

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Модернізація підвіски автомобіля Toyota Camry Solara з
дослідженням стійкості

Виконав: студент 6 курсу, групи МАМ-61
спеціальності 274

«Автомобільний транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

Максим
КОЛОСІНСЬКИЙ

(підпис)

(ім'я та прізвище)

Керівник

Олег ЛЯШУК

(підпис)

(ім'я та прізвище)

Нормоконтроль

Михайло ЛЕВКОВИЧ

(підпис)

(ім'я та прізвище)

Зав. кафедри

Олег ЦЬОНЬ

(підпис)

(ім'я та прізвище)

Рецензент

(підпис)

(ім'я та прізвище)

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет Факультет інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)
Кафедра Кафедра автомобілів
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Олег ЦЬОНЬ

(підпис)

(ім'я та прізвище)

«14» листопада 2025 р.

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня магістр

(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

студенту Колосінському Максиму Юрійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Модернізація підвіски автомобіля Toyota Camry Solara з дослідженням стійкості

Керівник роботи Ляшук Олег Леонтійович., д.т.н., проф.

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

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

2. Термін подання студентом завершеної роботи 19 грудня 2025

3. Вихідні дані до роботи Технічні показники підвіски автомобіля Toyota Camry Solara

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

1 Загально-технічний розділ. 2 Технологічний розділ. 3 Конструкторський розділ.

4 Науково-дослідний розділ. 5 Охорона праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

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

Передня підвіска автомобіля – 1А1.

Задня підвіска автомобіля – 1А1.

Установка для миття автомобіля знизу – 1А1.

Індикаторне пристосування для регулювання підшипників ступиці – 1А1.

Приспосіблення для стискання пружини – 1А2.

Приспосіблення для зняття пальців рульових тяг – 1А2.

Стенд для діагностування кутів установки коліс – 1А1.

Результати наукових досліджень – 2А1.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Посада, ім'я та прізвище консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н. доц. Ткаченко І.Г.		
Безпека в надзвичайних ситуаціях	ст. викл. Стручок В.С.		

7. Дата видачі завдання 14.11.2025р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Студент

(підпис)

Максим КОЛОСІНСЬКИЙ

(ім'я та прізвище)

Керівник роботи

(підпис)

Олег ЛЯШУК

(ім'я та прізвище)

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційної роботи магістра на тему: «Модернізація підвіски автомобіля Toyota Camry Solara з дослідженням стійкості».

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

Пояснювальна записка складається з п'яти розділів і 63 сторінки формату А4 та 8 аркушів формату А1 графічної частини сторінок додатків.

Ключові слова: пружні елементи, кінематика підвіски, активна безпека, комфорт руху.

ЗМІСТ

Вступ.....	6
1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	7
1.1 Аналітичний огляд підвіски автомобіля.....	7
1.2 Висновки та постановка завдання на кваліфікаційну роботу магістра.....	15
2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	17
2.1 Суть модернізації підвіски.....	17
2.2 Процес удосконалення автомобіля.....	19
2.3 Додаткові часові та енергетичні показники коливального процесу.....	24
2.4 Порівняльний аналіз характеристик підвіски.....	25
3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ.....	27
3.1 Розрахунок основних елементів підвіски автомобіля.....	27
3.2 Розрахунок параметрів гасячого елемента.....	40
3.3 Розрахунок амортизатора на теплонапруженість.....	42
4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ.....	44
4.1 Практичні аспекти керування креном автомобіля.....	44
4.1.1 Пневматичні та гідравлічні системи підвіски.....	44
4.1.2 Електромагнітні системи підвіски.....	49
4.1.3 Системи адаптивного демпфування.....	51
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	53
5.1 Загальні санітарно-гігієнічні вимоги до підприємств, виробничих і допоміжних приміщень.....	53
5.2 Критерії ідентифікації об'єктів підвищеної небезпеки.....	57
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	60
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	62
ДОДАТКИ	

ВСТУП

Сучасний розвиток автомобільного транспорту супроводжується зростанням вимог до безпеки руху, керованості та комфорту експлуатації легкових автомобілів. Одним із ключових елементів, що безпосередньо впливає на динамічні властивості автомобіля, є підвіска, яка забезпечує контакт коліс з дорожнім покриттям, сприймає та демпфує динамічні навантаження, а також визначає рівень стійкості транспортного засобу в різних режимах руху. Недостатня ефективність роботи підвіски або її невідповідність сучасним умовам експлуатації може призводити до погіршення курсової та поперечної стійкості, зниження керованості й підвищення ризику виникнення аварійних ситуацій.

Автомобіль Toyota Camry Solara, як представник середнього класу легкових автомобілів, широко експлуатується в різних дорожніх та кліматичних умовах. Тривала експлуатація, зміна режимів руху та підвищені вимоги водіїв до комфорту й безпеки зумовлюють необхідність удосконалення конструкції підвіски з урахуванням сучасних інженерних рішень. Особливо актуальним є дослідження впливу конструктивних параметрів підвіски на стійкість автомобіля під час прямолінійного руху, маневрування та гальмування.

У зв'язку з цим тема кваліфікаційної роботи магістра «Модернізація підвіски автомобіля Toyota Camry Solara з дослідженням стійкості» є актуальною та практично значущою. Робота спрямована на аналіз існуючої конструкції підвіски автомобіля, обґрунтування напрямів її модернізації та оцінювання впливу запропонованих змін на показники стійкості та керованості. Отримані результати можуть бути використані як у практиці технічного обслуговування та доопрацювання легкових автомобілів, так і в освітньому процесі при підготовці фахівців у галузі автомобільного транспорту.

1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Аналітичний огляд підвіски автомобіля

Підвіска автомобіля відіграє визначальну роль у формуванні його експлуатаційних і динамічних властивостей, зокрема плавності ходу, стійкості, керованості та рівня активної безпеки. Саме через елементи підвіски здійснюється передавання силової взаємодії між колесами та кузовом, а також поглинання коливань, що виникають під час руху нерівною дорожньою поверхнею. Конструктивне виконання підвіски обирається з урахуванням функціонального призначення транспортного засобу, масо-габаритних параметрів, потужності силового агрегату та характеру умов експлуатації. Для легкових автомобілів найбільш поширеними є незалежні схеми підвісок, які забезпечують кращий контакт коліс із дорогою, тоді як залежні конструкції застосовуються рідше та мають обмежену сферу використання.

Автомобіль Toyota Camry Solara 2005 року випуску, оснащений бензиновим двигуном робочим об'ємом 2,4 л серії 2AZ-FE, належить до середнього класу легкових автомобілів і орієнтований на поєднання комфорту та надійності. Ходова частина даної моделі виконана за традиційною для цього класу схемою. Передня підвіска реалізована за типом MacPherson, що включає амортизаційні стійки та нижні поперечні важелі, забезпечуючи достатню жорсткість і простоту конструкції при збереженні прийнятних показників керованості.

Задня підвіска автомобіля має балочно-важільну конструкцію залежного типу. Основним її елементом є жорстка поперечна балка, яка об'єднує обидва задніх колеса в єдину систему. Кріплення балки до кузова здійснюється через гумометалеві шарніри (сайлентблоки) та поздовжні важелі, що дозволяє частково зменшити передачу вібрацій на кузов. Пружні властивості підвіски забезпечуються гвинтовими пружинами, а демпфування коливань — гідравлічними телескопічними амортизаторами, встановленими з нахилом. Для обмеження кутових коливань кузова та зменшення кренів під час проходження поворотів у конструкції передбачено поперечний стабілізатор стійкості.

Загалом підвіска Toyota Camry Solara характеризується конструктивною простотою та достатньою надійністю, однак її параметри не повною мірою відповідають сучасним вимогам щодо підвищеної стійкості та керованості, що обумовлює доцільність проведення подальших досліджень і розроблення напрямів її модернізації.

Особливістю підвісок залежного типу є наявність жорсткого кінематичного зв'язку між колесами однієї осі, внаслідок чого переміщення одного колеса у вертикальній площині неминуче супроводжується реакцією другого. Така взаємодія призводить до часткової передачі збурень від дорожніх нерівностей по всій осі, що негативно впливає на рівень комфорту руху. Разом із тим подібна схема забезпечує високу конструктивну міцність та сприяє більш рівномірному розподілу навантажень між елементами ходової частини, що є важливим з погляду довговічності.

Залежна задня підвіска автомобіля Toyota Camry Solara характеризується низкою експлуатаційних переваг. Насамперед вона відрізняється конструктивною простотою та мінімальною кількістю складних вузлів, що позитивно впливає на надійність і ресурс роботи. Така підвіска добре сприймає підвищені статичні й динамічні навантаження, що є актуальним під час руху дорогами з нерівним або середнім за якістю покриттям. Крім того, витрати на виготовлення та технічне обслуговування цієї конструкції є порівняно невисокими, а виконання ремонтних робіт, зокрема заміна гумометалевих шарнірів, пружних елементів або амортизаторів, не потребує складного обладнання та значних трудових витрат.

Водночас використання залежної схеми підвіски супроводжується низкою обмежень. Під час подолання дорожніх нерівностей одним колесом ударні навантаження частково передаються на друге колесо осі, що призводить до зниження плавності ходу та збільшення вертикальних коливань кузова. У порівнянні з незалежними підвісками така конструкція забезпечує нижчий рівень керованості, особливо за умов руху з підвищеною швидкістю або виконання інтенсивних маневрів. Це, у свою чергу, може спричиняти нерівномірний знос шин та обмежує доцільність застосування залежної

підвіски в автомобілях спортивного чи преміального класу, де пріоритетом є висока точність реакцій та максимальний комфорт руху.

Для легкового автомобіля середнього класу, до якого належить Toyota Camry Solara, використання залежної схеми підвіски можна вважати інженерно обґрунтованим компромісом між технічними можливостями та економічною доцільністю. Така конструкція забезпечує достатній ресурс основних елементів ходової частини, сприяє зменшенню витрат на виготовлення автомобіля та подальше технічне обслуговування, а також дозволяє зберігати рівень комфорту, прийнятний для щоденної експлуатації в міських і приміських умовах. Водночас, у порівнянні з сучасними незалежними багатоважільними підвісками, залежна схема поступається за показниками плавності ходу та точності реакцій на кермові дії, особливо під час руху по нерівному покриттю або при активному стилі керування.

Таким чином, задня підвіска залежного типу, застосована на автомобілі Toyota Camry Solara 2.4 2005 року випуску, характеризується поєднанням конструктивної простоти, високої надійності та відносно низьких експлуатаційних витрат, що відповідало вимогам і очікуванням споживачів на північноамериканському ринку. Разом із тим виявлені експлуатаційні обмеження цієї конструкції окреслюють доцільні напрями її подальшого вдосконалення. Зокрема, перспективним є використання амортизаторів із покращеними демпфувальними характеристиками, ефективніших стабілізаторів поперечної стійкості та модернізованих гумометалевих шарнірів, що в комплексі може забезпечити підвищення рівня комфорту руху та поліпшення керованості автомобіля.

На рисунку 1.1 наведено загальний вигляд задньої підвіски легкового автомобіля Toyota Camry Solara, конструкція якої потребує детального аналізу з огляду на наявність низки функціонально важливих елементів. Кожен із них бере безпосередню участь у формуванні плавності руху, сприйнятті дорожніх навантажень і забезпеченні стійкості автомобіля під час експлуатації.

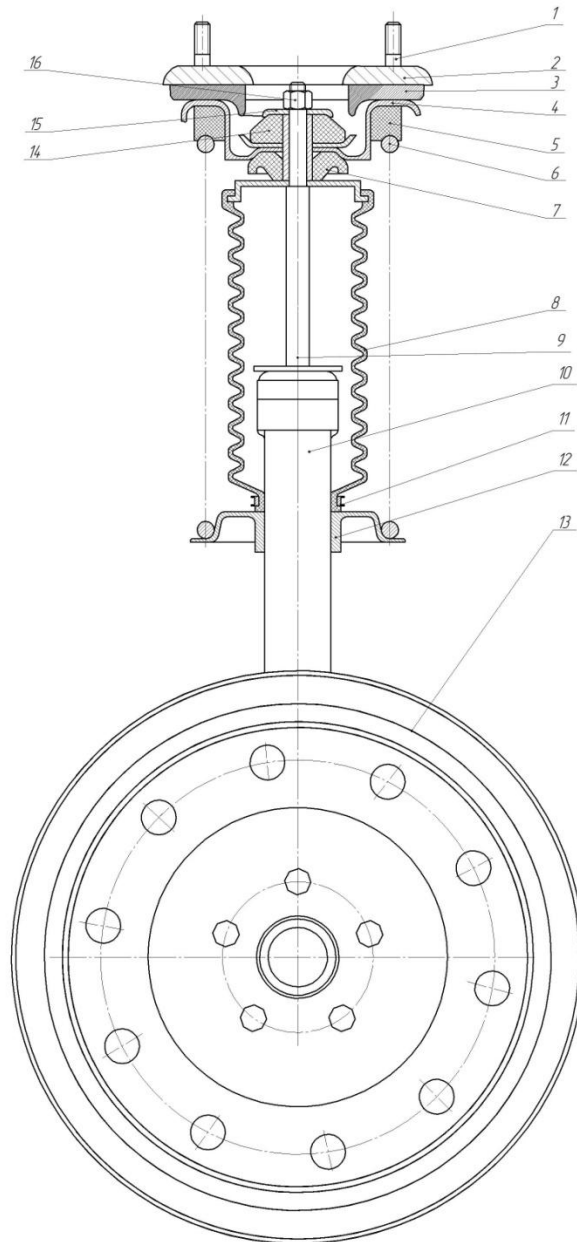


Рис. 1.1. Задня підвіска автомобіля Toyota Camry Solara.

Елемент, позначений позицією 1, являє собою кріпильний болт проставки, призначений для жорсткої фіксації відповідного вузла до несучих елементів кузова або монтажної основи. Позицією 2 на схемі ідентифіковано проставку, яка використовується для коригування висотного положення підвіски та оптимізації її просторової геометрії. Кріпильна пластина, що має номер 3, забезпечує надійне з'єднання окремих компонентів підвіски в єдиний конструктивний вузол та сприяє рівномірному розподілу навантажень.

Позиція 4 відповідає верхній опорній чашці, яка слугує опорною поверхнею для верхнього витка пружини та передає навантаження на кузов автомобіля. Елемент під номером 5 виконує функцію вставки ущільнювального або компенсаційного типу, зменшуючи передачу вібрацій і запобігаючи

виникненню додаткових шумів. Основним пружним елементом підвіски є гвинтова пружина, позначена номером 6, яка забезпечує сприйняття вертикальних навантажень, згладжування ударів від нерівностей дорожнього покриття та підтримання необхідного дорожнього просвіту автомобіля.

Елемент, позначений позицією 7, являє собою допоміжну вставку, призначену для підвищення стабільності роботи підвісного вузла та зменшення небажаних коливань. Під номером 8 на схемі представлено захисний кожух, основною функцією якого є запобігання потраплянню пилу, вологи та абразивних частинок на робочі поверхні амортизатора, а також захист від зовнішніх механічних впливів. Позиція 9 відповідає штоку амортизатора, через який передаються осьові зусилля та здійснюється робота демпфувального механізму.

