

Хмельницький національний університет
Факультет інженерії, транспорту та архітектури
Кафедра трибології, автомобілів та матеріалознавства

Пояснювальна записка до дипломної роботи бакалавра


Галузь знань: 27 «Транспорт»

Спеціальність: 274 «Автомобільний транспорт»

Освітньо-професійна програма: «Автомобільний транспорт»

на тему: «Розробка конструкції стенду для перевірки працездатності
гідропідсилювача гальмівного механізму»

Шифр: КРБАТ 25.22133.000. ПЗ

Виконав: студент 3 курсу, група АТс -22-2  В.В. Яковець

Керівник  д.т.н., проф. О.В. Диха

До захисту допускаю:

Зав. кафедри ТАМ  Диха О.В.

3 06 2025_р.

Хмельницький, 2025 р.

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерії, транспорту та архітектури
Кафедра трибології, автомобілів та матеріалознавства

Освітньо-кваліфікаційний рівень: бакалавр

Галузь знань: 27 «Транспорт»

Спеціальність: 274 «Автомобільний транспорт»

Освітня програма: «Автомобільний транспорт»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав.кафедрою ТАМ

Диха О.В.

" 10 "квітня 2025 р.

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ БАКАЛАВРА

Яковець Владиславу Васильовичу

1. Тема проекту:

«Розробка конструкції стенду для перевірки працездатності гідропідсилювача гальмівного механізму»

керівник проекту: Диха Олександр Володимирович, д.т.н., проф.

Затверджено наказом університету від 7 лютого 2025р. № 23

2. Строк подання студентом проекту на кафедру: 10.06.2025 р.

3. Вихідні дані до проекту:

- 1) Технічні умови на технологію ремонту і ТО гальмівного механізму автомобіля.
- 2) Річна програма ремонту деталей.
- 3) Результати літературного огляду і патентного пошуку.

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

1. Аналіз існуючих конструкцій стендів для перевірки працездатності гальмівного механізму
2. Тяговий розрахунок автомобіля
3. Розробка конструкції випробувального стенду
4. Технологічний процес діагностування і випробувань працездатності гальмівного механізму

5. Консультанти розділів роботи

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

6. Дата видачі завдання: 10 квітня 2025р.

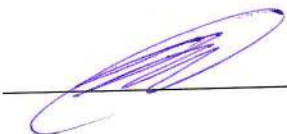
КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Аналіз існуючих конструкцій стендів для перевірки працездатності гальмівного механізму	1.05.2025	
2	Тяговий розрахунок автомобіля	15.05.2025	
3	Розробка конструкції випробувального стенду	25.05.2025	
4	Технологічний процес діагностування і випробувань працездатності гальмівного механізму	5.06.2025	
5	Оформлення пояснювальної записки і презентації	10.06.2025	

Студент

 Яковець В.В.

Керівник роботи

 Диха О.В.

РЕФЕРАТ

Обсяг пояснювальної записки – 79 сторінок, кількість рисунків – 42, таблиць – 5, додатків – 1, кількість джерел згідно із переліком посилань – 14.

Студент гр. АТс-22-2 Яковець В.В.

Тема «Розробка конструкції стенду для перевірки працездатності гідروпідсилювача гальмівного механізму»

Дана кваліфікаційна робота бакалавра присвячена розробці стенда для випробувань вакуумного підсилювача гальм легкового автомобіля, що включає додаткові режими роботи, можливості керування процесом випробувань, інтеграцію з іншими системами та пристроями.





Виконані завдання роботи

1. Аналіз існуючих аналогів стенда що розробляється, принципів їх роботи, переваг та недоліків.
2. Тяговий розрахунок автомобіля.
3. Розробка конструкції стенда для випробувань вакуумного підсилювача гальм легкового автомобіля.
4. Розробка технологічного процесу діагностування стенда для випробувань вакуумного підсилювача гальм легкового автомобіля.
5. Оцінка безпеки та екологічності технічного об'єкту.

Перелік ключових слів: автомобіль, підсилювач гальм, тяговий розрахунок, технологічний процес діагностування гальм

Зміст

Вступ.....	6
1. Аналіз існуючих конструкцій стендів.....	10
1.1. Аналіз аналогів стенда, що розробляється.....	10
1.2. Принцип роботи вакуумного підсилювача гальм.....	10
1.3. Ознаки несправності вакуумного підсилювача гальм.....	12
1.4. Способи перевірки вакуумного підсилювача гальм.....	13
2. Тяговий розрахунок автомобіля.....	15
2.1. Загальні положення.....	15
2.2. Маса автомобіля.....	17
2.3. Аналіз поступального руху автомобіля.....	19
2.4. Сила опору підйому.....	24
2.5. Сила інерції автомобіля.....	25
2.6. Підготовка вихідних даних для тягового розрахунку.....	27
2.7. Тяговий розрахунок автомобіля.....	30
2.8. Порівняння тягово-швидкісних властивостей автомобілів.....	32
2.9. Тягові характеристики автомобіля.....	35
3. Розробка конструкції випробувального стенду.....	39
3.1. Технічне завдання.....	39

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розробка конструкції стенду для перевірки працездатності гідропідсилювача гальмівного механізму					
Розроб.	Яковець							Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевір.	Диха							4	70	
Н.контр.	Бабак							ХНУ,		
Затвер	Диха							гр. АТс-22-2		

3.2. Технічна пропозиція.....	44
3.2.1. Стенд для тестування HP-108п.....	45
3.2.2. Стенд для перевірки F-Sonnox-600I.....	46
3.2.3. Стенд для перевірки SU8437A.....	47
3.3. Конструкція пристрою.....	48
3.4. Інструкція з експлуатації.....	49
4. Технологічний процес діагностування.....	53
4.1. Принцип дії стенду.....	53
4.2. Порядок роботи стенду під час проведення випробувань.....	54
4.3. Випробування підсилювача на ефективність.....	55
5. Безпека та екологічність технічного об'єкта.....	57
5.1. Конструктивно-технологічна характеристика об'єкту.....	57
5.2. Рух автомобіля при повороті.....	58
5.3. Ідентифікація виробничо-технологічних і експлуатаційних професійних ризиків.....	62
5.4. Технічні заходи, які застосовуються для зниження ризиків професійного характеру.....	63
5.5. Функціонування об'єкта у надзвичайних та аварійних ситуаціях.....	65
Висновки	68
Література	69
Додатки.....	71

Вступ

Для автомобілів з поздовжнім послідовним розташуванням силового агрегату можливості створення безпечних зон обмежені і можуть бути реалізовані при збільшенні довжини підкапотного простору, вони мають найбільш сприятливі умови для забезпечення безпечних зон, що деформуються, при малих розмірах підкапотної частини.

Для визначення реакцій, що виникають від дороги на колесо, на всі дванадцять балок рівного опору наклеюються тензометричні датчики, що з'єднуються у вимірювальні мости. Градування тензометричних балочок проводиться перед встановленням на плиту. Потім у процесі випробувань виконуються контрольні градування за допомогою зразкових динамометрів та вантажів.

Пасажиromісткість легкового автомобіля оцінюється максимальним числом пасажирів, що одночасно перевозяться, із забезпеченням необхідної комфортабельності і визначається розмірами салону і розрахунковою міцністю автомобіля. Пасажиroomність на окремих сидіннях, включаючи переднє, залежить від ширини салону в зоні їх розташування. Пасажиromісткість заднього сидіння пов'язана з розташуванням його по довжині бази щодо колісних ніш задньої осі. На автомобілях з приводом на передні колеса через відсутність заднього моста, що вежить, задні колеса можна змістити в зону багажного відділення, що дозволяє розмістити заднє сидіння перед багажниками в широкій частині кузова, а значить збільшити пасажиromісткість і комфортабельність салону. Однак база автомобілів при цьому виходить дещо більшою, ніж у автомобілів інших компоувальних схем.

Компактність та комфортабельність – важливі властивості автомобіля – знаходяться у зворотній залежності між собою, що викликає необхідність розглядати їх у взаємозв'язку. Автомобілі з мінімальними розмірами

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

зазвичай не забезпечують необхідної комфортабельності, тому доводиться збільшувати розміри салону і, відповідно, автомобіля.

У процесі випробувань окремої шини або шин, встановлених на автомобілі, тензометрична платформа занурюється в дорожнє полотно таким чином, щоб поверхня плити збігалася з поверхнею дороги, а проміжки між стінками поглиблення та зварною рамою були відсутні. За такої установки виключається удар коліс.

З масивної та жорсткої зварної рами, де на кульках встановлена площадка, зафіксована в бічному напрямку чотирма консольними тензометричними балочками рівного опору і має вільний хід у поздовжньому напрямку. Для виключення тертя між балочками та майданчиком при поздовжньому переміщенні на кінці балочок одягнені кулькові підшипники.

Для порівняльного аналізу автомобілів різних компоновочних схем за основу оцінки обрано ступінь використання об'єму двигуна, а ступеня використання довжини та площі розглядаються як допоміжні. При порівняльних випробуваннях автомобілів зазвичай визначають обсяги їхнього багажних відділень, які включають у загальні оцінки. Слід зазначити, що автомобілі класичного компоновання і з заднім розташуванням двигуна відрізняються невеликими об'ємами багажних відділень, у той час як у автомобілів з приводом на передні колеса є можливості збільшення обсягів салонів і багажних відділень. Слід зазначити, що єдиної методики визначення обсягу багажного відділення немає

Відомо, що дорожні випробування більшою мірою наближені до реальних умов експлуатації, їх результати відображають реальну поведінку шин на дорозі, що відповідає даній ділянці. Слід зазначити, що точність вимірювань у дорожніх випробуваннях зазвичай дещо нижча, ніж у лабораторних. Тому у процесі досліджень характеристик

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

шин проводять як дорожні, і лабораторні випробування. випробувань може бути використаний шинний тестер та тензометрична платформа.

Статистичні дослідження завантаження легкових автомобілів у міських умовах експлуатації показали, що 75% часу ці автомобілі експлуатуються з одним водієм, 12% - з водієм та одним пасажиром та 13% - з водієм та кількома пасажирами. Крім того, в міських умовах у середньому на один легковий автомобіль припадає 1,2-1,5 пасажирів, і на таксі - 1,75-1,8 пасажирів. При замських поїздках легкові автомобілі індивідуальних власників експлуатуються з навантаженням, близьким до номінального, а іноді і перевантаження. При використанні спеціалізованих автомобілів-фургонів особливо малої, малої та середньої вантажопідйомності на внутрішньоміських перевезеннях (торговельна мережа, побутове обслуговування та ін) навантаження протягом приблизно 50% загального пробігу становить 10-20% прийнятого номінального навантаження, протягом 30% пробігу - 30-50% і в протягом 30-50%. У всіх режимах навантаження розподіл навантаження по осях змінюється.

Відомо, що дорожні випробування більшою мірою наближені до реальних умов експлуатації, їх результати відображають реальну поведінку шин на дорозі, що відповідає даній ділянці. Слід зазначити, що точність вимірювань у дорожніх випробуваннях зазвичай дещо нижча, ніж у лабораторних. Тому у процесі досліджень характеристик шин проводять як дорожні, і лабораторні випробування. Для дорожніх випробувань може бути використаний шинний тестер та тензометрична платформа.

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

Мета роботи: розробка стенда для випробувань вакуумного підсилювача гальм легкового автомобіля, що включає додаткові режими роботи, можливості керування процесом випробувань, інтеграцію з іншими системами та пристроями.

Завдання роботи

1. Аналіз існуючих аналогів стенда що розробляється, принципів їх роботи, переваг та недоліків.
2. Тяговий розрахунок автомобіля.
3. Розробка конструкції стенда для випробувань вакуумного підсилювача гальм легкового автомобіля.
4. Розробка технологічного процесу діагностування стенда для випробувань вакуумного підсилювача гальм легкового автомобіля.
5. Оцінка безпеки та екологічності технічного об'єкту.

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

1 Аналіз існуючих конструкцій стендів

1.1 Аналіз аналогів стенда, що розробляється

В галузі наземного транспорту, стоїть важливе завдання щодо насичення ринку не лише недорогими та якісними автомобілями, а й обладнанням з їхньої діагностики та ремонту. Насамперед, необхідно замінити імпортні технології вітчизняними без зниження їх ефективності, що вимагатиме певного часу. У цьому випадку одне з рішень полягає в нарощуванні обсягів виробництва більш простого конструктивного обладнання з діагностики та ремонту вузлів та деталей автомобіля.

Вакуумний підсилювач гальм полегшує керування автомобілем – не доводиться сильно тиснути на педаль, щоб зупинити машину. Несправність вакуумника призведе до зворотного ефекту.

Як перевірити вакуумний підсилювач гальм? Для початку рекомендується розібратися у пристрої цього вузла, зрозуміти, які трубки та клапани за що відповідають. Саму перевірку можна виконати кількома дуже складними способами. . Відповідно до теми та поставлених цілей, було проведено пошук аналогів стенду.

1.2 Принцип роботи вакуумного підсилювача гальм

Схематично принцип роботи підсилювача представлений рисунку 1.

Перші автомобілі не оснащувалися вакуумними підсилювачами гальм. При натисканні на педаль потрібно значне зусилля - приблизно 80 кілограм.

Сучасні транспортні засоби завжди оснащуються вакуумними підсилювачами, які дозволяють не прикладати багато зусиль, варто легко торкнутися педалі ногою, і цього достатньо для притискання колодок до дискам.

Щоб перевірити роботу вакуумного підсилювача гальм, необхідно розуміти пристрій механізму (рисунок 1). ВПГ є металевим циліндром, в

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

який поміщені такі деталі:

- діафрагма, що забезпечувала рух поворотної пружини.
- повітряний клапан з вакуумним та атмосферним каналами.
- шток у середині підсилювача. з одного кінця він з'єднаний з педаллю гальма, з другого – з головним гальмівним циліндром.
- патрубок, з'єднаний із зворотним клапаном, забезпечує розрідження від впускного колектора двигуна.

