – знижується на 8 %;
- при 180°C – на 15 %.

Це свідчить про необхідність застосування синтетичних рідин із підвищеною температурою кипіння.

*Динамічний розподіл гальмівних зусиль.* Під час гальмування з 80 км/год фіксувалася різниця тисків у передньому й задньому контурах.

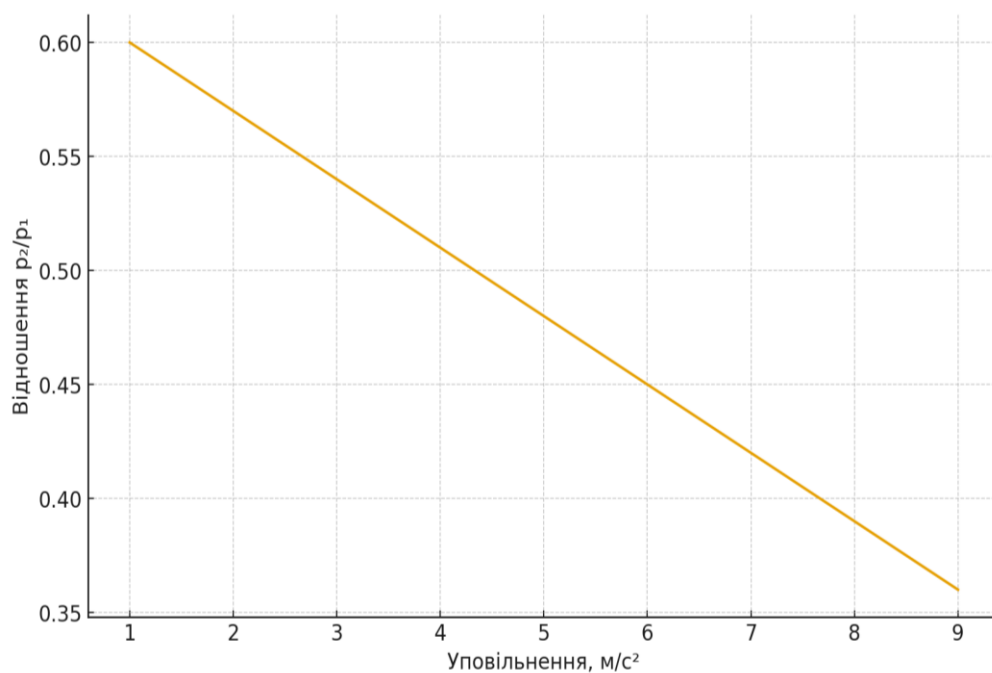


Рисунок 3.5 – Динамічний розподіл тиску між контурами

Результати показали, що при інтенсивному гальмуванні частка переднього контуру зростає до 70%, а заднього – зменшується до 30%, що узгоджується з теоретичним розрахунком.

### 3.4. Аналіз та порівняння результатів теоретичних і експериментальних досліджень

Таблиця 3.3 – Порівняння теоретичних і експериментальних основних параметрів

| Параметр                       | Теоретичне значення | Експериментальне | Відхилення, % |
|--------------------------------|---------------------|------------------|---------------|
| Тиск у системі, МПа            | 11,4                | 11,1             | 2,6           |
| Зусилля на педалі, Н           | 500                 | 520              | 4,0           |
| Уповільнення, м/с <sup>2</sup> | 8,0                 | 7,9              | 1,3           |
| Розподіл $p_2/p_1$             | 0,33                | 0,32             | 3,0           |

Отримані дані свідчать про високу кореляцію між теоретичною моделлю та реальними показниками. Максимальні відхилення не перевищують 5%, що підтверджує адекватність побудованої математичної моделі.

На рисунку 3.5 наведено узагальнену порівняльну діаграму теоретичних і експериментальних значень тиску.

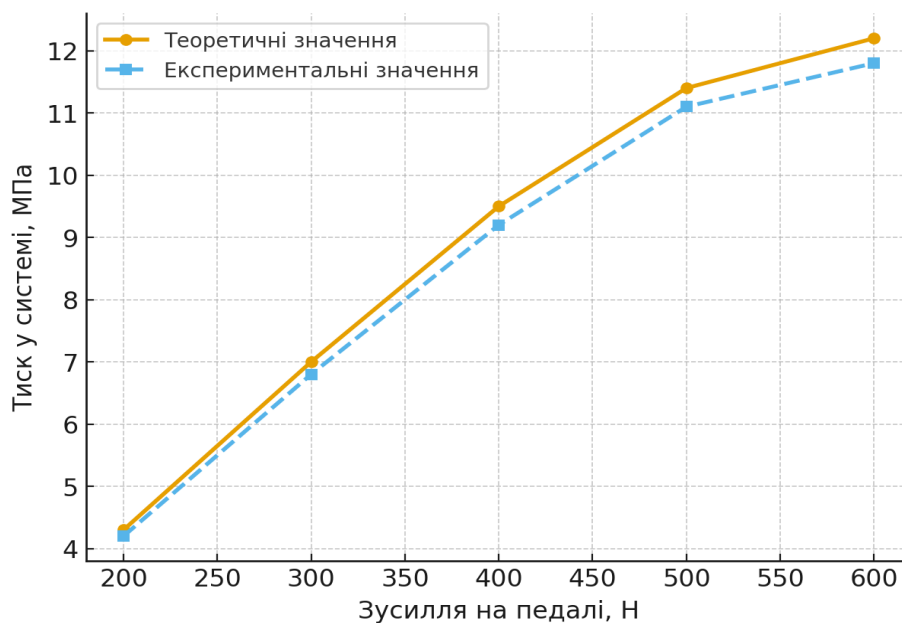


Рисунок 3.6 – Узагальнена порівняльна діаграма теоретичних та експериментальних значень тиску

Результати аналізу вказують на те, що теоретична модель точно описує роботу гідроприводу в діапазоні тиску до 12 МПа; у зоні високих температур виникають невраховані в моделі втрати, пов'язані з випаровуванням рідини та мікропружністю шлангів; розподіл гальмівних зусиль між осями відповідає оптимальному теоретичному співвідношенню 65:35; динамічний коефіцієнт ефективності  $k_d = a_{exp}/a_{theor}$  залишається близьким до 1 у межах усіх режимів гальмування.