Під номером 10 ідентифіковано корпус амортизатора, що слугує робочою камерою для гідравлічного або газового середовища, призначеного для гасіння коливань підвіски. Елемент 11 являє собою хомут або фіксуючий обтиск, який забезпечує стабільне положення складових частин амортизатора та запобігає їх взаємному зміщенню під час роботи. Позицією 12 позначено кріпильну пластину, що входить до складу вузла з'єднання підвіски з елементами кузова або несучої балки та сприяє надійності монтажу.

Елемент під номером 13 відповідає колісному диску, який є складовою колісного вузла та безпосередньо взаємодіє з дорожнім покриттям через шину. Позиція 14 вказує на додаткову вставку, що може виконувати функції ущільнення, компенсації зазорів або зниження передачі вібрацій. Під номером 15 зображено шайбу, призначену для рівномірного розподілу контактних навантажень та підвищення надійності різьбових з'єднань. Завершальним елементом є гайка штоку, позначена номером 16, яка забезпечує фіксацію верхньої частини амортизатора, підтримує герметичність вузла та стабільність його роботи впродовж усього терміну експлуатації.

Отже, задня підвіска автомобіля Toyota Camry Solara є складною багатокомпонентною системою, у якій кожен конструктивний елемент виконує чітко визначену функцію та працює у тісному взаємозв'язку з іншими

деталлями. Саме така узгоджена робота компонентів забезпечує необхідний рівень комфорту, безпеки та експлуатаційної ефективності автомобіля.

На рисунку 1.2 подано конструктивну схему передньої підвіски легкового автомобіля Toyota Camry Solara, яка потребує детального розгляду з огляду на її вплив на керованість, стійкість та комфорт руху. Нижче наведено характеристику основних складових елементів із поясненням їх функціонального призначення.

Елемент, позначений позицією 1, являє собою упор верхньої опори, що слугує базовою точкою спирання амортизаційного вузла та передає навантаження від підвіски на кузов автомобіля. Позиція 2 відповідає гумовому вкладишу, призначеному для демпфування дрібних коливань і зниження рівня шуму, що передається на кузов під час руху. Під номером 3 на схемі зображено шток амортизатора, який забезпечує передачу осьових зусиль між елементами підвіски та несучою частиною кузова.

Позиція 4 ідентифікує верхню опорну чашку, що слугує місцем фіксації пружини та забезпечує правильне просторове розташування пружного елемента. Гвинтова пружина, позначена номером 5, є основним елементом, відповідальним за сприйняття вертикальних навантажень і зменшення динамічних ударів, що виникають під час контакту коліс із нерівностями дорожнього покриття. Елемент 6 виконує функцію буфера ходу стиску, обмежуючи максимальне стиснення підвіски та захищаючи її від перевантажень. Захисний кожух, позначений номером 7, призначений для ізоляції штока амортизатора від зовнішніх забруднень і механічних впливів, що підвищує довговічність вузла.

Під номером 8 на рисунку показано опору буфера стиску, яка забезпечує його стабільне положення під час роботи підвіски. Позиція 9 відповідає поворотному важелю, що входить до складу рульового приводу та забезпечує зміну кута повороту колеса. Центральним елементом передньої підвіски є телескопічна амортизаційна стійка, позначена номером 10, яка поєднує функції пружного та демпфувального елементів в одному конструктивному вузлі та визначає основні експлуатаційні характеристики підвіски типу MacPherson.

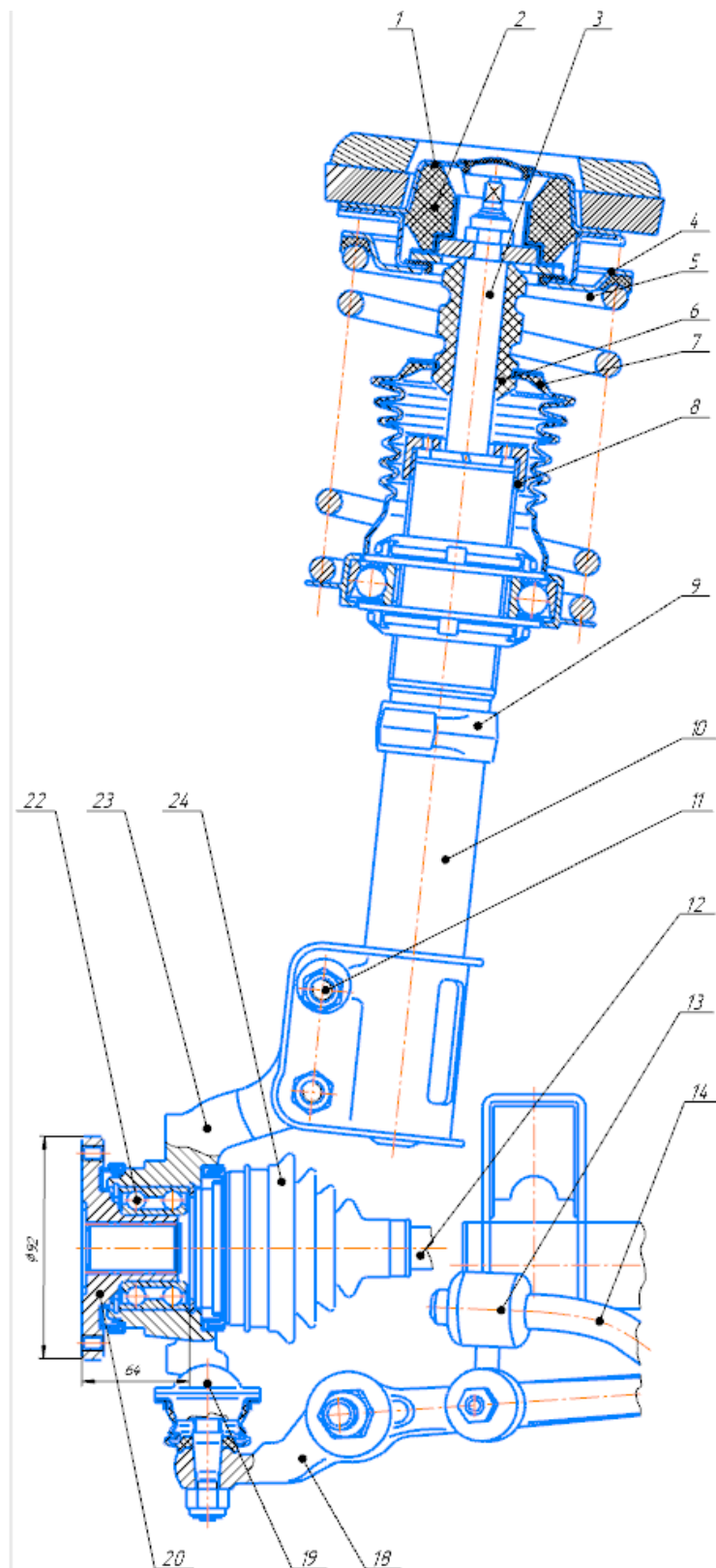


Рис. 1.2. Передня підвіска автомобіля Toyota Camry Solara.

Позиція 11 на схемі відповідає ексцентриковому болту, який застосовується для коригування кутів установлення передніх коліс, зокрема розвалу та сходження, з метою забезпечення стабільної керованості й рівномірного зносу шин. Під номером 12 позначено приводний вал, призначений для передавання крутного моменту від трансмісійного агрегату

безпосередньо до переднього колеса. Елемент 13 ідентифікує стійку стабілізатора поперечної стійкості, що бере участь у зменшенні бокових кренів кузова під час проходження поворотів, тоді як компонент 14 являє собою штангу стабілізатора, яка об'єднує ліву та праву сторони підвіски в єдину систему.

Елемент, позначений номером 15, є додатковою штангою, що виконує функцію підсилення конструкції та підвищення її загальної жорсткості. Позиція 16 відповідає розтяжці, призначеній для забезпечення стабільного просторового положення вузлів підвіски та зменшення їх деформацій під навантаженням. Під номером 17 на рисунку показано важіль, який з'єднує колісний вузол з кузовом і бере участь у формуванні кінематики передньої підвіски. Основним напрямним елементом передньої підвіски є важіль, позначений позицією 18, що забезпечує можливість вертикального переміщення колеса під час подолання нерівностей дорожнього покриття.

Позиція 19 відповідає кульовій опорі, яка утворює шарнірне з'єднання між важелем і поворотним вузлом, забезпечуючи одночасно поворот та вертикальний рух колеса. Під номером 20 зображено ступицю – конструктивний елемент, на якому закріплюється колесо автомобіля. Елемент 21 є гайкою, що фіксує підшипниковий вузол у заданому положенні, тоді як позиція 22 відповідає підшипнику ступиці, який забезпечує обертання колеса з мінімальними втратами на тертя. Позиція 23 ідентифікує додатковий поворотний важіль, пов'язаний із рульовим механізмом та відповідальний за передачу кермових зусиль. Захисний кожух, позначений номером 24, слугує для захисту елементів підвіски від впливу пилу, вологи та дорожнього бруду. Позиція 25 відповідає кріпильній пластині, яка забезпечує надійну фіксацію окремих вузлів підвіски, а елемент 26 являє собою проставку, встановлення якої дозволяє змінювати дорожній просвіт або жорсткісні характеристики підвіски залежно від умов експлуатації.

1.2 Висновки та постановка завдання на кваліфікаційну роботу магістра

У технологічному розділі кваліфікаційної роботи необхідно обґрунтувати та детально розкрити інженерні рішення, спрямовані на модернізацію підвіски автомобіля з метою підвищення його стійкості, керованості та комфорту руху. Розділ має відображати послідовність технічних дій, методику розрахунків і оцінювання ефективності прийнятих рішень.

Розкрити технічну ідею модернізації підвіски автомобіля, визначити основні недоліки базової конструкції та обґрунтувати вибір напрямів її вдосконалення. Необхідно охарактеризувати вихідний стан підвіски, описати її серійні пружні та демпфувальні елементи, а також пояснити, чому саме зміна параметрів демпфування або заміна амортизаторів є доцільною з точки зору покращення динамічних характеристик. Окрему увагу слід приділити очікуваному впливу модернізації на стійкість автомобіля та комфорт руху.

Подати послідовність реалізації модернізації підвіски. Слід описати вихідні технічні дані автомобіля, розподіл маси по осях, прийняті спрощення для розрахункових моделей, а також обґрунтувати використання математичних моделей для аналізу коливальних процесів. На основі розрахунків потрібно показати, яким чином зміна демпфувальних характеристик впливає на динамічну поведінку автомобіля в різних режимах руху.

Поглибити аналіз динаміки підвіски шляхом використання додаткових показників, які характеризують перехідні процеси та енергетичні властивості системи. Необхідно розглянути час встановлення коливань, демпфовану власну частоту, логарифмічний декремент затухання, добротність системи та інші параметри, що дозволяють оцінити інтенсивність гасіння коливань. Результати аналізу мають бути інтерпретовані з позицій підвищення стійкості та зменшення резонансних явищ.

Виконати порівняльний аналіз основних динамічних і часових характеристик підвіски автомобіля до та після модернізації. Результати доцільно подати у табличній або графічній формі з подальшим їх аналізом.

Слід зробити узагальнюючі висновки щодо ефективності запропонованих технічних рішень та їх впливу на експлуатаційні властивості автомобіля.

Конструкторський розділ присвячується інженерним розрахункам основних елементів підвіски та демпфувальних пристроїв з урахуванням умов їх реальної експлуатації.

Виконати розрахунок навантажень, що діють на елементи підвіски, визначити параметри пружних елементів та проаналізувати їх роботу в статичному і динамічному режимах. Необхідно врахувати масу автомобіля, розподіл навантажень по осях і конструктивні особливості підвіски.

Визначити основні параметри амортизатора як гасячого елемента, зокрема коефіцієнти демпфування, силові характеристики при стиску та відбої, а також залежність демпфувальної сили від швидкості переміщення штока. Розрахунки мають підтвердити здатність амортизатора забезпечувати ефективне гасіння коливань у заданих режимах руху.

Оцінити теплове навантаження амортизатора, що виникає внаслідок розсіювання механічної енергії коливань. Слід визначити потужність, яка перетворюється на теплову, та перевірити працездатність амортизатора за умов тривалої та інтенсивної експлуатації.

Науково-дослідний розділ спрямований на узагальнення сучасних підходів до керування креном автомобіля та аналіз перспективних систем підвіски.

Позглянути фізичну сутність крену кузова, його вплив на стійкість і керованість автомобіля, а також сучасні технічні рішення, що застосовуються для його зменшення.

Проаналізувати принцип дії пневматичних і гідравлічних підвісок, їх переваги, недоліки та сфери застосування.

Розглянути особливості електромагнітних систем підвіски, принципи їх роботи та потенційні можливості щодо активного керування положенням кузова. Охарактеризувати адаптивні системи демпфування, їх роль у підвищенні стійкості та комфорту, а також доцільність використання в сучасних автомобілях.

2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Суть модернізації підвіски

Базове виконання автомобіля Toyota Camry Solara передбачає використання серійних амортизаторів, які постачаються як виробниками з Японії, так і окремими європейськими компаніями. У штатній комплектації даної моделі, як правило, застосовуються масляні різьбові амортизатори, параметри яких підібрані з урахуванням характерних динамічних властивостей автомобіля та орієнтовані на забезпечення збалансованого поєднання комфорту й керованості. Такі амортизатори встановлюються як на передню, так і на задню осі, формуючи середній, універсальний рівень демпфування, прийнятний для стандартних умов експлуатації.

Водночас серійні елементи підвіски не повною мірою відповідають підвищеним вимогам до якості ходу та стабільності автомобіля в умовах інтенсивного руху й складного дорожнього покриття. З огляду на це модернізація підвіски розглядається як доцільний інженерний захід, спрямований на покращення експлуатаційних характеристик транспортного засобу. Основною метою оновлення є підвищення рівня комфорту під час тривалих поїздок, зокрема на підвищених швидкостях, а також забезпечення кращої пристосованості ходової частини до реальних умов експлуатації на автомобільних дорогах України, які характеризуються наявністю нерівностей, локальних пошкоджень покриття та змінних профілів.

У межах технічного вдосконалення підвіски було обґрунтовано доцільність заміни штатних амортизаторів на сучасні демпфувальні елементи нового покоління виробництва компанії King Shocks. Конструктивною особливістю цих амортизаторів є застосування додаткових масляних камер, що забезпечує більш ефективне гасіння коливань у широкому діапазоні навантажень. Використання таких технічних рішень дозволяє підвищити стабільність автомобіля під час руху, покращити плавність ходу та суттєво зменшити рівень вібраційних впливів, які передаються на кузов і пасажирський

відсік. Це, у свою чергу, позитивно позначається як на комфорті водія й пасажирів, так і на загальній довговічності елементів ходової частини.

Модернізовані амортизаційні елементи передбачено до встановлення як на передню, так і на задню осі автомобіля, що забезпечує комплексне оновлення всієї підвіски та узгоджену роботу її складових. Конструктивне виконання нових амортизаторів характеризується покращеним відведенням тепла, що істотно зменшує ймовірність перегріву за умов тривалих або інтенсивних динамічних навантажень. На рисунку 2.1 наведено зовнішній вигляд амортизаторів, обраних для реалізації даної модернізації. Їх інженерні особливості сприяють більш точному реагуванню підвіски на дрібні нерівності дорожнього покриття, що позитивно позначається на суб'єктивному сприйнятті керованості та комфорту руху.



Рис. 2.1. Амортизатори масляні з додатковою виносною камерою.