Металевий циліндр розділений мембраною на дві камери – вакуумну та атмосферну. Їх з'єднує канал повітряного клапана. Опускання та натискання педалі гальма викликає почергове відкриття кожної камери.

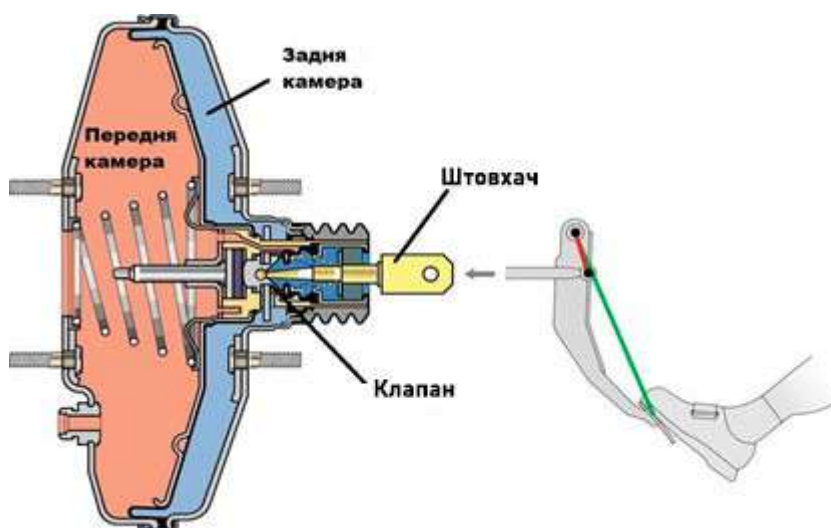


Рисунок 1 – Схема роботи вакуумного підсилювача гальм

Розглянемо докладніше принцип роботи вакуумного підсилювача гальм, встановлений на більшості моделей автомобілів.

За відсутності тиску на гальма педаль і вакуумна, і атмосферна камери знаходяться під однаковим тиском, шток і штовхач статичні.

При натисканні на педаль гальма зміщується шток, рівновага тиску в камерах порушується, прохід, що з'єднує атмосферну камеру та зовнішнє повітря між собою, відкривається за допомогою клапана.

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

Падіння тиску призводить до згинання діафрагми у напрямку розрідження, що полегшує натискання на штовхач та поршень головного гідроциліндра.

При відпусканні педалі гальма клапан перекриває надходження атмосферного повітря, водночас відкривається вакуумний канал. В результаті тиск в обох камерах знову стає однаковим, під впливом пружини мембрана повертається у вихідне положення.

На деяких автомобілях може бути передбачено окремий вакуумний насос, що забезпечує розрідження. Таке рішення корисне за невеликого атмосферного тиску, зокрема в горах.

1.3 Ознаки несправності вакуумного підсилювача гальм

Несправності вакуумного підсилювача гальм серйозно порушують комфорт водіння, подібні несправності не помітити неможливо, на них вказують такі ознаки:

– натискання педалі гальма вимагає значних зусиль - при справному ВПГ після натискання на педаль три-чотири рази поспіль, на останньому натисканні знадобиться набагато більше зусиль, ніж при першому;

– надмірна м'якість ходу педалі - протилежна проблема, що свідчить про заповітку системи;

– при натисканні на педаль гальма ВПГ видає звук, що шипить. що говорить про розгерметизацію у вакуумному підсилювачі (зокрема, якщо порвалася діафрагма), або у трубопроводі, або у зворотному клапані (буває при серйозному зносі гумових прокладок).

-Несправність вакуумного насоса, що виражається по характерному стуку, гулу, що виникає при русі приводного штока вакуумного насос. На сканері ця несправність зазвичай відображається як помилка р1479. У разі використання електричного вакуумного насоса іноді виникає перегрів електродвигуна;

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

– стукіт при різкому гальмуванні, супроводжується вібраціями, оскільки викликається ослабленням кріплень мембрани.

Вплив вакуумного підсилювача на роботу двигуна. У зв'язку з тим, що вакуумний підсилювач розріджується від впускного колектора, при гальмуванні мотор може змінити режим роботи. Причина в тому, що колектор підсмоктує повітря, яке змінює склад паливно-повітряної суміші двигуна.

Будь-який із цих симптомів говорить про те, що настав час провести перевірку та ремонт вакуумного підсилювача гальм.

1.4 Способи перевірки вакуумного підсилювача гальм

Стенд для перевірки автомобільних вакуумних підсилювачів гальм представлений рисунку 2.



Рисунок 2 – Стенд для перевірки автомобільних вакуумних підсилювачів гальм

Даний стенд дозволяє з високою точністю визначати основні

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

функціональні характеристики автомобільних вакуумних підсилювачів гальм:

- падіння розрідження у вакуумній камері підсилювача;
- тиск гальмівної рідини на виході з головного гальмівного циліндра;
- час повернення штовхача із навантаженого у вихідне положення;
- рух штовхача.

Загальний принцип дії стенду полягає у повній імітації роботи вакуумного підсилювача на автомобілі. Для кожного типу випробувань використовуються певні режими, що підтримуються згідно з умовами, заданими за ТУ та ГОСТ.

У сучасних автомобілів є електронний блок керування. При неполадках ВПГ він може видати помилку з кодом p1479 - Вакуумна система підсилювача гальм механічна несправність. вступним колектором і самим вакуумним підсилювачем гальм.

Також корисно протестувати запобіжник, який йде від блоку управління до самого датчика. Тут потрібно враховувати особливості схеми бортової електромережі автомобіля, повніші відомості можна знайти в посібнику з експлуатації.

Ще одна причина у несправності електровакуумного насоса. Проблема може полягати у роботі крильчатки, підшипників, колодки підключення, кріплення, реле, запобіжника.

Висновок:

Важливим є контроль результатів вимірювання ступеня вакууму датчиком розрідження. Як правило, проблеми виникають при попаданні вологи всередину ВПГ або його патрубків. Для ремонту необхідно прочистити та висушити трубки, але іноді потрібна заміна самого датчика.

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

2 Тяговий розрахунок автомобіля

2.1 Загальні положення

Для забезпечення розгону з максимальним прискоренням без буксування провідних коліс на автомобілях з приводом на передні колеса особливого малого, малого та середнього класів статичний розподіл навантаження по осях має бути в межах $b/L = 0,52 \div 0,54$. Оптимальний розподіл навантаження по осях стосовно режиму розгону для конкретного автомобіля визначається рішенням рівняння (1). Використовуючи аналогічну методику стосовно режиму розгону автомобілів класичного компоновання, можна отримати статичний розподіл навантаження по осях, що забезпечує розгін з максимальним прискоренням без буксування задніх провідних коліс. Для таких автомобілів таблиці 1 наведені деякі значення b/L .

Таблиця 1 - Співвідношення базових розмірів автомобілів

Параметр	Значення прискорень			
\dot{j}_{max}	2,5	2,5	2	2
δ_i	1,5	1,3	1,5	1,3
b/L	0,65	0,66	0,685	0,73

Компактність автомобілів нашої країні оцінюється з допомогою коефіцієнтів (вимірників) компактності $\eta_{гп} = L_a V_a / n$ використання довжини $\eta_{Lc} = L_c / L_a$, Ці ж коефіцієнти можна використовувати при зіставленні автомобілів однієї компоновочної схеми (близьких за величиною). Вимірник характеризує питому загальну площу, що припадає на одного пасажера, але він відображає корисну площу автомобіля, що зумовлює його комфортабельність і компактність. Так при однакових питомих площах салону у двох автомобілів довжина більша, а багажне відділення

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

менше у першого. Вимірювач є питомим показником довжини салону (стосовно загальної довжини автомобіля). Такий вимірювач, хоч і є важливим для оцінки комфортабельності та компактності, проте недостатньо повно відображає використання загальної довжини і особливо компактності автомобіля. Вимірник не враховує розмірів багажного відділення та інших розмірів, важливих для оцінки автомобілів різних схем компоновання. Наприклад, у автомобіля коефіцієнт $\eta_{Lc} = 0,438$, а в іншого $\eta_{Lc} = 0,47$. При використанні цього вимірювача слід було б віддати перевагу другому автомобілю. Однак об'єм багажного відділення, що не враховується цим вимірювачем, у першого автомобіля становить $0,28 \text{ м}^3$, а у другого – $0,106 \text{ м}^3$. Для зіставлення легкових автомобілів різних компоновочних схем, а тим більше різних розмірів, слід використовувати більше вимірювачів. Найбільш простим та доступним вимірником комфортабельності салону є коефіцієнт

$\eta_n = F_c/n$ (F_c – площа салону в горизонтальній площині; n – число пасажирів). Однак цей коефіцієнт не враховує зручність розміщення сидінь та приладів керування, співвідношень між окремими частинами автоомбілю та його габаритних розмірів.

На рисунку 3 представлена схема сил, що діють на автомобіль.

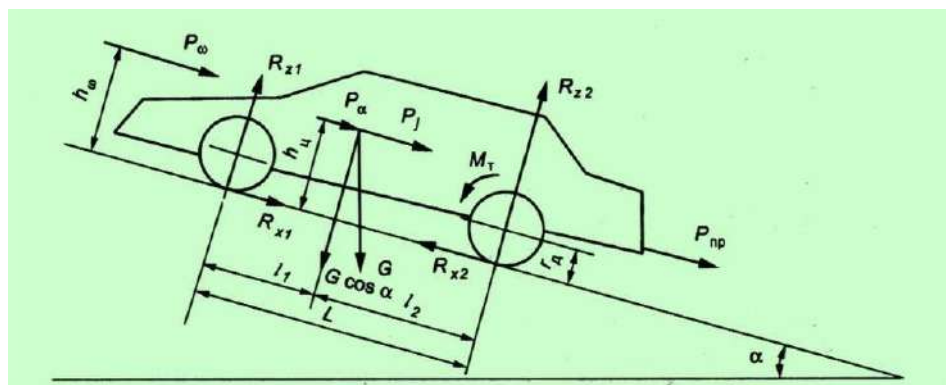


Рисунок 3 – Схема дії сил під час прямолінійного руху

Сила опору коченню P_f , і сила опору повітря P_w , завжди діють на

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

автомобіль при його русі, а сили опору підйому P_i і сила інерції P_j автомобіля можуть бути відсутні (рівномірний рух автомобіля по горизонтальній дорозі) або змінювати свій знак на зворотний (рух під гору, уповільнений рух.) Для оцінки комфортабельності автомобіля при випробуванні широко використовуються В. за кордоном широко розповсюджена карта з двадцятьма вимірами.

2.2 Маса автомобіля

Маса сухого автомобіля m_c – маса автомобіля без спорядження, тобто. без інструменту, запасного колеса, додаткового обладнання (наприклад, радіоприймача, кондиціонера та ін.) та заправки (палива. Рідкого мастильного матеріалу та води). Суха маса автомобіля включає масу рідини в амортизаторах, мастильного матеріалу в агрегатах та шарнірах, а також електроліту в акумуляторній батареї.

Маса спорядженого автомобіля m_0 - маса автомобіля із заправкою та спорядженням, але без водія та пасажирів.

Повна маса m_a – сумарна маса спорядженого автомобіля, корисного навантаження (m_r), спорядження, водія та пасажирів.

Маса автомобільного поїзда ($m_{a.p}$) – сумарна повна маса тягача, і причепа (напівпричепа). Повну масу легкового автомобіля можна знайти за формулою:

де m_d

$$m_a = m_0 + m_d \cdot n + m_b$$

- Маса водія або пасажирів

При розрахунках приймають $m_{ch} = 75$ кг; n - кількість місць для сидіння пасажирів; m_b - маса багажу.(1)

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

У число місць для сидіння в легкових автомобілях включається місце водія. Масу багажу водія і пасажирів легкових автомобілів приймають рівною 10 кг на одну особу.

Маса автомобіля значною мірою визначає вартість його виготовлення та економічні витрати під час експлуатації. При збільшенні маси спорядженого автомобіля та незмінній повній масі зменшується маса вантажу, зростають металоємність та вартість перевезень. Однак зниження маси спорядженого автомобіля не повинне відбиватися на його міцності, надійності та інших властивостях. Маса автомобіля безпосередньо залежить від розмірів автомобіля.

Як вимірник для порівняльної оцінки мас автомобілів зазвичай використовують коефіцієнти: маси спорядженого автомобіля (коефіцієнт тари) $\eta_{qm} = m_c / m_q$ і питомої маси спорядженого автомобіля, що припадає на одного пасажирів $\eta_{pm} = m_c / n$.

Для порівняльної оцінки мас легкових автомобілів можна використовувати обидва вимірювачі, а вантажних – лише η_{qm} .

Однак обидва вимірники не пов'язані із загальними розерами автомобіля, його комфортабельністю і компактністю, тому дозволяють провести глибокий аналіз різних автомобілів за комплексним параметром використання маси і геометричних параметрів. Так, на вантажному автомобілі вантаж із низьким питомим обсягом може займати малий обсяг (отже низький коефіцієнт η_{qm}). При перевезенні вантажів з більшим питомим обсягом номінальне навантаження за місткістю не буде забезпечене і коефіцієнт η_{qm} не можна використовувати для аналізу.

При дослідженні використання маси автомобілів різних компоновальних схем прийнято додаткові вимірювачі. Вимірювач η_{pm} перерахований на вимірювач η_{qm} з урахуванням маси одного пасажирів (70 кг) та маси багажу, що припадає на одного пасажирів (10 кг) оцінки використання маси спорядженого автомобіля коефіцієнт η_{qm} був замінений коефіцієнтом η_q . У

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

цьому $\eta_{qm} = m_c/m_{сн}$. Після перетворень отримані наступні комплексні вимірювачі: коефіцієнти використання об'єму та спорядженої маси для вантажівок та фургонів $\eta_{pm} = \eta_{vm} \eta_{qm}$.

Як приватні вимірювачі можуть використовуватися інші функціональні залежності, наприклад $m_{сп} = f(V_a)$.