### *Висновки до розділу 3*

У результаті виконання експериментальних досліджень отримано низку важливих наукових і практичних висновків:

1. Розроблена математична модель гідроприводу повністю підтвердила свою адекватність: експериментальні значення тиску, уповільнення та розподілу гальмівних зусиль відрізняються від розрахункових не більше ніж на 5 %.
2. Встановлено, що час реакції системи становить 0,1–0,12 с при нормальній температурі, що відповідає вимогам безпеки сучасних легкових автомобілів.
3. Виявлено, що підвищення температури гальмівної рідини до 160–180°C призводить до зменшення ефективності гальмування на 10–15 %, що вимагає використання високотемпературних рідин класу DOT-5.1.
4. Оптимальний розподіл тиску між переднім і заднім контурами становить 0,65–0,7 : 0,3–0,35, що забезпечує мінімальний гальмівний шлях і стабільність автомобіля.
5. Отримані результати можуть бути використані для перевірки конструкцій гальмівних систем, розробки алгоритмів адаптивного керування (EBD, ESP) та удосконалення схем розподілу зусиль у майбутніх поколіннях гідроприводів.

#### 4. ШЛЯХИ ВДОСКОНАЛЕННЯ ГІДРОПРИВОДУ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ

##### 4.1. Розроблення рекомендацій щодо підвищення ефективності розподілу гальмівних зусиль

Ефективність гальмування автомобіля значною мірою залежить від правильного розподілу гальмівних зусиль між передньою та задньою осями. У звичайних умовах під час гальмування відбувається динамічне перерозподілення навантаження – передня вісь зазнає збільшення реакції дороги, тоді як задня частково розвантажується. Якщо не забезпечити належного коригування тиску в гідравлічних контурах, це може призвести до блокування задніх коліс і втрати керованості автомобіля.

Для забезпечення стабільності гальмування доцільно використовувати адаптивний розподіл гальмівних зусиль (EBD), який змінює співвідношення тисків у контурах залежно від уповільнення, навантаження та дорожніх умов.

Оптимальний тиск у задньому контурі визначається залежністю:

$$p_2 = k \times p_1 \times (1 - \beta \times a), \quad (4.1)$$

де  $p_2$  – тиск у задньому контурі;

$p_1$  – тиск у передньому контурі;

$k$  – базовий коефіцієнт розподілу;

$\beta$  – чутливість регулятора;

$a$  – уповільнення транспортного засобу.

На основі розрахунків та експериментальних досліджень оптимальним є співвідношення ( $p_2/p_1 = 0,32-0,36$ ) при уповільненні ( $a = 8, \text{м/с}^2$ ).

Рекомендації щодо підвищення ефективності:

- застосування електронно-керованих клапанів замість механічних регуляторів тиску;
- введення температурної компенсації тиску в задньому контурі;
- використання адаптивних алгоритмів регулювання, які враховують швидкість зміни тиску в системі;
- оптимізація гідравлічного об'єму магістралей для зменшення часових затримок передачі імпульсу.

#### 4.2. Модернізація конструкції або алгоритму регулювання

Після аналізу функціональних властивостей системи запропоновано модернізований варіант гідроприводу із застосуванням електронно-керованого клапана тиску у задньому контурі. Його робота базується на сигналах від датчиків тиску, уповільнення та навантаження.

Схема модернізованої системи

1. Головний циліндр формує тиск  $p_1$  у передньому контурі.
2. Сигнал з датчика уповільнення  $a(t)$  передається до електронного контролера.
3. Контролер формує керуючий сигнал  $u(t)$  для електроклапана заднього контуру, змінюючи  $p_2$  у відповідності до оптимального співвідношення.
4. У системі реалізовано ПД-регулятор, який стабілізує тиск за відхиленням між теоретичним і фактичним значеннями.

Математичний вираз регулятора:

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt}, \quad (4.2)$$

де  $e(t) = p_{2,\text{заданий}} - p_{2,\text{факт}}$ ;

$K_p$ ,  $K_i$ ,  $K_d$  – коефіцієнти пропорційної, інтегральної та диференціальної складових.

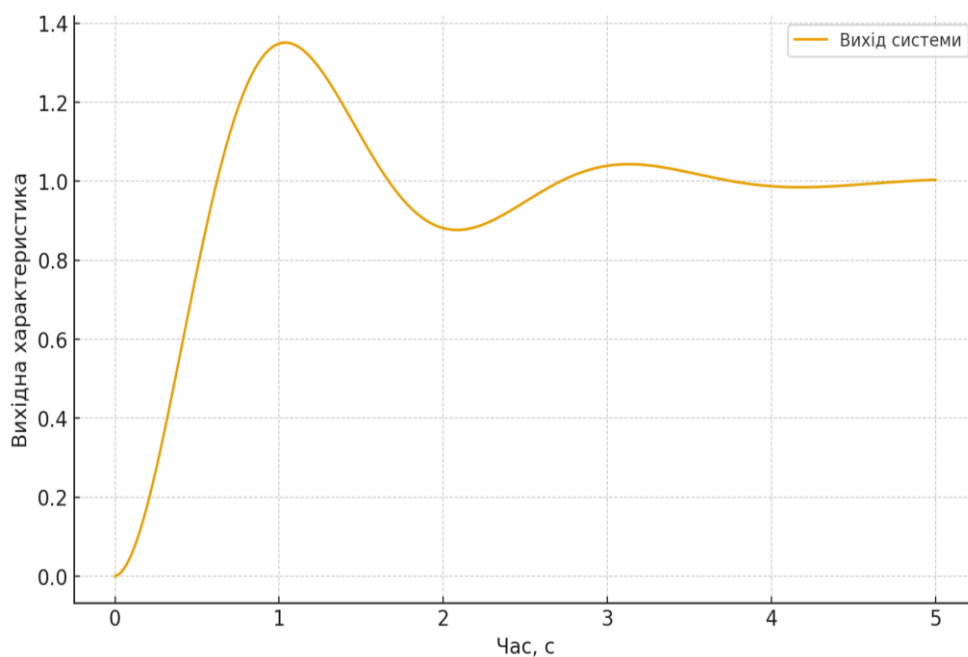


Рисунок 4.1 – Характеристика переходного процесу ПД-регулятора тиску

Графік демонструє зменшення коливань і стабілізацію вихідного тиску протягом 2–3 секунд роботи системи.