Після проведення повного комплексу робіт з оновлення підвіски суттєво змінюються динамічні властивості автомобіля. Поліпшується стабільність руху в поворотах, зменшується амплітуда коливань кузова, а плавність ходу набуває більш високого рівня. Дрібні дефекти дорожнього покриття та локальні нерівності практично не передаються на кузов, що знижує навантаження на водія і пасажирів під час повсякденної експлуатації або тривалих поїздок. У результаті виконана модернізація ходової частини дозволяє суттєво підвищити

експлуатаційні якості автомобіля, зберігаючи при цьому притаманну заводській конструкції надійність і ресурс.

2.2 Процес удосконалення автомобіля

Для проведення інженерного аналізу та подальшого обґрунтування параметрів модернізованої підвіски були використані вихідні дані, що відповідають реальним експлуатаційним характеристикам автомобіля Toyota Camry Solara. Повна маса транспортного засобу становить 1835 кг, що відповідає даним, наведеним у розділі 2.3 пояснювальної записки. З урахуванням компоновки автомобіля та розташування основних агрегатів, розподіл маси між осями є близьким до рівномірного: на передню вісь припадає близько 960 кг, тоді як навантаження на задню вісь становить приблизно 975 кг.

Для подальших розрахунків використано спрощену чверть-модель автомобіля, яка дозволяє оцінювати коливальні процеси для одного колеса з урахуванням підресореної маси. Відповідно, для передньої осі маса, що припадає на одне колесо, становить $m_1 = 960 / 2 = 480$ кг, а для задньої осі $m_2 = 975 / 2 = 487,5$ кг.

На основі відомих мас та жорсткісних характеристик підвіски визначено власні частоти вертикальних коливань підресорених мас. Для передньої осі власна частота становить приблизно $f_{n1} \approx 1,155$ Гц, що відповідає кутовій частоті $\omega_{n1} = 2\pi \cdot 1,155 \approx 7,26$ с⁻¹. Для задньої осі отримано значення $f_{n2} \approx 1,146$ Гц, відповідно кутова частота дорівнює $\omega_{n2} \approx 7,20$ с⁻¹. Оскільки пружні елементи та кінематична схема підвіски в межах модернізації не зазнають змін, зазначені власні частоти коливань приймаються сталими.

Основна увага в процесі вдосконалення зосереджується на зміні характеристик демпфування. Для серійної конструкції коефіцієнт відносного демпфування приймається на рівні $\zeta_0 = 0,20$, що відповідає типовим значенням для легкових автомобілів середнього класу. У межах модернізації передбачається підвищення цього показника до $\zeta_1 = 0,35$, що дозволяє суттєво зменшити амплітуду коливань кузова та покращити стійкість автомобіля без негативного впливу на комфорт руху.

Математична модель. Для оцінювання динамічної поведінки підвіски та впливу змін демпфувальних характеристик у роботі використано класичну математичну модель вертикальних коливань у вигляді чверть-моделі автомобіля. Такий підхід дозволяє описати рух підресореної маси одного колеса та є достатньо інформативним для інженерних розрахунків.

Диференціальне рівняння вільних коливань системи має вигляд

$$m \cdot x'' + c \cdot x' + k \cdot x = 0,$$

де m – підресорена маса, приведена до одного колеса;

c – коефіцієнт демпфування амортизатора;

k – еквівалентна жорсткість пружного елемента підвіски;

x , x' та x'' – відповідно переміщення, швидкість і прискорення маси.

Граничним випадком для такої системи є критичне демпфування, за якого коливальний процес переходить у аперіодичний режим. Значення критичного коефіцієнта демпфування визначається залежністю:

$$c_{cr} = 2 \cdot m \cdot \omega_n,$$

де ω_n – власна кутова частота системи.

Фактичний рівень демпфування амортизатора задається через безрозмірний коефіцієнт відносного демпфування ζ , і відповідний коефіцієнт c обчислюється за формулою:

$$c = 2 \cdot \zeta \cdot m \cdot \omega_n.$$

Для аналізу перехідних процесів важливим показником є час встановлення коливань, тобто інтервал, за який амплітуда відхилень зменшується до $\pm 5\%$ від усталеного значення. Орієнтовно цей час можна оцінити за співвідношенням:

$$T_s \approx 3 / (\zeta \cdot \omega_n).$$

Іншим критерієм якості демпфування є величина перерегулювання, що характеризує максимальне перевищення амплітуди у перехідному режимі. Для лінійної системи другого порядку вона визначається залежністю:

$$M_p = e_{xp}(-\pi\zeta / \sqrt{1 - \zeta^2}) \cdot 100 \ %.$$

З метою оцінювання ефективності ізоляції коливань використовується показник трансмісивності на резонансній частоті, який для випадку $r = 1$ може бути наближено визначений як:

$$T \approx 1 / (2\zeta).$$

Силова дія амортизатора на підвіску визначається пропорційно швидкості переміщення його штока та описується виразом:

$$F = c \cdot v,$$

де v – швидкість руху поршня амортизатора. У даних розрахунках швидкість прийнята на рівні 0,30 м/с, що відповідає характерним умовам роботи підвіски під час руху автомобіля нерівним дорожнім покриттям.

Розрахунок параметрів демпфування виконано для передньої підвіски автомобіля на основі чверть-моделі з такими вихідними даними: підресорена маса на одне колесо $m_1 = 480$ кг, власна кутова частота $\omega_{n1} = 7,26$ с⁻¹.

Визначення критичного коефіцієнта демпфування. Граничне (критичне) значення демпфування, за якого система переходить до аперіодичного режиму, обчислюється за формулою:

$$c_{cr} = 2 \cdot m_1 \cdot \omega_{n1} = 2 \cdot 480 \cdot 7,26 = 6965,5 \text{ Н} \cdot \text{с/м}.$$

Параметри демпфування для серійної підвіски ($\zeta = 0,20$). Для штатної конфігурації амортизатора коефіцієнт демпфування становить:

$$c_0 = 2 \cdot 0,20 \cdot 480 \cdot 7,26 = 1393 \text{ Н} \cdot \text{с/м}.$$

Параметри демпфування після модернізації ($\zeta = 0,35$). Після встановлення модернізованих амортизаторів розрахункове значення коефіцієнта демпфування зростає до:

$$c_1 = 2 \cdot 0,35 \cdot 480 \cdot 7,26 = 2438 \text{ Н} \cdot \text{с/м}.$$

Оцінювання часу встановлення коливального процесу

Час, необхідний для зменшення амплітуди коливань до меж ± 5 % від усталеного значення, визначається залежністю:

для серійної підвіски:

$$T_{s0} = 3 / (0,20 \cdot 7,26) = 2,07 \text{ с};$$

для модернізованої підвіски:

$$T_{s1} = 3 / (0,35 \cdot 7,26) = 1,18 \text{ с}.$$

Отже, після модернізації час затухання коливань зменшується майже вдвічі.

Визначення величини перерегулювання. Максимальне перевищення амплітуди у перехідному режимі становить:

для штатної системи:

$$M_{p0} = e_{xp}(-\pi \cdot 0,20 / \sqrt{(1 - 0,20^2)}) \cdot 100 \% = 52,7 \%;$$

для модернізованої системи:

$$M_{p1} = e_{xp}(-\pi \cdot 0,35 / \sqrt{(1 - 0,35^2)}) \cdot 100 \% = 30,9 \%.$$

Зменшення перерегулювання свідчить про стабільнішу реакцію підвіски на збурення.

Трансмісивність на резонансній частоті. Оціночне значення коефіцієнта передавання коливань у зоні резонансу становить:

до модернізації:

$$T_0 \approx 1 / (2 \cdot 0,20) = 2,5 \text{ (уточнене значення } \approx 2,69);$$

після модернізації:

$$T_1 \approx 1 / (2 \cdot 0,35) = 1,43 \text{ (уточнене значення } \approx 1,74).$$

Зменшення трансмісивності підтверджує ефективніше гасіння коливань.

Розрахунок сил, що розвиваються амортизатором

За умови прийнятої швидкості руху поршня $v = 0,30$ м/с, демпфувальні сили становлять:

для серійного амортизатора:

$$F_0 = 1393 \cdot 0,30 = 418 \text{ Н.}$$

(орієнтовний розподіл: стиск ≈ 325 Н, відбій ≈ 520 Н);

для модернізованого амортизатора:

$$F_1 = 2438 \cdot 0,30 = 731 \text{ Н.}$$

(орієнтовний розподіл: стиск ≈ 563 Н, відбій ≈ 900 Н).

Отримані результати підтверджують, що підвищення рівня демпфування призводить до зменшення амплітуди коливань, скорочення часу їх затухання та покращення динамічної стійкості передньої підвіски автомобіля.

Розрахунковий аналіз задньої підвіски. Оцінювання параметрів демпфування для задньої осі автомобіля виконано з використанням чверть-моделі підвіски за таких вихідних даних: підресорена маса одного колеса $m_2 = 487,5$ кг, власна кутова частота коливань $\omega_{n2} = 7,20$ с⁻¹.

Граничне (критичне) демпфування. Максимальне значення коефіцієнта демпфування, що відповідає аперіодичному режиму роботи системи, визначається співвідношенням:

$$c_{cr} = 2 \cdot m_2 \cdot \omega_{n2} = 2 \cdot 487,5 \cdot 7,20 = 7019,7 \text{ Н} \cdot \text{с/м}.$$

Параметри демпфування серійної конфігурації ($\zeta = 0,20$). Для штатної задньої підвіски коефіцієнт демпфування становить:

$$c_0 = 2 \cdot 0,20 \cdot 487,5 \cdot 7,20 = 1404 \text{ Н} \cdot \text{с/м}.$$

Параметри після модернізації ($\zeta = 0,35$). У разі застосування амортизаторів із підвищеним демпфуванням розрахункове значення коефіцієнта зростає до:

$$c_1 = 2 \cdot 0,35 \cdot 487,5 \cdot 7,20 = 2457 \text{ Н} \cdot \text{с/м}.$$

Тривалість перехідного процесу. Час затухання коливань до меж $\pm 5\%$ від усталеного стану становить:

для базової підвіски:

$$T_{s0} = 3 / (0,20 \cdot 7,20) = 2,08 \text{ с};$$

для модернізованої підвіски:

$$T_{s1} = 3 / (0,35 \cdot 7,20) = 1,19 \text{ с}.$$

Отримані значення свідчать про істотне скорочення часу встановлення після вдосконалення демпфувальних характеристик.

Оцінка перерегулювання. Величина максимального перерегулювання для задньої підвіски має такі значення:

у штатному виконанні – $M_{p0} = 52,7\%$;

після модернізації – $M_{p1} = 30,9\%$.

Зменшення цього показника підтверджує більш стабільну реакцію системи на збурення.

Коефіцієнт передавання коливань у зоні резонансу

Для резонансної частоти коефіцієнт трансмісивності оцінюється як:

до модернізації

$$T_0 \approx 2,5 \text{ (уточнене значення } \approx 2,69);$$

після модернізації

$$T_1 \approx 1,43 \text{ (уточнене значення } \approx 1,74).$$

Зниження трансмісивності вказує на підвищення ефективності гасіння коливань.

Розрахунок демпфувальних сил. За прийнятої швидкості переміщення штока амортизатора $v = 0,30 \text{ м/с}$ величини сил, що розвиваються, становлять:

для серійного амортизатора:

$$F_0 = 1404 \cdot 0,30 = 421 \text{ Н.}$$

(орієнтовний розподіл: стиск $\approx 324 \text{ Н}$, відбій $\approx 518 \text{ Н}$);

для модернізованого амортизатора:

$$F_1 = 2457 \cdot 0,30 = 737 \text{ Н.}$$

(орієнтовний розподіл: стиск $\approx 567 \text{ Н}$, відбій $\approx 907 \text{ Н}$).

Таким чином, для задньої підвіски, аналогічно передній осі, підвищення коефіцієнта демпфування забезпечує швидше затухання коливань, зменшення перерегулювання та покращення загальної динамічної стабільності автомобіля.

2.3 Додаткові часові та енергетичні показники коливального процесу

З метою поглибленої оцінки динамічних властивостей підвіски доцільно розглянути низку додаткових характеристик, які дозволяють більш повно описати поведінку системи в перехідному та усталеному режимах. Зокрема, для аналізу використовуються такі параметри:

демпфована власна кутова частота:

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2},$$

яка враховує вплив демпфування на коливальний процес;

час досягнення першого максимального відхилення:

$$t_p = \pi / \omega_d;$$

час встановлення коливань до рівня $\pm 2 \%$:

$$T_{s2\%} \approx 4 / (\zeta \cdot \omega_n);$$

логарифмічний декремент затухання:

$$\delta = 2\pi\zeta / \sqrt{1 - \zeta^2},$$

що характеризує інтенсивність зменшення амплітуди;

відношення амплітуд після одного циклу коливань:

$$A_1 / A_0 = e^{(-\delta)};$$

зменшення амплітуди після трьох циклів:

$$A_3 / A_0 = e^{(-3\delta)};$$

кількість коливальних циклів, необхідних для зменшення амплітуди до рівнів 10% та 5% від початкового значення;

добротність системи (Q-фактор):

$$Q = 1 / (2\zeta),$$

яка відображає схильність системи до резонансних явищ.

За результатами розрахунків встановлено, що при відносному коефіцієнті демпфування $\zeta = 0,20$ логарифмічний декремент становить приблизно $\delta \approx 1,26$. У цьому випадку амплітуда коливань після одного повного циклу зменшується до близько 28 % від початкової, а для досягнення рівня 5 % необхідно орієнтовно 2,35 циклу. За збільшення демпфування до $\zeta = 0,35$ значення декременту зростає до $\delta \approx 2,29$, при цьому амплітуда після першого циклу зменшується вже до приблизно 10 %, а досягнення 5 % рівня відбувається приблизно за 1,27 циклу.

Час до першого пікового відхилення у модернізованій системі дещо збільшується – орієнтовно з 0,43 с до 0,45 с, однак при цьому максимальна амплітуда коливань є суттєво меншою. Значення Q-фактора знижується з 2,5 до 1,43, що свідчить про зменшення резонансних властивостей системи та підвищення її динамічної стійкості.

Таким чином, підвищення коефіцієнта демпфування з 0,20 до 0,35 призводить до майже дворазового зростання інтенсивності затухання коливань, суттєвого скорочення кількості циклів, необхідних для зменшення амплітуди до 5 % (з приблизно 2,35 до 1,27), а також до зниження добротності системи приблизно на 43 %, що означає меншу схильність підвіски до резонансних коливань.

2.4 Порівняльний аналіз характеристик підвіски

Для наочного узагальнення отриманих результатів у таблиці 2.1 наведено порівняння основних динамічних і часових характеристик підвіски автомобіля до проведення модернізації та після її впровадження. Табличне представлення дозволяє чітко оцінити ефективність прийнятих технічних рішень і їх вплив на експлуатаційні властивості автомобіля.

