

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

Факультет літакобудування

Кафедра автомобілів та транспортної інфраструктури

Пояснювальна записка до дипломної роботи

(тип кваліфікаційної роботи)

магістр

(освітній ступінь)

на тему «Модернізація автомобіля категорії М1 для участі в автоспорті з розробкою гальмівного керування та підвіски коліс»

ХАІ.107.163т.22О.274. 9622670 ПЗ

Виконав: здобувач 2 курсу групи № 163Т

Галузь знань

27 Транспорт

(код та найменування)

Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»

(код та найменування)

Освітня програма Автомобілі та автомобільне

господарство

(найменування)

Паринцев Д.П.

(прізвище та ініціали здобувача)

Керівник: _____

Доля К.В.

(прізвище та ініціали)

Рецензент: Аргун Щасяна Валіковна

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Дипломний проект містить 69 сторінки, 23 малюнки, 11 таблиць, 14 джерел.

Метою дипломного проекту «Модернізація автомобіля категорії М1 для участі в автоспорті з розробкою гальмівного керування та підвіски коліс» є модернізація автомобіля категорії М1 для участі в автоспорті.

Модернізуватиметься автомобіль марки BMW 3-ї серії, зміни піддасться підвіска автомобіля та гальмівне управління. Вибір автомобіля BMW 3-й серії як база для модернізації обумовлений тим, що даний автомобіль майже не представлений у змаганнях і конструкція автомобіля відкриває широке поле для модернізації, а також вибір обумовлений його ціною. Гоночні автомобілі, такі як Subaru WRX STI коштують від 380 тис. грн, MMCLancerEvo від 320 тис. грн. та інші. В сучасних умовах кризи у нас у країні складно придбати автомобіль такого класу та такої вартості для використання у змаганнях TimeAttack у класі Turbo PRO.

У першому розділі проекту розглянуто техніко-економічне обґрунтування всі основні види підвіски, а також гальмівна система, та виконано аналіз використаного матеріалу.

В іншому розділі розглянемо конструкторську частину та зробимо розрахунки підвіски та гальмівної системи.

У третьому розділі розглянемо технологічну частину, розрахуємо припуски та режими обробки та технічного нормування операцій.

В останньому розділі розглянуті питання стосовно безпечної роботи працівників в цій галузі, з забезпеченням усіх норм, та заходи щодо попередження впливу небезпечних та шкідливих факторів.

ABSTRACT

The diploma project contains 69 pages, 23 figures, 11 tables, 14 sources.

The aim of the diploma project "Modernization of the M1 category car for participation in motor sports with the development of brake control and wheel suspension is the modernization of the M1 category car for participation in motor sports.

The BMW 3-series car will be modernized, the car's suspension and brake control will undergo changes. The choice of a BMW 3rd series car as a basis for modernization is due to the fact that this car is almost not represented in competitions and the design of the car opens up a wide field for modernization, as well as the choice is due to its price. Racing cars such as Subaru WRX STI cost from UAH 4,000,000, MMCLancer Evo from UAH 2,500,000. and other. In the current conditions of the crisis in our country, it is difficult to purchase a car of this class and of such value for use in TimeAttack competitions in the Turbo PRO class.

In the first section of the project, the feasibility study of all the main types of suspension, as well as the braking system, was considered, and the analysis of the used material was performed.

In another section, we will consider the design part and calculate the suspension and braking system.

In the last section, issues related to the safe work of workers in this field, with the provision of all norms, and measures to prevent exposure to dangerous and harmful factors are considered.

Зміст

РЕФЕРАТ	2
Вступ	6
1. Техніко-економічне обґрунтування	8
1.1 Огляд існуючих конструкцій підвісок автомобілів і вимог пред'являються до них	10
1.1.1. Огляд існуючих конструкцій передніх підвісок.....	10
1.2 Огляд існуючих конструкцій задніх підвісок	15
1.2.1 Задня залежна підвіска.....	15
1.2.2 Напівнезалежна задня підвіска	16
1.2.3 Незалежна підвіска	17
1.3 Огляд конструкцій гальмівних механізмів автомобілів	18
1.3.1 Вимоги до гальмівних систем	18
2. Конструкторська частина.....	23
2.1 Розробка технічного завдання	23
2.1.1 Технічне завдання на розробку гальмівного керування транспортним засобом категорії М1 для участі в автоспорті	23
2.2 Загальне компонування транспортного засобу	24
2.3 Визначення реакцій опорної поверхні на колеса АТС	24
2.3.1 Координати центру мас проектованого АТС	24
2.4 Проектні розрахунки гальмівного керування	28
2.4.1 Визначення вертикальних реакцій автомобіля, сумарної гальмівної сили	28
2.4.2 Визначаємо гальмівний момент, що створюється гальмівними механізмами передньої осі M_T , N_m (рис. 2.14):	29
2.4.3 Визначаємо гальмівний момент, створюваний гальмівними механізмами задньої осі M_T , N_m (рис. 2.14):.....	31
2.4.4 Перевірочні розрахунки гальмівного механізму.....	32
2.4.5 Розрахунок на міцність елементів дискового гальма	34
2.5 Розрахунок гальмівних властивостей автомобіля.....	35
2.5.1 Розрахунок гальмівних властивостей прототипу.....	35
2.5.2 Розрахунок гальмівних властивостей автомобіля після модернізації	44
2.6 Технічне завдання на розробку задньої підвіски транспортного засобу категорії М1 для автоспорту.....	47
2.6.1 Аналіз підвіски автомобіля на косих важелях.....	48
2.6.2 Перевірочні розрахунки підвіски, що модернізується.	53
3. Технологічна частина	55

3.1 Розрахунок припусків.....	55
3.2 Розрахунок режимів обробки та технічного нормування операцій	59
4 Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів.....	62
4.1. Небезпечні та шкідливі виробничі фактори	62
4.1.1 Організаційно-технічні заходи щодо створення безпечних умов праці...63	
4.1.2 Заходи щодо забезпечення безпечних умов праці	65
ВИСНОВКИ	68
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	69

Вступ

Японія – багато в чому унікальна країна: високі технології та давні традиції, зовнішня скромність та нічні секс-шоу, обмеження потужності та величезна кількість автомобільних перегонів. Саме тут зародилися гонки серії TimeAttack - настільки ж унікальні і створені на контрастах, як і вся країна: гонка на асфальті (як кільце) і завмер часу для кожного автомобіля (як ралі).

Перші згадки про гонки TimeAttack відносяться до 1960-х років. Однак тоді це були лише аматорські змагання, які влаштовували на недобудованих дорогах або звивистих гірських перевалах. Кожен автомобіль проходив трасу поодиночі. Відповідь на запитання «Хто крутіший?» давав неупереджений секундомір, а не низка обгонів, штовханини, помилок інших пілотів - це дозволяло показати максимум можливостей пілота та його автомобіля.

Перша офіційна гонка серії TimeAttack, якщо відштовхуватися від джерел SpeedHunters, пройшла в травні 1994 року за підтримки журналу RevSpeed - це була гонка TsukubaSuperBattle. Переможцем став пілот Ейджі "Тарзан" Ямада (Eiji "Tarzan" Yamada) на Nissan Skyline GT-R R32, який пройшов залікове коло за 1:00,85 хв. Ідея гонки сподобалася і пілотам, і виробникам компонентів для тюнінгу, внаслідок чого гонки TimeAttack проводилися дедалі частіше.

Так, у 2001 році за підтримки відомої тюнінг-компанії HKS був навіть побудований спеціальний автомобіль Toyota TRB-01 (TsukubaRecordBreakerver. 01) на базі ToyotaAltezza (у нас відомий як Lexus IS 1-го покоління). З таким підходом гонки TimeAttack вийшли далеко за межі аматорських і навіть напівпрофесійних змагань - і стали все більше перетворюватися на професійну гонку з серйозними спонсорами, підготовкою пілотів, дуже зарядженими автомобілями.

З цього періоду TimeAttack починає успішну ходу планетою. У 2006-му перегони TimeAttack офіційно приходять до Великобританії; 2008-го змагання на офіційному рівні проводяться в Австралії. Насамперед, давайте розберемося, що таке «Time-attack». Якщо постаратися перекласти ці два слова, то стане зрозуміло, що йдеться про час і про боротьбу з ним - Атака Часу. Тому можна вивести

визначення: «Time-attack» - це змагання на закритій трасі, автодромі, кільці, треку і т.д. за найкращий час кола.

Нещодавно «Time-attack» отримав офіційне визнання багатьма світовими автомобільними асоціаціями та федераціями як нова дисципліна зі своїми особливими правилами та регламентом.

1. Техніко-економічне обґрунтування

TimeAttack є аматорською гоночною серією і стає першим щаблем в автоспорті для багатьох пілотів. Чемпіонат проводиться на автодромі "Чайка" з 2008 року і включає п'ять класів: Перший, Атмосферний, TurboStock, Mono GT і Turbo PRO. Завдання учасників показати найкращий час кола за відведену гоночну сесію. У таблиці 1.1 наведено класи, на які розбиті учасники змагань.

Таблиця 1.1 – Кількість учасників гоночної серії TimeAttack за роками

Рік	Усього учасників	Клас				
		Перший	Атмосферний	TurboStock	Mono GT	Turbo PRO
2013	77	22	21	34	-	-
2014	79	19	25	15	16	4
2015	111	18	24	27	25	17

З таблиці 1.1 видно, що з кожним роком збільшується кількість учасників, дедалі більше людей захоплюються гонками на автомобілях.

Таблиця 1.2 - Марки автомобілів, що беруть участь у гоночній серії TimeAttack в класі Turbo PRO

№	Марка автомобіля	Кількість, шт.
1	MMC Lancer Evo	6
2	Subaru WRX STI	3
3	Mercedes Benz A45 AMG	1
4	Mazda RX7	1
5	Honda Civic	2
6	Nissan Skyline	2
7	BMW 3 Series	1

Метою дипломного проекту «Модернізація автомобіля категорії М1 для участі в автоспорті з розробкою гальмівного керування та підвіски коліс» є модернізація автомобіля категорії М1 для участі в автоспорті.

Модернізуватиметься автомобіль марки BMW 3-ї серії, зміни піддасться підвіска автомобіля та гальмівне управління. Вибір автомобіля BMW 3-й серії як база для модернізації обумовлений тим, що даний автомобіль майже не представлений у змаганнях (див. табл. 1.2) і конструкція автомобіля відкриває широке поле для модернізації, а також вибір обумовлений його ціною. Гоночні автомобілі представлені у табл. 1.2, такі як SubaruWRXSTI коштують від 380 тис. грн, MMCLancerEvo від 320 тис. грн. та інші. В сучасних умовах кризи у нас у країні складно придбати автомобіль такого класу та такої вартості для використання у змаганнях TimeAttack у класі Turbo PRO. У зв'язку з цим постає завдання модернізувати автомобіль із табл. 1.2, а саме автомобіль марки BMW 3-ї серії. У зв'язку з цим тема дипломного проекту є актуальним.

На безпеку руху автомобіля в першу чергу впливають три системи: гальмівне керування, кермо і підвіска. У свою чергу ефективність роботи гальмівного та кермового управлінь залежить від ефективності роботи та технічного стану підвіски. Підвіска автомобіля забезпечує плавність ходу, відсутність ударів, протидіє кренам кузова при поворотах, «клюванню» при гальмуваннях і «присіданням» при розгоні. Також підвіска забезпечує мінімальну зміну колії і кутів установки керованих коліс, відсутність коливань керованих коліс навколо осі повороту; дані фактори безпосередньо впливають на ефективність роботи кермового управління автомобіля. Від ефективної роботи підвіски залежить і стомлюваність водія, тому що на організм людини впливають амплітуда, частоти, прискорення та інтенсивність прискорень при коливаннях кузова автомобіля, ці параметри залежать від характеристики пружного елемента підвіски та ефективності роботи пристрою гасячого коливання. Міжнародною організацією зі стандартизації розроблені стандарти, що регламентують частоту коливань і величину прискорень при коливаннях. Так як фізіологічно для людини найбільш звичними є коливання з частотами, властивими нормальній ходьбі (0,8-1,9 Гц), і при виході частот коливань кузова автомобіля за ці межі людина відчуває

дискомфорт, знижується його працездатність, увага, швидко настає стомлюваність і, як наслідок, збільшується ризик виникнення ДТП.

1.1 Огляд існуючих конструкцій підвісок автомобілів і вимог пред'являються до них

До підвіски автомобіля пред'являються вимоги, відповідно до яких підвіска повинна:

- забезпечувати високу плавність ходу автомобіля;
- мати високу динамічну енергоємність;
- ефективно гасити коливання кузова та коліс автомобіля при русі;
- забезпечувати правильну кінематику керованих коліс автомобіля;
- мати мінімальну масу безпружинних частин.

1.1.1.Огляд існуючих конструкцій передніх підвісок

С моменту свого створення в 1935 підвіска на подвійних поперечних важелях вважається конструкторами ідеальним видом незалежної підвіски, т.к. забезпечує постійний контроль за характером руху колеса. Подвійні поперечні важелі підвіски завжди підтримують колесо перпендикулярно до поверхні дороги, чим досягає висока керованість автомобіля. Підвіска на подвійних поперечних важелях може застосовуватися на передній та задній осі автомобіля. Підвіска використовується як передня підвіска на багатьох спортивних автомобілях (Ferrari, TVR, Lotus), седанах представницького та бізнес класу (Mercedes-Benz, BMW, Honda, AlfaRomeo).