2.3 Аналіз поступального руху автомобіля

Сучасні легкові автомобілі при розгоні з місця досягають максимальної швидкості на шляху 1 – 1,2 км та останні 800 м практично проходять із максимальною швидкістю. З цієї причини втрачає сенс швидкісна характеристика (розгін-вибіг). Надалі порівняльному аналізу три ці вимірювачі не розглядаються. Інші вимірювачі мають прямий зв'язок з компоновальною схемою автомобіля та розглядаються нижче.

Рух автомобіля забезпечується силою тяги, підведеної від двигуна до провідних колес:

$$P_K = P_f \pm P_n \pm P_v \pm P_U \quad (2)$$

де P_f , P_n , P_v , і P_U – сили опору відповідно до кочення, підйому, повітря та інерції.

Для забезпечення руху має виконуватися умова зі зчеплення провідних коліс.

Динамічний радіус колеса r_d не залежить від схеми компоновання. Сумарні передавальні числа $u_{тр}$ трансмісії, як показали дослідження автора, також не залежать від компоновання схеми автомобіля, за винятком вищої або попередньої передач двовальних коробок передач, що встановлюються на автомобілях із приводом на передні колеса.

На автомобілях з приводом на передні колеса і поперечним розташуванням двигуна головна циліндрична передача, а на автомобілях

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

класичної компоновки - гіпоїдна з більш низьким ККД, тому сумарний ККД η_{TP} трансмісії перших автомобілів на 1-2% вище, ніж других.

Основним вхідним параметром більшості вимірювачів тягово-швидкісних властивостей автомобіля є крутний момент M_k при відповідній частоті (або кутовій швидкості ω_e) обертання колінчастого валу, що визначається за зовнішньою або частковими характеристиками автомобіля, а вихідними – параметри, що характеризують тягово-швидкісні властивості автомобіля. Взаємозв'язок вхідних і вихідних параметрів має бути не тільки кількісним, а й функціональним, внаслідок чого і форма зовнішньої швидкісної характеристики двигуна не повинна бути стабільною для більшості автомобілів, а повинна відповідати призначенню окремих груп автомобілів. Тому в даний час багато дослідників при розгляді тягово-швидкісних властивостей автомобілів та їх розрахунку звертаються до вираження характеристики двигуна через момент M_e . Для цього використовується формула, що виражає функцію тягово-швидкісних властивостей автомобіля M_e від ω_e через квадратичний тричлен:

$$M_e = a_m \cdot \omega_e^2 + b_m \cdot \omega_e + c_m \quad (3)$$

При необхідності потужність двигуна може бути визначена через момент M_e і кутову швидкість ω_e :

$$N_e = M_e \cdot \omega_e \quad (4)$$

Така характеристика співвідношення $\omega_{eN}/\omega_{eM}=2$. Проте аналіз карбюраторних двигунів легкових автомобілів показав, що таке співвідношення має місце 7 – 10% двигунів. Середнє значення $\omega_{eN}/\omega_{eM}=1,67$.

Використовувати формулу (4) важко через вибір динамічних

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

коефіцієнтів a_m , b_m , + c_m , що забезпечують відповідні вихідні характеристики одного проектованого автомобіля або групи автомобілів, оскільки значення цих коефіцієнтів коливаються в широких межах.

Для попереднього вибору таких коефіцієнтів зручно використовувати автомобілі-аналоги, що знаходяться в експлуатації та найбільш повно відповідають вимогам, що пред'являються до автомобіля, що проектується. У технічних характеристиках автомобілів зазвичай вказуються дві вихідні точки зовнішньої швидкісної характеристики двигуна з координатами N_N , ω_N і M_m , ω_m , використовуючи які можна з достатнім ступенем точності відтворити повні залежності $N_e = f(\omega_e)$; $M_e = f(\omega_e)$.

Рівняння другого ступеня (24) у системі координат ω_e , M_e являє собою симетричну параболу з вершиною в точці А, що має координати ω_m , M_m , друга точка цієї параболи має координати ω_N , M_N . При цьому якщо характеристика асиметрична її слід розглядати як симетричну щодо правої робочої гілки, а при побудові лівої гілки – вносити корективи.

Усі силові чинники, які діють автомобіль-тягач, можна розділити втричі групи: рушійні; опору руху; нормальні до напрямку руху.

До першої групи належить окружна сила на провідних колесах F_k .

Другу групу складають M_{f1} , M_{f2} - моменти опору коченню коліс автомобіля; F_k – сила опору повітря; F_i -подовжня складова сили тяжіння автомобіля; F_{jx} - сила опору поступального прискорення мас автомобіля; F_{px} – подовжня складова сили опору причепа. У одиночного автомобіля сила опору причепа відсутня.

До третьої групи належать: R_{z1} , R_{z2} – нормальні реакції дороги; $G_a \cdot \cos\alpha$ -Нормальна складова ваги автомобіля; F_{pz} - нормальна складова сили опору причепа (гачне навантаження). Сили, що входять до цієї групи, спрямовані перпендикулярно вектору швидкості автомобіля. Тому їхній вплив не безпосередній, а непрямий.

Окружна сила на провідних колесах виникає внаслідок того, що до

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

провідних колес підводиться через трансмісію момент, що крутить, від двигуна, встановленого на автомобілі.

В даний час на автомобілях переважно застосовують двигуни внутрішнього згоряння. Їх потужнісні властивості прийнято оцінювати швидкісними характеристиками, що представляють залежність ефективної потужності або крутного моменту на колінчастому валу при режимі роботи, що встановився від частоти обертання двигуна. Швидкісна характеристика, отримана при повній подачі палива, називається зовнішньою швидкісною характеристикою, а отримані при неповній подачі палива – частковими. Швидкісні характеристики визначають спеціальних стендах. У цьому зазвичай безпосередньо знаходять залежності ефективного моменту двигуна від частоти його обертання, а потужність визначають расчетом.

2.4 Сила опору підйому

Сила опору підйому P_{Π} виникає під час руху автомобіля на підйом, а під час руху на спуску її значення стає негативним. Сила опору підйому

$$P_{\Pi} = G_a \cdot \sin \alpha_{\Pi} \quad (5)$$

Крутизна дороги характеризується кутом α_{Π} підйому або величиною ухилу i , що виражається через відношення вертикальної проекції ділянки дороги до горизонтальної, тобто.

$$i = \operatorname{tg} \alpha_{\Pi} \quad (6)$$

На дорогах з твердим покриттям кут нахилу підйому зазвичай не перевищує $5-7^{\circ}$, що дозволяє наближено приймати $\sin \alpha_{\Pi} \approx \operatorname{tg} \alpha_{\Pi}$. Таким чином, сили опору підйому та коченню залежать від стану дороги. Зазвичай ці складові розглядаються разом, тобто. сумарна сила опору дороги:

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

$$P_{\psi} = G_a (f_0 \cos \alpha_{II} + \sin \alpha_{II}) \quad (7)$$

Під впливом сили P_{II} відбувається перерозподіл нормальних реакцій по осях. Реакція на передніх колесах зменшується, а отже, знижуються сила тяги та зчеплення коліс із поверхнею дороги автомобілів із приводом на передні колеса.

Сила опору повітря, що виникає під час руху автомобіля,

$$P_B = 0,5 \cdot c_x \cdot \rho \cdot F_L \cdot V^2, \quad (8)$$

Де c_x - безрозмірний коефіцієнт лобового опору повітря;

ρ - Щільність повітря;

F_L - площа лобового (міделевого) перерізу, що визначається за фронтальною проекцією автомобіля на площину.

Площа лобового перерізу автомобіля знаходиться приблизно: для вантажних $F_L = B \cdot H_a$ і для легкових $F_L = 0,78 \cdot H_a$.

За даними досліджень, зі зміною кута атаки в межах $\pm 2^\circ$ сила опору повітря змінюється в межах $+9 \div 7\%$, значно змінюється і підйомна сила. У разі збільшення кута атаки обидві сили зростають.

Задовільним вважається збільшення опору повітря до 5% при зростанні кута обдування на 10° , а незадовільним – приблизно 20%.

Зі збільшенням навантаження на передні колеса зменшуються кут атаки та сила опору повітря. У зв'язку з цим автомобілі з приводом на передні колеса мають менший опір повітря, ніж автомобілі класичного компонування. Крім того, завдяки поперечному розташуванню двигуна у цих автомобілів простіше отримати форму кузова з меншими значеннями c_x . Потіки повітря, що обтікають кузов автомобіля, представлені на малюнках 4 і 5.

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

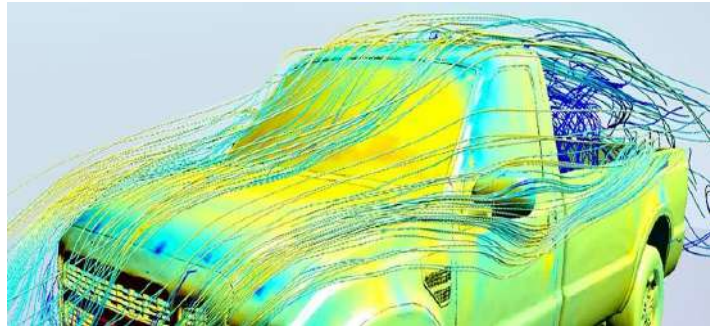


Рисунок 4 – Напряг потоків повітря

Для сучасних легкових автомобілів нормального типу коефіцієнт опору повітря K коливається приблизно від 0,025 до 0,04, а вантажних автомобілів – від 0,05 до 0,07 $\text{кг}\cdot\text{сек}^2/\text{м}^4$. Фактор опору повітря W для легкових автомобілів може бути прийнятий в середньому рівним 0,05 - 0,1, а для вантажних - 0,15-0,3 $\text{кг}\cdot\text{сек}^2/\text{м}^4$.

Сила опору повітря, що є рівнодією елементарних сил, що діють на окремі елементи поверхні автомобіля, прикладена до останнього на певній висоті від опорної площини. Точка застосування цієї сили часто називається центром парусності.



Рисунок 5 – Обтікання кузова потоками повітря

Тому для максимального зменшення опору повітря доцільно перекривати всю передню частину автомобіля кожухом так, щоб зазор між ним і землею був мінімальним. Всі виступаючі частини, як,

наприклад, колеса та крила, створюють додатковий опір і викликають

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

значне завихрення повітря; тому доцільно та їх також перекривати одним загальним кожухом. При цьому визначається спеціальна найвигідніша в значенні автомобільна форма, яка з нижньої сторони повинна бути обмежена площиною, можливо близько до землі.

2.5 Сила інерції автомобіля

Сила інерції автомобіля складається з трьох складових сил інерції: P_{IM} маси автомобіля, P_{IK} обертання коліс та P_{ID} частин двигуна.

При цьому

$$P_{f0} = M \frac{d\omega}{dt} = \frac{G}{g} \frac{d\omega}{dt} \quad (9)$$

Сумарний момент інерції колес автомобіля, визначається з виразу

$$2J_{R1} \frac{d\omega_K}{dt} \quad \text{Де } J_{k1} - \text{ момент інерції колеса відносно його осі,}$$

$$\frac{d\omega_K}{dt} \quad - \quad \text{кутове прискорення колеса}$$

Колова сила необхідна для створення цього моменту рівна

$$2 \frac{1}{r_K} J_{R1} \frac{d\omega_K}{dt}$$

Приймаючи радіус кочення r_K , приблизно постійним отримаємо

$$v = r_K \cdot \omega_K; \quad \frac{d\omega_K}{dt} = \frac{1}{r_K} \cdot \frac{dv}{dt}$$

В результаті сила P_j , інерції автомобіля визначиться з виразу (без урахування впливу деталей двигуна, що обертаються, і трансмісії автомобіля)

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

$$P_j = \left(\frac{G}{g} + 2 \frac{1}{r_k^2} \cdot J_{k1} \right) \frac{d\omega}{dt} \quad (10)$$

Результати визначення сил, що діють у трансмісії, представлені у вигляді таблиць та графіків.

Сила інерції спричиняє перерозподіл нормальних реакцій по осях. При розгоні на передніх колесах вони зменшуються, а отже знижується сила тяги по зчепленню.

Вихідні дані для проведення тягово-динамічного розрахунку задньопривідного легкового автомобіля Formula Student зведено в таблицю 2. Розрахунок проводився відповідно до методики, описаної в джерелі

Таблиця 2 - Вихідні дані щодо тягово-динамічного розрахунку

Параметр	Значення
Колісна формула	4x1
Кількість місць	1
Споряджена маса m_0 , кг	115
Максимальна швидкість V_{max} , Км/год (м/с)	168(74.41)
Кутова швидкість колінчастого валу ω_{emax} , Рад/с (об/хв)	837.76 (8000)
Максимальна потужність двигуна N_{emax} , КВт	43
Максимальний крутний момент двигуна M_{emax} , Н·м	51.1
Тип та розмірність колеса	100/75R13
Коефіцієнт аеродинамічного опору C_x	0.31
Величина максимального долання ухилу i	0.34
ККД трансмісії η_{tr}	0.85
Габаритна ширина автомобіля, мм	1456
Габаритна висота автомобіля H , мм	1140
Коефіцієнт опору коченню f_0	0.045

2.6 Підготовка вихідних даних для тягового розрахунку

Повна маса автомобіля:

$$m_a = m_0 + m_{\text{год}} \cdot n + m_6 \cdot n, (11)$$

де: m_0 - Споряджена маса автомобіля, кг;

$m_{\text{л}} = 75$ кг – маса однієї людини;

n - кількість пасажирів;

m_6 - вага багажу.

$$m_a = 225 + 75 \cdot 1 = 300 \text{ кг}$$

Повна вага автомобіля:

$$G_a = m_a \cdot g, (12)$$

де: g - прискорення вільного падіння, м/с².

$$G_a = 300 \cdot 9,81 = 2943 \text{ Н}$$

Автомобіль має задньопривідну компоновку (задні ведучі колеса), приймаємо розподіл ваги по осях у співвідношенні: 46% на передні колеса і 54% - на задні.