Таблиця 1.1. Порівняння характеристик до і після модернізації

Параметр	Передня (до)	Передня (після)	Задня (до)	Задня (після)
$c, \text{Н} \cdot \text{с/м}$	1393	2438	1404	2457
$T_s (\pm 5\%), \text{с}$	2,07	1,18	2,08	1,19
$T_s (\pm 2\%), \text{с}$	$4/(0,20 \cdot 7,2) =$ 2,78	$4/(0,35 \cdot 7,2) = 1,5$ 9	2,78	1,59
$M_p, \%$	52,7	30,9	52,7	30,9
$T(r=1)$	2,69	1,74	2,69	1,74
Сила стиск (Н)	325	563	324	567
Сила відбій (Н)	520	900	518	907
δ (лог. декремент)	1,26	2,29	1,26	2,29
К-сть циклів до 5%	2,35	1,27	2,35	1,27
Q-фактор	2,50	1,43	2,50	1,43

У результаті впровадження модернізаційних заходів коефіцієнт демпфування підвіски був збільшений майже у 1,75 раза, що суттєво вплинуло на динамічні властивості автомобіля. Зростання рівня демпфування забезпечило скорочення часу встановлення коливального процесу приблизно на 43 %, що свідчить про швидшу стабілізацію руху після дії збурень. Одночасно величина перерегулювання зменшилась орієнтовно на 41 %, завдяки чому реакція підвіски на нерівності стала більш плавною та передбачуваною.

Покращення демпфувальних характеристик призвело до зниження резонансної передачі коливань від дорожнього покриття до кузова, що позитивно позначилось як на плавності ходу, так і на керованості автомобіля. Амплітуда коливань затухає значно швидше: якщо в базовому виконанні для зменшення відхилень до рівня 5 % необхідно було близько 2,35 циклу, то після модернізації цей показник скоротився до приблизно 1,27 циклу. Додатково відзначається зменшення добротності системи (Q-фактора), що вказує на зниження схильності підвіски до розвитку резонансних явищ та підвищення її динамічної стійкості в широкому діапазоні режимів руху.

3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Розрахунок основних елементів підвіски автомобіля

Конструктивна й кінематична схема підвіски суттєво впливає на експлуатаційні та динамічні властивості автомобіля. Від обраної схеми залежить загальне компонування транспортного засобу, характер вертикальних коливань кузова, рівень плавності ходу, показники стійкості та керованості, а також маса автомобіля і довговічність його основних вузлів. Параметри підвіски визначають здатність транспортного засобу ефективно сприймати дорожні нерівності та забезпечувати надійний контакт коліс із дорожнім покриттям у різних режимах руху.

Залежна підвіска, що застосовується в досліджуваному автомобілі, характеризується жорстким кінематичним зв'язком коліс однієї осі, що зумовлює специфічні умови роботи пружних і демпфувальних елементів. Така схема має свої особливості з точки зору розподілу навантажень і деформацій, які необхідно враховувати під час інженерних розрахунків. Кінематичну схему залежної підвіски наведено на рисунку 3.1, де показано основні елементи та характер їх взаємодії в процесі роботи підвіски.

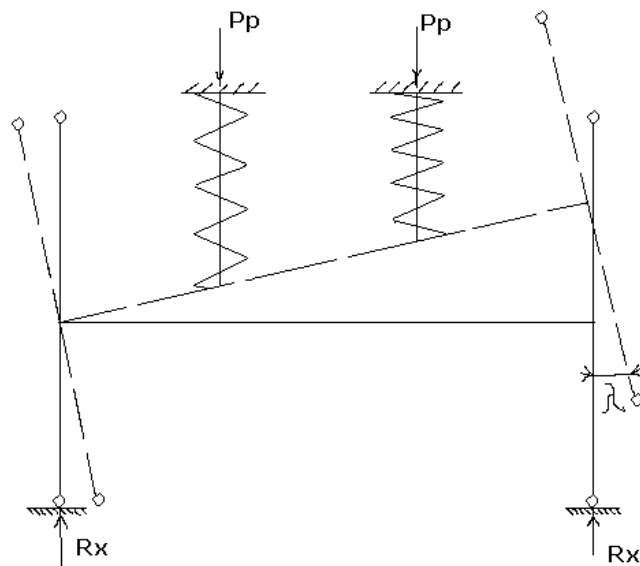


Рис. 3.1. Схема залежної підвіски.

Навантаження, яке сприймає пружний елемент підвіски, визначається з урахуванням маси, що припадає на відповідну вісь або колесо автомобіля, та дії сили тяжіння. У загальному випадку вертикальне навантаження на пружний елемент може бути визначене за залежністю:

$$P_p = R_x - g_k, \quad (3.1)$$

де R_x – нормальна реакція дорожнього покриття на колесо, зумовлена повною вагою автомобіля, Н;

g_k – навантаження, яке створюється масою колеса та елементів моста, що належать до невідвіснених мас, Н.

$$g_k = 0,5 \cdot 1165 + 206 = 796 \text{ Н};$$

$$R_x = G_{2a} = 9388 \text{ Н};$$

$$P_p = 8201 - 663 = 7538 \text{ Н}.$$

Прогин пружного елемента підвіски чисельно відповідає відносному переміщенню колеса відносно кузова автомобіля у вертикальному напрямку і визначається як різниця їх положень у процесі навантаження:

$$f_p = f_k.$$

Розрахунок амортизаторів. Амортизаційні пристрої є одним із визначальних елементів підвіски автомобіля, оскільки саме вони відповідають за зменшення інтенсивності вертикальних коливань, що виникають під час руху по нерівному дорожньому покриттю. У процесі роботи амортизаторів механічна енергія коливань, зумовлена відносним переміщенням кузова та коліс, розсіюється у вигляді теплової енергії. Спільно з силами тертя в шарнірних з'єднаннях і напрямних елементах підвіски амортизатори створюють опір руху, який спрямований на швидке згасання коливального процесу та підвищення плавності руху автомобіля.

У сучасних автомобільних підвісках найбільшого поширення набули гідравлічні амортизатори двосторонньої дії, які за конструктивним виконанням поділяються на важільні та телескопічні. Телескопічні амортизатори мають низку суттєвих конструктивних переваг, зокрема меншу масу, компактні габарити та більш сприятливі умови тепловідведення за рахунок збільшеної

площі зовнішньої поверхні. Їхня робота здійснюється за порівняно невисоких значень робочого тиску, який зазвичай перебуває в межах 2,5–5,0 МПа.

Поєднання конструктивної простоти, ефективності демпфування та надійності в експлуатації зумовило широке застосування телескопічних гідравлічних амортизаторів у підвісках легкових автомобілів різних класів. Вони успішно використовуються як на транспортних засобах вітчизняного виробництва, так і на автомобілях іноземних марок, що підтверджує їх універсальність та доцільність застосування з інженерної точки зору.

Уніфікація основних геометричних і експлуатаційних характеристик телескопічних амортизаторів здійснюється відповідно до чинних нормативних вимог, що дає змогу стандартизувати процес їх виготовлення, забезпечити взаємозамінність та спростити процедури технічного обслуговування і ремонту. Такий підхід сприяє підвищенню надійності амортизаційних елементів і зменшенню витрат на їх експлуатацію.

Інтенсивність затухання коливань у підвісці визначається величиною сил опору, які виникають під час роботи її елементів. Ці сили формуються внаслідок тертя в пружних і шарнірних з'єднаннях, а також за рахунок опору руху робочого середовища в амортизаторі. Однак вирішальну роль у гасінні коливального процесу відіграє саме демпфувальна сила, що створюється амортизатором. У наближених інженерних розрахунках приймається припущення, що величина цієї сили є пропорційною швидкості відносного переміщення кузова та коліс, тобто швидкості коливального руху системи.

Для аналітичної оцінки ефективності амортизаційних пристроїв у динамічних моделях автомобіля використовується показник відносного коефіцієнта затухання коливань. Даний коефіцієнт характеризує здатність підвіски, яка включає пружні та демпфувальні елементи, розсіювати енергію, що надходить у систему внаслідок дії дорожніх нерівностей та інших зовнішніх збурень.

Отже, раціональний вибір параметрів амортизатора має визначальне значення не лише для забезпечення комфортних умов руху пасажирів, але й для підвищення стійкості автомобіля, точності його керування та загального рівня безпеки під час експлуатації на дорогах з різними характеристиками покриття

$$\psi = \frac{K_e}{\sqrt{c \cdot m}}, \quad (3.2)$$

де $c = P_0 / f$ - жорсткість підвіски, Н / см;

$m = P_p / g$ - підресорена маса, що припадає на колесо (навантаження на пружний елемент), кг. У сучасних автомобілів коливання кузова відбуваються з загасанням, що відповідає $\psi = 0,15 \div 0,35$; у розрахунках приймають $\psi = 0,2$.

У результаті алгебраїчних перетворень вихідного рівняння було отримано розрахункову залежність, яка дозволяє визначити значення еквівалентного коефіцієнта демпфування підвіски:

$$K_e = \frac{\psi \cdot P_p}{31,3 \cdot \sqrt{f_{cm}}}, \quad (3.3)$$

$$K_e = \frac{0,2 \cdot 7538}{31,3 \cdot \sqrt{0,1}} = 157,3,$$

де P_p — сила ваги підресореної частини автомобіля, приведена до одного колеса в умовах статичного навантаження, Н;

f_{cm} — величина статичного прогину підвіски, см.

За заданого значення еквівалентного коефіцієнта опору коливанням K_e числове значення коефіцієнта опору амортизатора K_a визначається конструктивним типом амортизатора та його просторовим розташуванням відносно колеса. Ці фактори безпосередньо впливають на ефективність передачі демпфувальних зусиль і мають враховуватися під час інженерних розрахунків підвіски.

Характеристикою амортизатора в інженерних розрахунках прийнято вважати функціональну залежність сили опору, яку він розвиває, від швидкості переміщення поршня відносно робочого циліндра. Така залежність відображає демпфувальні властивості амортизатора та дає змогу оцінити його роботу в різних режимах руху підвіски.

Для наочного аналізу зазначену характеристику подають у графічному вигляді, відкладаючи силу опору амортизатора P_a по осі ординат та швидкість руху поршня V_n — по осі абсцис. Форма цієї кривої дозволяє зробити висновки щодо інтенсивності гасіння коливань при стиску та відбої.

Амортизатори з розвантажувальними клапанами, як правило, мають несиметричну силову характеристику, оскільки опір при ході стиску та при ході відбою істотно відрізняється. Типову несиметричну характеристику такого амортизатора наведено на рисунку 3.2, де чітко простежується різниця в рівнях демпфувальних зусиль залежно від напрямку руху поршня.

Силу, що розвивається в телескопічному амортизаторі, встановленому під певним кутом до вертикалі, визначають з урахуванням його просторового розташування відносно колеса. Відповідна розрахункова залежність для визначення зусилля в амортизаторі P_a приймається

$$P_a = K_e \cdot \frac{V_n}{\cos \delta}, \text{ Н.} \quad (3.4)$$

$$P_a = 152,2 \cdot \frac{50}{1} = 7568 \text{ Н}$$

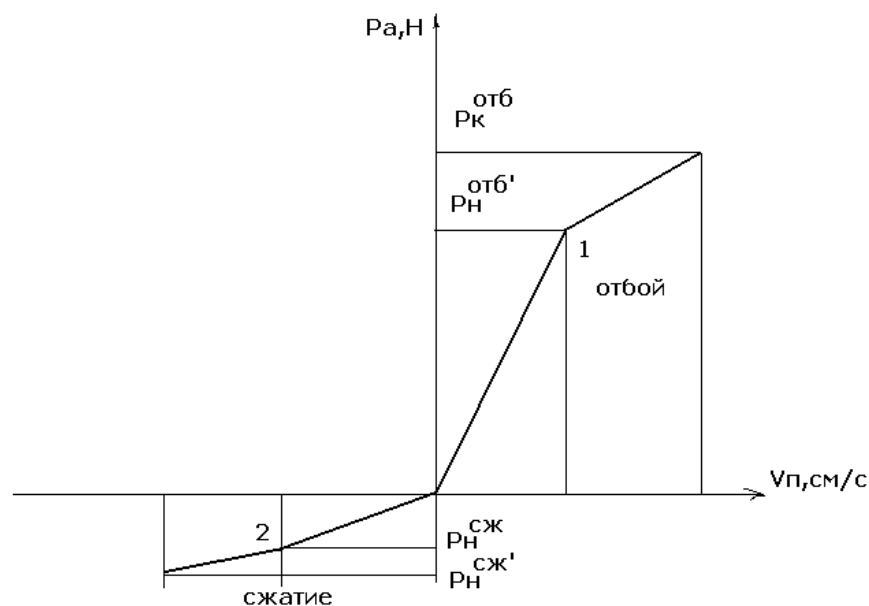


Рис. 3.2. Характеристика амортизатора.

Залежність сили, що виникає на штоку амортизатора, від швидкості відносного переміщення штока і циліндра визначається з урахуванням режиму роботи демпфувального елемента. Для аналітичної оцінки цієї залежності використовується розрахункова формула:

$$P_n = K_{an} \cdot V_n^n \text{ Н,} \quad (3.5)$$

$$P_n = 157,3 \cdot 50^1 = 7865 \text{ Н,}$$

Де P_n — зусилля, що розвивається на штоку амортизатора в зоні початкової роботи, Н;

V_n — швидкість переміщення поршня, см/с;

$K_{ан}$ — коефіцієнт гідравлічного опору амортизатора на початковому етапі роботи, тобто до моменту відкриття перепускного клапана, Н·с/см;

n — показник степеня, який у практичних інженерних розрахунках, як правило, приймають рівним $n = 1$, що відповідає лінійній залежності сили опору від швидкості руху поршня.

Для наступного режиму роботи амортизатора, який настає після відкриття клапанного механізму, розрахунок сили на штоку виконується для клапанної ділянки характеристики, де демпфувальні властивості визначаються іншими гідравлічними умовами течії робочої рідини

$$P_k = P'_n + K_{ак} \cdot (V_n - V'_n), \text{Н}, \quad (3.6)$$

$$P_k = 7865 + 1 \cdot (50 - 30) = 7885 \text{ Н}$$

де P'_n — зусилля опору амортизатора в момент початку відкриття клапанного механізму, Н;

$K_{ак}$ — коефіцієнт опору амортизатора на клапанній ділянці характеристики, Н·с/см;

V'_n — гранична (критична) швидкість переміщення поршня, за якої відбувається відкриття клапана. Для практичних розрахунків ця швидкість зазвичай перебуває в межах 20–30 см/с; у подальших обчисленнях приймають значення $V'_n = 30 \text{ см/с}$.

Під час інженерних розрахунків робочу швидкість руху поршня амортизатора приймають у діапазоні 50–60 см/с, що відповідає реальним умовам експлуатації підвіски при русі автомобіля нерівною дорогою. За таких швидкостей у процесі коливань, як на ході стиску, так і на ході відбою, у роботу вступають розвантажувальні клапани, що змінює характер демпфування та обмежує зростання зусиль у амортизаторі.

Для амортизатора односторонньої дії еквівалентний коефіцієнт опору визначається з урахуванням особливостей його силової характеристики та співвідношення демпфувальних зусиль на різних ділянках роботи, що дозволяє

коректно врахувати вплив амортизатора на загальне загасання коливань підвіски.

$$K_e = 0,5 \cdot (K_{ан}^{сжс} + K_{ан}^{отб}) \cdot \cos^2 \delta, \text{ Н} \cdot \text{с/см}; \quad (3.7)$$

Для двостороннього амортизатора $K_{ан}^{отб} = 3K_{ан}^{сжс}$:

$$K_e = 2 \cdot K_{ан}^{сжс} \cdot \cos^2 \delta, \text{ Н} \cdot \text{с/см}, \quad (3.8)$$

де δ – кут установлення амортизатора відносно вертикалі; у розрахункових схемах його, як правило, приймають рівним $\delta = 40^\circ$.