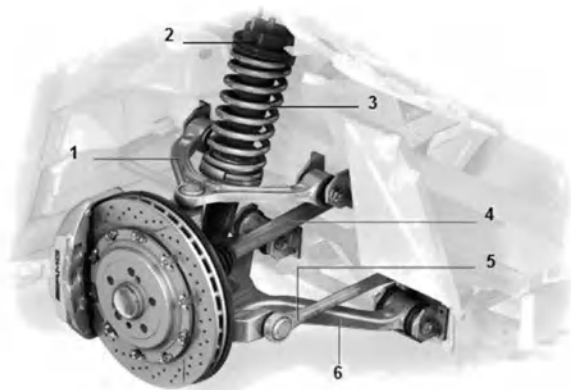


Рисунок 1.1 - Підвіска на подвійних поперечних важелях

- 1-верхній поперечний важіль; 2-амортизатор; 3-пружина; 4-привідний вал;
5-рульова тяга; 6-нижній поперечний важіль

Конструкція підвіски на подвійних поперечних важелях включає два поперечні важелі, пружину і амортизатор. Важіль може мати U-подібну або L-подібну форму. Кожен із важелів має дві точки кріплення до кузова автомобіля та одну до поворотного кулака. Кріплення до кузова здійснюється за допомогою гумометалевих втулок - сайлентблоків, які протистоять поздовжнім навантаженням при прискоренні та гальмуванні. Кріплення важелів до поворотного кулака проводиться за допомогою кульових шарнірів - т.зв. кульових опор.

Верхній важіль, як правило, має меншу довжину, що дає від'ємний кут розвалу колеса при стисканні і позитивний - при розтягуванні (відбої). Дана властивість надає додаткову стійкість автомобілю при проходженні поворотів, залишаючи колесо перпендикулярним дорозі незалежно від положення кузова. Пружина і амортизатор в підвісці на подвійних поперечних важелях виконані співвісно. Амортизатор верхньою частиною кріпиться до кузова автомобіля, нижньої – шарнірно до нижнього поперечного важеля.

Незважаючи на всі переваги, підвіска на подвійних поперечних важелях має ряд істотних недоліків, серед яких складність конструкції та пов'язана з нею трудомісткість обслуговування, значні геометричні розміри. Цих недоліків позбавлена підвіска МакФерсона, в якій верхній поперечний важіль замінений на амортизаторну стійку.

Другим типом підвіски є підвіска на поздовжніх важелях.

Цей тип незалежної підвіски є простим, але недосконалим. При роботі такої підвіски в досить великих межах змінюється колісна база автомобіля, коли при цьому залишається постійною. При повороті колеса нахиляються разом з кузовом значно більше, ніж в інших конструкціях підвісок. Поздовжні важелі сприймають зусилля, що діють у всіх напрямках, а отже — зазнають великих навантажень на кручення та вигин, що потребує їхньої жорсткості і, відповідно, обтяження.



Рисунок 1.2 – Незалежна підвіска на поздовжніх важелях

Третій тип застосовуваної підвіски – МакФерсон (McPherson). За своєю конструкцією підвіска МакФерсон є розвитком підвіски на подвійних поперечних важелях, в якій верхній поперечний важіль замінений на амортизаторну стійку. Вона має цілу низку переваг над іншими схемами, найважливіші з яких - компактність, легкість і простота конструкції, а отже, низька вартість самої підвіски у виготовленні що важливо і ремонті.



Рисунок 1.3 – Незалежна підвіска типу МакФерсон

Завдяки компактності конструкції підвіска McPherson широко використовується на передньопривідних легкових автомобілях, оскільки дозволяє поперечно розмістити двигун і коробку передач у підкапотному просторі. До інших переваг даного типу підвіски відносяться простота конструкції, а також великий перебіг підвіски, що перешкоджає пробоям.

Незалежна однаважільна підвіска є однією з перших незалежних підвісок, має лише одну позитивну якість - простоту конструкції. При даному типі незалежної підвіски вертикальні переміщення колеса супроводжуються зміною колії та кута нахилу колеса.

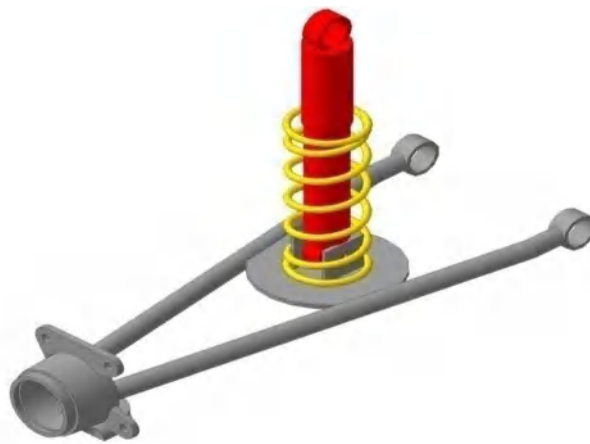


Рисунок 1.4 – Однаважільна незалежна підвіска

Розглянувши основні типи підвісок доцільно порівняти їх характеристики, щоб врахувати всі недоліки та переваги. Порівняльна характеристика розглянутих підвісок представлена в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 - Порівняльний аналіз передніх підвісок

Параметр	Тип підвіски			
	Двоважільний	МакФерсон	На поздовжніх важелях	Одноважільна
Кінематика керованих коліс	Гіроскопічний зв'язок мечаю керованими колесами суттєво зменшується, а зміна колії компенсується еластичністю шини. Кути установки коліс змінюються незначно.	Гіроскопічний момент Відсутнє. Зміна колії компенсується еластичністю шини. Кути установки коліс змінюються значно. Проте.	Гіроскопічний момент Відсутнє. Зміна колії Відсутнє. Кути установки коліс змінюються вкрай мало.	Гіроскопічний момент відсутній. При ходах підвіски значительно змінюються колія та кути установки коліс.
Мінімізація маси	За рахунок великої кількості деталей, має велику масу.	Завдяки малому числу деталей, має мінімальну масу.	Має велику масу в зв'язку з високою навантажено-ністю важеля і необхідністю його посилення	Завдяки малому числу деталей, має мінімальну масу.
За наявністю сухого та міжмолекулярного трення	Сухе тертя відсутнє, міжмолекулярне має більше значення ніж в інших типах підвісок	Сухе тертя відсутня, міжмолекулярного міні-мало.	Має місце сухе та між-молекулярне тертя.	Сухе тертя відсутня-є, міжмолекулярного практично немає.
Вартість виготовлення під час виробництва малими серіями	За рахунок простоти конструкції, не дивлячись на велику кількість деталей є досить дешевою.	За рахунок малої кількості деталей є дешевше - виття.	Має високу вартість за рахунок використання більш міцних матеріалів і зусилля-ня елементів підвіски	За рахунок малого количества деталей є самої дешевий серед представлених.
Трудомісткість в обслуговуванні	Незважаючи на безліч деталей, є досить простий в обслуговуванні.	Обслуговування ускладнюється зняттям амортизаторної стійки.	Обслуговування максималь-але спрощено.	Обслуговування мак-симально спрощено.
Ресурс і надійність	Є більше надійною т.к. має більше пружних елементів, при виході з ладу одного з елементів може зберігати роботу-особливість.	При виході з ладу амортизаторної стійки слід прискорене руйнування основних частин.	У результаті великий на-вантаженос ті важеля надій-ність та ресурс щодо низькі.	Тому великий навантаженості важеля надійність і ресурс від-відносно низькі.

1.2 Огляд існуючих конструкцій задніх підвісок

1.2.1 Задня залежна підвіска

Типовим представником такої конструкції може служити задня підвіска з циліндричними гвинтовими пружинами як пружні елементи. У цьому випадку балка заднього моста "підвішується" на двох гвинтових пружинах і додатково кріпиться до кузова за допомогою чотирьох поздовжніх важелів. Крім цього, для покращення керованості, зменшення крену кузова в поворотах та покращення плавності ходу встановлюється поперечна реактивна штанга.

Основним недоліком цього підвіски є значна маса балки заднього моста. Цей показник особливо зростає, коли міст виконується провідним: доводиться "навантажувати" балку вагою картера головної передачі, редуктора тощо. А призводить все це до зростання так званих безпідресних мас, через що значно погіршується плавність ходу і з'являються вібрації.

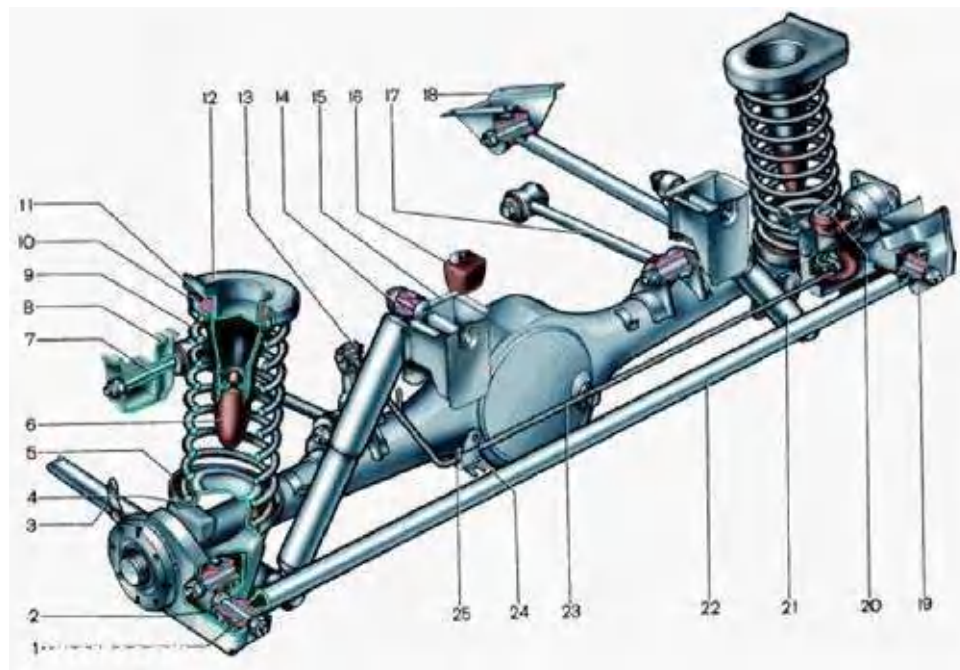


Рисунок 1.5- Задня залежна підвіска

Підвіска типу "Де Діон"

Прагнучи якнайбільше "полегшити" задній міст, інженери багатьох автомобільних компаній почали застосовувати підвіску типу "Де Діон", названу на ім'я свого винахідника, француза Альберта Де Діона. Головна її відмінність - картер головної передачі тепер відокремлений від балки моста і прикріплений

безпосередньо до кузова. Тепер момент, що крутить, передається від двигуна автомобіля до провідних колес через півосі, що гойдаються на шарнірах рівних кутових скоростей. Цей тип підвіски може бути залежним, так і незалежним.

Але незважаючи на вдосконалення конструкції, всі залежні підвіски мають один і дуже суттєвий мінус: проявляється незбалансована поведінка автомобіля при старті і гальмуванні. Машина починає "присідати" при інтенсивному розгоні і "клювати носом" під час гальмування. Для усунення цього ефекту стали застосовувати додаткові напрямні елементи.



Рисунок 1.6 - Підвіска типу "Де Діон"

1.2.2 Напівнезалежна задня підвіска

Конструктивно вона виконується у вигляді двох поздовжніх важелів, які з'єднані посередині поперечкою. Цей тип підвіски застосовується тільки ззаду, але практично на всіх передньопривідних автомобілях. Серед плюсів цієї конструкції можна виділити легкість монтажу, компактність і невелика вага, як наслідок - зменшення "безпружинних мас", і саме її вагоме достоїнство - найбільш оптимальна кінематика колеса. Недолік можна виділити лише один: таку підвіску можна застосовувати тільки на неведучому задньому мосту.



Рисунок 1.7 – Напівнезалежна задня підвіска

1.2.3 Незалежна підвіска

Незалежна підвіска із косими важелями.

Вісь гойдання розташована діагонально по відношенню до поздовжньої осі автомобіля і злегка нахилена до середини автомобіля. Підвіска цього типу не може встановлюватися на автомобілі з переднім приводом, хоча довела свою ефективність на автомобілях малого та середнього класу із заднім приводом.

Цей тип незалежної підвіски є простим, але недосконалим. При роботі такої підвіски в досить великих межах змінюється колісна база автомобіля, щоправда, колія при цьому залишається постійною. При повороті колеса в ній нахиляються разом з кузовом значно більше, ніж в інших конструкціях підвісок. Косі важелі дозволяють частково позбутися головних недоліків підвіски на поздовжніх важелях, але при зменшенні впливу кренів кузова на нахил кол з'являється зміна колії, що теж позначається на керованості та стабільності.

Позитивні якості: простота, дешевизна, відносна компактність.

Недоліки: застаріла конструкція.