Вага, що припадає на провідні колеса:

$$G_1 = 0,50 \cdot G_a = 0,46 \cdot 2943 = 1471,5 \text{ Н};$$

Вага, що припадає на ведені колеса:

$$G_2 = 0,50 \cdot G_a = 0,54 \cdot 2943 = 1471,5 \text{ Н}$$

Лобова площа автомобіля
= 0,206

$$F = 0,8 \cdot B \cdot H, (14)$$

де: B - габаритна ширина автомобіля, м;

H - габаритна висота автомобіля, м.т.

$$F = 0,8 \cdot 1,46 \cdot 1,14 = 1,332 \text{ м}^2$$

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

Відповідно до обраної ширини 200/75R13, радіус кочення даної шини розраховується за такою формулою:

$$r_k = 0,5 \cdot d + \lambda_z \cdot H, (15)$$

де: d - Діаметр шини, дюйм;

$\lambda_z = 0,85$ - коефіцієнт вертикальної деформації;

H - висота профілю шини.

У споряджених автомобілів класичного компонування розподіл навантаження між передньою і задньою осями $M_1/M_A=0,53\div 0,56$, а при повному навантаженні $M_1/M_A=0,50\div 0,52$. Надалі приймемо цих автомобілів $M_1/M_A=0,5$.

На автомобілях з приводом передні колеса спочатку приймалося розподіл навантаження по осях $M_1/M_A=0,48\div 0,6$. Так, автомобіль Рено-4 мав розподіл навантаження $M_1/M_A=0,49$, а Рено-16 випускався із $M_1/M_A=0,51$. Проводяться експериментальні та теоретичні дослідження, спрямовані на обґрунтування вибору оптимального розподілу навантаження по осях автомобілів з приводом на передні колеса, в яких розглядаються екстремальні випадки руху автомобіля:

- розгін без буксування провідних коліс при максимальному прискоренні на горизонтальній ділянці дороги із сухим асфальтованим або цементним покриттям;

- що встановилося, з максимальним підйомом без буксування провідних коліс по сухому асфальтованому або цементованому покриттю;

- що встановилося, з максимальним підйомом без буксування провідних коліс по сухому щільному трав'яному ґрунту.

Результати показали, що при виборі оптимального розподілу навантаження по осях для автомобіля з приводом на передні колеса слід прагнути до досягнення тягово-швидкісних властивостей таких самих, як у

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

автомобілів класичного компоновання.

Для визначення оптимального розподілу навантаження по осях для автомобіля з приводом на передні колеса приймаємо рівність сил тяги, що визначаються по моменту двигуна і зчеплення провідних коліс з дорогою, для трьох випадків, що розглядаються. Сила тяг може бути визначена з рівнянь (2) і (4) або за максимальним динамічним фактором для сучасних автомобілів $D=0,25\div 0,35$. Сила тяги зі зчеплення визначається за формулами (3) та (9).

Для режиму розгону з максимальним прискоренням рівняння (10) приймаємо $P_f=0$, $P_w=0$. Тоді після спільного вирішення рівнянь отримаємо:

$$P_p = P_f + P_w + P_i + P_j \quad (16)$$

$$f + \delta_{II} \cdot j_{umax}/g = (\varphi + f) \cdot (b - \delta_{II} \cdot h_{д} \cdot j_{umax} / g) / L \quad (17)$$

Ліва частина рівності характеризує динамічний фактор, а права - умови зчеплення провідних коліс з поверхнею дороги.

$$b/L = \delta_{II} \cdot j_{umax} (1/\varphi + h_{д}/L) / g \quad (18)$$

Величини, що входять у праву частину формули (21), відрізняються для різних автомобілів, однак незначно. Так, для сучасних легкових автомобілів $j_{umax} = 2\div 2,5$ м/с², менші значення відносяться до автомобілів особливо малого класу, а більші – до автомобілів середнього класу.

Значення $\delta_{II} = 1,2\div 1,5$, $h_{д} = 0,5\div 0,55$ м та $L \approx 2,2\div 2,5$ м, коефіцієнт зчеплення провідних коліс з дорогою можна приймати для сухих асфальтованих доріг постійним: $\varphi = 0,8$.

З розрахункових залежностей відносного розподілу навантаження

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

автомобіля з приводом на передні колеса по осях (b/L) від максимального прискорення впливає, що при порівняно невеликій зміні максимального прискорення j_i та коефіцієнтів δI обліку обертових мас значення b/L змінюються в широких межах.

Графіки зміни крутного моменту і потужності двигуна функції зміни частоти обертання представлені на рисунку 6.

Сили P_f і P_w завжди є позитивними, сила P_i позитивна при русі автомобіля на підйом і негативна при русі під ухил; сила P_j позитивна при прискореному русі автомобіля та негативна при уповільненому його русі.

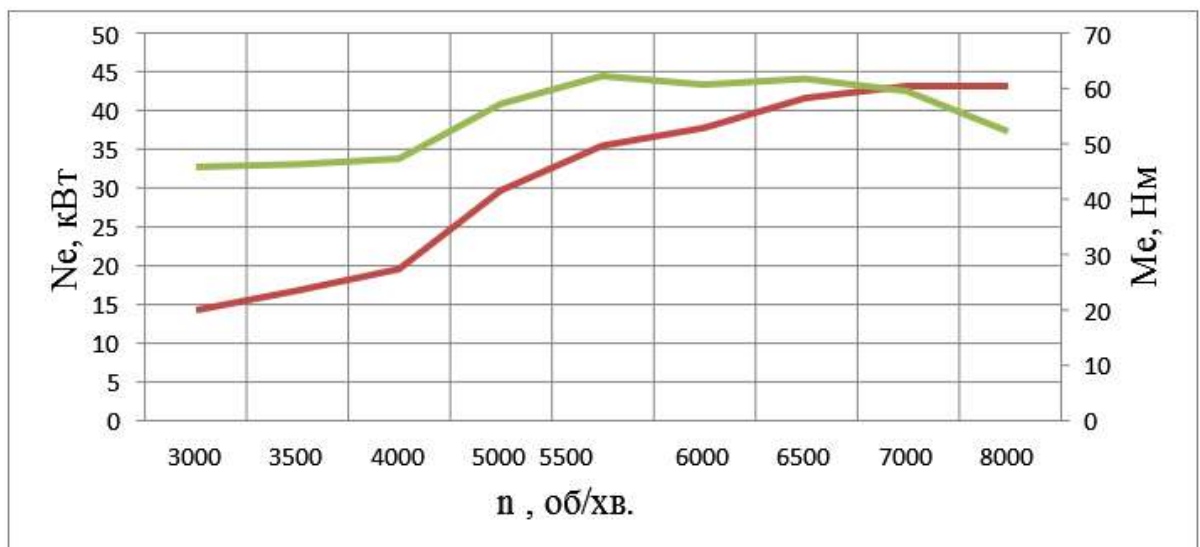


Рисунок 6 – Зовнішня швидкісна характеристика двигуна

2.7 Тяговий розрахунок автомобіля

Тяговий розрахунок автомобіля з причепом або напівпричепом проводиться на підставі тих же рівнянь, які були наведені вище для випадку тягового розрахунку двовісного автомобіля. Так як динамічна характеристика для автомобіля з причепом або напівпричепом відрізняється від такої характеристики для двовісного автомобіля тільки масштабом,

очевидно, висновки, отримані вище для двовісного автомобіля, залишаються справедливими і для автомобіля з причепом або напівприцепом. Необхідно лише у всіх рівняннях замість ваги автомобіля G вставити повну вагу агрегату $G + G'$, де G' - вага причепа або напівпричепа. Однак при тяговому розрахунку автомобіля з причепом або можуть бути поставлені нові питання, які потребують додаткового вирішення. До таких питань слід зарахувати:

- визначення максимальної повної ваги причепа або напівпричепа G , який допустимий при заданому автомобілі-тягачі;
- визначення нового передавального числа в головній передачі i_0 або редукторі i_P , які треба вибрати для того, щоб наявний автомобіль забезпечити причепом або напівприцепом.

Граничне значення допустимої ваги G' причепа або напівпричепа визначається тією максимальною тяговою силою, яка може бути отримана на провідних колесах автомобіля-тягача. Так як завжди можна підібрати необхідне передатне число, що забезпечує належну тягу на провідних колесах при тому моменті двигуна M_t , що обертає, то максимальне значення ваги G' причепа або напівпричепа обмежується величиною зчеплення провідних коліс з дорогою.

Для спрощення завдання нехтуємо зміною радіальних реакцій, що відбувається під час передачі через автомобіль-тягач тягової сили. При цьому весь розрахунок спрощується, а помилка виходить невеликою. На рисунку

10 представлена схема автомобіля, з причепом. Граничне значення тягової сили P_{fmax} на задніх провідних колесах автомобіля-тягача визначається з виразу:

$$P_{fmax} \approx \phi \cdot G_2 = \phi \cdot G \frac{a}{L} \quad (19)$$

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

де G – повна вага автомобіля.

Зважаючи на те, що при встановленні першої передачі швидкість автомобіля дуже мала, і нехтуючи, тому опором повітря отримуємо:

де G' - повна вага причепа.

$$P_{P_{max}} = G_a = \varphi \cdot G_a = \varphi(G + G_i) \quad (20)$$

2.8 Порівняння тягово-швидкісних властивостей автомобілів

При використанні на автомобілі з приводом на передні колеса такого ж двигуна, що і на автомобілі класичного компоновання, сила тяги на провідних колесах може бути визначена з рівняння (24). Рішенням цього рівняння в межах можливих швидкостей руху є тягова характеристика автомобіля.

Для зручності зіставлення автомобілів різних компоновочних схем за тягово-швидкісними властивостями зазвичай використовують динамічний фактор D , визначення якого рівняння (24) перетворюється на вид:

$$D = [(a_M a_m - 0,5 c_x \cdot \rho \cdot F_{дл}) \cdot v^2 + b_M \cdot b_v \cdot v + c_M \cdot c_v] / G_a \quad (21)$$

За допомогою рівняння (27) можна отримати динамічну характеристику. Прискорення, що розвивається автомобілем у процесі розгону

$$J_a = (a_j \cdot v^2 + b_j \cdot v + c_j) / (\delta_H \cdot M_a) \quad (22)$$

Рівняння (28) у графічному вигляді виражається для кожної передачі своєю параболою.

Аналогічні рівняння можуть бути отримані і через першу похідну правої частини рівняння, прирівняну нулю. автомобіля.

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

Розподіл тягової сили за окремими видами опору руху називається тяговим балансом автомобіля. Аналогічно цьому може бути розподілена за окремими видами опору руху автомобіля і потужність N_m , що розвивається двигуном. Такий розподіл потужності двигуна за окремими видами опору називається потужним балансом автомобіля.

$$N_m = N_t + N_f + N_w + N_i + N_j \quad (23)$$

$$N_m = N_t + N_f + N_w \quad (24)$$

$$N_t = (1 - \eta_m) \cdot N_m \quad (25)$$

де η_m - коефіцієнт навантаженості.

Рівняння балансу потужності описують потенційні тягово-швидкісні властивості за характеристиками двигуна і трансмісії, однак використання цих властивостей повинно бути забезпечене зчепленням провідних коліс з дорогою, а отже, статичним розподілом навантаження по осях. Для порівняльної оцінки автомобілів, що розглядаються за швидкісною характеристикою на дорозі зі змінним поздовжнім профілем і при подоланні підйомів на вищій передачі слід розглянути динаміку руху автомобіля на підйом. Під час руху відбувається перерозподіл нормальних реакцій: зі збільшенням кута підйому реакції виростають на задніх колесах і зменшуються на передніх. При досягненні певного кута підйому у автомобілів із задніми провідними колесами спостерігається втрата спочатку керованості, а потім поздовжньої стійкості (при достатньому моменті на провідних колесах зчеплення цих коліс з дорогою). Якщо провідними є передні колеса, то поздовжня стійкість зберігається, оскільки у всіх провідних режимах руху втрата зчеплення провідних коліс випереджає перекидання.

При проектуванні автомобілів з приводом на передні колеса, для забезпечення сили тяги зі зчеплення провідних коліс з дорогою зазвичай навантаження на передні колеса в статичному стані приймають більше, ніж

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

на задні. Зі збільшенням навантаження на передні колеса покращується зчеплення коліс з дорогою, але виникає деяке навантаження передніх коліс під час руху горизонтальною дорогою.

Як оцінювані параметри, що характеризують здатність автомобіля рухатися на підйом, розглянемо залежність швидкості руху від кута підйому і максимального кута підйому дороги, по якій може рухатися автомобіль з швидкістю, що встановилася, на нижчій передачі. Властивості автомобіля рухатися на підйом визначаються силою РК тяги, що виражається через момент двигуна за формулою (26).

З боку дороги на провідних колесах автомобілів з приводом на передні колеса визначаються нормальні реакції стосовно до руху на підйом:

$$R_{z1} = G_a (f_0 \cos \alpha_{\Pi} + \sin \alpha_{\Pi})/L \quad (26)$$

І на задніх колесах автомобілів класичного компоновання:

$$R_{z2} = G_a (a \cos \alpha_{\Pi} + h_D \sin \alpha_{\Pi})/L \quad (27)$$

Сила зчеплення провідних коліс з дорогою пропорційна нормальній реакції, що діє на ці колеса, та коефіцієнту зчеплення шин з дорогою. У процесі розгону горизонтальною дорогою (опір коченню і повітря нехтуємо) нормальна реакція на передніх ведучих колесах зменшується.

$$N_m \cdot \eta_m = \psi G v^2 + W \cdot v^2 + \delta \frac{G}{g} v \cdot \frac{dv}{dt} \quad (28)$$

$$N_f = F_f \cdot V -$$

потужність, витрачена подолання сил опору коченню коліс, Вт;

$N_T = F_T \cdot V$ – потужність, витрачена на подолання сил опору підйому ($N_T=0$), Вт;

$N_B = F_B \cdot V$ – потужність, витрачена подолання сил опору повітря, Вт;

$N_D = F_i \cdot V$ – потужність, витрачена на подолання сили інерції автомобіля ($N_B = 0$), Вт.