Після задання геометричного положення амортизатора та основних режимних параметрів виконують визначення коефіцієнтів опору і відповідних сил, що розвиваються амортизатором у момент початку відкриття клапанного механізму. Розрахунок проводять для критичної швидкості руху поршня $V'_n = 30 \text{ см/с}$ та показника степеня $n = 1,0$, що відповідає лінійній ділянці силової характеристики. Зазначені залежності:

$$K_{ан}^{сжс} = \frac{K_e}{\cos^2 \delta}, \text{ Н} \cdot \text{с/см}; \quad (3.9)$$

$$K_{ан}^{сжс} = \frac{157,3}{0,587} = 267,9 \text{ Н} \cdot \text{с/см}.$$

$$K_{ан}^{отб} = 3K_{ан}^{сжс}; \text{ Н} \cdot \text{с/см}; \quad (3.10)$$

$$K_{ан}^{отб} = 3 \cdot 157,3 = 471,9 \text{ Н} \cdot \text{с/см}.$$

$$P_H^{сжс'} = K_{ан}^{сжс} \cdot (V'_n)^n, \text{ Н}. \quad (3.11)$$

$$P_H^{сжс'} = 267,9 \cdot (30)^1 = 8039 \text{ Н}$$

Прийнявши $K_{ак}^{отб} = 0,5 \cdot K_{ан}^{отб}$ і $K_{ак}^{сжс} = 0,5 \cdot K_{ан}^{сжс}$, отримують:

$$P_K^{сжс} = P_H^{сжс'} + 0,5 \cdot K_{ак}^{сжс} \cdot (V_n - V'_n), \text{ Н}. \quad (3.12)$$

$$P_K^{сжс} = 8039 + 0,5 \cdot 267,9 \cdot (50 - 30) = 10718 \text{ Н}$$

$$P_k^{отб} = P_H^{отб'} + 0,5 \cdot K_{ан}^{отб} \cdot (V_n - V'_n), \text{ Н} \quad (3.13)$$

$$P_k^{отб} = 8039 + 0,5 \cdot 471,9 \cdot (50 - 30) = 12758 \text{ Н}$$

Під час визначення основних габаритних і конструктивних параметрів амортизатора орієнтуються на розрахункову потужність $N_{розр}$, яку він споживає протягом заданого проміжку часу $\tau = 1 \text{ год}$. Ця потужність відповідає

встановленому режиму роботи амортизатора та визначається для характерної швидкості переміщення його поршня. У практичних інженерних розрахунках швидкість поршня приймають у межах $V_n = 20 \dots 30$ см/с, причому верхнє значення інтервалу відповідає найбільш напруженому режиму функціонування амортизатора

$$N_{расч} = \frac{(P_H^{сж} + P_H^{отб}) \cdot V_n'}{2 \cdot 100}, \text{Вт.} \quad (3.14)$$

$$N_{расч} = \frac{(8039 + 12758) \cdot 30}{2 \cdot 100} = 3104 \text{ Вт}$$

За відомого значення потужності, яку амортизатор споживає протягом інтервалу часу $\tau = 1$ год і яка повністю перетворюється на теплову енергію, виконують визначення роботи L . Розрахунок цієї величини здійснюють за відповідною аналітичною залежністю, що встановлює зв'язок між потужністю та тривалістю її дії:

$$L = N_{расч} \cdot \tau, \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (3.15)$$

$$L = \alpha \cdot F \cdot (t_{max} - t_0) \cdot \tau, \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (3.16)$$

$$L = 200 \cdot 0,0362 \cdot (100 - 20) \cdot 360 = 201980, \text{ Н} \cdot \text{м}$$

де α – коефіцієнт теплопередачі, який для умов роботи амортизатора приймається рівним $200 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

F – площа зовнішньої поверхні корпусу амортизатора, м^2 ;

t_{max} – гранично допустима температура зовнішніх стінок амортизатора за умови безперервної роботи протягом однієї години, яка приймається рівною 100°C ;

t_0 – температура навколишнього середовища, для розрахунків зазвичай приймається 20°C .

Площа зовнішньої поверхні телескопічного амортизатора, через яку здійснюється відведення тепла в навколишнє середовище, визначається за відповідною розрахунковою залежністю:

$$F = \pi \cdot D \cdot (D/2 + l), \text{ м}^2, \quad (3.17)$$

$$F = 3,14 \cdot 0,0354 \cdot (0,0354/2 + 0,3) = 0,0362, \text{ м}^2$$

де D – зовнішній діаметр робочого циліндра амортизатора; у даному випадку приймається $D = 35,1$ мм;

l – довжина резервуара амортизатора, яка встановлюється з урахуванням конструктивних та компоновочних вимог і, як правило, становить близько 300 мм.

$$F_{вн} - F_{ш} = \frac{P_H^{отб}}{P_{ам}}, \text{ м}^2, \quad (3.18)$$

$$F_{вн} - F_{ш} = \frac{7865}{40} = 169,6 \text{ м}^2$$

де $P_{ам}$ – робочий тиск рідини в амортизаторі, який для гідравлічних телескопічних конструкцій приймається в межах $2,5 \dots 5,0 \cdot 10^6$ Па;

$F_{вн}$ – площа, обчислена за внутрішнім діаметром стінки корпусу амортизатора, що визначає ефективну поверхню дії тиску робочої рідини.

$$F_{вн} = \frac{\pi \cdot d_{ц}^2}{4} = \frac{\pi \cdot d_{вн}^2}{4}, \text{ м}^2; \quad (3.19)$$

$F_{ш}$ – площа в перерізі по штоку, що дорівнює:

$$F_{ш} = \frac{\pi \cdot d_{ш}^2}{4}, \text{ м}^2; \quad (3.20)$$

$$F_{ш} = \frac{3,14 \cdot 0,009^2}{4} = 0,0000636, \text{ м}^2$$

де $d_{ц}$ і $d_{ш}$ – відповідно внутрішній діаметр робочого циліндра та діаметр штока амортизатора. У практиці інженерних розрахунків діаметр штока приймають у межах $d_{ш} = (0,1 \dots 0,5) d_{ц}$, м, що забезпечує необхідну міцність штока та раціональне співвідношення робочих площ.

Для виконання подальших розрахунків у даній роботі прийнято такі значення геометричних параметрів: діаметр циліндра $d_{ц} = 0,03$ м, діаметр штока $d_{ш} = 0,009$ м. Зазначене співвідношення відповідає рекомендаціям для телескопічних гідравлічних амортизаторів та забезпечує їх надійну роботу в умовах експлуатаційних навантажень.

Конструктивну схему амортизатора з нанесенням основних геометричних розмірів наведено на рисунку 3.2, де показано взаємне розташування циліндра, штока та інших елементів демпфувального вузла.

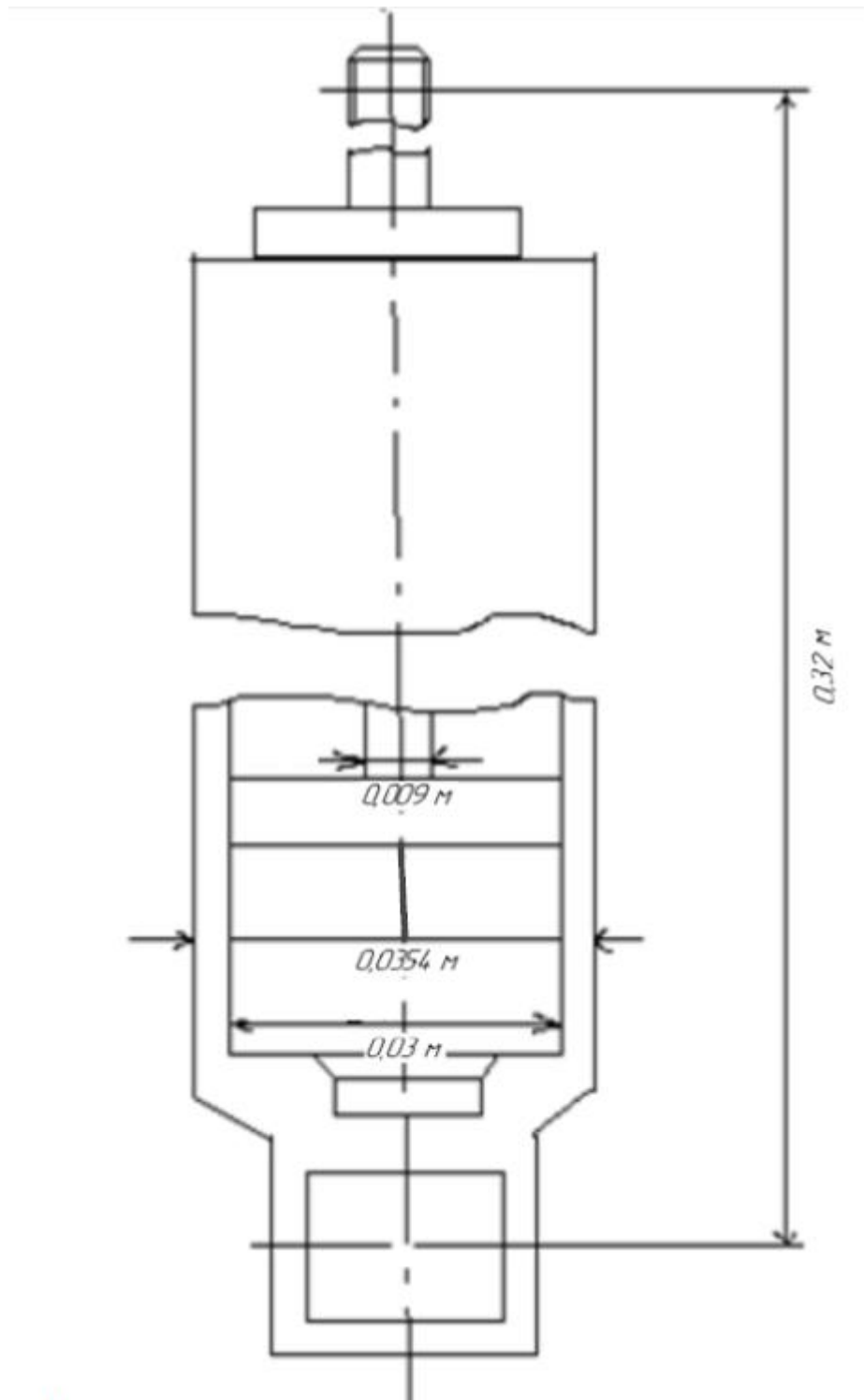


Рис. 3.2. Розрахункові розміри амортизатора.

Зовнішній діаметр корпусу амортизатора визначають на підставі розрахункової залежності, яка враховує його конструктивні параметри та умови міцності:

$$D = d_y + 2 \cdot \delta, \text{ м}, \quad (3.21)$$

$$D = 0,03 + 2 \cdot 0,00259 = 0,0354, \text{ м}$$

де δ – товщина стінки корпусу амортизатора, яка в інженерних розрахунках, з урахуванням умов міцності та технологічних можливостей виготовлення, приймається рівною 2,55 мм.

З метою уточнення значення зовнішнього діаметра амортизатора D на практиці також застосовують альтернативну розрахункову залежність:

$$D = \sqrt{\frac{l^2 + 2 \cdot l}{\pi \cdot a \cdot \tau \cdot (t_{\max} - t_0)}} - 1 \quad (3.22)$$

Конструктивну (повну) довжину амортизатора визначають за відповідною розрахунковою залежністю, яка враховує хід штока, габаритні розміри робочого циліндра та конструктивні припуски. Зазначену формулу для визначення довжини амортизатора приймають згідно з методикою:

$$l = \frac{F - 0,5 \cdot \pi \cdot D^2}{\pi \cdot D}, \text{ м.} \quad (3.23)$$

$$l = \frac{0,0362 - 0,5 \cdot 3,14 \cdot 0,0354^2}{3,14 \cdot 0,0352} = 0,32 \text{ м,}$$

Розрахунок амортизатора на міцність. Перевірку міцності поршня амортизатора виконують із використанням розрахункових залежностей, прийнятих для круглих пластин, що працюють під дією рівномірно розподіленого навантаження. Такий підхід є доцільним, оскільки геометрична форма поршня та характер прикладених сил відповідають умовам роботи плоского елемента, закріпленого по контуру.

Оцінювання міцності здійснюється за напруженнями згину, які виникають у поршні в процесі роботи амортизатора. Умовою працездатності є виконання нерівності $\sigma_z = \sigma_\tau \leq [\sigma]$, де допустиме значення напружень приймається з урахуванням властивостей матеріалу та режимів навантаження. Для масляних амортизаторів граничне значення напружень зсуву σ_τ приймається на рівні 1500 МПа, тоді як максимальні розрахункові напруження не повинні перевищувати $\sigma_{\max} = 750$ МПа. Загальне допустиме значення напружень згину в розрахунках приймається рівним 1800 МПа.

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{\tau}}{\sigma_{\max}}. \quad (3.24)$$

$$n_{\sigma} = \frac{1500}{750} = 2.$$

Запас міцності поршня за напруженнями кручення оцінюють з урахуванням умови працездатності $\tau_z = \tau_{\tau} \leq [\tau]$.

Для даного типу навантаження допустиме значення дотичних напружень приймається рівним $[\tau] = 750$ МПа, тоді як розрахункове максимальне напруження кручення становить $\tau_{\max} = 50$ МПа. У виконаному розрахунку фактичне значення напружень кручення в матеріалі поршня прийнято рівним $\tau_{\tau} = 500$ МПа, що не перевищує допустимого рівня

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{\tau}}{\tau_{\max}}. \quad (3.25)$$

$$n_{\tau} = \frac{500}{50} = 10.$$

Загальний запас міцності елемента амортизатора визначають на основі сумісного врахування дії напружень згину та кручення, використовуючи відповідну розрахункову залежність:

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq |n|. \quad (3.26)$$

$$n = \frac{2 \cdot 10}{\sqrt{2^2 + 10^2}} = 1,96 \geq |n|.$$

Отримане значення загального запасу міцності повинно відповідати встановленій умові працездатності, згідно з якою розрахунковий запас має бути не меншим за нормативно допустимий:

$$|n| \geq 2 \quad (3.27)$$

Геометричні параметри пружного елемента, зокрема зовнішній і внутрішній діаметри пружини, а також діаметр її витка, визначаються з урахуванням умов міцності:

$$\tau = \frac{8 \cdot P_{np} \cdot D \cdot K}{\pi \cdot d^3}, \text{ МПа}, \quad (3.28)$$

$$D = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \tau}{8 \cdot P_{np} \cdot K} = \frac{3,14 \cdot 0,017^3 \cdot 1000}{8 \cdot 6958 \cdot 1} = 0,0997 \text{ м}$$

де P_{np} — зусилля, яке сприймає пружина в робочому режимі; у даному розрахунку прийнято $P_{np} = 6958$ МПа;

D — середній діаметр пружини;

d — діаметр витка пружини;

K — коефіцієнт концентрації напружень, який враховує їх підвищення на внутрішній поверхні витків унаслідок кривизни пружини.