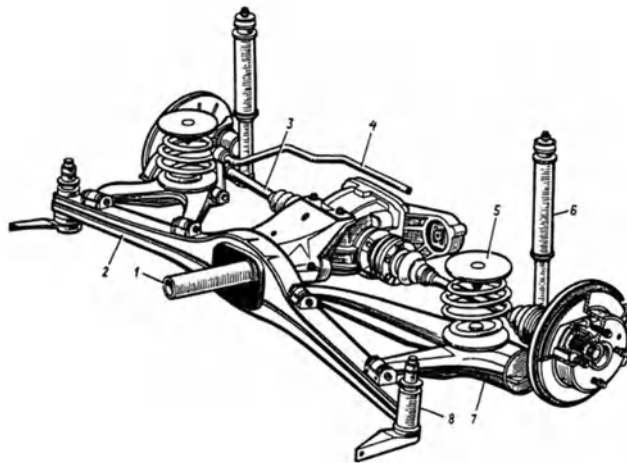


Рисунок 1.8 – Незалежна підвіска з косими важелями

1.3 Огляд конструкцій гальмівних механізмів автомобілів

1.3.1 Вимоги до гальмівних систем

Гальмівні системи суттєво впливають на безпеку руху автомобіля. Тому гальмівним системам, крім загальних вимог до конструкції автомобіля, пред'являються підвищені спеціальні вимоги.

Відповідно до цих вимог гальмівні системи повинні забезпечувати:

- мінімальний гальмівний шлях або максимальне уповільнення при гальмуванні
- збереження стійкості автомобіля при гальмуванні;
- стабільність гальмівних властивостей при багаторазових гальмуваннях;
- мінімальний час спрацювання при гальмуванні;

пропорційність між зусиллям на гальмівній педалі та гальмівними силами на колесах автомобіля (силова стежка);

- легкість керування.

Вимоги до гальмівним системам регламентуються Правилами № 13 ЄЕК ООН.

Для зменшення швидкості або повної зупинки автомобіля в будь-яких умовах призначена робоча гальмівна система. Її дія повинна розповсюджуватися одночасно на всі колеса з раціональним розподілом гальмівного моменту мостами. Норми максимально встановленого уповільнення представлені в таблиці 1.4.

Таблиця 1.4 - Норми максимально усталеного уповільнення

Категорія	Зусилля на рукоятці	j , м/с ²	Час срабативання, сік	Питома гальмівна сила
M1	≤50	≥5,8	≤0,6	≥0,59
M2 M3	≤70	≥5,0	≤0,8	≥0,51
N1 N2 N3	≤70	≥5,0	≤0,8	≥0,51
N+0	≤70	≥5,0	≤0,9	≥0,51

Найбільшого поширення набули такі три типи дискових гальм:

- з фіксованою скобою;
- з плаваючою скобою;
- з вентильованим диском.

Докладно розглянемо усі три схеми.

Дисковий гальмівний механізм із фіксованою скобою.

Схема даного гальма зображено малюнку 1.9.

В супорті 1 розташований диск гальма, прикріплений до маточини. Місце для диска гальма позначено цифрою 3. Дві плоскі колодки з фрикційними накладками 4 розміщеними по обидва боки гальмівного диска. Притискання колодок до диска здійснюється двома поршнями 5 гідроприводу, що мають відповідні ущільнення 6 і 7. Рідина до циліндрів гальмівного циліндра підводиться трубопроводом 2.

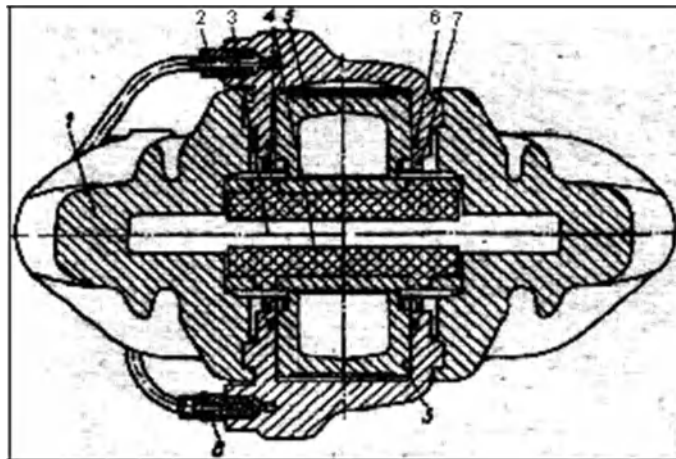


Рисунок 1.9 – колісне дискове гальмо з фіксованою скобою

Дія механізму відбувається наступним чином: при натисканні на педаль рідина від головного гальмівного циліндра подається до робітників, поршні переміщуються і переміщують колодки. Колодки в свою чергу «затискають» гальмівний диск, що обертається, в результаті чого колесо загальмовується.

Перевага даної схеми це простота конструкції, її надійність. До недоліків можна віднести велику масу, великі габарити, у зв'язку з чим виникають складнощі під час компонування даного гальмівного механізму. Утруднене охолодження циліндра розташованого з боку колеса.

Дисковий гальмівний механізм із плаваючою скобою.

Даний гальмівний механізм представлений малюнку 1.10.

Так само як і в попередньому механізмі в супорті 1 розташований гальмівний диск 5, жорстко закріплений зі маточкою. До супорту за допомогою напрямних пальців 3, що мають переміщення кріпиться скоба 2, яка завдяки

направляє пальцям здатна переміщатися. У скобі встановлюється гальмівний циліндр 4. Колодки 6 розташовуються в спеціальних напрямних розташованих у супорті і охоплюються скобою.

Прийнятий робочої рідини в гальмівний циліндр поршень переміщає так звану активну колодку. Після того як колодка притиснеться до диску скоба переміщається у протилежний бік переміщуючи реактивну колодку. В результаті чого обертовий диск затискається і колесо загальмовується.

До переваг цієї конструкції можна віднести меншу масу, менші габарити.

Плаваюча скоба дозволяє просунути гальмівний механізм углиб колеса і отримати менше плече обкату, якщо встановлюється механізм на керованій осі. Довжина гальмівного циліндра вдвічі більша порівняно з циліндрами у попередньому гальмівному механізмі. Тому збільшується поверхня охолодження, що припадає на одиницю тепла, що надходить до циліндра.

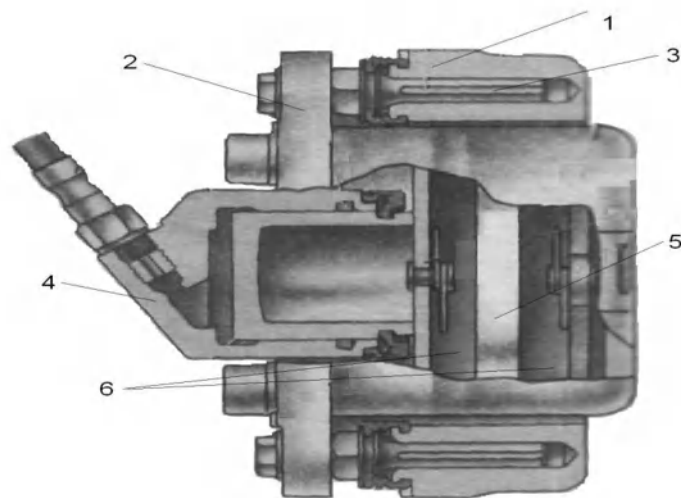


Рисунок 1.10 – Колісне дискове гальмо з плаваючою скобою

Основний недолік даної схеми це схильність до засмічення направляє механізму, що може призводити до заїдання скоби.

Дисковий гальмівний механізм із вентиляваним диском.

Даний гальмівний механізм представлений малюнку 1.11.

Принцип дії аналогічний до попередньої схеми. Принципова відмінність полягає в пристрої гальмівного диска 5. Усередині диска розташовані радіальні канали, в результаті чого охолодження диска відбувається не тільки спорядження,

але і зсередини. Ця схема дозволяє значно знизити температуру гальмівного диску. У зв'язку з цим фактом гальмівний механізм набув великого поширення на спортивних автомобілях.

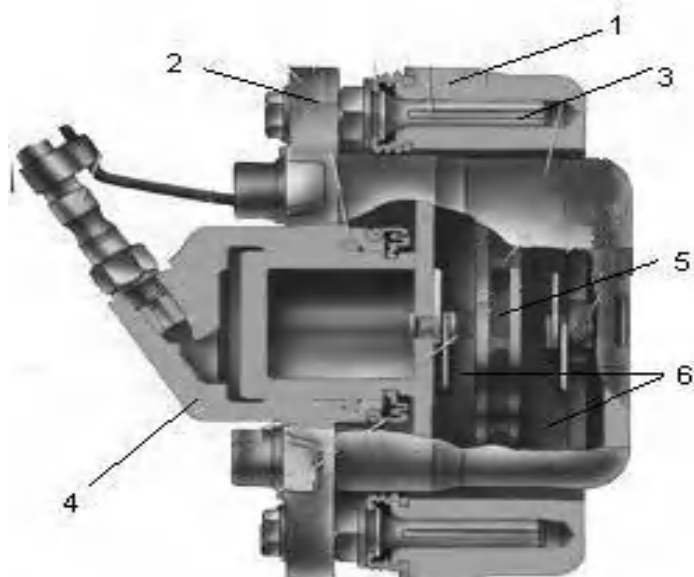


Рисунок 1.11 – Колісне дискове гальмо з вентиляльованим диском

Таблиця 1.5 - Технічні характеристики автомобіля, що модернізується

Показник	Базовий варіант	Проектований різновид
Потужність ДВЗ, л/с	150	300
Споряджена маса, кг	1380	1380
Максимальна швидкість, км/год	160	245
Передня підвіска	МакФерсон	МакФерсон
Задня підвіска	Незалежна, подвійні поперечні важелі	Незалежна з косими важелями
Гальмівні механізми передньої осі	Плаваюча скоба, вентиля-диск, що ліється	Нерухома скоба, шість поршнів
Гальмівні механізми задньої осі	Плаваюча скоба	Нерухома скоба, чотири поршні

Проаналізувавши дані представлені в таблиці 1.5 видно, що у модернізованого автомобіля збільшується потужність ДВС, збільшується максимальна швидкість автомобіля, що відповідно вимагає зміни гальмівної динаміки, тобто, необхідно встановити на автомобіль гальмівні механізми більш високої ефективності з метою підвищення безпеки водія. Установка в салон автомобіля каркасу безпеки змінює розподіл ваги по осям автомобіля,

навантаження на задню вісь збільшується, відповідно необхідно підсилити або зовсім змінити конструкцію задньої підвіски модернізованого автомобіля.

Пропонована підвіска для модернізації на 10% відсотків легше, ніж базова підвіска згідно табл. 1.3., але при цьому здатна сприймати більш високі навантаження.

Штатні гальмівні механізми забезпечують необхідної гальмівної динаміки, т.к. вони розраховані під іншу потужність двигуна та динаміку автомобіля. Для отримання необхідної гальмівної динаміки на модернізованому автомобілі слід встановити на передню вісь гальмівні механізми з шістьма циліндровими супортами, а на задню вісь з чотирма циліндровими супортами як було зазначено вище. Застосування таких гальмівних механізмів поліпшить гальмівні властивості автомобіля, його гальмівну динаміку.

Тема дипломного проекту є актуальною, навіть за результатами проектування є можливість виготовити дослідний зразок у металі та провести його випробування.

Розроблене технічне обґрунтування підтверджує необхідність модернізації автомобіля в напрямку підвищення безпеки з метою переходу модернізованого автомобіля в клас Turbo PRO.

2. Конструкторська частина

2.1 Розробка технічного завдання

2.1.1 Технічне завдання на розробку гальмівного керування транспортним засобом категорії М1 для участі в автоспорті

1. Найменування – гальмівне керування транспортного засобу.
2. Область застосування – Транспортні засоби категорії М1.
3. Підстава для розробки - Дипломне проектування, актуальність теми, створення більш простої та дешевої конструкції, ніж існуючі аналоги.
4. Функціональне та експлуатаційне призначення – Об'єкт проектування повинен відповідати вимогам статті 253 "Обладнання безпеки" Додатка J до Міжнародного Спортивного Кодексу FIA.
5. Вимоги та норми, що визначають показники якості.
 - 5.1 Правила ЄЕК ООН №13
 - 5.2 Вимоги до гальмівного керування згідно з ГОСТ 51709 – 2001
6. Тип виробництва – одиничне.
7. Показники рівня уніфікації та стандартизації – коефіцієнт стандартизації не менше 40%; коефіцієнт уніфікації за кількістю деталей не менше 50%.
8. Найменування, число та призначення основних складових частин гальмівного управління - основні складові: гальмівний супорт, гальмівний диск, гальмівна колодка.
9. Вимоги щодо забезпечення безпеки - Об'єкт проектування повинен відповідати вимогам за ГОСТ 51709-2001.
10. Вимоги до кліматичних умов експлуатації – Виріб, що розробляється, може експлуатуватися в кліматичних умовах від -35°З до $+40^{\circ}\text{З}$.