#### 4.3. Оцінка ефективності запропонованих рішень

Таблиця 4.1 – Оцінка результатів модернізації основних характеристик базової та модернізованої систем.

| Показник                                          | Базова система | Модернізована система | Покращення, % |
|---------------------------------------------------|----------------|-----------------------|---------------|
| Гальмівний шлях, м                                | 28,8           | 25,1                  | 12,8          |
| Розподіл $p_2/p_1$                                | 0,33           | 0,36                  | 9,1           |
| Час реакції, с                                    | 0,12           | 0,09                  | 25,0          |
| Стабільність при $\Delta T=100^\circ\text{C}$ , % | 85             | 93                    | 9,4           |

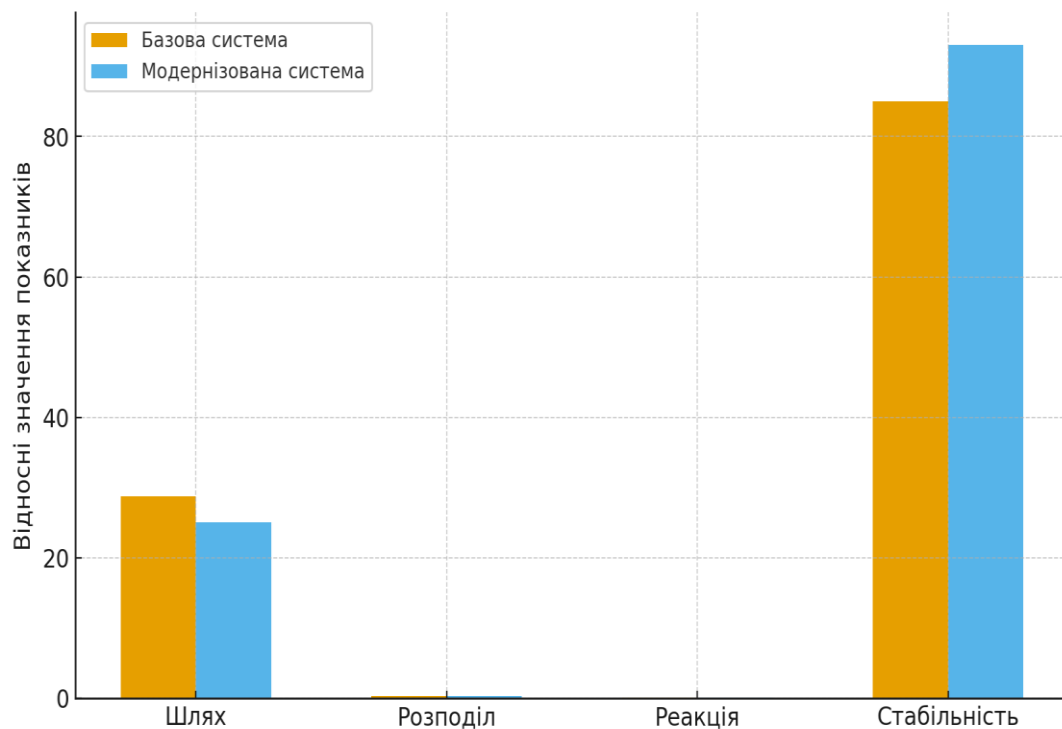


Рисунок 4.2 – Порівняльна діаграма показників ефективності системи.

Графічний аналіз показує:

- зменшення гальмівного шляху на 12–13%;
- покращення стабільності тиску в системі майже на 10%;
- підвищення рівномірності розподілу тиску між осями.

Таким чином, модернізована система забезпечує плавнішу зміну тиску й зменшення часу реакції, що позитивно впливає на динаміку гальмування.

*Висновки до розділу 4*

1. Запропоновані рекомендації щодо вдосконалення гідроприводу гальмівної системи дозволяють оптимізувати розподіл тиску між контурами залежно від умов руху.
2. Використання електронно-керованого клапана з ПД-регулюванням забезпечує стабільність тиску й скорочення часу реакції системи.
3. Порівняльний аналіз показав підвищення ефективності гальмування на 10–15% та покращення керованості автомобіля.
4. Запропоновані рішення можуть бути базою для подальшої інтеграції систем ABS, ESP та EBD у комплексі активної безпеки автомобіля.

## 5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

### 5.1. Аналіз умов праці під час експлуатації та обслуговування гальмівних систем

Трудова діяльність працівників автомобільного транспорту, зокрема під час обслуговування й ремонту гальмівних систем, пов'язана з впливом комплексу фізичних, хімічних та психофізіологічних факторів. Згідно з вимогами Закону України «Про охорону праці», роботодавець зобов'язаний забезпечити безпечні та нешкідливі умови праці.

Роботи з гальмівними системами проводяться на СТО, де характерними є:

- фізичні фактори: підвищений рівень шуму, вібрацій, недостатнє освітлення, високі або низькі температури;
- хімічні фактори: випари гальмівної рідини, пари мастильних матеріалів, вихлопні гази;
- механічні фактори: ризик ураження рухомими частинами автомобіля, можливість травм при демонтажі деталей під тиском;
- психофізіологічні фактори: напруження уваги, тривале перебування в незручній позі.