Під час розгляду екстремального випадку, коли розгін здійснюється з повним використанням можливостей двигуна та зчеплення коліс з дорогою,

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

у рівняння (24), (25) слід підставляти максимальні прискорення. Для створення однакових умов розгону зі зчеплення автомобілів обох схем компоновання з різними масами і одним і тим же двигуном необхідно забезпечити рівність нормальних реакцій передніх і задніх коліс.

$$\eta_m = \frac{M_p}{M_m \cdot i_K \cdot i_o} \quad (29)$$

$$P_p = \frac{M_m \cdot i_K \cdot i_o \cdot \eta_m}{r_K} \quad (30)$$

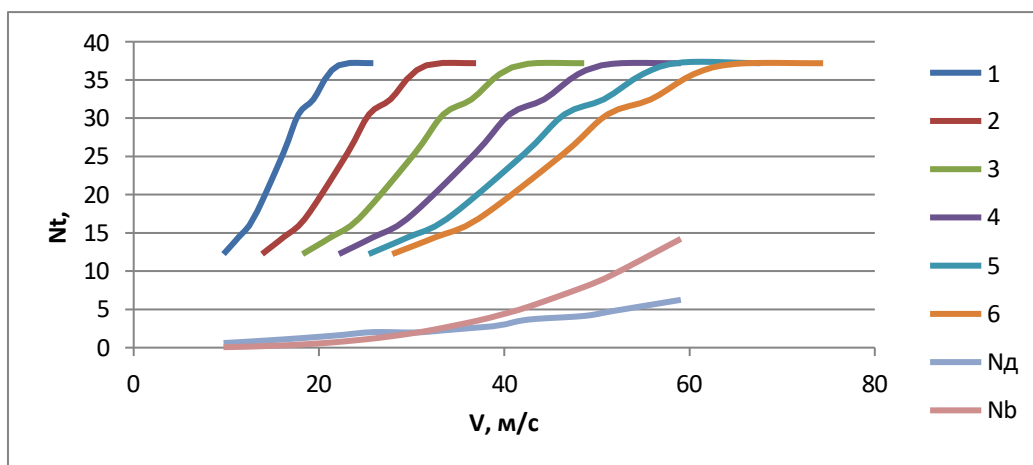


Рисунок 7 – Потужний баланс

На рисунку 7 наведено результати випробування коробки передач автомобіля під час включення передач.

2.9 Тягові характеристики автомобіля

При однакових силах тяги, підведених від двигуна до провідних колес, автомобілі з приводом на передні провідні колеса долають такі ж максимальні підйоми, як і автомобілі класичного компоновання, тільки якщо центр мас перших зміщений до осі передніх коліс. Для визначення величини зміщення центру мас і ступеня впливу компоновочної схеми

автомобіля на величину максимального кута підйому прирівнюємо праві частини рівнянь (21) та (22). Якщо автомобіль із приводом задні колеса має рівномірне розподіл навантаження по осях, тобто. в рівнянні (23) $a=0,5 L$. Після перетворень отримаємо координату центру мас автомобілів з приводом на передні колеса, що долають такі самі максимальні підйоми, як і автомобілі з задніми провідними колесами при рівномірному розподілі навантаження по осях у вигляді:

$$b = 0,5L + \varphi \cdot h_d + 2f \cdot r_d - f \cdot h_d \quad (31)$$

Для досягнення однакових максимальних кутів підйому за умовою зчеплення для автомобілів, що розглядаються, необхідно, щоб центр мас автомобіля з приводом на передні колеса був зміщений вперед на величину $\Delta a = \varphi \cdot h_d + 2f \cdot r_d - f \cdot h_d$. З цього рівняння випливає, що максимальний кут підйому за умовою зчеплення провідних коліс [10] залежить від конструктивних параметрів L , b , h_d , r_d та дорожніх умов, що характеризуються величинами i і f . Проведені розрахунки показали, що з достатнім ступенем точності рівняння може бути представлене як $b = 0,5L + \varphi h_d$.

При $\varphi = 0,4$ зчіпні властивості автомобілів двох компоувальних схем, що розглядаються, приблизно рівні, а максимальні кути підйому для обох автомобілів становлять приблизно 10° . При великих коефіцієнтах зчеплення залежності $\alpha_{п} = f(\varphi)$ автомобілів, що розглядаються, відрізняються істотно. Проведений аналіз руху на підйом правомірний для автомобілів з повним навантаженням. Однак легкові автомобілі значну частину часу експлуатуються з частковим навантаженням і великий інтерес представляє дослідження тягово-динамічних властивостей при русі автомобілів на підйом при неповному навантаженні.

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

Максимальний кут підйому при неповному навантаженні та заданій швидкості руху з урахуванням можливостей двигуна $\alpha_{ПДМАХ}$ може бути визначений з відношення правої та лівої частин формули (17) при повному та частковому навантаженні, в яке слід підставляти при повному навантаженні масу M_a , а при частковому – масу M_i автомобіля при неповному навантаженні. При частковому навантаженні в автомобілів обох компоновочних схем зазвичай виявляються не повністю завантаженими задні сидіння і багажне відділення, при цьому зменшується навантаження (абсолютне та відносне) на задніх колесах і зростає (відносне) навантаження на передніх колесах, тобто частково навантажуються. відбувається зміщення центру мас в обох автомобілів до осі передніх коліс, отже, вирівнюються можливості подолання підйомів цими автомобілями.

Результати розрахунків зводимо в таблицю 3 і будемо графіки та рисунку 8.

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3 - Результати розрахунку паливно-економічної характеристики автомобіля

ω_e , рад/с	V_a , м/с	Q_s , л/100 км
314,16	27,91	0,53
366,52	32,56	0,81
418,88	37,21	1,17
523,60	46,51	2,38
575,96	51,16	3,28
628,32	55,82	4,31
680,68	60,47	5,72
ω_e , рад/с	V_a , м/с	Q_s , л/100 км
733,04	65,12	7,54
837,76	74,42	15,98

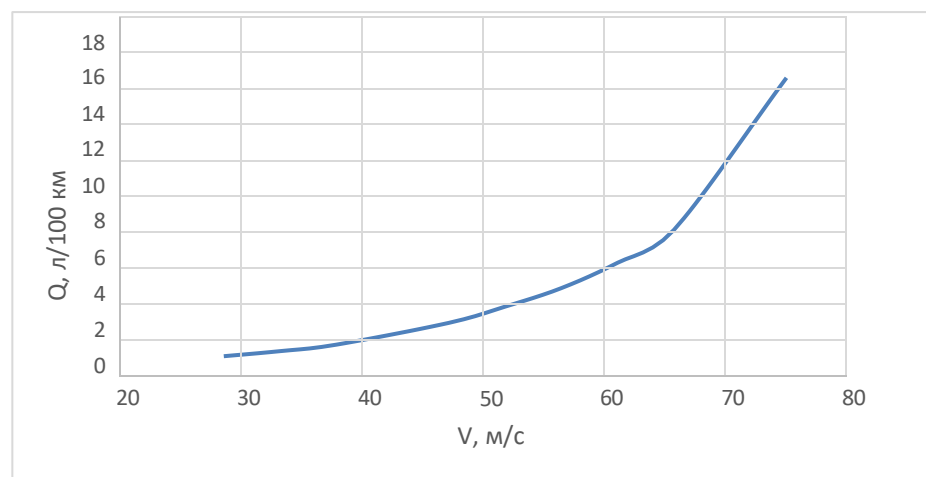


Рисунок 8 – Дорожня витрата палива

Розподіл навантаження по осях для автомобілів усіх схем компонування залежить від компонування вузлів і агрегатів, що забезпечують зручність розміщення пасажирів в салоні, їх посадки і виходу, керованості та стійкості, а також тягово-зчіпних властивостей, особливо для автомобілів з приводом на передні колеса.

3 Розробка конструкції випробувального стенду

3.1 Технічне завдання

Найменування та сфера застосування.

Стенд для випробувань вакуумного підсилювача гальм легкового автомобіля. Призначений для перевірки вакуумних підсилювачів гальм легкових автомобілів на герметичність та продуктивність. Пристрій (стенд) є корпусом, конструктивно поєднаним з насосом для створення розрідження в ресивері для робіт з перевірки технічного стану гальмівного приводу. Стенд призначений для розміщення на СТО на ділянці діагностики для зменшення трудомісткості та механізації процесу перевірки працездатності вакуумного підсилювача гальм легкового автомобіля інжекторних двигунів автомобілів (рис. 9). Режим та умови роботи стенду: закрите приміщення зі штучним освітленням, примусовою вентиляцією, температура від +15°C до +40°C, відносною вологістю повітря не більше 75%, у зоні роботи стенду є джерело електроживлення.

Мета та призначення розробки.

Розробити стенд для випробувань вакуумного підсилювача гальм легкового автомобіля. Стенд повинен застосовуватись на станціях технічного обслуговування для очищення від забруднень та перевірки вакуумного підсилювача гальм легкового автомобіля.

Джерела розробки.

Стенд для перевірки пневмосистем SW-2 представлений рисунку 10. Компресор служить створення запасу розрядженого повітря під певним тиском (розрядженням).

Основні технічні вимоги

Стенд повинен складатися з рами, ресивера для запасу розрядженого повітря, що відкачує насоса (компресора), фільтруючого елемента, манометрів, приводу для установки гальмівної педалі, головний гальмівний

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

циліндр, панель в яку встановлюються манометри пульта управління, параметри представлені в таблиці 6 Насос 0. надлишковий тиск через редуційний клапан скидається в атмосферу, а на гальмівній магістралі, що подає, залишається робочий тиск $0,08 \div 0,12$ атм.

Для об'єктивного прийняття рішення щодо дефекту випробувань вакуумного підсилювача гальм легкового автомобіля стенд повинен мати можливість перевіряти декілька параметрів одночасно.

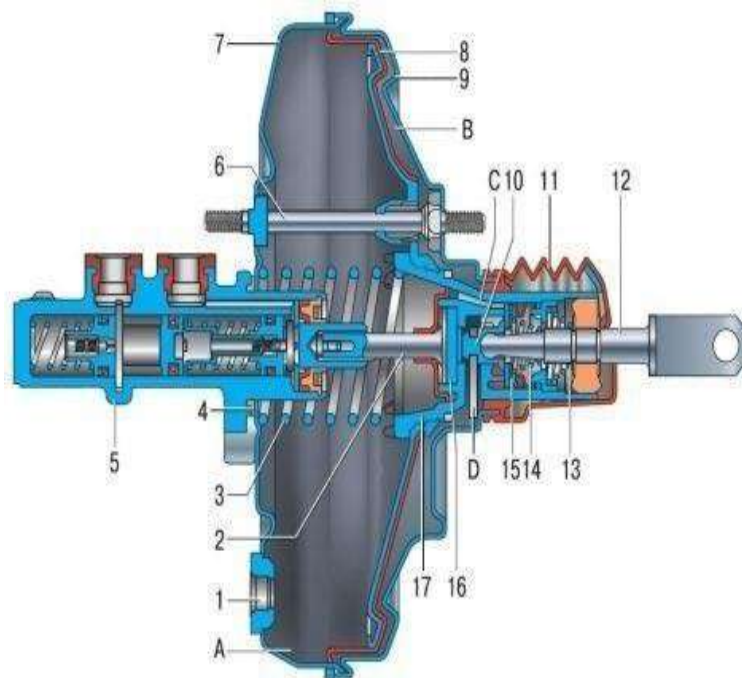


Рисунок 9 - Схема вакуумного підсилювача

Насос, що відкачує, повинен створювати розрядження, як у впускній системі автомобіля $0,08 \div 0,12$ атм.

Зовнішній вигляд, розташування основних елементів представлені у зразку стенду рисунку 9. Корпус підсилювача розділений діафрагмою на дві камери. Камера, звернена до головного гальмівного циліндра, називається вакуумної. Протилежна до неї камера (з боку педалі гальма) – атмосферна.

Вакуумна камера через зворотний клапан з'єднана із джерелом розрядження. Як джерело розрядження зазвичай використовується область у

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

впускному колекторі двигуна після дросельної заслінки. Для забезпечення безперебійної роботи вакуумного підсилювача на всіх режимах роботи автомобіля як джерело розрядження може застосовуватися вакуумний електронасос. Зворотний клапан роз'єднує вакуумний підсилювач та джерело розрядження при зупинці двигуна, а також відмові вакуумного насоса. З боку вакуумної камери діафрагма з'єднана зі штоком поршня головного циліндра гальмівного. Рух діафрагми забезпечує переміщення поршня та нагнітання гальмівної рідини до колісних циліндрів.

Стенд повинен встановлюватися на верстат з твердим гумовим або сталевим покриттям, характеристики стенду представлені в таблиці 4.

Стенд має мати такі переваги перед прототипом, вибраним з аналогів: простота у виготовленні, обслуговуванні, роботі. Для зниження витрат стенд повинен мати можливість виготовлення власними силами в умовах СТО. Габаритні розміри не повинні перевищувати 600x500x300 мм, маса нетто не повинна перевищувати 15 кг для можливості переміщення та встановлення в оптимальному, з погляду планування, місці. Повинна бути виключена можливість випадання форсунки, з метою підвищення безпеки роботи зі стендом і запобігання псування майна та заподіяння шкоди здоров'ю робочого персоналу.

Об'єкт випробувань (вакуумний підсилювач з головним гальмівним циліндром) встановлюється у робочому положенні згідно з технічною документацією на поперечну раму. До вхідного штока вакуумного підсилювача пристиковується шток силового циліндра, а до вихідних штуцерів головного гальмівного циліндра – гальмівна система стенду.