2.2 Загальне компонування транспортного засобу

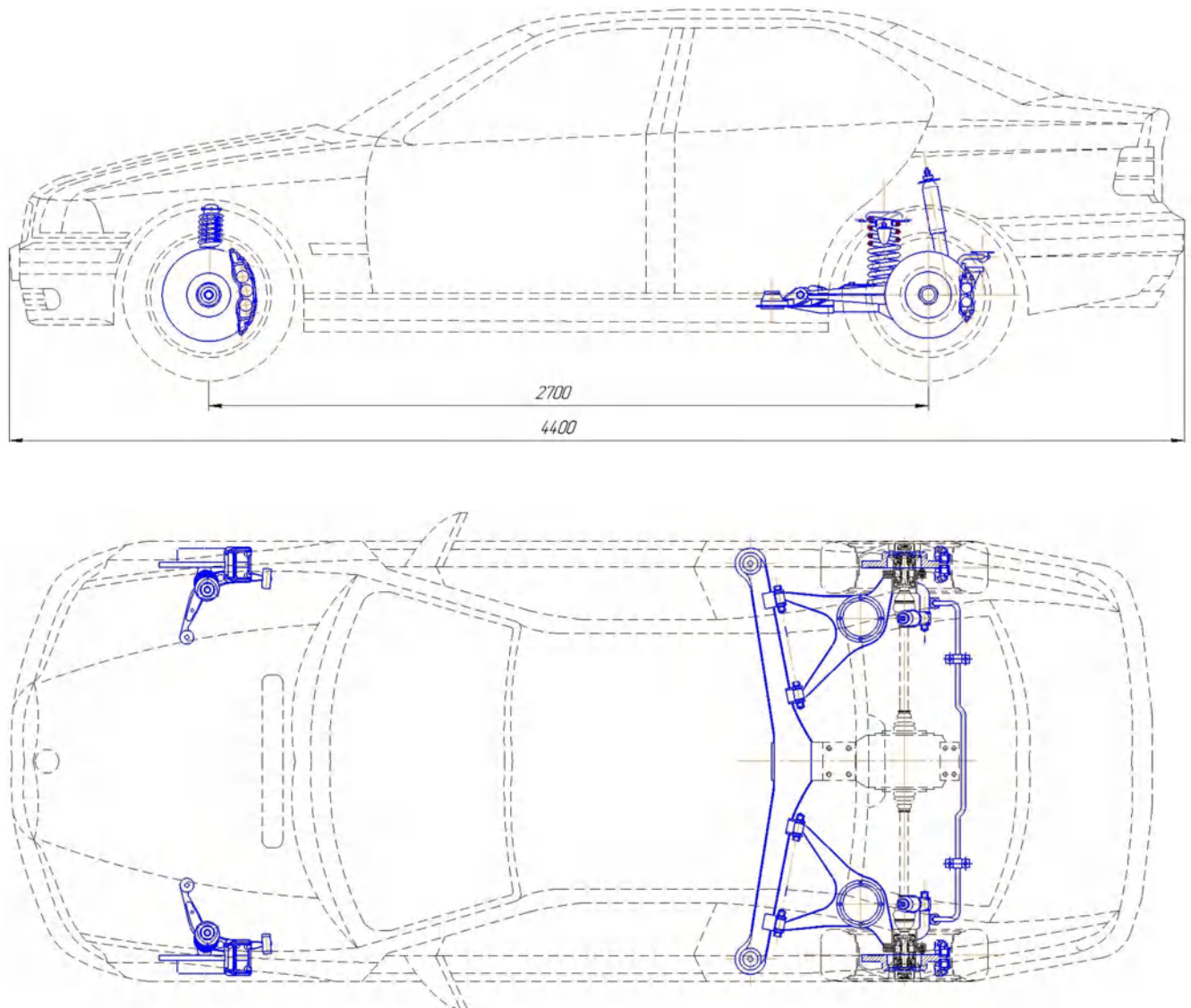


Рисунок 2.5 – Компонування підвіски та гальмівних механізмів

2.3 Визначення реакцій опорної поверхні на колеса АТС

2.3.1 Координати центру мас проектного АТС

Положення центру мас необхідно при розрахунку нормальних реакцій дороги, сили зчеплення ходових коліс з опорною поверхнею в тяговому та гальмівному режимах руху, аналізі стійкості АТС [5].

Для визначення координат центру мас (ЦМ) необхідний масив вихідних даних, поданий у таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 - Масив вихідних даних для розрахунку координат центру мас проектованого ТЗ

Параметр АТС	Розмірність	Значення
Власна споряджена маса, t_0	кг	1380
в т.ч. на передню вісь, t_{01}	кг	820
в т.ч. на задню вісь, t_{02}	кг	560
Повна маса, t_A	кг	1730
Маса багажу, t_B	кг	120
Маса каркасу безпеки, $t_{кар.без.}$	кг	80
Число посадкових місць, Z_n		2
Маса пасажирів, t_n	кг	150
Статичний радіус колеса r_0	мм	295
База автомобіля, L	мм	2700

Складемо розрахункову схему автомобіля для знаходження координат ЦМ. Щодо центру А складаємо рівняння моментів для знаходження ЦМ порожнього АТС. Ординату h_0 у першому наближенні приймаємо рівною

$$h_0 = 1,5 \cdot r_k, \quad (2.1)$$

Де r_k - статичний радіус колеса, $r_k=295$ мм;

$$h_0 = 1,5 \cdot 295 = 442,5 \text{ мм.}$$

Абсцис порожнього автомобіля x_0 визначають із рівняння моментів, складеного щодо центру А (Рисунок 2.6).

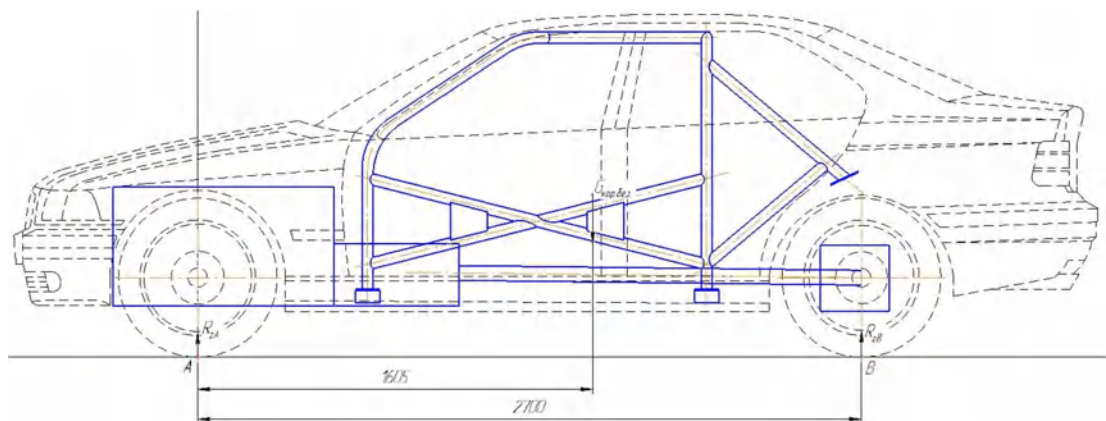
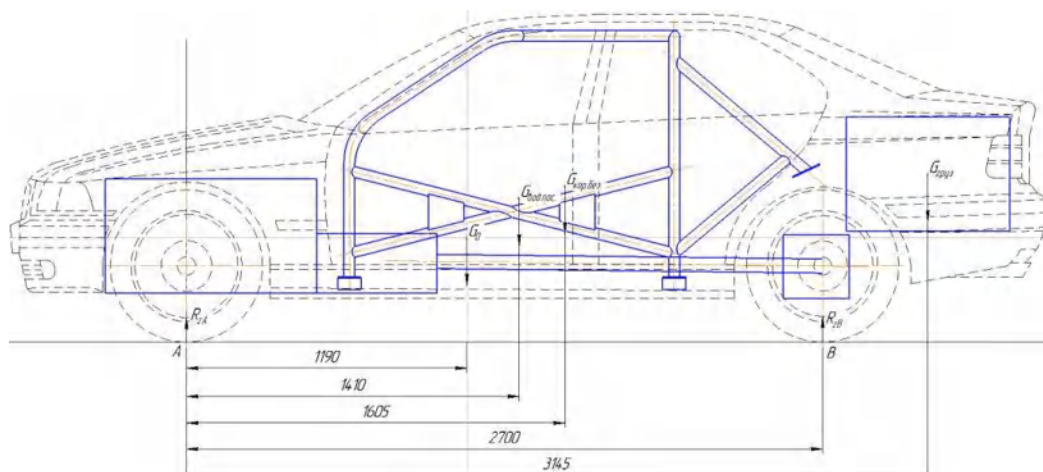


Рисунок 2.6- Розрахункова схема визначення координат ЦМ порожнього АТС

$$(m_1 \cdot l_1 + m_{02} \cdot L - m_0 \cdot x_{0n}) \cdot g = 0, \quad (2.2)$$

$$x_{0n} = \frac{m_1 \cdot l_1 + m_{02} \cdot L}{m_0} = \frac{80 \cdot 1605 + 560 \cdot 2700}{1380} = 1190 \text{ мм}$$

Складаємо розрахункову схему для знаходження координат ЦМ навантаженого автомобіля (Рисунок 2.7)



Малюнок 2.7 – Розрахункова схема визначення координат ЦМ завантаженого АТС

Абсцису навантаженого автомобіля x_0 визначають із рівняння моментів, складеного щодо центру А (Малюнок 2.7).

$$(m_0 \cdot l_1 + m_1 \cdot l_2 + m_2 \cdot l_3 + m_3 \cdot l_4 - m_a \cdot x_{0гр}) \cdot g = 0 \quad (2.3)$$

$$x_{0гр} = \frac{m_0 \cdot l_1 + m_1 \cdot l_2 + m_2 \cdot l_3 + m_3 \cdot l_4}{m_a} = \frac{1380 \cdot 1190 + 150 \cdot 1410 + 80 \cdot 1605 + 120 \cdot 3145}{1730} = 1365 \text{ мм}$$

Ординату центру мас для повністю завантаженого транспортного засобу зробимо іншим розрахунком, оскільки формулу 2.1 застосовують лише розрахунку центру мас порожнього автотранспортного засобу. Для знаходження ординати ЦМ завантаженого АТС складемо рівняння моментів щодо центру А. Для цього складемо розрахункову схему представлену на рис. 2.8.

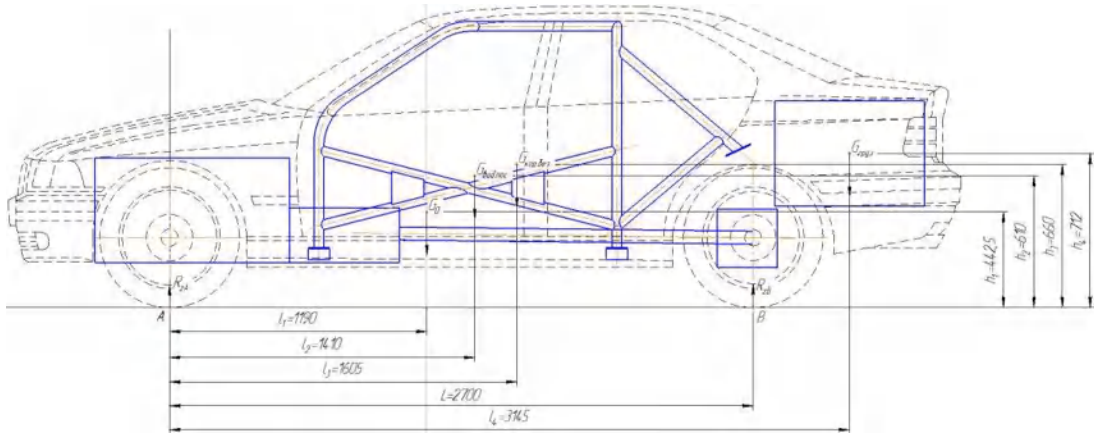
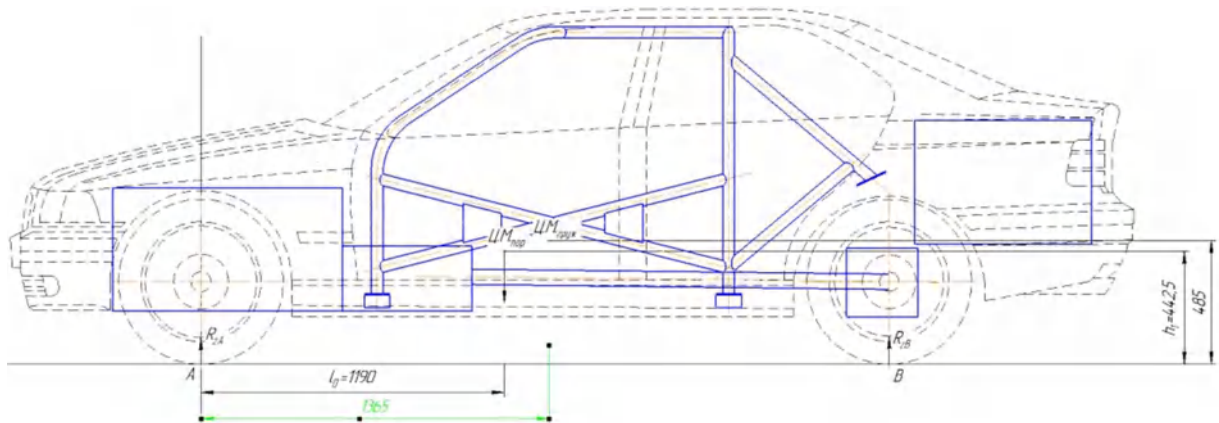