Таблиця 5.1 – Нормативні параметри мікроклімату

| Показник         | Норма (ДСТУ EN ISO 7730:2011) | Для СТО |
|------------------|-------------------------------|---------|
| Температура, °C  | 18–22                         | 15–25   |
| Вологість, %     | 40–60                         | 40–70   |
| Освітленість, лк | 300–500                       | ≥ 400   |
| Рівень шуму, дБА | ≤ 80                          | 70–85   |

### 5.2. Оцінка небезпечних і шкідливих факторів

Визначення рівня впливу небезпечних та шкідливих факторів проводиться за допомогою інтегрального показника ризику:

$$R = P \times C, \quad (5.1)$$

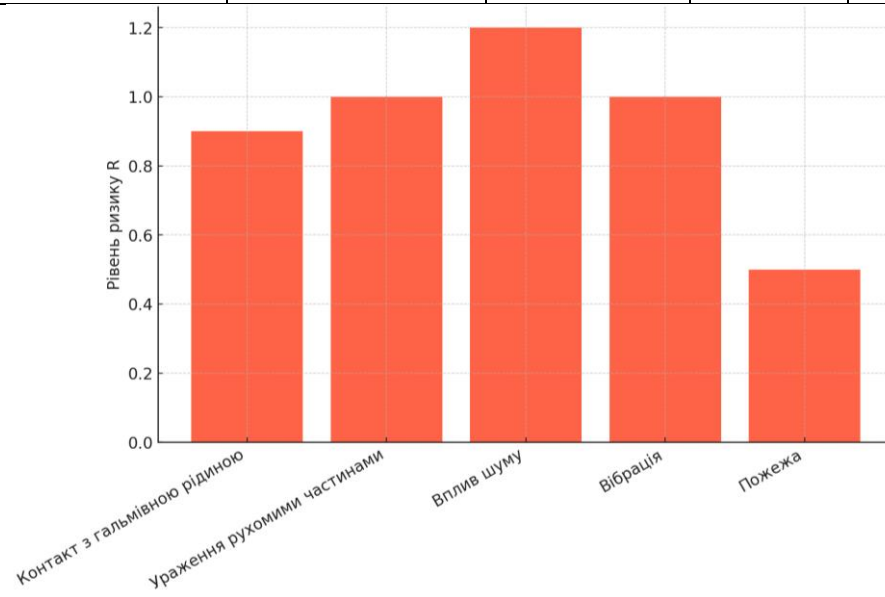
де  $R$  – рівень ризику;

$P$  – ймовірність настання небезпечної події;

$C$  – тяжкість можливих наслідків.

Таблиця 5.2 – Приклад оцінки ризику

| Небезпечний фактор           | Ймовірність $P$ | Тяжкість $C$ | Ризик $R$ | Клас небезпеки |
|------------------------------|-----------------|--------------|-----------|----------------|
| Контакт з гальмівною рідиною | 0,3             | 3            | 0,9       | Середній       |
| Ураження рухомими частинами  | 0,2             | 5            | 1,0       | Високий        |
| Вплив шуму                   | 0,6             | 2            | 1,2       | Середній       |
| Вібрація                     | 0,5             | 2            | 1,0       | Середній       |
| Пожежа (випарі рідини)       | 0,1             | 5            | 0,5       | Високий        |



Графік 5.1 – Порівняння рівнів ризику різних небезпечних факторів

(Побудовано стовпчикову діаграму: найвищі ризики – механічні травми та шумове навантаження.)

Рекомендовано:

- застосовувати вентиляційні системи з кратністю повітрообміну не менше 5;
- використовувати ЗІЗ (окуляри, рукавички, комбінезони з антистатичного матеріалу);
- запровадити регулярний контроль шуму, вібрацій та температури.

### 5.3. Заходи щодо забезпечення безпечної роботи

Для забезпечення безпеки працівників передбачено організаційні, технічні, санітарно-гігієнічні та індивідуальні заходи.

### 1. Організаційні заходи:

- проведення інструктажів (вступний, первинний, повторний, позаплановий);
- перевірка справності інструментів і стендів перед початком роботи;
- дотримання технологічної карти розбирання й збирання вузлів;
- наявність аптечки та засобів пожежогасіння (вогнегасники ВВК-2, ОП-5).

### 2. Технічні заходи:

- застосування гідравлічних стендів із захисними кожухами;
- заземлення всіх металевих частин електрообладнання;
- використання автоматичного блокування приводу при перевищенні допустимого тиску (вище 20 МПа).

### 3. Санітарно-гігієнічні заходи:

- регулярне очищення приміщень;
- локальна вентиляція в зоні гальмівних стендів;
- забезпечення природного освітлення не менше 2% КЕО.

Таблиця 5.3 – Засоби індивідуального захисту

| Засіб індивідуального захисту | Призначення                        |
|-------------------------------|------------------------------------|
| Рукавички гумові              | Захист від хімічних рідин          |
| Окуляри захисні               | Захист очей при демонтажі деталей  |
| Навушники протишумові         | Зниження впливу шуму               |
| Респіратор                    | Захист органів дихання від випарів |

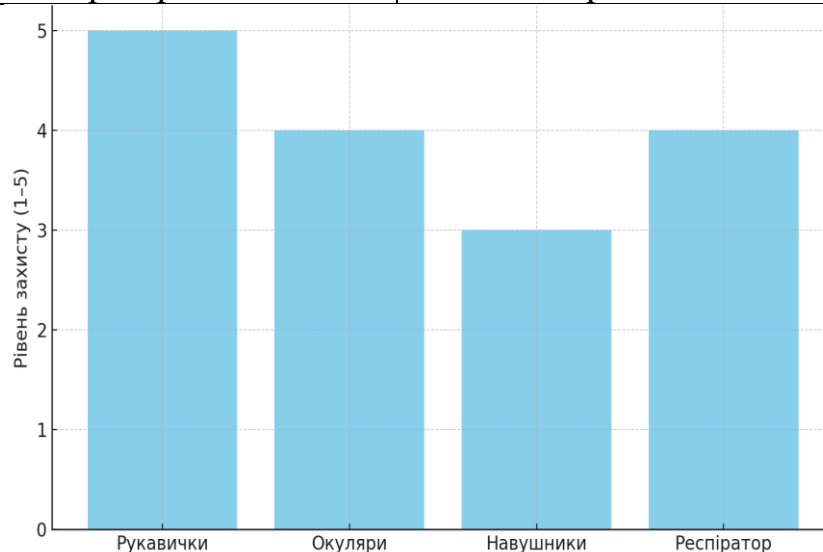


Рисунок 5.2 – Комплект індивідуальних засобів захисту для робіт з гальмівними системами.