Для виготовлення пружин підвіски застосовують леговані пружинні сталі, аналогічні тим, що використовуються для ресор, зокрема марки 55ГС, 50С2 та 60С2. Для зазначених матеріалів допустиме дотичне напруження при максимальному прогині приймається рівним $[\tau] = 1000$ МПа, що забезпечує необхідний запас міцності та довговічність елемента в умовах циклічних навантажень.

Жорсткість пружини, яка визначає її деформаційні властивості та вплив на плавність ходу автомобіля, обчислюють за відповідною розрахунковою залежністю:

$$c = \frac{P_{np}}{f} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot i} \quad (3.29)$$

$$c = \frac{P_{np}}{f} = \frac{9 \cdot 10^6 \cdot 0,017^4}{8 \cdot 0,0997^3 \cdot 10} = 100,2.$$

На підставі отриманого значення жорсткості пружини та заданих геометричних і силових параметрів виконують визначення кількості робочих витків:

$$i = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot c \cdot D^3} \quad (3.30)$$

$$i = \frac{9 \cdot 10^6 \cdot 0,017^4}{8 \cdot 100,2 \cdot 0,0997^3} = 11.$$

де G — модуль зсуву матеріалу пружини, який для пружинних сталей приймається в межах $G = 7,8 \dots 10,4$ МПа залежно від хімічного складу та термічної обробки матеріалу.

Матеріали елементів підвіски обрано з урахуванням вимог міцності та довговічності. Шток амортизатора і нижній важіль виготовляються зі сталі 40, для якої нормальні напруження не повинні перевищувати допустимих значень. Пружний елемент виконано зі сталі 65С2ВА, що характеризується підвищеною пружністю; для неї обмежувальним є допустиме дотичне напруження.

На основі наведених геометричних і матеріалознавчих даних коефіцієнт опору підвіски визначається за розрахунковою залежністю:

$$K_n = 2 \cdot \psi \cdot \sqrt{C_{\text{под}} \cdot M_{\text{под}}} \quad (3.32)$$

де ψ – коефіцієнт аперіодичності, $\psi = 0,2 \dots 0,3$; приймаємо $\psi = 0,2$;

$$K_n = 2 \cdot 0,2 \cdot \sqrt{12758 \cdot 334} = 932 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}.$$

Для визначення демпфувальних властивостей підвіски виконаємо розрахунок коефіцієнта опору амортизатора, використовуючи відповідну аналітичну залежність:

$$K = K_n \cdot i_x^2 \quad (3.33)$$

$$K = 936 \cdot 1,006^2 = 947 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}.$$

Для оцінювання демпфувальних характеристик амортизатора окремо розглянемо режими його роботи під час ходу стиску та ходу відбою:

$$K_c = \frac{(0,1 \dots 0,25) \cdot 2 \cdot K}{(1,1 \dots 1,25)} \quad (3.34)$$

$$K_0 = 2 \cdot K - K_c \quad (3.35)$$

$$K_c = \frac{0,2 \cdot 2 \cdot 850,5}{1,15} = 298 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}.$$

$$K_0 = 2 \cdot 849,4 - 296 = 1402,8 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}.$$

Для кількісної оцінки демпфувальної дії амортизатора визначимо сили тертя, що виникають у ньому під час ходу стиску та ходу відбою, у характерних точках спрацювання розвантажувальних клапанів:

$$R = V_k \cdot K \quad (3.36)$$

де V_k – коефіцієнт аперіодичності, $V_k = 0,25 \dots 0,3$; приймаємо $V_k = 0,25$;

$$R_c = 0,25 \cdot 298 = 74 \text{ Н}.$$

$$R_0 = 0,25 \cdot 1402,3 = 399 \text{ Н}.$$

У підвісках сучасних легкових автомобілів вертикальні коливання кузова мають затухаючий характер, що відповідає значенням коефіцієнта загасання в межах $\psi = 0,15 \dots 0,35$. Для виконання інженерних розрахунків, як правило, приймають усереднене значення $\psi = 0,2$, яке забезпечує компроміс між комфортом руху та динамічною стійкістю автомобіля.

У подальших розрахунках задаємо необхідні робочі параметри амортизатора та приймаємо хід масляного амортизатора відповідно до конструктивних можливостей підвіски. Навантаження, що припадає на амортизатори, визначається розподілом маси автомобіля по осях:

$g_1 = 960 \text{ кг}$ — частина маси транспортного засобу, яка сприймається переднім амортизатором;

$g_2 = 975 \text{ кг}$ — частина маси, що діє на задній амортизатор.

Частоту коливань амортизатора, виражену в герцах, для передньої та задньої підвіски визначають на основі відповідних аналітичних залежностей, які враховують масу, жорсткість пружних елементів і прийнятий рівень демпфування. Застосування цих формул дозволяє оцінити динамічні характеристики амортизаторів і перевірити відповідність підвіски вимогам щодо плавності ходу та стійкості автомобіля:

$$\phi_0 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{g_1}{h_{\square}}} \text{ Гц} \quad (3.37)$$

$$\phi_0 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{g_2}{h_{\square}}} \text{ Гц} \quad (3.38)$$

$$\phi_0 = \frac{1}{2 \cdot 3,14} \sqrt{\frac{960}{125}} = 3,53. \quad \phi_0 = \frac{1}{2 \cdot 3,14} \sqrt{\frac{975}{125}} = 3,55.$$

3.3 Розрахунок амортизатора на теплонапруженість

Оцінювання теплонапруженого стану амортизатора виконується з метою перевірки його працездатності в умовах тривалої дії динамічних навантажень, коли значна частина механічної енергії коливань перетворюється на теплоту

$$t_{амор} = \frac{N_{рас}}{427 \cdot k_{\tau} \cdot S_{амор}} + t_0 < [t_{амор}] \quad (3.39)$$

де k_{τ} – коефіцієнт тепловіддачі, $k_{\tau} = 45 \dots 60 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{с}$; приймаємо $k_{\tau} = 50$;

t_0 – температура навколишнього середовища, $t_0 = 40^{\circ} \text{C}$;

$[t_{амор}]$ – максимальна температура нагріву стінок амортизатора, $[t_{амор}] = 100 \dots 110^{\circ} \text{C}$;

Потужність, яка розсіюється амортизатором у процесі роботи та переходить у теплову енергію, визначають за відповідною розрахунковою залежністю:

$$N_{рас} = 0,5 \cdot (K_c + K_0) \cdot V_k^2 \quad (3.40)$$

$$N_{рас} = 0,5 \cdot (298 + 1402,8) \cdot 0,25^2 = 105 \text{ Вт}$$

Площу зовнішньої поверхні стінок амортизатора, через яку відбувається відведення тепла в навколишнє середовище, визначають на основі геометричних параметрів його корпусу із застосуванням відповідної розрахункової залежності:

$$S_{амор} = \pi \cdot D_{цил} \cdot \left(H_{цил} + \frac{D_{цил}}{2} \right) \quad (3.41)$$

$$S_{амор} = 3,14 \cdot 0,052 \cdot \left(0,29 + \frac{0,052}{2} \right) = 0,0516 \text{ м}^2$$

$$t_{амор} = \frac{64}{427 \cdot 50 \cdot 0,0516} + 40 = 40,06^{\circ} \text{C} < [t_{амор}]$$

Результати виконаних розрахунків свідчать, що практично вся кількість теплової енергії, яка утворюється в процесі демпфування коливань, ефективно відводиться та розсіюється в навколишнє середовище. Це підтверджує достатню тепловіддачу амортизатора й відсутність передумов до його перегріву за розглянутих режимів роботи, що, у свою чергу, забезпечує стабільність демпфувальних характеристик і надійність функціонування підвіски в умовах тривалої експлуатації.

4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

4.1 Практичні аспекти керування креном автомобіля

Підвіски автомобілів представницького та преміум-сегмента, як правило, проєктуються з орієнтацією на максимальний комфорт руху. Такий підхід зумовлює використання відносно м'яких пружних і демпфувальних характеристик, що позитивно впливає на плавність ходу, однак водночас призводить до збільшення крену кузова під час маневрування в поворотах. Надмірний поперечний нахил кузова не лише погіршує суб'єктивне відчуття комфорту, але й негативно впливає на умови зчеплення шин з дорожнім покриттям, зменшуючи ефективність реалізації поперечних сил.

З огляду на це провідні виробники автомобілів високого класу впроваджують спеціалізовані системи підвіски, здатні суттєво обмежувати або майже повністю компенсувати крен кузова. Окрім зменшення поперечних коливань, такі системи можуть бути налаштовані на пригнічення клювання автомобіля під час розгону та гальмування, що додатково підвищує рівень комфорту та стабільності руху.

4.1.1 Пневматичні та гідравлічні системи підвіски

У практиці автомобілебудування для зменшення крену кузова традиційну механічну підвіску часто доповнюють пневматичними або гідравлічними елементами. Інтеграція таких компонентів дозволяє активно впливати на жорсткість підвіски та перерозподіл навантажень між колесами залежно від режиму руху. Ця система була вперше застосована на автомобілі та стала знаковим етапом у розвитку активних і напівактивних підвісок, поєднавши високий рівень комфорту з покращеною керованістю (див. рис. 4.1).

Конструктивною основою цієї системи є фірмова гідропневматична підвіска, у якій кожна з чотирьох підвісних стійок оснащена окремим сферичним акумулятором. Зазначені сфери (див. рис. 4.2) мають двокамерну будову з еластичною розділовою мембраною. В одній камері знаходиться газ,

стиснений до високого тиску, тоді як друга камера заповнена гідравлічною рідиною, що перебуває під робочим тиском системи.

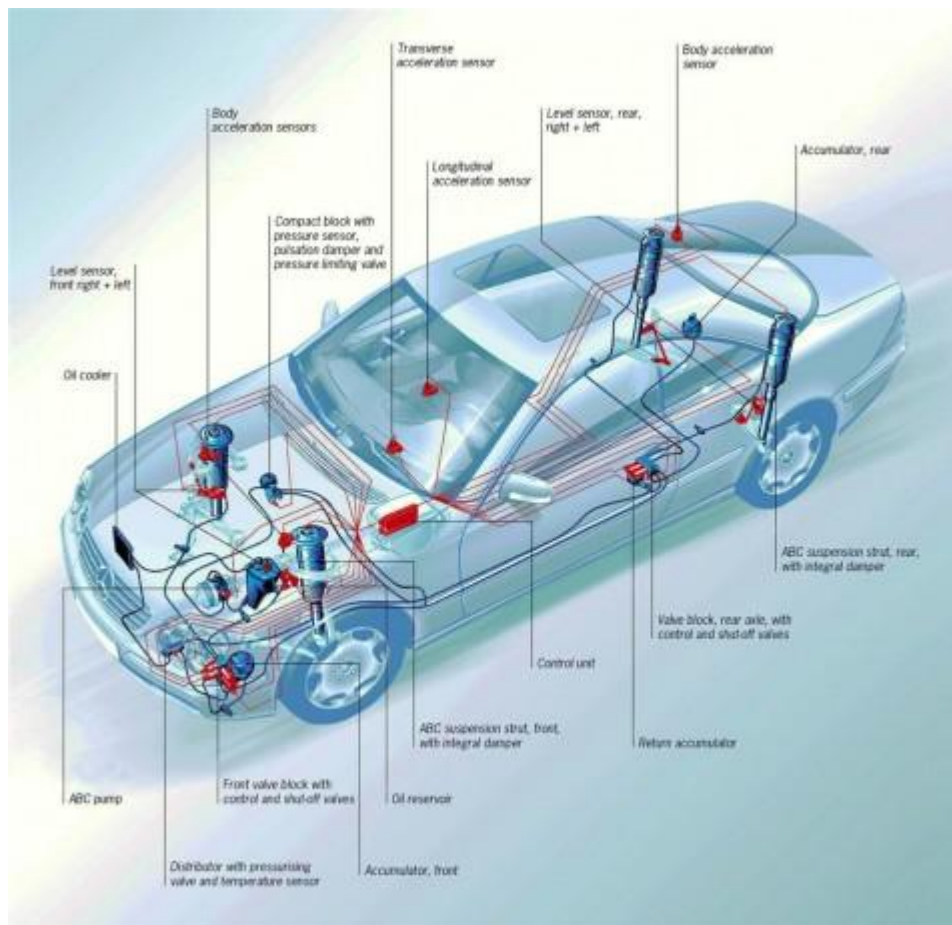


Рис. 4.1. Схема гідропневматичної підвіски.

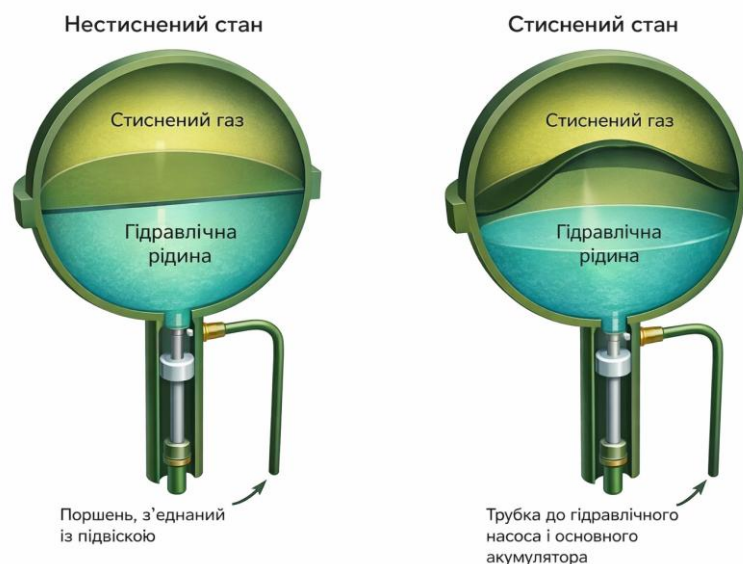


Рис. 4.2. Гідропневматичний акумулятор підвіски.

Динамічні навантаження, які виникають унаслідок нерівностей дорожнього покриття, передаються від коліс через підвісні елементи до гідравлічної рідини, а далі – через мембрану до газової порожнини сфери. Стиснений газ при цьому виконує роль пружного елемента, акумулюючи

енергію коливань та поступово повертаючи її в систему. Регульовані гідравлічні опори й дросельні канали в рідинній камері забезпечують контроль швидкості перетікання рідини, завдяки чому досягається необхідний рівень демпфування та стабілізації коливального процесу.

Підвіска зберігає базовий принцип використання сферичних акумуляторів на кожному колесі, проте її конструкція доповнена центральними сферами, встановленими на кожній осі. Ці додаткові елементи формують гідравлічний зв'язок між лівою та правою кутовими сферами відповідної осі, а також між осями, унаслідок чого вся система працює як єдиний гідропневматичний контур із робочою рідиною високого тиску.

Наявність центральних сфер збільшує ефективний сумарний об'єм газу та рідини, що бере участь у роботі підвіски одного колеса. Така особливість приводить до зменшення еквівалентної жорсткості пружного елемента та інтенсивності демпфування, що позитивно відображається на плавності ходу і комфорті пасажирів, особливо під час руху по нерівному дорожньому покриттю.

У динамічних режимах, коли виникає потреба обмежити поперечний крен або поздовжнє клювання кузова (повороти, гальмування), керуюча система перекриває клапани центральних сфер. Це зменшує ефективний об'єм газорідинної суміші, унаслідок чого підвіска переходить у жорсткіший режим з підвищеними пружними та демпфувальними характеристиками. Застосування швидкодіючих електромагнітних клапанів забезпечує короткий час реакції та безперервний, безударний перехід між режимами.