Рисунок 2.8 – Розрахункова схема визначення координат ЦМ завантаженого АТС

$$(m_0 \cdot h_1 + m_1 \cdot h_2 + m_2 \cdot h_3 + m_3 \cdot h_4 - m_a \cdot h_a) \cdot g = 0 \quad (2.4)$$

$$h_a = \frac{m_0 \cdot h_1 + m_1 \cdot h_2 + m_2 \cdot h_3 + m_3 \cdot h_4}{m_a} = 0$$

$$h_a = \frac{1380 \cdot 442,5 + 150 \cdot 610 + 80 \cdot 660 + 120 \cdot 712}{1730} = 485 \text{ мм}$$



Малюнок 2.9 - Центри мас порожнього та завантаженого автомобілів

2.4 Проектні розрахунки гальмівного керування

2.4.1 Визначення вертикальних реакцій автомобіля, сумарної гальмівної сили

Величини вертикальних реакцій на горизонтальній дорозі при $\alpha=0$, на передніх і задніх осях машини визначаємо за формулами:

$$R_1 + \frac{G_a}{L} (l_2 + \varphi_1 \cdot H), \quad (2.5)$$

$$R_2 + \frac{G_a}{L} (l_1 + \varphi_1 \cdot H), \quad (2.6)$$

де G_a - вага машини, $G_a=16955$ Н;

L - основа машини, $L = 2700$ мм;

H , a та b – відстані, що визначають центр мас машини, $H=485$ мм, $l_1=1365$ мм,

$l_2=L-l_1= 2700-1365 = 1335$ мм;

φ_1 - Коефіцієнт, що визначає ефективність гальмування.

$$\varphi_1 = j/g, \quad (2.12)$$

$$\varphi_1 = 8/9,8=0,82.$$

де j - уповільнення приймаємо рівним 8 м/с^2 , керуючись нормативними даними

Вертикальна реакція на передню вісь, Н

$$R_1 = \frac{16955}{2,7} (1,335 + 0,82 \cdot 0,485) = 10880$$

Вертикальна реакція на задню вісь, Н

$$R_2 = \frac{16955}{2,7} (1,335 - 0,82 \cdot 0,485) = 6075$$

Гальмівна сила на передній осі, Н

$$P_{T1} = R_1 \cdot \varphi_2, \quad (2.13)$$

де φ_2 - Коефіцієнт зчеплення шин з дорогою, $\varphi_2=0,8$.

$$P_{T1} = 10880 \cdot 0,8 = 8704 \text{ Н}$$

Гальмівна сила на задній осі, Н

$$P_{T2} = R_2 \cdot \varphi_2, \quad (2.14)$$

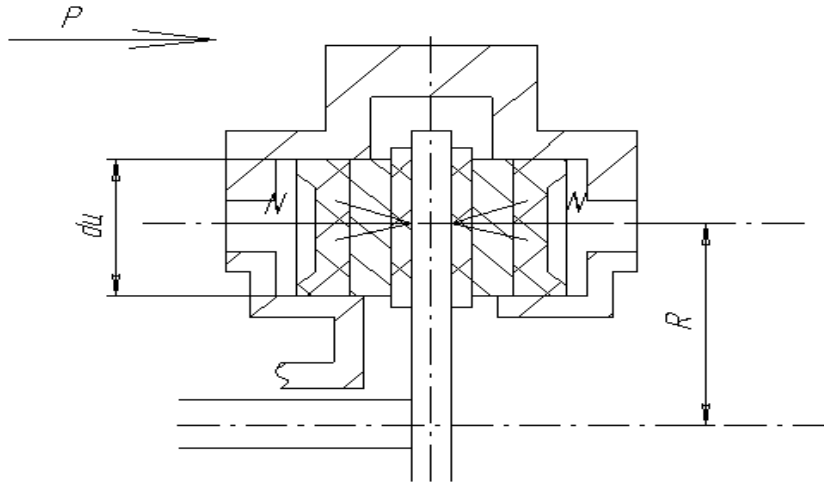
$$P_{T2} = 6075 \cdot 0,8 = 4860 \text{ Н}$$

Необхідна сумарна гальмівна сила, Н

$$P_{T\Sigma} = P_{T1} + P_{T2}, \quad (2.15)$$

$$P_{T\Sigma} = 8704 + 4860 = 13564 \text{ Н}$$

2.4.2 Визначаємо гальмівний момент, що створюється гальмівними механізмами передньої осі M_T , Нм (рис. 2.14):



Малюнок 2.14 – Схема сил, що діють на колодки гальмівного механізму

Визначаємо силу притискування колодки, Н

$$N = \frac{P_n \cdot i \cdot d_2^2 \cdot m}{d_1^4}, \quad (2.30)$$

де P_n - зусилля на педалі гальма, $P_n = 600$ Н;

i_n - передатне відношення гальмівної педалі, $i_n = 3,5$;

m - Число робочих циліндрів, $m = 6$;

d_1 - Діаметр головного гальмівного циліндра, $d_1 = 0,0238$ м;

d_2 - Діаметр робочого циліндра, $d_2 = 0,025$ м².

$$N = \frac{600 \cdot 3,5 \cdot 0,025^2 \cdot 6}{0,0238^2} = 13903 \text{ Н}$$

Гальмівний момент, що розвивається гальмівними механізмами передньої осі,
Нм

$$M_1 = m \cdot \mu \cdot N \cdot r_{cp} \cdot n, \quad (2.31)$$

де n - кількість гальмівних механізмів, $n = 2$;

m - Число пар тертя, $m = 2$;

μ - коефіцієнт тертя, $\mu = 0,4$;

r_{cp} - радіус застосування сили тертя

$$r_{cp} = \frac{r_H + r_B}{2}, \quad (2.32)$$

Де r_H, r_B - відповідно радіуси накладки зовнішні та внутрішні,

$$r_{cp} = \frac{0,174 + 0,124}{2} = 0,149;$$

$$M_1 = 2 \cdot 0,4 \cdot 13903 \cdot 0,149 \cdot 2 = 3315 \text{ Н}$$

Визначимо гальмівну силу механізмів передньої осі,

$$P_{T1} = M_1 / r_k \quad (2.33)$$

$$P_{T1} = 3315 / 0,295 = 11235,6 \text{ Н}$$

Порівнюємо гальмівну силу, що розвивається гальмівними механізмами передньої осі з необхідною гальмівною силою.

$$P_{T1} \geq [P_{T1}], \quad (2.34)$$

$$[P_{T1}] = 8704 \text{ Н}, \quad P_{T1} = 11235,6 \text{ Н}$$

Визначимо коефіцієнт запасу

$$\Delta P = P_{T1} / [P_{T1}], \quad (2.35)$$

$$\Delta P = 1,3.$$

2.4.3 Визначаємо гальмівний момент, створюваний гальмівними механізмами задньої осі M_T , Нм (рис. 2.14):

Визначаємо силу притискання колодки, Н

$$N = \frac{P_n \cdot i \cdot d_2^2 \cdot m}{d_1^4},$$

де P_n - зусилля на педалі гальма, $P_n=600$ Н;

i_n - передатне відношення гальмівної педалі, $i_n = 3,5$;

m - Число робочих циліндрів, $m = 4$;

d_1

- Діаметр головного гальмівного циліндра, $d_1 = 0,0238$ м;

d_2

- Діаметр робочого циліндра, $d_2 = 0,032$ м².

$$N = \frac{600 \cdot 3,5 \cdot 0,032^2 \cdot 4}{0,0238^2} = 15185 \text{ Н}$$

Гальмівний момент, що розвивається гальмівними механізмами задньої осі, Нм

$$M_2 = m \cdot \mu \cdot N \cdot r_{cp} \cdot n,$$

де n - кількість гальмівних механізмів, $n = 2$;

m - Число пар тертя, $m = 2$;

μ - коефіцієнт тертя, $\mu = 0,4$;

r_{cp} - радіус застосування сили тертя

$$r_{cp} = \frac{r_H + r_B}{2},$$

де r_H, r_B - відповідно радіуси накладки зовнішні та внутрішні,

$r_H = 0,164$ м; $r_B = 0,124$ м.

$$r_{cp} = \frac{0,164 + 0,124}{2} = 0,144$$

$$M_2 = 2 \cdot 0,4 \cdot 15185 \cdot 0,144 \cdot 2 = 3499 \text{ Н}$$

Визначимо гальмівну силу механізмів передньої осі,

$$P_{T2} = M_2 / r_k,$$

$$P_{T2} = 3499 / 0,295 = 11861 \text{ Н}$$

Порівнюємо гальмівну силу, що розвивається гальмівними механізмами передньої осі з необхідною гальмівною силою

$$P_{T2} \geq [P_{T2}]$$

$$[P_{T2}] = 4860 \text{ Н}, \quad P_{T2} = 11861 \text{ н.}$$

Визначимо коефіцієнт запасу

$$\Delta P = P_{T2} / [P_{T2}],$$

$$\Delta P = 2,44.$$

Таблиця 2.3 - Характеристика гальмівного керування

Ось	Уповільнення, $j_n \text{ м/с}^2$	Необхідна гальмівна сила на осі, Н	Тиск у приводі, МПа	Отримана гальмівна сила на осі, Н	Коеф. запасу	Зусилля на педалі, Н
Передня	8	8704	11	11235,6	1,3	600
Задня		4860		11861	2,44	
Сумна		13564		23096,6	1,7	

2.4.4 Перевірочні розрахунки гальмівного механізму

Визначимо середній питомий тиск на колодку з боку диска і порівняно з ним, що допускається, Мпа

$$P_{уд} = \frac{R}{F_{\Sigma}} \leq [2,5], \quad (2.36)$$

де R_1 – реакція, що припадає на вісь, виходячи із формули 2.5, 2.6;

F_{Σ} – сумарна поверхня фрикційних накладок, м^2 .

$$F_{\Sigma} = \frac{\pi \cdot (r_{\text{н}}^2 - r_{\text{в}}^2) \cdot \beta_0}{360^\circ} \cdot n,$$

де β_0 - Кут охоплення колодки, $\beta_0 = 75^\circ$ - передня вісь, $\beta_0 = 60^\circ$ - задня вісь;

n - Число колодок, $n = 4$.

- для передньої осі

$$F_{\Sigma\text{перед}} = \frac{3,14 \cdot (0,174^2 - 0,124^2) \cdot 75^\circ}{360^\circ} \cdot 4 = 0,00975 \text{ м}^2$$

$$P_{\text{перед}}^{\text{уд}} = \frac{10880}{0,00975} = 1,12 \text{ МПа} \leq [2,5].$$

- для задньої осі

$$F_{\Sigma\text{зад}} = \frac{3,14 \cdot (0,164^2 - 0,124^2) \cdot 60^\circ}{360^\circ} \cdot 4 = 0,006 \text{ м}^2$$

$$P_{\text{зад}}^{\text{уд}} = \frac{6075}{0,006} = 1,01 \text{ МПа} \leq [2,5].$$

Визначимо нагрівання гальмівного диска при одному гальмуванні з максимальною швидкістю 240 км/год

$$\Delta\tau = L \frac{m}{z \cdot C \cdot q} \leq 25^\circ \text{C},$$

де m - коефіцієнт перерозподілу мас;

z - Число колодок; $z = 2$;

C - теплоємність чавуну, $C = 482 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$;

q - вага робочої частини гальмівного диска;

L - Питома робота гальмування.

$$m_1 = \frac{l_2 + \varphi_1 \cdot H}{L}, \tag{2.38}$$

$$m_2 = \frac{l_1 + \varphi_1 \cdot H}{L},$$

$$m_1 = \frac{1,335 + 0,82 \cdot 0,485}{2,7} = 0,64$$

$$m_2 = \frac{1,365 - 0,82 \cdot 0,485}{2,7} = 0,36$$

$$L = \frac{M_a \cdot V_a^2}{2}, \quad (2.39)$$

$$L = \frac{1730 \cdot 66,5^2}{2} = 3,825 \text{ МДж}$$

$$q = \gamma \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{cp} \cdot b \cdot (r_H - r_B), \quad (2.40)$$

де γ – щільність матеріалу гальмівного диска, $\gamma = 7800 \text{ кг/м}^3$;

b - Товщина гальмівного диска, $b = 0,02 \text{ м}$.

$$q = 7000 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,1445 \cdot 0,02 \cdot (0,174 - 0,115) = 7,5$$

$$\Delta\tau_1 = 3,825 \cdot 10^6 \frac{0,64}{2 \cdot 482 \cdot 7,5} = 339^\circ\text{C}.$$

2.4.5 Розрахунок на міцність елементів дискового гальма

Перевірочний розрахунок болтів кріплення супорта до кронштейна на напруження зрізу

$$\tau_{cp} = \frac{M}{4 \cdot r_{cp} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4}\right)} \leq [\tau_{cp}],$$

де M - Момент зрізу;

d - Діаметр болта, $d = 12 \text{ мм}$;

r_{cp} - середній радіус докладання сили, $r_{cp} = 0,144 \text{ м}$.