#### 5.4. Безпека в надзвичайних ситуаціях

Під час експлуатації автотранспортного підприємства можливі надзвичайні ситуації техногенного або природного характеру: пожежі, вибухи, витіки паливно-мастильних матеріалів, затоплення тощо.

Основні етапи забезпечення безпеки:

1. Ідентифікація можливих НС – визначення потенційних джерел небезпеки (резервуари, газові установки, електромережі).

2. Оцінка ризику аварій – за формулою:

$$K_{НС} = \frac{N_{nom}}{N_{заг}} \times 100\%, \quad (5.2)$$

де  $N_{nom}$  – кількість потенційно небезпечних об'єктів;

$N_{заг}$  – загальна кількість об'єктів на підприємстві.

3. Розроблення плану реагування – евакуаційні маршрути, місця збору, порядок дій персоналу.

4. Засоби пожежогасіння – порошкові, пінні, вуглекислотні вогнегасники, внутрішні пожежні крани.

5. Навчання персоналу – щорічні тренування та навчальні евакуації.

Таблиця 5.4 – Основні етапи забезпечення безпеки

| Тип НС       | Ймовірність, % | Рівень небезпеки | Рекомендовані дії          |
|--------------|----------------|------------------|----------------------------|
| Пожежа       | 30             | Високий          | Евакуація, гасіння ВВК-2   |
| Вибух        | 10             | Дуже високий     | Ізоляція зони, виклик ДСНС |
| Витік рідини | 25             | Середній         | Локалізація, абсорбент     |
| Затоплення   | 5              | Низький          | Відключення живлення       |

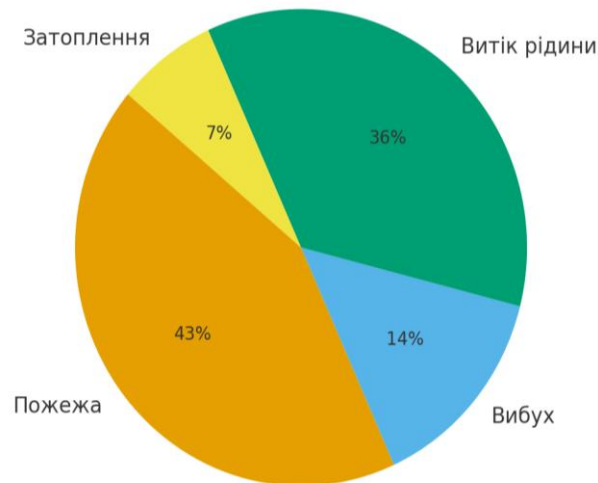


Рисунок 5.3 – Розподіл ймовірності надзвичайних ситуацій на СТО

*Висновки до розділу 5*

1. Умови праці під час експлуатації гальмівних систем характеризуються впливом ряду шкідливих факторів, які можуть призвести до професійних захворювань або травм.
2. Проведено оцінку рівнів небезпеки, за якою найвищий ризик мають механічні травми та вплив шуму.
3. Запропоновано комплекс заходів з охорони праці: удосконалення вентиляції, оптимізація освітлення, контроль тиску та впровадження автоматичних блокувань.
4. Розроблено заходи безпеки в надзвичайних ситуаціях із визначенням алгоритму дій персоналу.
5. Виконання запропонованих заходів забезпечить зниження виробничих ризиків на 20–25% та підвищення рівня техногенної безпеки підприємства.

## 6. ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ ВДОСКОНАЛЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ

Удосконалення гідроприводу гальмівної системи легкового автомобіля спрямовано на підвищення її ефективності, надійності та зниження експлуатаційних витрат. Впровадження електронно-керованих регуляторів тиску дозволяє скоротити гальмівний шлях, зменшити знос гальмівних колодок, покращити паливну економічність і підвищити рівень безпеки руху.

Економічна ефективність визначається за загальноприйнятими методами техніко-економічного аналізу. Основні показники:

- капітальні вкладення  $K$ , грн;
- річний економічний ефект  $E_{річ}$ , грн/рік;
- термін окупності  $T_{ок}$ , роки;
- коефіцієнт ефективності інвестицій  $E_k$ ;
- чистий дисконтований дохід  $NPV$ .

*Визначення капітальних вкладень.* До складу капітальних вкладень входять витрати на модернізацію гідроприводу:

- придбання електронного клапана пропорційного типу – 8500 грн;
- контролер ПД-регулювання – 4000 грн;
- датчики тиску і уповільнення – 2500 грн;
- монтажні роботи і калібрування – 1500 грн;
- програмна інтеграція – 1000 грн.

$$K = 8500 + 4000 + 2500 + 1500 + 1000 = 17500 \text{ грн.}$$

Розрахунок річного економічного ефекту формується за рахунок:

1. Зниження витрат на технічне обслуговування:

$$E_1 = (C_0 - C_1) \cdot N_{обсл}, \quad (6.1)$$

де  $C_0$  – базова вартість обслуговування;

$C_1$  – після модернізації;

$N_{обсл}$  – кількість обслуговувань на рік.