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

Таблиця 4 – Технічні характеристики стенду

Найменування показників	Значення
Число підсилювачів, що перевіряються	1 шт
Типи підсилювачів, що перевіряються	1-2
Об'єм ресивера	25 л;
Напруга живлення	12 В / 220 В
Потужність	не більше 150 Вт
Габаритні розміри	не більше 600х500х300 мм
Маса	не більше 150 кг
Тиск насоса, що подає	6 атм
Робочерозрядження	0,08÷0,12атм
Таймер для перевірки	5 сек

Форма устаткування мусить мати тектонічну ясність, тобто. нести інформацію про роботу конструкції. Пропорції контурів обладнання мають забезпечувати композиційну рівновагу. Переломи елементів форми повинні бути логічними, узгоджуватися між собою дрібні деталі обладнання не повинні бути хаотично розташовані, при необхідності повинні бути закриті декоративними панелями, обладнання повинно гармонійно вписуватися в композицію інтер'єру приміщення, для чого має бути забарвлений у білосиній колір, для забезпечення безпеки та виключення людського фактора стенд повинен мати можливість автоматичного відключення.

Напрацювання на відмову не менше 10000

годин. Вимоги до стандартизації та уніфікації.

Всі деталі стенду крім корпусу, гідропроводу та електропроводки повинні бути з числа застосовуваних на автомобілях ВАЗ.

Вимоги до безпеки:

Можливість встановлювати у приміщеннях із класом пожежонебезпеки В2.

Вимога до чисельності та кваліфікації персоналу.

Обслуговування стенда повинно проводитися одним слюсарем

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

зрозрядом не нижче третього.

Вимоги до технічного обслуговування.

Технічне обслуговування стенда повинно проводитися робітникомперсоналом СТО не частіше ніж один раз на шість місяців.

Стенд для перевірки та випробувань вакуумного підсилювача гальм "SW-2" (прототип) представлений на рисунку 10.



Рисунок 10 – Стенд для перевірки SW-2

Стадії та етапи розробки.

- Розробка технічного завдання;
- Розробка технічної пропозиції;
- Розробка ескізного проекту;
- Розробка робочого проекту;
- Розробка комплексної конструкторської документації;
- Порядок та контроль приймання.

Виробляється після кожної стадії чи етапу розробки.

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

3.2 Технічна пропозиція

Відповідно до технічних завдань необхідно розробити стенд для вакуумних підсилювачів гальм легкових автомобілів автопідприємствах та на станціях технічного обслуговування. Як вихідний варіант запропоновано використовувати стенд для перевірки та випробувань вакуумного підсилювача гальм SW-2.

Нині проведення технічного обслуговування та ремонту автомобілів неможливе без застосування спеціального обладнання.

Застосуванням технологічного обладнання досягається якість виконуваних робіт, зменшується час, що витрачається на обслуговування автомобіля та зростає продуктивність праці.

Діагностичні роботи є одними з найбільш складних при технічному обслуговуванні і поточному ремонті автомобіля (близько 10÷16% трудомісткості всіх робіт). тестери виконавчих механізмів, сканери, розрядники, імітатори датчиків

Перевага вдосконаленого об'єкта перед прототипом, вибраним з аналогів, полягає в тому, що стенд має низьку вартість простий у виготовленні, обслуговуванні, роботі. Невелика маса конструкції дає можливість його переміщення та встановлення в оптимальному з точки зору планування місці.

Пристрій компресора. Він складається з: картера, блоку циліндрів, головки, двох поршнів, шатунів, колінчастого валу, двох нагнітальних і двох впускних клапанів з пружинами, коромисел, двох плунжерів, двох шатунів та приводу .

Запобіжний клапан служить для захисту пневматичної системи від несправності регулятора тиску, причому клапан встановлений на правому повітряному балоні і відрегульований на тиск повітря в системі, що дорівнює 0,01-0,02 МПа.

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

Повітряний балон служить для зберігання запасів стиснутого повітря, що надходить від компресора. У них є крани для зливу конденсату води та олії та запобіжний клапан. Для накачування стисненим повітрям шин використовується кран відбору повітря, отвір якого закривається ковпачковою гайкою, щоб не був забруднений. На автомобілях використовують кілька балонів.

3.2.1 Стенд для тестування НР-108п



Рисунок 11 Стенд для тестування НР-108п

Установка для тестування вакуумних підсилювачів гальм легкових автомобілів (рис. 11). Дозволяє моделювати будь-які параметри роботи двигуна в процесі тестування відповідно до особливостей конкретної системи управління двигуном.

- Можливий діапазон числа обертів: 1-9990 об/хв; діапазон вимірювання тиску 0-7 бар; час циклу 1-30мс;
- Конструкція гальмівного тестера дозволяє працювати з різними підсилювачами гальм, у тому числі з новітніми типами (GDI, HPI, FSI);
- Набір перехідників для вакуумних підсилювачів гальм легкових автомобілів (а також впускних клапанів та золотників) за допомогою спеціального реагенту без знімання штуцерів входить до комплекту

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

постачання;

- Робота установки характеризується низькою витратою спеціальних рідин;
- Витратні матеріали та спеціальні рідини завжди в наявності.

3.2.2 Стенд для перевірки F-Sonnax-600I



Рисунок 12 Стенд для перевірки F-Sonnax-600I

Призначення та переваги F-Sonnax-600I (рисунок 12).

Манометр дозволяє перевіряти тиск повітря як у повітряних балонах, так і в гальмівних камерах системи пневматичного приводу. Для цього він має дві стрілки та дві шкали. За нижньою шкалою перевіряють тиск у гальмівних камерах, по верхній – у повітряних балонах.

Повітряний фільтр призначений для очищення повітря, що надходить від компресора в пневматичну систему від вологи та олії. Він встановлений на поперечній балці кріплення повітряних балонів.

Антифризійний насос не дозволяє пневматичній системі замерзати від

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

конденсату у зимову пору року.

Робота пневматичної системи гальм: у компресорі створюється запас повітря під тиском, що зберігається у повітряних балонах. При натисканні на педаль гальма впливає гальмівний кран, який створює тиск у гальмівних камерах.

Основною відмінністю стенду від аналогів є наявність режиму ОР, який запобігає виходу з ладу. Особливий алгоритм керування робочою напругою регулятора.

3.2.3 Стенд для перевірки SU8437A



Рисунок 13 - Стенд для перевірки SU8437A

Стенди SU8437A (рисунок 13) по праву займають місце найпопулярніших стендів для проведення випробувань пневмоапаратів, а також можуть використовуватися як стенд для підсилювачів вакуумних гальм легкових автомобілів. Випробування з визначення герметичності полягають у створенні та стабілізації розрідження у вакуумній камері підсилювача ($0,075 \pm 0,005$) МПа та витримуванні цього розрідження

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

протягом 1 хв при різних статичні зусилля на вхідному штоку. Значення зусиль відповідають 0%, 20%, потім 120% максимального значення зусилля на гальмівній педалі базового автомобіля, помноженого на передавальне відношення педалі. При цьому фіксують значення випробувального зусилля, розрідження та тиску на виході з робочих порожнин циліндра ГТЦ, час витримання, переміщення штока та зниження розрідження під час витримання, наявність або відсутність витoku рідини. Проводяться такі види випробувань:

- перевірка на герметичність у ненавантаженому стані;
- перевірка на герметичність під навантаженням;

3.3 Конструкція пристрою

При натисканні педалі гальма зусилля через штовхач передається до клапана, що стежить. Клапан перекриває канал, що з'єднує атмосферну камеру з вакуумною. При подальшому русі клапана атмосферна камера через відповідний канал з'єднується з атмосферою. Розрядження в атмосферній камері знижується. Різниця тисків діє діафрагму і, долаючи зусилля пружини, переміщує шток поршня головного гальмівного циліндра. Вигляд стенду представлений рисунку 14.

Конструкція вакуумного підсилювача забезпечує додаткове зусилля на штоку поршня головного гальмівного циліндра пропорційне силі натискання на педаль гальма.

Після закінчення гальмування атмосферна камера знову з'єднується з вакуумною камерою, тиск у камерах вирівнюється. Діафрагма під дією зворотної пружини переміщається у вихідне положення.

Максимальне додаткове зусилля, яке реалізується за допомогою вакуумного підсилювача гальм, зазвичай у 3-5 разів перевищує зусилля від ноги водія. Подальше підвищення величини додаткового зусилля

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

досягається збільшенням числа камер вакуумного підсилювача, а також збільшенням розміру діафрагми. Гальмівний кран служить для керування гальмами автомобіля як регулятор стисненого повітря з балонів до гальмівних камер. Гальмівний кран також забезпечує постійне гальмівне зусилля при незмінному положенні гальмівної педалі та швидкому розгальмовуванні при припиненні натискання на педаль.

З'єднувальна головка на задній поперечці рами служить для з'єднання повітропроводу між окремими елементами.

Роз'єднувальний кран служить для відключення магістралі від причепа та встановлюється перед сполучною головкою. Кран відчиняють після приєднання пневматичної системи причепа.

У комплекті зі стендом поставляється набір адаптерів та перехідників, що дозволяє обслуговувати механічні підсилювачі гальм. Є стендом нового покоління, у якому реалізовані нові функції:

- Гарантія якості та авторитет компанії Launch
- Надійність та довговічність
- Максимальна функціональність та технологічність
- Мінімальний термін окупності

3.4 Інструкція з експлуатації

Елементи стенду перераховані у специфікації у додатку А.

Об'єкт випробувань встановлюється на спеціальну раму. Положення об'єкта – робоче, відповідно до конструкторської документації на об'єкт випробувань.

Кріплення об'єкта до рами проводиться болтами з гайками та пружинними (гровірними) шайбами. Підключення об'єкта до гальмівної системи стенду забезпечується крутими перехідними штуцерами.

З'єднання штоків силового циліндра та вакуумного підсилювача

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

різного типу здійснюється через спеціальні втулки болтами М8.

Підключення до гальмівної системи стану здійснюється відповідно до КД на об'єкт випробувань. Якщо принцип роботи об'єкта випробувань передбачає наявність розширювального бачка, у гальмівній системі стану передбачено кріплення для встановлення стану.



Рисунок 14. Зовнішній вигляд

Стенд включає:

- гідравлічний контур перевірки працездатності гальм;
- пульт керування.

Після встановлення об'єкта на стенд та підключення до гальмівної системи стану проводиться заповнення системи гальмівної рідини з видаленням повітря з об'єкта випробувань та гідравлічних магістралей.

Герметичність системи перевіряється створенням тиску в гальмівній системі стану та об'єкті випробувань та візуальним контролем місць з'єднання магістралей стану з об'єктом випробувань.

Послідовність робочих операцій

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

Рекомендується наступна послідовність дій:

- Перевірка герметичності;
- Перевірка продуктивності.

Перевірка герметичності

Випробування з визначення герметичності полягають у створенні та стабілізації розрідження у вакуумній камері підсилювача ($0,075 \pm 0,005$) МПа та витримуванні цього розрідження протягом 1 хв при різних статичні зусилля на вхідному штоку. Значення зусиль відповідають 0 %, 20 %, потім 120 % максимального значення зусилля на гальмівній педалі базового автомобіля, помноженого на передавальне відношення педалі. При цьому фіксують значення випробувального зусилля, розрідження та тиску на виході з робітників порожнин циліндра ГТЦ, час витримування, переміщення штока та зниження розрідження під час витримування, наявність або відсутність витоку рідини. Технічне обслуговування стану

Заміна перевіркової рідини.

Проводиться регулярно при забрудненні поточної порції рідини.

Послідовність виконання операцій:

- відключити стенд тумблером напруги;
- Гарантійні зобов'язання.

Прилад має гарантію на усунення несправностей і заміну складових частин, що передчасно вийшли з ладу з вини підприємства виробника, протягом 24 місяців від дати продажу, за умови дотримання вимог з монтажу, експлуатації та технічного обслуговування, викладених у цьому документі. Гарантія відноситься до дефектів в матеріалах і вузлах і не поширюється на компоненти, схильні до природного зносу.

При виявленні заводського дефекту термін гарантійний ремонт встановлюється залежно від трудомісткості і виду ремонту, а гарантійний період продовжується тимчасово перебування стенда ремонті.

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

Термін гарантійного ремонту встановлюється відповідно до чинного законодавства.

Виробник не відшкодовує матеріальні та моральні збитки за простий обладнання протягом часу ремонту.

Гарантія не включає роботи з технічного обслуговування, які вказані в цьому документі і повинні суворо виконуватися.

Виробник знімає свої гарантійні зобов'язання перед власником та не несе юридичної відповідальності за наслідки експлуатації у випадках:

- самовільного розбирання вузлів та агрегатів,
- внесення в конструкцію змін,

Якщо під час розгляду рекамації з'ясується відсутність заводського дефекту, то власник зобов'язаний сплатити витрати, пов'язані з розглядом рекамації за чинним тарифом.

Висновки по розділу:

Проведено дослідження та аналіз технологічного обладнання – стендів для перевірки вакуумних підсилювачів гальм легкових автомобілів. Виконано огляд існуючих конструкцій, проведено порівняння переваг та недоліків різних варіантів. Вибрано конструктивну схему стенду, задані необхідні характеристики.

Складається стенд із зварної коробчастої рами-бака. На рамі закріплена нерухомо стійка, в яку встановлюється вакуумний підсилювач гальм.

Перевага вдосконаленого об'єкта перед прототипом, вибраним з аналогів, полягає в тому, що стенд має низьку вартість, простий у виготовленні, обслуговуванні, роботі. Невелика маса конструкції дає можливість його переміщення та встановлення в оптимальному з точки зору планування місці.