$$M = P_{T2} \cdot r_k, \quad (2.5)$$

$$M = 11861 \cdot 0,295 = 3499 \text{ Нм};$$

$$\tau_{cp} = \frac{3499}{4 \cdot 0,144 \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 0,012^2}{4}\right)} = 53,7 \text{ МПа}$$

$$\tau_{cp} \approx 53,7 \text{ МПа} \leq 164 \text{ МПа}.$$

Перевірочний розрахунок болтового з'єднання маточини та гальмівного диска

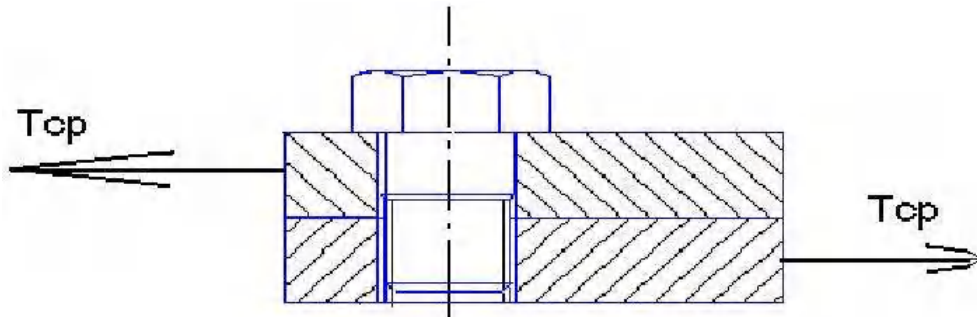


Рисунок 2.17 – Сили, що діють на болтове з'єднання

$$\tau_{cp} = \frac{3499}{5 \cdot 0,1 \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 0,01^2}{4}\right)} = 89 \text{ МПа.}$$

5 – кількість болтів

$$[\tau_{cp}] = 0,4 \div 0,5 [\sigma_v]_{18\text{КП}} \approx 164 \text{ МПа.}$$

$$\tau_{cp} \approx 89 \text{ МПа} \leq 164 \text{ МПа.}$$

В результаті проведених розрахунків на міцність було встановлено повну відповідність всіх деталей і вузлів гальмівної системи міцністю стику.

2.5 Розрахунок гальмівних властивостей автомобіля

2.5.1 Розрахунок гальмівних властивостей прототипу

Гальмівним режимом називають рух із підведеними гальмівними моментами до всіх або деяких колес. Гальмівні властивості оцінюють за значеннями уповільнення, часу та шляхи гальмування.

Рівняння силового балансу при гальмуванні має вигляд:

$$P_I = P_{TOP} + P_{СК} + P_{П} + P_{У} + P_{ДВС} + P_{ТР}, \quad (2.51)$$

В загальному випадку (з урахуванням ухилів, перерозподілу навантаження по осях і не на всіх загальмованих колесах) гальмівна сила АТС:

$$P_{TOP} = R_{Z(TOP)} \cdot \Phi = m_{мор} \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot \Phi, \quad (2.52)$$

Де $R_{Z(\text{Top})}$ - нормальні реакції опорної поверхні, діють на загальмовані колеса;

$m_{\text{тор}}$ - маса, що припадає на загальмовані колеса;

g - прискорення вільного падіння;

α - Кут поздовжнього нахилу дороги;

φ - Коефіцієнт зчеплення.

Таблиця 2.4 - Масив вихідних даних для розрахунку показників гальмівних властивостей

Параметр	Позначення	Прототип	Проектований
Фактична маса АТС, кг	m_A	1730	1730
Маса, що припадають на затормо- одружені колеса, кг	$m_{\text{тор}}$	1730	1730
Статичний радіус колеса, м	r_K	0,295	0,295
Момент інерції колесакг · м ²	J_K	0,89	0,89
Число обертових коліс	z_k	4	4
Коефіцієнт обліку обертових- ся мас	δ	1,0236	1,0236
Лобова площа АТС, м ²	F_A	2,36	2,36
Коефіцієнт лобового сопротив- лення	C_x	0,31	0,31
Щільність повітря, кг/м ³	ρ	1,205	1,205
Коефіцієнт зчеплення	φ	0,7	0,8
Поздовжній ухил дороги	i	0,1	0,1
Кут поздовжнього нахилу дорого- гі, град	α	4,57	4,57
Швидкість гальмування АТС, м/с	V_{max}	16,5	16,5

Для аналізу режиму екстреного гальмування, що реалізується зі збереженням стійкості руху, прийmemo такі припущення:

- нормальні реакції дороги відповідають значенням R_z нерухомого АТС;
- загальмовані колеса реалізують максимальну гальмівну силу при кочення з 20% ковзанням;
- двигун відключений від провідних коліс, опір трансмісії і якість коліс мало ($P_{\text{ДВС}}, P_{\text{СК}}, P_{\text{ТРД}}$ дорівнюють 0).

З урахуванням прийнятих припущень рівняння силового балансу:

$$m_a \cdot J_3 \cdot \delta = m_{\text{мор}} \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot \varphi + m_a \cdot g \cdot \sin \alpha + P_Y, \quad (2.53)$$

звідки уповільнення при гальмуванні

$$J_3 = [g \cdot (m_{\text{мор}} \cdot \cos \alpha \cdot \varphi + m_a \cdot g \cdot \sin \alpha) + P_Y] / (m_a \cdot \delta), \quad (2.54)$$

де m_a - фактична маса АТС;

P_Y - сила опору повітря.

Коефіцієнт обліку обертових мас:

$$\delta = 1 + \left(\frac{z_k \cdot J_k}{m_a \cdot r_k^2} \right) = 1 + \left(\frac{4 \cdot 0,89}{1730 \cdot 0,295^2} \right) = 1,0236 \quad (2.55)$$

Розрахунок гальмівної колії

Основною складовою зупинного шляху в гальмівному режимі рухомості є гальмівний шлях, тобто. шлях при максимальному уповільненні.

Масив вихідних даних, достатній для розрахунку показників гальмівних властивостей, поданий у таблиці 2.4.

Початкову швидкість V_H визначимо як різницю максимально можливої швидкості АТС V_{max} на горизонтальній ділянці дороги при заданому значенні та зниження швидкості ΔV_H за час наростання гальмівних сил:

$$\Delta V_H = 0,5 \cdot j_T \cdot t_H, \quad (2.56)$$

де t_H - час наростання гальмівних сил (і уповільнення) складає 0,2...0,25с для гідравлічного, 0,3...0,9с для пневматичного приводу.

Початкова швидкість;

$$V_H = V_{\text{max}} - \Delta V_H, \quad (2.57)$$

Уповільнення при гальмуванні:

$$j_T = \frac{g \cdot (m_{\text{мop}} \cdot \cos \alpha \cdot \varphi \cdot m_a \cdot \sin \alpha) + P_B}{m_a \cdot \delta}, \quad (2.58)$$

Сила опору повітря:

$$P_B = \frac{c_x \cdot \rho \cdot F_A \cdot V_A^2}{2}, \quad (2.59)$$

$$P_B = \frac{0,31 \cdot 1,205 \cdot 2,36 \cdot 16,5^2}{2} = 120 \text{ Н};$$

$$j_T = \frac{9,8 \cdot (1730 \cdot \cos 4,57 \cdot 0,7 \cdot 1730 \cdot \sin 4,57) + 120}{1730 \cdot 1,0236} = 7,73 \text{ м/с}^2$$

$$\Delta V_H = 0,5 \cdot 7,73 \cdot 0,25 = 0,97 \text{ м/с};$$

$$V_H = 16,5 - 0,97 = 15,53 \text{ м/с}$$

З урахуванням нелінійності залежності уповільнення від швидкості АТС, при розрахунку часу і шляхи гальмування використовуємо наближений метод інтегрування. Зокрема, задавши кількість інтервалів варіювання швидкості, слід визначити:

1. Задаємо кількість інтервалів варіювання швидкості: $n = 7$, далі для кожного інтервалу визначаємо такі параметри:

2. Ширина інтервалу:

$$\Delta V = \frac{V_H}{n}, \quad (2.60)$$

$$\Delta V = \frac{V_H}{n} = \frac{15,53}{7} = 2,2 \text{ м/с}$$

3. Швидкість на початку кожного інтервалу:

$$V_i = V_{(i-1)} - \Delta V, \quad (2.61)$$

$$V_1 = V_H = 15,53 \text{ м/с}$$

(Тут і далі визначатимемо параметри тільки для першого інтервалу, для решти вони розраховуються аналогічно).

4. Перекладаємо швидкість в км/год для графічних побудов:

$$V_1 = \frac{15,53 \cdot 3600}{1000} = 55,9 \text{ км/ч};$$

5. Сила опору повітря:

$$P_B = \frac{c_x \cdot \rho \cdot F_A \cdot V_i^2}{2}, \quad (2.62)$$

$$P_B = \frac{0,31 \cdot 1,205 \cdot 2,36 \cdot 15,53^2}{2} = 106,3 \text{ Н}.$$

6. Уповільнення підйому ($\alpha=4,57$ град):

$$j_T = \frac{g \cdot (m_{\text{мор}} \cdot \cos \alpha \cdot \varphi + m_a \cdot \sin \alpha) + P_B}{m_a \cdot \delta}, \quad (2.63)$$

$$j_T = \frac{9,8 \cdot (1730 \cdot \cos 4,57 \cdot 0,7 + 1730 \cdot \sin 4,57) + 120}{1730 \cdot 1,0236} = 7,73 \text{ м/с}^2$$

7. Уповільнення на горизонтальній дорозі:

$$j_{\text{зг}} = \frac{m_{\text{мор}} \cdot g \cdot \varphi + P_B}{m_a \cdot \delta}, \quad (2.64)$$

$$j_{\text{зг}} = \frac{m_{\text{мор}} \cdot g \cdot \varphi + P_{B1}}{m_a \cdot \delta} = \frac{1730 \cdot 9,81 \cdot 0,7 + 106,3}{1730 \cdot 1,0236} = 6,77 \text{ м/с}^2$$

8. Уповільнення на узвозі:

$$j_T = \frac{g \cdot (m_{\text{мор}} \cdot \cos \alpha \cdot \varphi + m_a \cdot \sin \alpha) + P_B}{m_a \cdot \delta}, \quad (2.65)$$

$$j_T = \frac{9,8 \cdot (1730 \cdot \cos(-4,57^\circ) \cdot 0,7 + 1730 \cdot \sin(-4,57^\circ)) + 106,3}{1730 \cdot 1,0236} = 5,81 \text{ м/с}^2$$

9. Середнє уповільнення на горизонті:

$$J_{\text{середі}} = 0,5 \cdot (J_{\text{СГ}(i)} + J_{\text{СГ}(1+i)}), \quad (2.66)$$

10. Середня швидкість на горизонті:

$$V_{\text{середі}} = 0,5 \cdot (V_i + V_{(1+i)}), \quad (2.67)$$

11. Час гальмування Δt у кожному інтервалі на горизонті:

$$\Delta t = \frac{\Delta V}{J_{\text{сред}}}, \quad (2.68)$$

12. Шлях гальмування ΔS у кожному інтервалі на горизонті:

$$\Delta S_{\text{сред}} = V_{\text{сред}} \cdot \Delta t_i, \quad (2.69)$$

13. Шлях гальмування (наростаючий результат):

$$S_{Ti} = \sum_{i=1}^i \Delta S_i, \quad (2.70)$$

14. Час гальмування:

$$t_T = \sum_{i=1}^i \Delta t_i, \quad (2.71)$$

15. Гальмівний шлях (кінцеве значення):

$$S_T = \sum_{i=1}^i \Delta S_i, \quad (2.72)$$

Кроки 9-15 повторюємо для гальмування на підйомі та спуску, розраховується аналогічно з використанням уповільнення на підйомі та спуску відповідно.

Результати розрахунку подаємо у таблиці 2.5.