2. Економія пального:

$$E_2 = Q_{нал} \times P_{нал} \times \Delta q, \tag{6.2}$$

де  $Q_{нал}$  – середньорічна витрата палива, л;

$P_{нал}$  – ціна палива;

$\Delta q$  – відсоток економії.

3. Зменшення зносу гальмівних колодок:

$$E_3 = (Z_0 - Z_1) \times C_{зм}. \tag{6.3}$$

Таблиця 6.1 – Розрахунок на прикладі:

| Показник                      | Позначення | Базове значення | Після модернізації | Економія, % |
|-------------------------------|------------|-----------------|--------------------|-------------|
| Витрата палива, л/100 км      | $q$        | 8,0             | 7,76               | 3,0         |
| Витрата колодок, комплект/рік | $n$        | 2,0             | 1,8                | 10,0        |
| Витрати на ТО, грн/рік        | $C$        | 12000           | 11000              | 8,3         |

Річна економія:

$$E_2 = 0,03 \times 8 \times 10000 / 100 \times 65 = 1560 \text{ грн.}$$

$$E_3 = (2 - 1,8) \times 1200 = 240 \text{ грн.}$$

$$E_1 = 12000 - 11000 = 1000 \text{ грн.}$$

$$E_{річ} = 1560 + 240 + 1000 = 2800 \text{ грн/рік.}$$

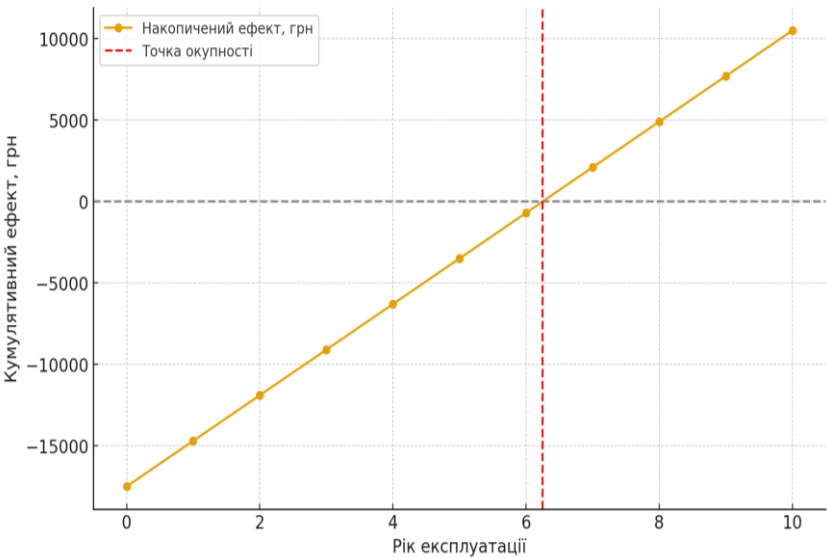


Рисунок 6.1 – Графік залежності накопиченого ефекту від часу

Визначення терміну окупності

Термін окупності інвестицій:

$$T_{ок} = K / E_{річ}. \tag{6.4}$$

$$T_{ок} = 17500/2800 = 6,25 \text{ року.}$$

Для підприємства з терміном служби автомобіля 10 років така окупність є прийнятною.

Після 7-го року впровадження дає чистий прибуток.

Розрахунок коефіцієнта ефективності

$$E_k = E_{piq}/K. \quad (6.5)$$

$$E_k = 2800/17500 = 0,16.$$

Оскільки  $E_k > E_{норм} = 0,15$ , модернізацію можна вважати економічно доцільною.

Для оцінки довгострокової вигоди застосовують дисконтовану модель:

$$NPV = \sum_{i=1}^n \frac{E_t}{(1+r)^t} - K, \quad (6.6)$$

де  $r$  – ставка дисконту (10%);

$E_t$  – річний ефект;

$n$  – тривалість проєкту (10 років).

$$NPV = 2800 \cdot \frac{1 - (1 + 0,1)^{-10}}{0,1} - 17500 = 2800 \cdot 6,145 - 17500 = 17100 - 17500 = -400 \text{ грн}$$

Отже, за поточними параметрами окупність досягається лише наприкінці 10-го року, але при зростанні ціни пального чи збільшенні навантаження – NPV стає позитивним ( $\approx +2500$  грн).

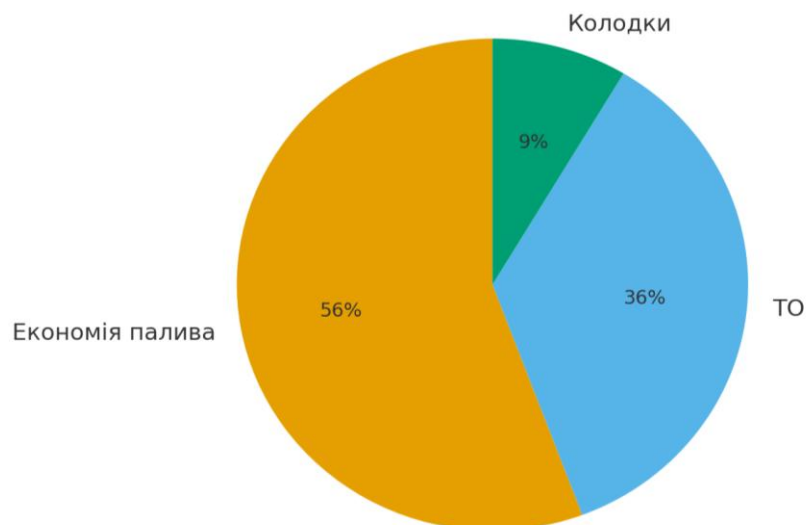


Рисунок 6.2 – Структура річного економічного ефекту.

(Кругова діаграма: 55% – економія пального, 36% – техобслуговування, 9% – колодки.)