Таким чином, за умов рівномірного прямолінійного руху підвіска функціонує з мінімальною жорсткістю, забезпечуючи високий рівень комфорту. Під час маневрування або інтенсивного розгону відбувається автоматичне перемикання у жорсткіший режим для зменшення коливань кузова. Оскільки система змінює лише параметри пружності та демпфування, не генеруючи додаткової активної сили, її класифікують як напіваактивну.

Подальший розвиток ідеї обмеження крену був реалізований (рис. 4.3), де в конструкцію стабілізатора поперечної стійкості введено додаткову газонаповнену сферу. За відкритих клапанів ця сфера виконує роль еластичного

буфера, знижуючи жорсткість стабілізатора та ізолюючи коливання між колесами. Під час проходження повороту система реєструє зростання крену, після чого клапани перекриваються, жорсткість стабілізатора різко збільшується, а гідравлічний силовий циліндр коригує його положення для підтримання крену в допустимих межах.



Рис. 4.3. Порівняльна ілюстрація руху в повороті автомобіля.

Інженери компанії Mercedes-Benz запропонували власний підхід до мінімізації крену кузова, заснований на використанні активних гідравлічних компонентів підвіски. Дане технічне рішення отримало назву Active Body Control (ABC) і принципово відрізняється від класичних схем пасивної підвіски. Його ключовою особливістю є інтеграція гідравлічного модуля безпосередньо в конструкцію стандартного пружно-демпфувального вузла.

Під час проходження повороту під дією відцентрових сил пружні елементи підвіски на зовнішньому боці траєкторії зазнають значного стискання. Для нейтралізації цього ефекту відповідна гідравлічна камера оперативно заповнюється робочою рідиною, що дозволяє зберегти незмінною сумарну геометричну довжину підвісної стійки, яка включає пружину, амортизатор і гідравлічний компенсатор. Водночас на внутрішньому боці повороту пружини працюють у режимі розтягу, а надлишок рідини відводиться з гідравлічної камери, компенсуючи зміну навантаження.

Завдяки такому синхронізованому керуванню гідравлічними елементами з обох сторін автомобіля досягається істотне зменшення крену кузова, що

підтверджується експериментальними результатами, наведеними на рисунку 4.4. Разом із тим характерною особливістю системи ABC є наявність певної затримки, пов'язаної з перерозподілом робочої рідини. У результаті ефективний робочий діапазон системи обмежується частотою близько 5 Гц, чого достатньо для стабілізації кузова в поворотах, однак недостатньо для суттєвого підвищення рівня комфорту на нерівних дорожніх покриттях.



Рис. 4.4. Прояв стабілізувальної дії системи ABC.

Поряд з іншими автовиробниками, компанія BMW впровадила власне інженерне рішення для зменшення поперечного крену кузова, яке отримало назву Dynamic Drive. Ключовим елементом цієї системи є гідравлічний модуль, вбудований у конструкцію стабілізатора поперечної стійкості та здатний формувати керований крутний момент окремо для кожної його гілки.

За умов рівномірного прямолінійного руху система функціонує в режимі мінімального впливу: колеса однієї осі не мають жорсткого зв'язку між собою через стабілізатор. Такий підхід істотно обмежує передачу вібрацій від одного колеса до іншого та позитивно позначається на показниках плавності ходу й акустичного комфорту.

Під час маневрування, зокрема при входженні в поворот, гідравлічний елемент активується та з'єднує ліву і праву частини стабілізатора. У результаті в системі формується додатковий стабілізувальний крутний момент, спрямований на протидію крену кузова. Завдяки цьому зменшується поперечне переміщення кузова, покращується контакт шин із дорожнім покриттям і

підвищується курсово-керована стійкість автомобіля. Візуалізація ефекту роботи системи наведена на рисунку 4.5.

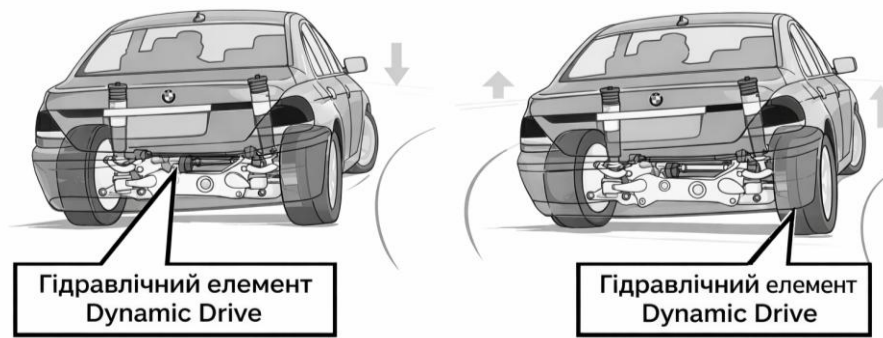


Рис. 4.5. Приклад зменшення поперечного крену кузова (ліворуч) із застосуванням системи Dynamic Drive, BMW.

У підвісках гідравлічного типу зміна дорожнього просвіту реалізується шляхом керованого перерозподілу робочої рідини в системі. Такий підхід дає змогу підтримувати практично незмінну висоту кузова незалежно від варіацій статичного навантаження автомобіля. Окрім цього, система допускає адаптацію кліренсу до умов руху: його зменшення використовується для підвищення курсової стійкості на великих швидкостях, тоді як збільшення доцільне під час експлуатації на нерівних або ґрунтових дорогах з метою запобігання контакту елементів днища з перешкодами.

Гідравлічні комплекси, реалізовані в системах BMW Dynamic Drive, Mercedes-Benz Active Body Control та Citroën Xantia Activa, мають здатність безпосередньо генерувати регульовальні зусилля, що дозволяє віднести їх до класу активних підвісок. Водночас істотним обмеженням таких рішень є потреба у високопродуктивному гідравлічному насосі з підвищеним енергоспоживанням, який повинен створювати необхідний робочий тиск для виконавчих механізмів і компенсувати втрати тиску в магістралях.

4.1.2 Електромагнітні системи підвіски

Альтернативний напрям розвитку активних підвісок запропонувала компанія Bose, відома своїми інноваціями в галузі аудіотехніки. Розроблена нею система базується на використанні лінійних електромагнітних приводів, які формують керуючі сили, необхідні для придушення крену та поздовжніх

коливань кузова. У цій концепції електромагнітні актуатори повністю замінюють класичні пружини та амортизатори, забезпечуючи принципово новий підхід до керування коливальними процесами підвіски, що ілюструється на рисунку 4.6.



Рис. 4.6. Конструктивне виконання переднього модуля підвіски Bose.

Підвищення плавності руху та ефективне обмеження поперечного крену і поздовжнього кльовання кузова в електромагнітній підвісці досягаються за рахунок додаткових витрат енергії. Разом із тим принциповою відмінністю системи Bose від гідравлічних активних підвісок є здатність лінійного електричного привода працювати не лише в режимі виконавчого механізму, а й у режимі генератора. У ситуаціях, коли створюване приводом зусилля спрямоване проти вектора його миттєвої швидкості, частина механічної енергії перетворюється в електричну та повертається в енергетичну систему автомобіля.

Завдяки використанню рекуперативного режиму сумарне енергоспоживання електромагнітної підвіски є меншим порівняно з гідравлічними активними системами, хоча залишається на достатньо високому рівні. Для практичної демонстрації працездатності розробленої концепції компанія Bose оснастила активною електромагнітною підвіскою автомобіль Lexus LS 400 зразка 1996 року. Результати випробувань, зокрема ефективне усунення крену кузова під час маневрування, наочно показані на рисунку 4.7.



Рис. 4.7. Зниження величини крену кузова автомобіля, система Bose.

4.1.3 Системи адаптивного демпфування

Системи адаптивного демпфування призначені для цілеспрямованого впливу на динамічні переміщення кузова автомобіля, зокрема на крен у поворотах та клювання під час розгону і гальмування. Принцип їх дії ґрунтується на зміні демпфувальних властивостей амортизаторів залежно від режиму руху та дорожніх умов. Реалізація такого регулювання може здійснюватися шляхом зміни пропускної здатності гідравлічних каналів, через які переміщується робоча рідина, або за допомогою використання магнітореологічних рідин, реологічні характеристики яких змінюються під впливом керованого електромагнітного поля.

У режимах тривалого маневрування, наприклад під час проходження затяжних поворотів, адаптивна підвіска змушена забезпечувати допустимий рівень крену кузова з метою збереження стабільності контакту коліс з дорожнім покриттям. Натомість при різких змінах траєкторії руху або швидких маневрах ефективність керування істотно зростає завдяки оперативному підвищенню жорсткості демпфування, що обмежує амплітуду коливань кузова.

Конструктивне впровадження адаптивного демпфування не потребує суттєвого переобладнання підвіски, оскільки базові амортизатори замінюються на регульовані аналоги без значної зміни інших елементів ходової частини. Саме ця особливість зумовила широке застосування таких систем у спортивних і динамічно орієнтованих автомобілях. Зокрема, подібні рішення використовуються у моделях Ferrari (Enzo, 612 Scaglietti, F430), Maserati

(Quattroporte, 3200 GT), Chevrolet Corvette, Audi TT, а також у високопродуктивних версіях BMW серій M5 та M6.

У сучасних конструкціях адаптивне демпфування нерідко інтегрують з активними компонентами підвіски, що розширює діапазон налаштувань керованості та дозволяє більш гнучко формувати баланс між динамічними характеристиками і плавністю ходу. Окрім покращення стійкості та керованості, такі системи сприяють зменшенню нерівномірності вертикальних навантажень на колеса та підвищенню загального комфорту руху.

Оскільки в межах даної технології здійснюється регулювання виключно параметрів демпфування без активного створення сил, адаптивна підвіска належить до напівактивних систем. Це забезпечує їй суттєву енергетичну перевагу порівняно з повністю активними підвісками, що потребують значно більших витрат енергії.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Загальні санітарно-гігієнічні вимоги до підприємств, виробничих і допоміжних приміщень

Відповідно до чинних санітарних та містобудівних нормативів промислові підприємства підлягають розміщенню в межах спеціально сформованих промислових зон населених пунктів або за їх територіальними межами з дотриманням регламентованих відстаней. Вибір місця розташування підприємства відносно житлової забудови повинен здійснюватися з урахуванням рози вітрів, при цьому промислові об'єкти доцільно розміщувати з підвітряного боку для напрямків переважаючих повітряних потоків.

З метою зниження негативного впливу шкідливих викидів, шуму та інших несприятливих факторів на умови проживання населення між територією підприємства і житловою забудовою передбачається санітарно-захисна зона. Її розміри встановлюються залежно від класу підприємства, виду та потужності виробництва, особливостей технологічних процесів, а також кількості й характеру шкідливих речовин, що надходять у навколишнє середовище. Санітарними нормами передбачено п'ять класів підприємств і виробничих об'єктів, для яких регламентується відповідна ширина санітарно-захисної зони (табл. 5.1).

Таблиця 5.1. Нормативна ширина санітарно-захисних зон підприємств.

Клас виробництва	I	II	III	IV	V
Ширина зони, м	1000	500	300	100	50

До підприємств першого класу належать об'єкти з підвищеним рівнем екологічної небезпеки, зокрема хімічні комбінати та потужні металургійні виробництва з виплавки чавуну, сталі й кольорових металів. Другий клас охоплює менш енергоємні металургійні й ливарні підприємства, а також виробництва свинцевих акумуляторів. До третього класу відносять малопотужні металургійні та ливарні цехи, підприємства з виготовлення кабельної продукції, пластмас і будівельних матеріалів. Четвертий клас включає виробництва металообробної та електротехнічної галузей, тоді як

п'ятий клас об'єднує підприємства приладобудування, виготовлення будівельних матеріалів, а також об'єкти зі зберігання та виробництва стиснених і зріджених продуктів розділення повітря.

Територія санітарно-захисної зони повинна бути впорядкованою та озелененою, що сприяє додатковому зниженню концентрації шкідливих речовин і покращенню мікроклімату. У її межах допускається розміщення об'єктів із незначним рівнем шкідливості, зокрема пожежних депо, гаражів, складів та допоміжних споруд.

Під час розроблення генеральних планів підприємств обов'язковому врахуванню підлягають санітарно-гігієнічні та екологічні вимоги. Земельна ділянка, відведена під забудову, повинна мати відносно рівний рельєф і невеликий ухил, що не перевищує 0,002, для забезпечення ефективного відведення поверхневих вод. За функціональним призначенням територія підприємства поділяється на передзаводську, виробничу, допоміжну та складську зони.

При розміщенні будівель і споруд необхідно дотримуватися нормативних санітарних розривів між об'єктами, що мають природне освітлення через віконні прорізи. Мінімальна відстань між такими будівлями повинна бути не меншою за найбільшу висоту споруди до рівня карнизу, розташованої навпроти, що забезпечує належні умови інсоляції та вентиляції приміщень.

Центральний в'їзд і вхід на територію підприємства доцільно проєктувати з боку основних маршрутів пересування персоналу, що забезпечує раціональну організацію транспортних і пішохідних потоків. У межах території необхідно передбачати розвинену мережу впорядкованих пішохідних шляхів і тротуарів, які з'єднують головні та допоміжні прохідні з усіма виробничими, адміністративними й складськими будівлями. Уздовж будівель і споруд на всій їх протяжності повинні бути забезпечені під'їзні шляхи для пожежно-рятувальної техніки, що є обов'язковою умовою дотримання вимог пожежної безпеки.

Територія підприємства підлягає обов'язковому озелененню, причому площа зелених насаджень має становити не менше 10 % загальної площі

земельної ділянки. Озеленення виконує не лише естетичну функцію, а й сприяє поліпшенню мікроклімату, зниженню запиленості та шумового навантаження.

Кожне підприємство повинно бути обладнане системами централізованого водопостачання та каналізації. Пристрої для забезпечення працівників питною водою, зокрема питні фонтанчики, доцільно розміщувати у проходах виробничих приміщень, вестибюлях, кімнатах відпочинку, а також на відкритих ділянках території. Мережі господарсько-питного водопостачання мають бути конструктивно та гідравлічно відокремлені від систем подачі технічної води. Нормативні витрати води на господарсько-питні потреби за одну зміну становлять орієнтовно 45 л на одного працівника в умовах гарячих цехів і близько 25 л – у звичайних виробничих приміщеннях.

Система водовідведення на підприємстві поділяється на виробничу, господарсько-фекальну та зливову каналізацію. Скидання побутових і виробничих стічних вод у поглинальні колодязі не допускається з метою запобігання забрудненню підземних водоносних горизонтів. Незабруднені виробничі стоки можуть відводитися до зливової каналізації, призначеної для приймання атмосферних опадів. У випадках, коли після очищення концентрація шкідливих домішок у суміші виробничих і міських стічних вод не перевищує нормативно допустимих значень, дозволяється їх відведення до централізованої міської каналізаційної мережі.

Виробничі приміщення повинні бути забезпечені природним освітленням через віконні прорізи або світлові ліхтарі, а також ефективними системами вентиляції. Мінімальна висота таких приміщень має становити не менше 3,2 м, а нормативні показники площі та об'єму – відповідно не менше 4,5 м² і 15 м³ на одного працівника. Дільниці та приміщення з інтенсивним виділенням тепла, шкідливих газів, парів або пилу доцільно розміщувати поблизу зовнішніх огорожувальних конструкцій будівель, а у багатоповерхових спорудах – переважно на верхніх поверхах, що полегшує організацію ефективного повітрообміну та видалення шкідливих викидів.