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

4 Технологічний процес діагностування

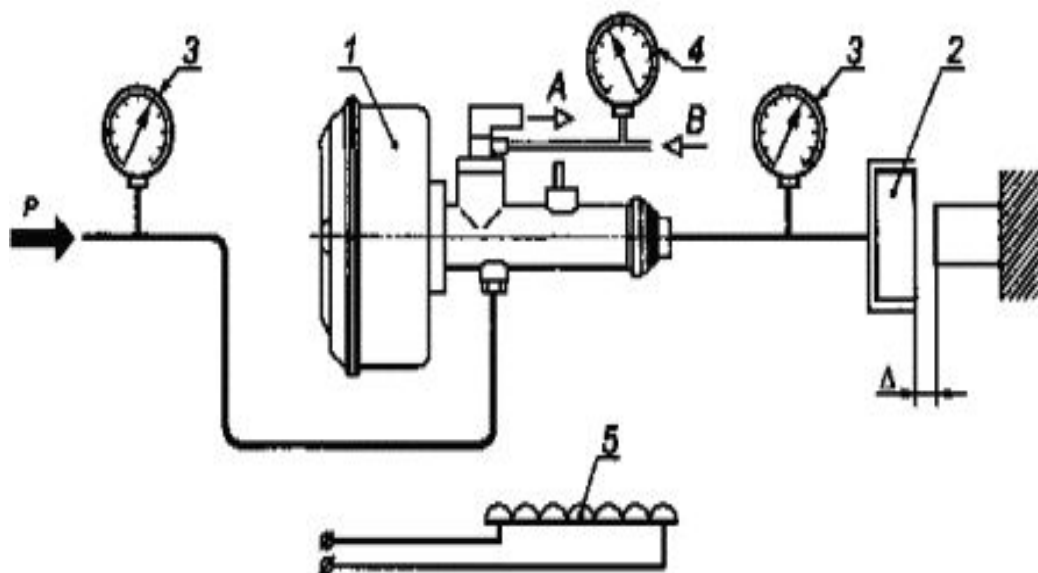
4.1 Принцип дії стенду

Принцип дії стенду полягає у моделюванні умов експлуатації випробуваного об'єкта (вакуумного підсилювача, головного та робочих циліндрів), наближених до натурних (рисунок 15).

Моделювання умов експлуатації здійснюється шляхом:

- створення заданого зусилля на вхідному штоку вакуумного підсилювача (або педалі у збиранні з вакуумним підсилювачем);
- забезпечення заданого рівня розрядження у порожнині вакуумного підсилювача;
- забезпечення видалення повітря з гальмівної системи та створення тиску в ній.

Контрольно-вимірювальні та реєструючі елементи стенду забезпечують контроль інформації про параметри на вході та вихід випробуваного об'єкта. .



1 – вакуумний підсилювач; 2 – педаль; 3, 4 – манометр; 5 - реостат

Рисунок 15 – Схема підключення стенда

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

4.2 Порядок роботи стенду під час проведення випробувань

Під час проведення випробувань виконуються такі операції:

- встановлення об'єкта випробувань на стенд та підключення до гідравлічної та гальмівної систем стенду;
- контроль герметичності;
- зняття силових показників;
- зняття гідровакуумних характеристик;
- зняття об'єкта випробувань зі стенду.

Об'єкт випробувань встановлюється спеціальну раму. Положення об'єкта – робоче, відповідно до конструкторської документації на об'єкт випробувань.

Кріплення об'єкта до рами проводиться болтами з гайками та пружинними (граверними) шайбами. Підключення об'єкта до гальмівної системи стенду забезпечується крутими перехідними штуцерами.

З'єднання штоків силового циліндра та вакуумного підсилювача різного типу здійснюється через спеціальні втулки болтами М8.

Підключення до гальмівної системи стенду здійснюється відповідно до КД на об'єкт випробувань. Якщо принцип роботи об'єкта випробувань передбачає наявність розширювального бачка, у гальмівній системі стенда передбачено кріплення для встановлення.

Після встановлення об'єкта на стенд та підключення до гальмівної системи стенду проводиться заповнення системи гальмівної рідини з видаленням повітря з об'єкта випробувань та гідравлічних магістралей.

Герметичність системи перевіряється створенням тиску в гальмівній системі стенду та об'єкті випробувань та візуальним контролем місць з'єднання магістралей стенду з об'єктом випробувань.

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

4.3 Випробування підсилювача на ефективність

Випробування на ефективність полягають у створенні стабілізованого розрідження у вакуумній камері $0,065 \pm 0,003$ МПа (ТУ) і створенні при кожному тиску рідини на вході в робочий циліндр, що становить від 0 % до 120 % максимального значення зусилля на гальмівній педалі базового автомобіля, помноженого на передачу.

При значенні розрідження $0,065 \pm 0,003$ МПа фіксують значення зусилля на штовхачі ВПГ (на вході - $N_{вх}$) та тиску $P_{вих}$ (зусилля $N_{вих}$) виході з головного гальмівного циліндра ГТЦ. Має бути зафіксовано щонайменше п'ять значень.

За отриманими при випробуваннях значеннями (середньоарифметичне значення результатів не менше трьох вимірювань) будують графіки залежностей тиску на виході з апарата від зусиль або тиску на його вході. Отримані результати випробувань повинні відрізнятися лише на 10%, заданих у ТД.

З'єднати підсилювач із джерелом розрядження безпосередньо (без зворотного клапана), подати вакуум і відрегулювати розрядження до певного рівня $0,065 \pm 0,003$ МПа.

Метод випробування підсилювача залежить від наявних приладів. Безперервний метод. Використовується за наявності датчика навантаження та графопобудівника або самописця.

Прикласти вхідне навантаження. Повільно та плавно збільшувати вхідне навантаження від нуля до 1770 Н, а потім повільно та плавно зменшувати навантаження до нуля. Час проведення операції від 6 до 10 с.

Метод збільшення. Використовується за наявності кільцевих динамометрів. Розділити вхідне навантаження 1770 Н на рівні інтервали збільшення. Збільшувати навантаження на вході через вибрані інтервали та записувати вихідне навантаження при кожному збільшенні вхідного

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

навантаження. При досягненні максимального вхідного навантаження зменшити

її тими самими інтервалами. Результати випробувань на ефективність мають бути представлені у вигляді графіка (рисунок 16), в якому по горизонталі відкладаються вхідні навантаження, по вертикалі вихідні навантаження. [3, 6].

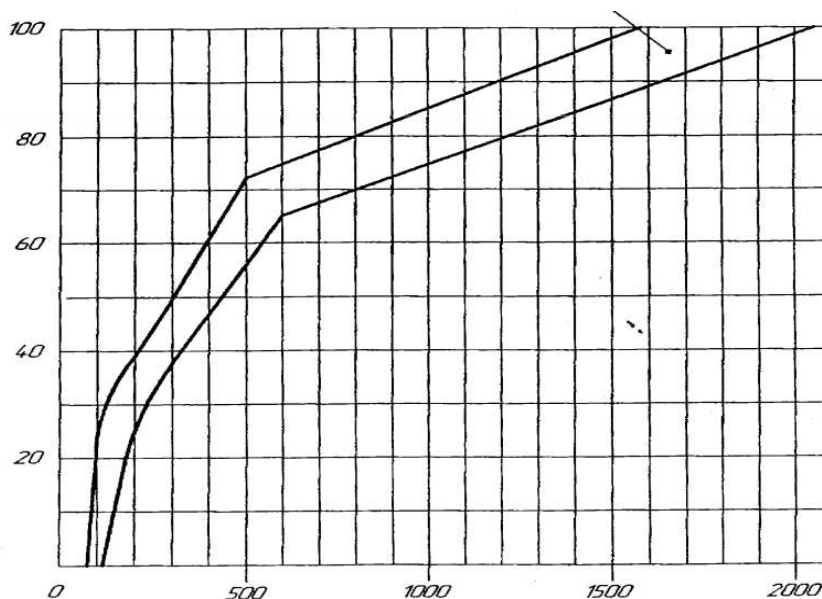


Рисунок 16 – Графік зусиль

Якщо при проведенні випробувань хоча б один зразок не задовольнятиме одну з вимог справжніх технічних умов, то на підприємстві-виробнику мають бути розроблені заходи щодо усунення дефекту, а партію, в якій виявлено дефект, ВТК підприємства-виробника визнають непринятною. Неприйнятним вважається комплектуючий виріб, який призводить до відмови у роботі вузлів, агрегатів, систем автомобіля при випробуваннях або гарантійний період експлуатації.

5 Безпека та екологічність технічного об'єкта

5.1 Конструктивно-технологічна характеристика об'єкту

Розгляд динаміки системи водій – автомобіль – дорога пов'язана із значними труднощами. Водії відрізняються фізіологічними та психологічними даними, мають різну професійну підготовку. Автомобіль як механічна система конструктивно складається з великої кількості вузлів та механізмів, що мають різні взаємні зв'язки та загальні зв'язки через колеса з дорогою. Автомобільні дороги, у свою чергу, характеризуються великою різноманітністю мікро- та макронерівності, закруглень (у плані), зчіпних властивостей з колесом та іншими факторами. Надалі динаміка руху автомобіля з приводом на передні колеса оцінюється методом порівняння з динамікою автомобілів класичного компонування, а іноді і з заднім розташуванням двигуна.

Для аналітичного дослідження керованості та стійкості автомобіля використовують математичні моделі різної складності. При створенні п'яти масової моделі (маси кузова і чотирьох коліс з безпружинними частинами) виходить складна і громіздка система рівнянь, що нерівнозначно впливають на керованість і стійкість автомобіля. Для вирішення такої системи часом складно підібрати відповідні вхідні параметри, тому в даний час широко використовується одна масова модель з шістьма ступенями свободи. Лінійні переміщення моделі розглядаються в нерухомій системі координат X_0 , Y_0 , Z_0 , а кутові переміщення кузова автомобіля – у системі координат, закріпленої у центрі мас і що переміщається разом із автомобилем.

Закономірність зміни стабілізуючих моментів за наявності реакцій від гальмівних сил чи сил тяги – зворотна проти бічними реакціями. За наявності гальмівних сил стабілізуючі моменти зменшуються практично за лінійним законом, причому тим суттєвіше, чим

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

більший кут відведення. Зі збільшенням кута відведення та гальмівної сили стабілізуючі моменти можуть набувати негативних значень. За наявності сили потягу стабілізуючі моменти зростають (до деяких значень цієї сили), а потім починають падати. Максимум стабілізуючого моменту зміщується у бік великих значень R_z зі збільшенням нормального навантаження колесо.

Отримані результати випробувань для досліджених шин у різних режимах руху колеса показують, що в наближених розрахунках експлуатаційних властивостей автомобіля за відсутності ковзання та кута відведення $\delta \leq 4^\circ$ можна приймати коефіцієнти опору відведення в гальмівному режимі постійними, а у провідному режимі - зменшуються лінійно. Для розрахунків із більшою точністю слід використовувати складні залежності [4, 5]. Стабілізуючі моменти залишаються приблизно постійними у провідному режимі та зменшуються за лінійною залежністю зі збільшенням гальмівних сил. Поздовжні реакції, що обмежують можливості застосування таких закономірностей, визначаються точністю розрахунку та нормальним навантаженням колеса. Так, при коефіцієнті зчеплення $\phi = 0,65$ та гальмівній силі 750 Н близька сталість коефіцієнта відведення зберігається для нормальних навантажень колеса $GK \geq 3$ кН. При менших нормальних навантаженнях відхилення стають суттєвими. За наявності поздовжньої тягової реакції R_z бічні реакції постійно знижуються. Такі закономірності зберігаються до кута відведення $\delta = 6^\circ$. При $\delta = 8^\circ$ різниця бічних реакцій за наявності реакцій гальмівних сил або сил тяги зменшується, а при $\delta = 10^\circ$ практично відсутня

5.2 Рух автомобіля при повороті

Повертання автомобіля є одним з важливих властивостей, що визначають керованість і істотно впливають на стійкість автомобіля. Повертаність визначається траєкторією руху автомобіля та залежить від численних його конструктивних та експлуатаційних властивостей.

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

Як ідеальний по повертаності приймаємо автомобіль, який має траєкторію руху, що відповідає кінематиці рульового приводу при рівності кутів відведення $\delta_{\text{п}}$ передніх і задніх коліс. Радіус повороту такого автомобіля незалежно від конструктивних та експлуатаційних параметрів за всіх швидкісних режимів $R_0 = L/\text{tg}\theta_0 \approx L/\theta_0$. У процесі експлуатації при реальних конструктивних параметрах неможливо забезпечити рівність кутів відведення ($\delta_{\text{п}} = \delta_{\text{з}}$), а отже, поєднати траєкторії руху ідеального і реального автомобіля $R = L/(\theta - \delta_{\text{п}} + \delta_{\text{з}})$, значимість численних параметрів, що впливають на траєкторію руху, виражається через кути уводу.

Для оцінки повертаності широкого поширення набули поняття недостатньої, надмірної та нейтральної повертаності. Різні дослідники по-різному визначають ці поняття. Так, деякі дослідники оцінюють повертаність автомобіля через співвідношення кутів відведення $\delta_{\text{п}}$ передньої та $\delta_{\text{з}}$ задньої осей. При $\delta_{\text{п}} > \delta_{\text{з}}$ повертаність недостатня, при $\delta_{\text{п}} < \delta_{\text{з}}$ - надлишкова; при $\delta_{\text{п}} = \delta_{\text{з}}$ - нейтральна. Іноді обертаність оцінюють за співвідношенням теоретичного R_0 (за відсутності кутів відведення) і дійсного R радіусів кривизни траєкторії руху автомобіля; якщо повертаність недостатня, $R < R_0$; якщо надлишкова, $R > R_0$; якщо нейтральна, $R = R_0$.

Галузева нормаль пропонує наступне визначення: недостатня, нейтральна та надмірна повертаність – властивість автомобіля відповідно збільшувати, не змінювати або зменшувати радіус повороту при підвищенні швидкості руху по колу із закріпленим кермовим керуванням. Перші два визначення повертаності взаємопов'язані між собою, а відмінність їх виразів обумовлено методикою випробувань автомобіля на повертаність. Слід зазначити, що ці визначення є приватними, які застосовуються до конкретного режиму руху, що не забезпечують функціональної залежності, а також адекватності переходу від недостатньої до надлишкової (від

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

надмірної до недостатньої) поворотності автомобіля та не можуть характеризувати поворотність автомобіля для всіх швидкісних та навантажувальних режимів руху. Останнє визначення повніше характеризує поворотність, адекватно визначає зміну поворотності для конкретного автомобіля. Воно приймається у подальшому викладі. Крім того, розрізняють шинну, кренову обертальність, а іноді і обертальність внаслідок податливості рульового приводу. Шинна поворотність – поворотність, що виникає внаслідок відведення шин передніх та задніх коліс. Кренову поворотність визначають через розвал коліс при крені кузова та незалежних підвісках або через розворот мостів при залежних підвісках.