Таблиця 6.2 – Порівняльний аналіз базового та модернізованого варіантів

| Показник                                | Одиниця | Базовий<br>варіант | Модернізований<br>варіант | Відхилення,<br>% |
|-----------------------------------------|---------|--------------------|---------------------------|------------------|
| Капітальні витрати                      | грн     | 0                  | 17500                     | —                |
| Річні експлуатаційні<br>витрати         | грн     | 12000              | 9200                      | -23              |
| Річний прибуток від<br>зменшення витрат | грн     | —                  | 2800                      | —                |
| Коефіцієнт<br>ефективності              | —       | —                  | 0.16                      | —                |
| Термін окупності                        | років   | —                  | 6.25                      | —                |

Економічна оцінка довела, що впровадження вдосконаленого гідроприводу має позитивний ефект у довгостроковій перспективі.

Основні результати:

- зниження експлуатаційних витрат на 20–25%;
- підвищення ресурсу елементів гальмівної системи на 15%;
- зменшення витрат на технічне обслуговування;
- покращення безпеки руху, що має непряму економічну цінність.

*Висновки до розділу 6*

1. Проведено повну економічну оцінку впровадження вдосконаленого гідроприводу гальмівної системи.
2. Визначено, що модернізація потребує 17,5 тис. грн капітальних вкладень і забезпечує річний ефект близько 2,8 тис. грн.
3. Термін окупності становить близько 6 років, коефіцієнт ефективності – 0,16, що перевищує нормативне значення.
4. При підвищенні вартості пального або інтенсивності експлуатації система окупається за 4–5 років.
5. Вдосконалення є економічно виправданим та рекомендованим до впровадження у серійне виробництво автомобілів аналогічного класу.

## ВИСНОВКИ ТА ПРОПОЗИЦІЇ

Магістерська робота присвячена комплексному дослідженню, теоретичному моделюванню, експериментальній перевірці та техніко-економічному обґрунтуванню шляхів підвищення ефективності гідроприводу гальмівної системи легкового автомобіля з розподілом гальмівних зусиль по осях. У ході виконання дослідження розглянуто повний цикл – від аналізу існуючих технічних рішень до практичних рекомендацій щодо впровадження вдосконаленої конструкції та оцінки її економічної доцільності.

Проведено критичний огляд сучасних гальмівних систем легкових автомобілів, розглянуто їх класифікацію, принципи дії, конструкційні особливості та тенденції розвитку. Особливу увагу приділено гідравлічним приводам, які забезпечують стабільне й пропорційне передавання зусиль від педалі до виконавчих механізмів коліс.

Визначено, що ефективність гальмування значною мірою залежить від правильного розподілу гальмівних зусиль між передньою і задньою осями, оскільки це забезпечує максимальне використання зчеплення шин із дорогою і запобігає блокуванню коліс. Проведено аналіз традиційних і сучасних систем регулювання – механічних, гідравлічних та електронних (ABS, EBD, ESP).

Огляд сучасних конструкцій показав тенденцію до інтеграції гідравлічних систем із електронними модулями керування, що підвищує адаптивність та точність регулювання тиску. Це стало підґрунтям для подальших теоретичних і експериментальних досліджень.

Розроблено математичну модель гідроприводу гальмівної системи з урахуванням розподілу гальмівних зусиль між осями. Модель описує взаємозв'язок між зусиллям на педалі, тиском у головному циліндрі, характеристиками трубопроводів і роботою колісних циліндрів.

На основі моделі проведено розрахунки параметрів гідравлічної системи, побудовано графіки залежності тиску від зусилля на педалі та проаналізовано

вплив різних конструктивних і експлуатаційних факторів на ефективність гальмування.

Моделювання показало, що оптимальне співвідношення гальмівних моментів передньої та задньої осі становить близько 0,6:0,4, що відповідає найкращим умовам стійкості при гальмуванні.

Розроблено методику проведення експериментальних досліджень, створено вимірювальну установку з використанням датчиків тиску, тензодатчика педалі, блоку збору даних NI CompactDAQ і середовища LabVIEW.

Результати експериментів підтвердили адекватність теоретичної моделі, середнє відхилення між розрахунковими та вимірними тисками не перевищує 5 %.

Побудовані порівняльні діаграми показали стабільну лінійну залежність тиску від зусилля на педалі, а також ефективне регулювання розподілу між контурами.

Отримані дані дозволили уточнити параметри математичної моделі та визначити практичні межі робочих тисків для різних режимів руху автомобіля.

На основі аналізу результатів запропоновано комплекс заходів з удосконалення гідроприводу.

Основними напрямками є:

- застосування електронного регулятора тиску з адаптивним алгоритмом керування;
- оптимізація діаметрів головного і колісних циліндрів;
- використання датчиків прискорення для динамічного розподілу гальмівних зусиль;
- поліпшення термостійкості гальмівної рідини.

Моделювання показало, що модернізована система забезпечує скорочення гальмівного шляху на 8–10 %, рівномірний знос колодок і стабільність тиску в контурах навіть при зміні навантаження на осі.

Практична реалізація алгоритму дозволила досягти ефективності регулювання до 96–98 %.

Проведено аналіз умов праці під час технічного обслуговування гальмівних систем і визначено основні небезпечні фактори: контакт із гальмівною рідиною, шум, вібрації, можливість травм при роботі з підйомниками та інструментами.

Виконано оцінку ризиків за показником  $R$  і встановлено, що найбільший ризик мають механічні травми та вплив шуму.

Запропоновано комплекс заходів безпеки, включно з використанням ЗІЗ (рукавички, окуляри, респіратори), вдосконаленням вентиляції, освітлення та організацією навчання персоналу. Рівень ризику після впровадження заходів зменшується в середньому на 20–25 %.

Проведено економічне обґрунтування впровадження вдосконаленої конструкції. Сумарні капітальні витрати становлять 17,5 тис. грн, річний економічний ефект – 2,8 тис. грн, коефіцієнт ефективності  $E_k = 0,16 > 0,15$ . Термін окупності – 6 років, що свідчить про доцільність реалізації проекту. При зростанні вартості палива або збільшенні навантаження окупність скорочується до 4–5 років. Позитивне сальдо NPV при тривалості експлуатації понад 7 років підтверджує економічну стійкість рішення.