Таблиця 2.5 - Результати розрахунку гальмівного шляху

1	Число інтервалів	n	7							
2	Ширина інтервалу, м/с	ΔV	5,7							
3	Швидкість автомобіля в інтервала, м/с	V_a	15,5	13,3	11,1	8,9	6,7	4,4	2,2	0,0
4	Швидкість автомобіля в інтервалі, км/ч	V_a	55,9	47,9	39,9	31,9	24,0	16,0	8,0	0,0
5	Сила опору повітря, Н	P_v	106,3	78,1	54,2	34,7	19,5	8,7	2,2	0,0

Продовження табл. 2.5- Результати розрахунку гальмівного шляху

6	Уповільнення на підйомі, м/с ²	<i>J_{zn}</i>	7,73	7,71	7,70	7,69	7,68	7,67	7,67	7,67
7	Уповільнення на горизонті, м/с ²	<i>J_{zg}</i>	6,77	6,75	6,74	6,73	6,72	6,71	6,71	6,71
8	Уповільнення на спуску, м/с ²	<i>J_{zc}</i>	5,81	5,79	5,78	5,77	5,76	5,75	5,75	5,75
Підйом										
Номер інтервала				1	2	3	4	5	6	7
9	Середнє уповільнення в інтервалі, м/с ²	<i>J_{сред}</i>	7,72	7,70	7,69	7,68	7,67	7,67	7,67	7,67
10	Середня швидкість в інтервалі, м/с	<i>V_{сред}</i>	14,4	12,2	10,0	7,8	5,5	3,3	1,1	0,0
11	Час руху в інтервалі, с	Δt	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29
12	Шлях руху в інтервалі, м	ΔS	4,1	3,5	2,9	2,2	1,6	1,0	0,3	0,0
13	Шлях (Наростаючий підсумок), м	<i>S_T</i>	0,0	4,1	7,7	10,5	12,8	14,4	15,3	15,7
14	Час гальмування, с	<i>t_T</i>	2							
15	Гальмівний шлях, м	<i>S_T</i>	15,7							

Горизонталь										
Номер інтервала				1	2	3	4	5	6	7
16	Середнє уповільнення в інтервалі, м/с ²	<i>J_{сред}</i>	6,99	6,91	6,84	6,74	6,74	6,71	6,70	6,69
17	Середня швидкість в інтервалі, м/с ²	<i>V_{сред}</i>	6,76	6,75	6,73	6,72	6,72	6,71	6,71	6,71
18	Час руху в інтервалі, с	Δt	14,4	12,2	10,0	7,8	5,5	3,3	1,1	0,0
19	Шлях руху в інтервалі, м	ΔS	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33
20	Шлях(наростаючий підсумок), м	<i>S_T</i>	4,7	4,0	3,3	2,6	1,8	1,1	0,4	0,0

Продовження табл. 2.5- Результати розрахунку гальмівного шляху

21	Час гальмування, с	t_T	2,3							
22	Гальмівний шлях, м	S_T	17,9							
Спуск										
Номер інтервалу				1	2	3	4	5	6	7
23	Середнє уповільнення в інтервалі, м/с ²	$J_{срeд}$	5,8	5,79	5,78	5,77	5,76	5,75	5,75	5,75
24	Середня швидкість в інтервалі, м/с	$V_{срeд}$	14,4	12,2	10,0	7,8	5,5	3,3	1,1	0,0
25	Час руху в інтервалі, с	Δt	0,38	0,38	0,38	0,38	0,39	0,39	0,39	0,39
26	Шлях руху в інтервалі, м	ΔS	5,5	4,7	3,8	3,0	2,1	1,3	0,4	0,0
27	Шлях(наростаючий підсумок), м	S_T	0,0	5,5	10,2	14,0	17,0	19,2	20,4	20,9
28	Час гальмування, с	t_T	2,7							
29	Гальмівний шлях, м	S_T	20,9							

На основі отриманих даних будуюмо графік залежності уповільнення від швидкості руху АТС та швидкісну характеристику гальмівного режиму руху

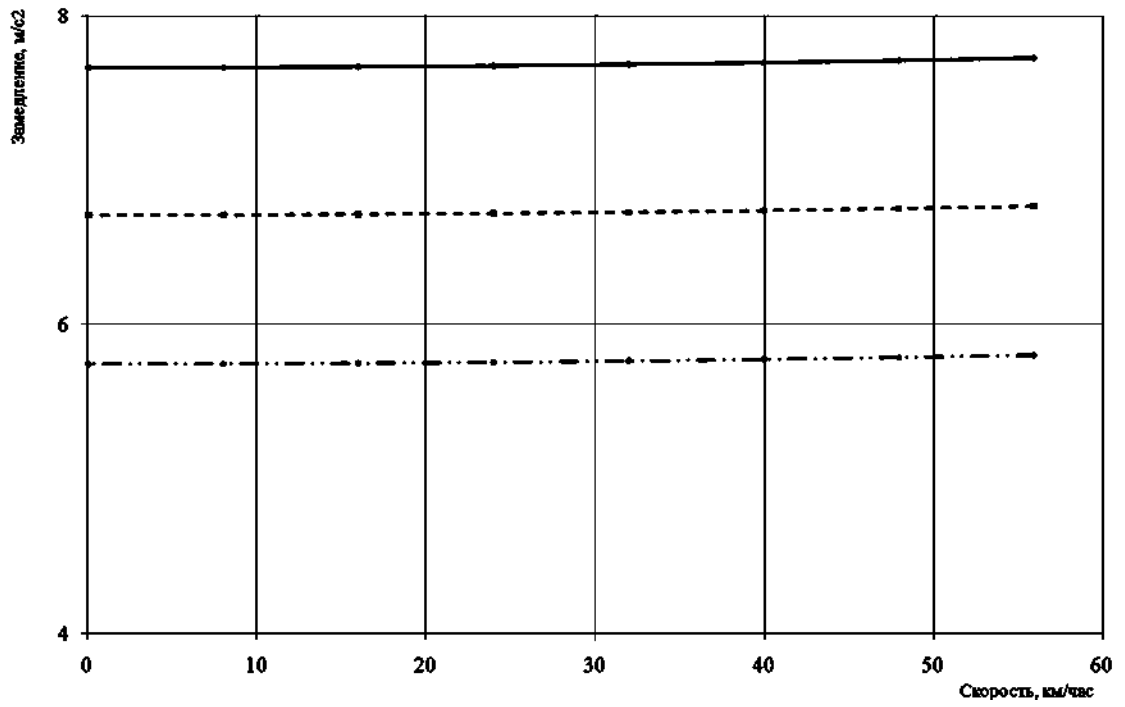
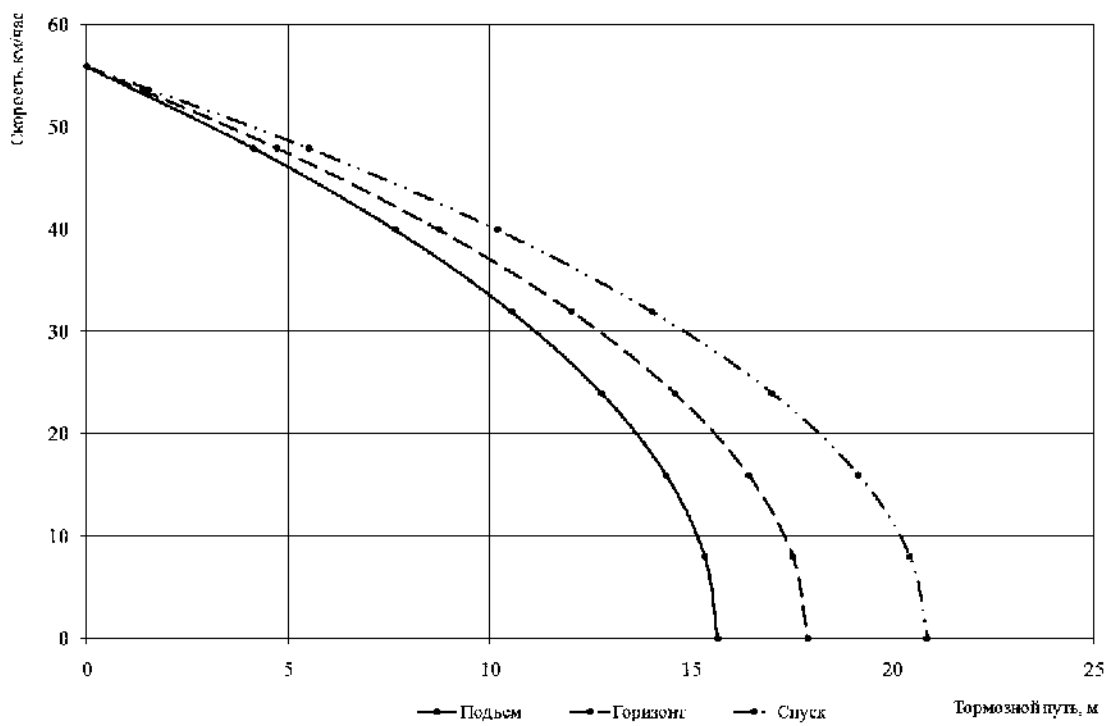


Рисунок 2.18 – Залежність уповільнення швидкості руху АТС



Малюнок 2.19 – Швидкісна характеристика гальмівного режиму руху

2.5.2 Розрахунок гальмівних властивостей автомобіля після модернізації

Розрахунки проводимо за формулами 2.55-2.72, результати розрахунків зводимо до таблиці 2.6

Таблиця 2.6 - Результати розрахунку гальмівного шляху після модернізації гальмівного керування

1	Число інтервалів	n	7							
2	Ширина інтервалу, м/с	ΔV	5,7							
3	Швидкість автомобіля в інтервалі, м/с	V_a	15,5	13,3	11,1	8,9	6,7	4,4	2,2	0,0
4	Швидкість автомобіля в інтервалі, км/ч	V_a	55,9	47,9	39,9	31,9	24,0	16,0	8,0	0,0
5	Сила опору повітря, Н	P_v	106,3	78,1	54,2	34,7	19,5	8,7	2,2	0,0
6	Уповільнення на підйомі, м/с ²	J_{zn}	8,69	8,67	8,66	8,64	8,64	8,63	8,63	8,63
7	Уповільнення на горизонті, м/с ²	J_{zg}	7,73	7,71	7,70	7,69	7,68	7,67	7,67	7,67
8	Уповільнення на спуску, м/с ²	J_{zs}	6,77	6,75	6,74	6,73	6,72	6,71	6,71	6,71
Підйом										
Номер інтервала				1	2	3	4	5	6	7
9	Середнє уповільнення в інтервалі, м/с ²	$J_{сред}$	8,68	8,66	8,65	8,64	8,63	8,63	8,63	8,63
10	Середня швидкість в інтервалі, м/с	$V_{сред}$	14,4	12,2	10,0	7,8	5,5	3,3	1,1	0,0
11	Час руху в інтервалі, с	Δt	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26
12	Шлях руху в інтервалі, м	ΔS	3,7	3,1	2,6	2,0	1,4	0,9	0,3	0,0
13	Шлях (Наростаючий підсумок), м	S_T	0,0	3,7	6,8	9,4	11,4	12,8	13,6	13,9
14	Час гальмування, с	t_T	1,8							
15	Гальмівний шлях, м	S_T	13,9							

Продовження табл. 2.6 - Результати розрахунку гальмівного шляху після модернізації гальмівного керування

Горизонталь										
Номер інтервала				1	2	3	4	5	6	7
16	Середнє уповільнення в інтервалі, м/с ²	<i>J_{сред}</i>	7,72	7,70	7,69	7,68	7,67	7,67	7,67	7,67
17	Середня швидкість в інтервалі, м/с	<i>V_{сред}</i>	14,4	12,2	10,0	7,8	5,5	3,3	1,1	0,0
18	Час руху в інтервалі, с	Δt	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29
19	Шлях руху в інтервалі, м	ΔS	4,1	3,5	2,9	2,2	1,6	1,0	0,3	0,0
20	Шлях(нарост аючий підсумок), м	<i>S_T</i>	0,0	4,1	7,7	10,5	12,8	14,4	15,3	15,7
21	Час гальмування, с	<i>t_T</i>	2							
22	Гальмівний шлях, м	<i>S_T</i>	15,7							
Спуск										
Номер інтервалу				1	2	3	4	5	6	7
23	Середнє уповільнення в інтервалі, м/с ²	<i>J_{сред}</i>	6,76	6,75	6,73	6,72	6,72	6,71	6,71	6,71
24	Середня швидкість в інтервалі, м/с	<i>V_{сред}</i>	14,4	12,2	10,0	7,8	5,5	3,3	1,1	0,0
25	Час руху в інтервалі, с	Δt	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33
26	Шлях руху в інтервалі, м	ΔS	4,7	4,0	3,3	2,6	1,8	1,1	0,4	0,0
27	Шлях(наростаючий підсумок), м	<i>S_T</i>	0,0	4,7	8,7	12,0	14,6	16,4	17,5	17,9
28	Час гальмування, с	<i>t_T</i>	2,3							
29	Гальмівний шлях, м	<i>S_T</i>	17,9							

На основі отриманих даних будуюмо графік залежності уповільнення швидкості руху автомобіля і швидкісну характеристику гальмівного режиму руху після модернізації гальмівного управління.