Покриття підлоги в зонах постійного перебування персоналу повинно забезпечувати безпечні та зручні умови праці. Воно має бути рівним, механічно

міцним і таким, що не створює ковзання, а також пристосованим до регулярного прибирання. Матеріал підлоги не повинен вбирати хімічні сполуки, які застосовуються у виробничих процесах, і має зберігати стійкість до дії агресивних середовищ та технологічних реагентів. Огороджувальні конструкції приміщень, зокрема стіни, повинні відповідати нормативам тепло- та звукоізоляції, легко очищуватися і митися, а їх оздоблення має унеможливити накопичення та поглинання шкідливих або корозійно-активних речовин.

Допоміжні приміщення різного функціонального призначення – адміністративні, санітарно-побутові, приміщення громадського харчування, охорони здоров'я, культурного та навчального обслуговування – доцільно розміщувати в одному об'ємі з виробничими будівлями або у вигляді прибудов, розташованих у зонах з мінімальним впливом шкідливих виробничих факторів. За відсутності такої можливості допускається їх розміщення в окремо розташованих будівлях. Висота допоміжних приміщень, інтегрованих у виробничі корпуси, повинна бути не меншою за 2,4 м. Для самостійних будівель або прибудов мінімальна висота поверху має становити 3,3 м, відстань від рівня підлоги до нижньої поверхні перекриття – не менше 2,2 м, а в місцях епізодичного проходу персоналу допускається зменшення цього показника до 1,8 м.

Нормативна площа допоміжних приміщень визначається їх функціональним призначенням: у приміщеннях управління вона має становити щонайменше 4 м² на одне робоче місце, у конструкторських підрозділах – не менше 6 м², у залах нарад – близько 0,9 м² на одне посадкове місце, а у вестибюлях і гардеробних – орієнтовно 0,27 м² на одного працівника.

До складу санітарно-побутових приміщень входять душові та туалетні кімнати, гардеробні, умивальні, приміщення для куріння, зони сушіння й очищення спецодягу, кімнати особистої гігієни жінок, а також приміщення для обігріву персоналу. Підлогові покриття в цих приміщеннях повинні бути вологостійкими та мати протиковзку поверхню, тоді як стіни і перегородки необхідно облицьовувати матеріалами світлих тонів, стійкими до дії вологи, на висоту не менше 1,8 м.

У гардеробних для зберігання одягу встановлюються індивідуальні шафи стандартних розмірів: орієнтовна висота – 1650 мм, ширина – від 250 до 400 мм, глибина – близько 300 мм. Кількість таких шаф повинна відповідати загальній чисельності працівників підприємства, що забезпечує належні умови зберігання особистого та робочого одягу.

5.2 Критерії ідентифікації об'єктів підвищеної небезпеки

Забезпечення безпечного функціонування виробничих і технологічних систем, що належать до об'єктів підвищеної небезпеки, є одним із ключових завдань у сфері техногенної та екологічної безпеки. Особлива увага при цьому приділяється захисту життя і здоров'я населення, а також збереженню довкілля від негативних наслідків можливих аварійних ситуацій. Реалізація зазначених завдань передбачає комплекс заходів, спрямованих на попередження виникнення аварій, обмеження масштабів їх розвитку та ефективну ліквідацію наслідків.

Об'єкт підвищеної небезпеки (ОПН) визначається як виробничий або інфраструктурний об'єкт, на якому здійснюється використання, виготовлення, перероблення, зберігання чи транспортування небезпечних речовин у кількостях, що дорівнюють або перевищують встановлені законодавством порогові значення. До цієї категорії також можуть бути віднесені інші об'єкти, які за своїми характеристиками створюють реальну загрозу виникнення надзвичайних ситуацій техногенного або природного походження.

На відміну від ОПН, потенційно небезпечний об'єкт (ПНО) характеризується наявністю умов, за яких використання чи зберігання небезпечних хімічних, біологічних або інших шкідливих речовин може призвести до аварії лише за певного збігу несприятливих факторів. Таким чином, ПНО розглядаються як об'єкти з імовірним, але не обов'язковим рівнем загрози.

Аварією на об'єкті підвищеної небезпеки вважається небезпечна подія техногенного характеру, що виникає в процесі його експлуатації та супроводжується наднормативними викидами небезпечних речовин, пожежею,

вибухом або іншими руйнівними явищами. Такі події можуть призводити до загибелі людей або створювати безпосередню загрозу життю, здоров'ю населення і навколишньому середовищу як у межах об'єкта, так і за його межами.

Серед наявних на певній території потенційно небезпечних об'єктів шляхом проведення процедури ідентифікації визначають ті, що підлягають віднесенню до категорії об'єктів підвищеної небезпеки. Після цього за діяльністю суб'єктів господарювання, які експлуатують ОПН, здійснюється державний нагляд і контроль.

Функції контролю покладаються на органи державної влади, уповноважені законодавством, зокрема на центральні та територіальні органи виконавчої влади, до компетенції яких належать питання охорони праці, екологічної безпеки, захисту навколишнього природного середовища, пожежної та техногенної безпеки, санітарно-епідеміологічного благополуччя і містобудівного регулювання.

До повноважень Кабінету Міністрів України та центральних органів виконавчої влади у сфері функціонування ОПН належать формування та реалізація державної політики, нормативно-правове регулювання і контроль у відповідній галузі, а також вирішення питань землекористування та раціонального використання природних ресурсів.

Місцеві державні адміністрації обласного, районного рівнів і Київська міська державна адміністрація забезпечують контроль за дотриманням вимог законодавства суб'єктами господарювання, організовують заходи із запобігання аваріям і надзвичайним ситуаціям, а також беруть участь у введенні ОПН в експлуатацію. До їхніх завдань також належить інформування населення про виникнення екологічно небезпечних аварій, можливі ризики для здоров'я людей і довкілля, а також про дії, спрямовані на мінімізацію негативних наслідків.

У разі виникнення аварій на ОПН місцеві органи влади координують роботи з ліквідації їх наслідків, залучаючи підприємства, установи, організації незалежно від форм власності, а також громадян, і забезпечують реалізацію заходів щодо відшкодування завданої шкоди.

Суб'єкт господарювання, який експлуатує об'єкт підвищеної небезпеки, несе пряму відповідальність за запровадження превентивних заходів, спрямованих на недопущення аварій, зменшення масштабів можливих наслідків і захист населення та довкілля. У разі виникнення аварійної ситуації він зобов'язаний своєчасно повідомляти про це органи державної влади, органи місцевого самоврядування і населення, а також забезпечувати експлуатацію об'єкта з мінімально допустимим рівнем ризику.

Ідентифікація об'єкта як ОПН здійснюється суб'єктом господарювання на підставі фактичної кількості небезпечних речовин у порівнянні з установленими пороговими масами. Значення таких порогів визначаються нормативними документами, затвердженими Кабінетом Міністрів України.

Порогова маса небезпечних речовин — це регламентована величина маси окремої небезпечної речовини, певної категорії речовин або їх сумарної кількості, перевищення якої зумовлює необхідність віднесення об'єкта до підвищеної категорії небезпеки.

Під небезпечною речовиною розуміють хімічні, токсичні, вибухонебезпечні, окиснювальні та горючі сполуки, а також біологічні агенти і речовини біологічного походження, включаючи мікроорганізми та біотехнологічні препарати, що становлять загрозу для людини й довкілля. Сукупність фізико-хімічних властивостей таких речовин або особливості їх агрегатного стану за певних умов можуть спричинити небезпечний вплив на життя і здоров'я людей, екосистеми, матеріальні та культурні цінності.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У загально-технічному розділі здійснено ґрунтовний аналіз конструкції передньої та задньої підвісок автомобіля Toyota Camry Solara, визначено їх кінематичні особливості, переваги й обмеження з точки зору комфорту, керованості та стійкості. Показано, що застосована серійна схема підвіски є конструктивно простою та надійною, однак не повною мірою відповідає сучасним вимогам до динамічної стабільності автомобіля, особливо в умовах активного маневрування та експлуатації на дорогах зі зниженими показниками рівності покриття. На основі проведеного аналізу обґрунтовано доцільність модернізації демпфувальних елементів як найбільш ефективного та економічно виправданого напрямку вдосконалення підвіски.

У технологічному розділі сформульовано суть і послідовність модернізації підвіски, яка полягає в заміні штатних амортизаторів на сучасні масляні амортизатори з додатковою виносною камерою. Виконано детальний розрахунковий аналіз із використанням чверть-моделі автомобіля, що дозволило кількісно оцінити вплив зміни коефіцієнта демпфування на основні динамічні показники. Отримані результати свідчать, що збільшення відносного коефіцієнта демпфування з 0,20 до 0,35 забезпечує істотне зменшення амплітуди коливань кузова, скорочення часу їх затухання майже вдвічі, зниження перерегулювання та зменшення резонансної передавальної здатності підвіски. Це підтверджує ефективність запропонованого технічного рішення з позицій інженерної доцільності.

У науково-дослідному розділі проведено поглиблений аналіз коливальних процесів із використанням додаткових часових та енергетичних показників, таких як логарифмічний декремент затухання, демпфована власна частота, добротність системи та кількість коливальних циклів до заданого рівня амплітуди. Порівняльний аналіз базової та модернізованої підвіски переконливо довів, що запропоновані зміни підвищують динамічну стійкість автомобіля та зменшують його чутливість до збурень, що виникають під час руху нерівною дорогою або виконання маневрів.

У конструкторському розділі розглянуто принципи розрахунку основних елементів підвіски та амортизаторів, наведено аналітичні залежності для визначення демпфувальних сил, потужності й теплового навантаження амортизаційних пристроїв. Показано, що обрані модернізовані амортизатори відповідають умовам міцності, працездатності та теплової стійкості в усьому діапазоні експлуатаційних режимів, що підтверджує можливість їх практичного застосування без зниження ресурсу ходової частини.

Розділ «Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях» виконано з урахуванням чинних нормативних вимог, у ньому проаналізовано потенційні небезпечні фактори під час виконання робіт з технічного обслуговування та модернізації підвіски, а також запропоновано заходи щодо забезпечення безпечних умов праці та мінімізації ризиків виникнення надзвичайних ситуацій.

У цілому кваліфікаційна робота магістра характеризується достатнім рівнем наукової обґрунтованості, коректним використанням математичного апарату, логічною послідовністю викладу матеріалу та практичною спрямованістю отриманих результатів. Запропонована модернізація підвіски автомобіля Toyota Camry Solara дозволяє підвищити комфорт руху, стійкість і керованість без суттєвого ускладнення конструкції та збільшення експлуатаційних витрат. Результати роботи можуть бути використані у практиці доопрацювання легкових автомобілів, у навчальному процесі, а також слугувати основою для подальших досліджень у галузі удосконалення підвісок транспортних засобів.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. О.Л. Ляшук, М.Г. Левкович, Д.В. Міронов, В.О. Тесля. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи магістра за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт» галузі знань 27 «Транспорт». – Тернопіль: Видавництво ТНТУ, 2023. – 60 с.
2. Коробочка О.М. Основи розрахунків, проектування і експлуатації технологічного обладнання для автомобільного транспорту: Навч. посібник / Коробочка О.М., Скорняков Е.С., Сасов О.О. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2007 – 252 с.
3. Кукурудзяк, Ю. Ю. Технічна експлуатація автомобілів. Організація технологічних процесів ТО і ПР навчальний посібник / Ю. Ю. Кукурудзяк, В. В. Біліченко. – Вінниця : ВНТУ, 2010. – 198 с.
4. Положення про технічне обслуговування і ремонт дорожніх транспортних засобів автомобільного транспорту. – К.: Мінтранс України, 1998. – 16 с. – (Нормативний документ Мінтрансу України).
5. Андрусенко С. І. Технологічне проектування автотранспортних підприємств: навч. посіб. / Андрусенко С. І., Білецький В. О., Бортницький П. І.; за ред. проф. С. І. Андрусенка. – К. : Каравела, 2009. – 368 с.
6. Канарчук В. Є. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. Книга 1 :теоретичні основи. Технологія: підручник / В. Є. Канарчук, О. А. Лудченко, А. Д. Чигиринець – К. : "Вища школа", 1994. – 342 с.
7. Канарчук В. Є. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. Книга 2: організація, планування і управління : підручник / В. Є. Канарчук, О. А. Лудченко, А. Д. Чигиринець – К.: "Вища школа", 1994. – 383 с.
8. Курніков І. П. Технологічне проектування підприємств автомобільного транспорту : навчальний посібник / І. П. Курніков, М. К. Корольов, В. М. Токаренко. – К. : Вища школа, 1993. – 191 с.
9. Автомобілі. Теорія : навч. посіб. / В.П. Сахно, В.І. Сирота, В.М. Поляков, В. Г. Головань, О.В. Лисий; Військ. акад. - Одеса: Військ. акад., 2017. - 412 с.

10. Кисликов В.Ф., Лущик В.В. Будова й експлуатація автомобілів: Підручник. – 8-те вид. - К.: Либідь, 2018. – 400 с.
11. Кисликов В.Ф. Лущик В.В. Будова й експлуатація автомобілів. – К.: Либідь, 2016. – 400 с. 5. Ю.А.
12. О.П. Строков, М.Г. Макаренко, В.Ф.Фролов Технічне обслуговування та ремонт вантажних і легкових автомобілів, автобусів. Підручник: У 2 кн. К.: Грамота, 2005.
13. Ляшук, О., Гевко, І., Гупка, А., Слободян, Л., Гевко, Б., & Хорошун, Р. (2023). Розробка моделі узагальненого діагностичного показника технічного стану ходової частини автомобіля з використанням математичних методів теорії планування експерименту. сучасні технології в машинобудуванні та транспорті, 2(21), 135-144.
14. Практикум з охорони праці. Навчальний посібник / За ред.. В.Ц. Жидецького. – Львів: Афіша, 2000. – 352 с.
15. Стручок В.С. Техноекологія та цивільна безпека. Частина «Цивільна безпека»: навчальний посібник / В.С. Стручок.– Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2022. – 156 с.
16. Пилипець М. І. Правила заповнення основних форм технологічних документів : навч.-метод. посіб. / Уклад. Пилипець М. І., Ткаченко І. Г., Левкович М. Г., Васильків В. В., Радик Д. Л. Тернопіль : ТДТУ, 2009. 108.
17. Паливода Ю. Є., Ткаченко І. Г., Капаціла Ю. Б., Гевко Ів. Б. Технологія оброблення корпусних деталей : навч. посіб. Тернопіль : ТНТУ, 2016. 156 с.
18. Дикань С.А., Зима О.Є. Безпека в галузі та надзвичайних ситуаціях. Університетський курс [Текст]: підручник для студ. вищ. навч. закл. С.А. Дикань, О.Є. Зима. – Полтава: ТОВ «АСМІ», 2015. – 273 с.: табл., іл.
19. Опис автомобіля Toyota camry solara / [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://uk.wikipedia.org/wiki/Toyota_Camry_Solara.
20. Опис автомобіля Toyota Corolla / [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://auto.ria.com/uk/car/toyota/corolla/>.
21. Maintenance and repair manual Toyota Corolla // 2008, -122 p.