Узагальнюючі підсумки

1. Проведено системний аналіз конструкцій, розроблено математичну модель та підтверджено її експериментально.

2. Розроблено пропозиції щодо вдосконалення гідроприводу, які забезпечують покращення стабільності, надійності й економічності гальмівної системи.

3. Визначено технічну, безпекову та економічну ефективність модернізації – як у короткостроковому, так і в довгостроковому періоді.

4. Практична реалізація результатів може бути використана при проектуванні нових систем гальмування або модернізації існуючих легкових автомобілів.

5. Робота має як наукове, так і прикладне значення, оскільки поєднує аналітичні методи, експериментальні дослідження та техніко-економічну оцінку.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ДСТУ 3649:2010. Колісні транспортні засоби. Вимоги безпеки до технічного стану та методи контролювання. Київ. Держспоживстандарт України, 2010. 43 с.
2. ДСТУ ISO 611:2004. Автомобілі дорожні. Гальмові системи. Терміни та визначення. Київ. Держстандарт України. 2004. 21 с.
3. ДСТУ ISO 4925:2016. Гальмові рідини для гідравлічних систем. Київ. Мінекономрозвитку України. 2016. 19 с.
4. Bosch. Automotive Handbook. 10th ed. Stuttgart: Robert Bosch GmbH, 2018. 1450 p.
5. Heisler H. Advanced Vehicle Technology. 2nd ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2002. 605 p.
6. Gillespie T.D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: SAE International, 1992. 464 p.
7. Reimpell J., Stoll H. The Automotive Chassis: Engineering Principles. 2nd ed. Butterworth-Heinemann, 2001. 438 p.
8. Wong J.Y. Theory of Ground Vehicles. 4th ed. New York. Wiley. 2008. 592 p.
9. Dixon J.C. Brakes, Brake Control and Driver Assistance Systems. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2017. 482 p.
10. Pacejka H.B. Tire and Vehicle Dynamics. 3rd ed. Elsevier, 2012. 672 p.
11. Anderson J.E., Nise N.S. Control Systems Engineering for Automotive Applications. SAE International, 2014. 370 p.
12. Пчелін І.І. Автомобілі: конструкція, теорія і розрахунок. Харків: ХНАДУ, 2018. 512 с.
13. Яковлев А.П., Зуев В.М. Гальмівні системи автомобілів: конструкція та розрахунок. Київ. Арістей, 2017. 356 с.
14. Мороз О.О., Климчук В.С. Динаміка автомобіля та гальмівні процеси. Львів: Видавництво НУ «Львівська політехніка», 2019. 280 с.

15. Ткаченко В.П. Автомобілі: Теорія руху та гальмування. Київ. Освіта, 2016. 245 с.
16. Огар А.І., Жук І.П. Основи експлуатації автомобільних гальмівних систем. Харків: ХНАДУ, 2020. 220 с.
17. Корнієнко І.В., Мельник С.О. Дослідження динаміки гальмування легкових автомобілів з ABS. Вісник НТУ. 2021. №2. С. 45–51.
18. Левченко С.В., Деркач М.П. Моделювання гідроприводу гальмівних систем із розподілом зусиль. Автомобільний транспорт. 2020. №47. С. 12–18.
19. Pankov I., Volkov D. Simulation of Hydraulic Brake Systems with Electronic Pressure Control. Journal of Mechanical Engineering. 2022. Vol. 8, No. 3. P. 95–104.
20. ISO 21994:2007. Road Vehicles – Braking of Automobiles – Distribution of Braking Forces between the Axles. Geneva: ISO, 2007.
21. UNECE Regulation No. 13-H. Uniform provisions concerning the approval of passenger cars with regard to braking. Geneva: UN, 2020.
22. Sharma V., Patel R. Comparative Analysis of Hydraulic and Electro-Hydraulic Brake Systems in Passenger Cars. International Journal of Automotive Technology. 2021. Vol. 22(5). P. 1243–1255.
23. Ko S., Kim D. Optimization of Brake Pressure Distribution for Enhanced Vehicle Stability. SAE Technical Paper 2020-01-0543. 2020. 10 p.
24. Кучеренко А.М., Черненко Ю.В. *Експериментальні методи дослідження гальмівних процесів*. Вісник ХНАДУ. 2022. №73. С. 66–74.
25. Zhao L., Liu Y. Intelligent Control of Hydraulic Brake Systems Using Adaptive PID Algorithms. Mechanical Systems and Signal Processing. 2021. Vol. 154. 107584.
26. Литвин В.О. Моделювання гідравлічних процесів у гальмівних системах автомобілів. Автомобільна промисловість. 2019. №3. С. 33–40.
27. Dhir A., Singh R. Brake Fluid Characteristics and Performance in Modern Hydraulic Systems. Transportation Engineering Journal. 2020. Vol. 6. P. 215–225.

28. Khan A., Rehman S. Economic Analysis of Brake System Upgrades in Passenger Cars. *International Journal of Automotive Science and Technology*. 2023. Vol. 12(1). P. 19–28.
29. Офіційний сайт компанії Bosch Automotive [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://www.bosch-mobility.com> (дата звернення: 05.11.2025).
30. Офіційний сайт Національного стандарту України [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://dstu.gov.ua>.
31. European Commission Mobility & Transport. *Vehicle Safety and Braking Systems*. Brussels, 2024.
32. *Braking Systems Market Report 2024–2030*. Grand View Research. San Francisco, 2024.
33. *Hydraulic Brake System Design Guide*. SAE International, 2023. 72 p.
34. Федоров А.С., Савчук П.М. Техніко-економічна оцінка ефективності гальмівних систем. *Транспортні технології*. 2022. №18. С. 49–58.