Для оцінки ступеня впливу кожної складової на сумарну поворотність автомобіля проведено дорожні випробування макета повнопривідного автомобіля з почерговим відключенням переднього або заднього ведучого мосту, зі зміною нормальних навантажень на мости, тиску повітря в шинах, а також кутів нахилу шворнів:

$$J_{\text{пр}} \cdot \gamma_{\text{кр}} + 0,5\gamma_{\text{кр}} \sum k_{\text{кр}i} B^2 + 0,5\gamma_{\text{кр}} \sum C_{\text{кр}i} \cdot B^2 = M_{\gamma} \quad (32)$$

де $J_{\text{пр}}$ - момент інерції кузова щодо центру крену;

$k_{\text{кр}i}$ - Коефіцієнт демпфування в підвісці i -го колеса.

Функціональні залежності кутів повороту керованих коліс залежать від бокового прискорення та швидкості руху, тоді кут крену:

$$\gamma_{\text{кр}} = \gamma m_0 h_{\text{пр}} / (C_{y1} + C_{y2}) \quad (33)$$

Хоча можливості створення автомобілів різних компоновочних схем з такою обертальністю для конкретного режиму руху великі, зберегти її в різних умовах експлуатації неможливо. Крива 1, що відображає прогресивне зростання кута повороту керованих коліс від бокового прискорення або швидкості руху при постійному радіусі, характерна для автомобілів з

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

початковою та постійно зростаючою недостатньою повертальністю. Кут повороту зростає внаслідок збільшення різниці кутів відведення $\Delta = \delta_p - \delta_z$, з підвищенням бічного прискорення і викликає збільшення сил на рульовому колесі, так і кутів повороту рульового колеса. Точка Б цієї кривої характеризує подвоєне збільшення кута повороту рульового колеса, і стосовно швидкості руху відповідає характерної швидкості (коли $\theta = 2L/R$), що обмежує недостатню обертання автомобіля загального призначення.

Можливості збільшення швидкості руху обмежені критичною швидкістю, при якій кут повороту $\theta = 2L/R=0$ і поворот автомобіля здійснюється внаслідок різниці кутів відведення передніх і задніх коліс $\Delta = \delta_p - \delta_z$.

Рівняння $m\ddot{u} = \sum R_x$ описує рівновагу сил, що діють на автомобіль в поздовжній площині симетрії, і можна вважати, що характеристики змінюються зі зміною нормальних і поздовжніх реакцій, що діють на колеса з боку дороги, і можуть бути враховані через коефіцієнти опору O опору уводу і K_m стабілізуючих моментів. Тоді аналізоване рівняння можна виключити з системи.

$$K_y = K_{y0}(1 \pm c_h R_x)(1 \pm c_l \Delta R_z) \quad (34)$$

$$K_m = K_{m0}(1 \pm c_m R_x)(1 \pm c_M \Delta R_z) \quad (35)$$

де K_y і K_{y0} - коефіцієнти опору відведення шин відповідно при

статичних навантаженнях та відсутності поздовжніх реакцій, а також

K_m та K_{m0} – коефіцієнти стабілізуючих моментів шин

відповідно при статичних нормальних навантаженнях та відсутності поздовжніх реакцій;

c_h і c_m - величини, що враховують зміну коефіцієнтів

опору відводу та стабілізуючим моментам залежно відповідно до зміни поздовжніх та нормальних реакцій;

ΔR_z - Зміна нормальних реакцій на колесах автомобіля;

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

R_z - Поздовжня реакція на колесах автомобіля.

Крива 2 характеризує початкову недостатню повертаність з переходом її у надлишкову, крива 4 – перехід від надлишкової повертаності до недостатньої аналогічній точке. Зазвичай такий перехід у процесі експлуатації відбувається при збільшенні бічних прискорень (швидкості руху) та певному поєднанні конструктивних та експлуатаційних параметрів (зміна кінематики та кутової жорсткості підвісок із зміною бічних прискорень, режимів руху, перерозподіл нормальних реакцій та ін.)

лінійну залежність між кутом θ повороту рульового колеса і доцентровим прискоренням $j\delta$.

5.3 Ідентифікація виробничо-технологічних і експлуатаційних професійних ризиків

Небезпечні та шкідливі виробничі фактори на посаді збору Фізичні фактори можна поділити на такі:

- рухомі машини та механізми;
- рухомі частини виробничого обладнання та технічного оснащення;
- Пересувні вироби, деталі, вузли, матеріали;
- підвищену запиленість та загазованість повітря робочої зони;
- Підвищену або знижену температуру поверхневого обладнання, матеріалів;
- Підвищену або знижену температуру повітря робочої зони;
- Підвищений рівень шуму на робочому місці;
- Підвищений рівень вібрації;
- підвищений рівень ультразвуку та інфразвукових коливань; підвищений або знижений барометричний тиск у робочій зоні та їх різка зміна;
- підвищену чи знижену вологість повітря, іонізацію повітря у робочій зоні;
- відсутність чи нестача природного світла;

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

- Недостатня освітленість робочої зони;
- знижену контрастність;
- Підвищену яскравість світла;
- гострі кромки, задирки та шорсткість на поверхнях заготовок, інструментів та всього обладнання.

Хімічні фактори діють залежно від характеру та ступеня впливу на організм людини:

- токсичні;
- дратівливі;
- сенсibiliзуючі;
- канцерогенні;
- мутагенні

Хімічні чинники впливають на репродуктивну функцію людини. Також під час потрапляння в організм людини впливають на органи дихання, шлунково-кишковий тракт, шкірні покриви і слизові оболонки.

До психофізіологічних відносять такі фактори:

- фізичні навантаження на людину (бувають статичні та динамічні);
- нервово-психічні навантаження на людину (виділяють розумова перенапруга, перенапруга аналізаторів, монотонність праці, емоційні навантаження).

5.4 Технічні заходи, які застосовуються для зниження ризиків професійного характеру

Для визначення умов праці необхідно встановити, які шкідливі та (або) небезпечні виробничі фактори впливають на робітників, на умови праці на робочому місці за ступенем шкідливості та безпеки.

При технічному обслуговуванні та поточному ремонті автомобілів виникають такі небезпечні та шкідливі виробничі фактори:

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

Рух автомобілів, відкриті частини виробничого обладнання, висока загазованість автомобільними газами, небезпеки отримання пошкоджень при роботі з інструментом та ін.

Для забезпечення безпеки автослюсарів, підвищення якості та продуктивності роботи всі дії здійснюються на обладнаних постах, які оснащені витягами зі стопорами.

Ділянка діагностики обладнується спеціальними місцевими відсмоктувачами газів, що відпрацювали, оскільки всі роботи проводять з працюючим двигуном. Крім того, до робочих місць електрика підводяться місцеві відсмоктувачі припливно-витяжної вентиляції. Для охолодження двигуна автомобіля додатково встановлюють електричний пересувний вентилятор .

Відповідно до встановлених норм забезпечувати своєчасну видачу спеціального бавовняного одягу, спеціального взуття з металевою вставкою, рукавичок комбінованих та запобіжного поясу, а також їх зберігання, прання, сушіння, ремонт та заміну .

Для захисту персоналу від ураження електричним струмом у ремонтній зоні всі електричні кабелі (силові, дроти вторинних ланцюгів) проведені в ізольованих кабель-каналах. Всі технологічні обладнання занулені через нульову жилу кабелю живлення, при короткому замиканні відбувається автоматичне відключення лінії, що живить несправне обладнання .

Забороняється експлуатувати за несправності штепсельного з'єднання; вимикача чи іншої комутаційної апаратури; при включення щіток; витіканні мастила; появі диму чи запаху; наявності тріщин на корпусі, рукоятці; при підвищеному шумі, вібрації; хоча б слабкий вплив електричного струму.

Корпуси електроінструментів, що не мають подвійної ізоляції незалежно від частоти при напрузі мережі вище 42 В, заземлені.

Періодичний огляд електроінструменту проводиться не рідше 1 разу

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

на 3 місяці із записом у журналі оглядів та перевірок ізоляції (мегомметром).

На ділянці розрядні струми статичної електрики найчастіше виникають при дотику обслуговуючого персоналу до будь-якого з елементів. Такі розряди не становлять небезпеки для людини. Для запобігання поразці працюючих електричним струмом підйомники заземляють.

Захисному заземленню або зануленню підлягають металеві частини електроустановок, які доступні для дотику людини і не мають інших видів захисту, які забезпечують електробезпеку.

5.5 Функціонування об'єкта у надзвичайних та аварійних ситуаціях

Пожежна безпека

Рівень технічного оснащення АТП, що зростає, ускладнення виробничих процесів супроводжується підвищенням енергоємності виробництв, високою концентрацією потужностей та матеріалів, використанням полімерних синтетичних будівельних матеріалів, збільшенням площ та поверхів виробничих будівель. За таких умов відхилення від вимог пожежної безпеки призводить до значних економічних збитків і людських жертв.

Пожежна небезпека виробничих будівель та приміщень визначається особливостями технологічного процесу, що виконується в них, властивостями застосовуваних речовин і матеріалів, а також умовами їх обробки. За вибухопожежної та пожежної небезпеки приміщення та будівлі поділяються на 4 категорії.

Причинами виникнення пожежі на СТО є:

- порушення технологічного режиму роботи устаткування;
- самозаймання деяких матеріалів та речовин;

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

- несправність електропроводки та приладів;
- коротке замикання електричної мережі;
- погана підготовка обладнання для ремонту;
- розряд статичної електрики.

Характеристика речовини та матеріалів тих, що знаходяться у приміщенні

- горючі і важко горючі рідини, тверді горючі і важко горючі матеріали речовини та матеріали, здатні при взаємодії з водою, киснем повітря або один з одним горіти.

Пожежна безпека забезпечується заходами пожежної профілактики та активного пожежного захисту. Поняття пожежної профілактики включає комплекс заходів, необхідні попередження виникнення пожежі чи зменшення його наслідків. Під активним пожежним захистом розуміються заходи, які забезпечують успішну боротьбу з вибухонебезпечною ситуацією, що виникають або пожежами.

Пожежна безпека має відповідати всім нормам щодо пожежної безпеки що передбачає:

- застосування електричного обладнання, відповідно вимогам;
- виключення перегріву технологічного обладнання та контакт його з легкозаймистими матеріалами;
- утилізація відпрацьованих легкозаймистих матеріалів;
- наявність установок пожежогасіння (порошкові вогнегасники);
- максимально можливим обмеженням маси та (або) обсягу горючих речовин, матеріалів та найбільш безпечним способом їх розміщення.

Пожежні крани встановлюють в доступних і помітних місцях в нішах на висоті 1,35 м, де також знаходиться пожежний ствол із напірним рукавом з тканинного матеріалу завдовжки 10-20 м.

Висновок

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

1. Проведено технологічні розрахунки конструктивних елементів, аналіз і вибір складових частин пристрою, як вироблених самостійно, так і закупівельних. При проектуванні автомобілів з приводом на передні колеса, для забезпечення сили тяги статичному стані приймають більше, ніж задні.

2. Результати тягового розрахунку демонструють не лише технічні можливості автомобіля, а й його експлуатаційні характеристики, такі як динаміка розгону, максимальна швидкість, економічність та поведінка на різних ділянках дороги.

3. Проведена розрахункова оцінка відіграє важливу роль у проектуванні та оптимізації ходових якостей автомобіля, що зрештою вплине на його ефективність, надійність та задоволеність користувачів.

4. Розроблений технологічний процес для влаштування перевірки вакуумного підсилювача гальм легкового автомобіля може бути використаний у практичній діяльності лабораторії.

Список використаних джерел

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

1. Кисликов В. Ф., Лущик В. В. Будова й експлуатація автомобілів. – Київ: Либідь, 1999. – 400 с.
2. Сирота В. І. Основи конструкції автомобілів: навчальний посібник. – Київ: Арістей, 2005. – 280 с.
3. Кошарний М. Ф. Основи механіки та енергетики автомобіля: навчальний посібник. – Київ: Вища школа, 1992. – 200 с.
4. Основенко М. Ю., Сахно В. П. Автомобілі: навчальний посібник. – Київ: НМК ВО, 1992. – 344 с.
5. Сахно В. П., Безбородова Г. Б., Маяк М. М., Шарай С. М. Автомобілі. Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність: навчальний посібник. – Київ: КВІЦ, 2004. – 174 с.
6. Лудченко О. А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: підручник. – Київ: Знання-Прес, 2003. – 511 с.
7. Чабанний В. Я. Ремонт автомобілів: навчальний посібник. – Кіровоград: Друкарня, 2007. – 720 с.
8. Сідашенко О. І. Ремонт машин та обладнання: підручник. – Київ: Агроосвіта, 2014. – 665 с.
9. Марчук Р. М. Конспект лекцій з навчальної дисципліни «Правила дорожнього руху». – Рівне: НУВГП, 2016. – 50 с.
10. Основи керування автомобілем та безпека дорожнього руху: навчальний посібник для ВНЗ. – Київ: ВКНУ, 2011. – 368 с.
11. Кашканов А. А., Грисюк О. Г. Безпека руху автомобільного транспорту: навчальний посібник. – Вінниця: ВНТУ, 2005. – 58 с.
12. Біліченко В. В., Зелінський В. Й., Севостьянов С. М. Основи конструкції автомобілів. Ходова частина: навчальний посібник. – Вінниця: ВНТУ, 2007. – 59 с.
13. Біліченко В. В., Варчук В. В., Вдовиченко О. В. Менеджмент технічних служб на автотранспортних підприємствах: навчальний посібник. – Вінниця: ВНТУ, 2007. – 117 с.

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

14.Буренніков Ю. А., Кашканов А. А., Ребедайло В. М. Рухомий склад автомобільного транспорту: робочі процеси та елементи розрахунку: навчальний посібник. – Вінниця: ВНТУ, 2009.

					КРБАТ 25.22133.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69