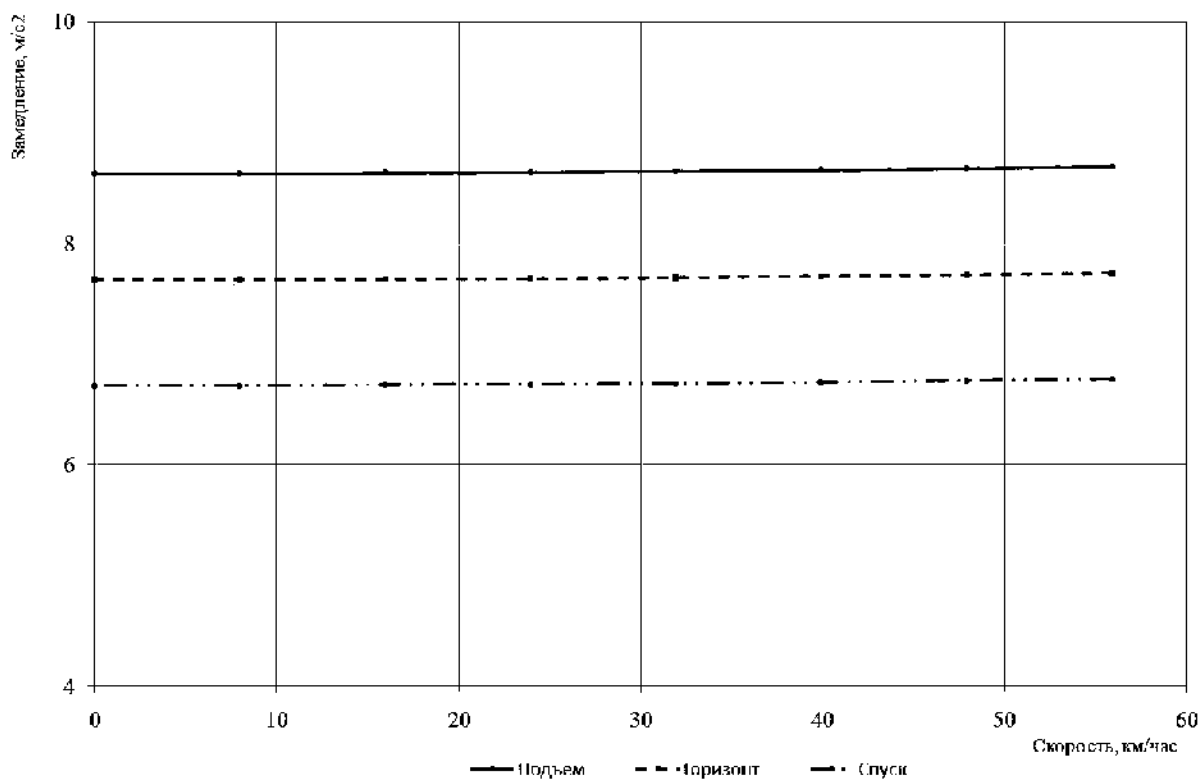
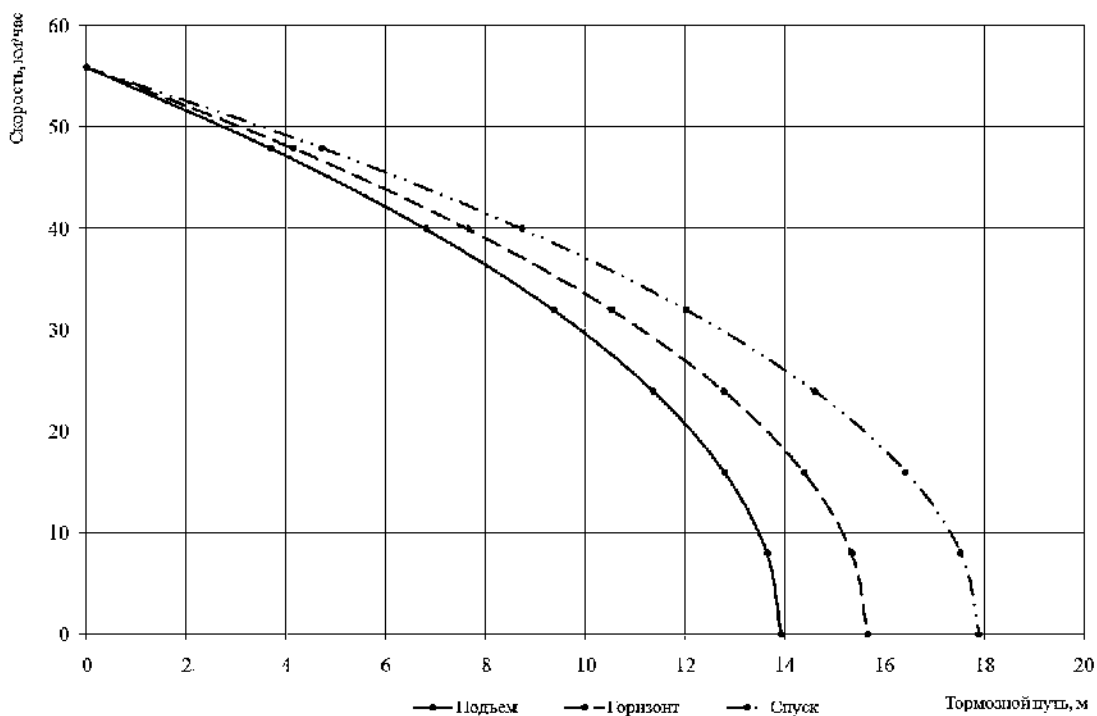


Рисунок 2.20 – Залежність уповільнення швидкості руху



Малюнок 2.21 – Швидкісна характеристика гальмівного режиму руху

2.6 Технічне завдання на розробку задньої підвіски транспортного засобу категорії М1 для автоспорту

1. Найменування – задня підвіска транспортного засобу категорії М1.
2. Область застосування – Транспортні засоби категорії М1.
3. Підстава для розробки – Дипломне проектування, актуальність теми, створення більш ефективної конструкції для участі в автоспорті.
4. Функціональне та експлуатаційне призначення – Об'єкт проектування повинен відповідати нормам плавності ходу автомобілів, встановлені ОСТ 37.001.291 – 84 та ГОСТ 12.1.012, призначене для використання в помірному кліматі.
5. Вимоги та норми, що визначають показники якості.

5.1 Найменування, число та призначення основних складових частин задньої підвіски - 1) колесо; 2) маточина; 3) поворотний кулак; 4) спрямовуючий елемент; 6) пружний елемент; 7) гумометалевий шарнір.

5.2 Вимога маси та габаритних розмірів – Повна маса проєктованих вузлів не повинна перевищувати 30 кг, за габаритними розмірами проєктована підвіска не повинна виходити за межі кузова автомобіля.

5.3 Вимоги взаємозамінності складових частин - в проєктованому транспортному засобі повинні застосовуватися вже використовуються вузли і агрегати.

5.4 Основні параметри:

Тип підвіски – незалежна;

Хід підвіски – не менше 220 мм;

Колія передніх коліс – 1470 мм;

Колія задніх коліс – 1483 мм;

Плавність ходу, що відповідає вимогам ОСТ 37.001.291 – 84;

Хороша ремонтпридатність;

Мінімізація безпружинних мас.

5.5 Вимоги до довговічності - міжремонтний пробіг 30000 км.

5.6 Тип виробництва – одиничне.

5.7 Показники рівня уніфікації та стандартизації – коефіцієнт стандартизації не менше 15%; Коефіцієнт уніфікації за кількістю деталей щонайменше 30%.

5.8 Вимоги щодо забезпечення безпеки – Об'єкти проектування повинні відповідати нормам плавності ходу автомобілів, встановлені ОСТ 37.001.291 – 84 та ГОСТ 12.1.012.

5.9 Вимоги технічної естетики та ергономіки – Проектовані вузли повинні відповідати вимогам технічної естетики, а саме мати композиційну цілісність, інформативність.

5.10 Вимоги до кліматичних умов експлуатації – ТЗ, що розробляється, може експлуатуватися в помірних кліматичних умовах від -30°З до $+35^{\circ}\text{З}$.

2.6.1 Аналіз підвіски автомобіля на косих важелях

Підвіска на косих важелях являє собою свого роду компроміс між підвіскою на поздовжніх важелях і двох шарнірної підвіскою з півосями, що хитаються. У ній намагаються поєднати технічні переваги обох названих конструкцій, одночасно відмовившись від їхніх недоліків.

Підвіска на косих важелях у двох своїх варіантах використовується винятково в якості задньої підвіски. Один з цих варіантів більш обґрунтований економічними міркуваннями, а інший застосовується через його сприятливі кінематичних якостей і тому забезпечує технічні переваги. У нових конструкціях знаходить застосування тільки останній варіант.

Опис кінематичної схеми, як і бачити на рис. 2.22 осі EG гойдання важелів розташовані таким чином, що вони перетинають шарніри С, що з'єднують півосі з веденими елементами головної передачі, в результаті чого з кожної сторони достатньо лише одного шарніра. Косі важелі, які без ускладнень можуть сприймати і пружини підвіски, при ході коліс здійснюють просторові переміщення, обумовлені положенням їх осі качання. Цьому варіанту ще

притаманні два основні недоліки двошарнірної підвіски з півосями, що коливаються: високий центр крену і велика зміна колії, але він має і певні переваги. Зовнішнє колесо при швидкому проходженні повороту «підламується» в дещо меншій мірі, а полюси поздовжнього крену, що є, забезпечують зменшення поздовжнього крену при гальмуванні.

Для отримання достатнього дорожнього просвіту під піддоном двигуна або картером головної передачі внутрішні шарніри півосей повинні бути розташовані вище центру коліс. При цьому півосі отримують похило положення, а колеса, що знаходяться до них під прямим кутом - позитивний розвал. Статичним розрахунком доведено, що описане положення сприяє підламуванню зовнішнього колеса при русі на повороті. Виміри на більш старих моделях фірми «Фіат» виявили розвал від +1 до +2 'при навантаженні в дві людини.

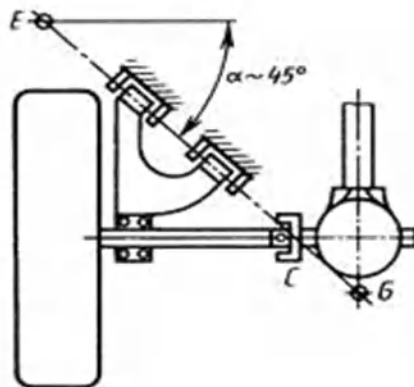
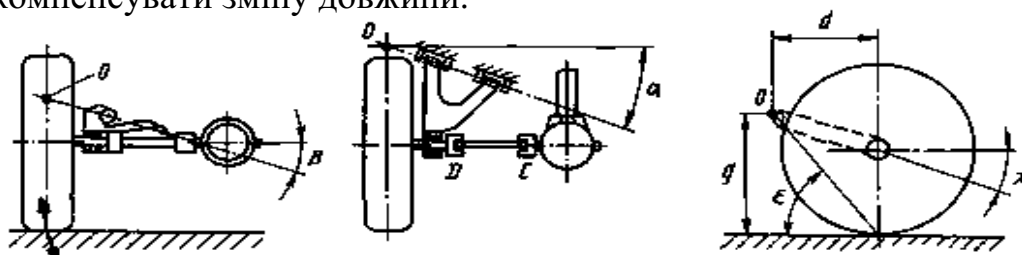


Рисунок 2.22 - Схема підвіски на косих важелях

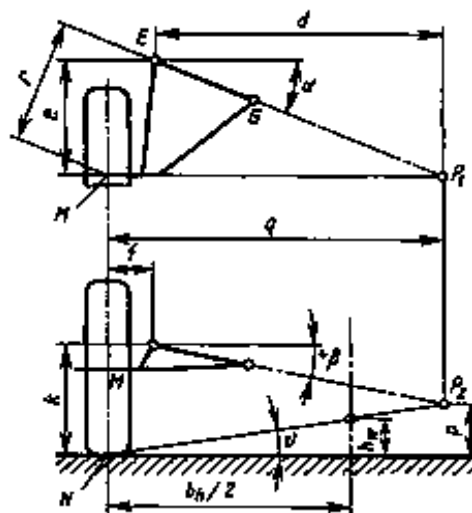
З технічної точки зору більш сприятливий кут від 10 до 25 градусів, до якого може ще додатися невеликий нахил на вигляді ззаду на кут схилу β малюнок 2.23. Осі таких важелів розташовані косо у просторі і вже не перетинають внутрішні шарніри півосей по обидва боки від головної передачі. Між колесом і головною передачею виникають у цьому випадку не тільки кутові переміщення, але і лінійні, так що з кожного боку потрібно по два шарніри, здатних компенсувати зміну довжини.



Малюнок 2.23 - Кінематика підвіски на косих важелях

За відсутності кута ската вісь колеса M , продовжена до полюса P_1 , переміщається при ходах підвіски по бічній поверхні конуса, віссю якого є вісь гойдання важеля EG . Як видно з рис. 2.24, кут при вершині цього конуса становить 2α . Там же, на вигляді ззаду, показано, що при наявності додаткового кута схилю β продовження осі M колеса в конструктивному положенні автомобіля не перетинається з прямою EGP_2 . Ці прямі проходять у подорожі одна повз іншу, а точка M переміщається гіперболоїдом обертання. Якщо кузов перемістився вниз настільки, що негативний розвал колеса γ збігається за величиною з кутом β , тобто коли виконується умова нейтрального положення $\beta + \gamma = 0$, полюси P_1 і P_2 розташовуються на однаковій висоті та про осі M колеса і прямий EG перетинаються в одній точці.

Якщо ж кут ската негативний, то, навпаки, для досягнення нейтрального положення потрібен позитивний розвал на колесах приходить від-бою. При заданій довжині r важелів можна поєднанням кутів α і β узгодити друг с іншому бажані кінематичні характеристики. У цьому відношенні підвіска на косих важелях схожа з підвіскою на подвійних поперечних важелях де грають роль як кут і на верхньому важелі і кут на нижньому, так і довжина і взаємне положення обох важелів, Однак з урахуванням еластокінематики двома важелями можна досягти більшого, з кожного боку. Це є однією з причин того, що подвійні поперечні важелі почали витісняти підвіску на ко- важелях у разі провідних задніх коліс. Нижче розглядаються основні кінематичні характеристики.



Малюнок 2.24 - Кінематика підвіски на косих важелях

Центр крену. Збільшення кута стріловидності α на виді зверху призводить до підвищення центру крену W (див. рис.25), який, однак, знову може бути опущений за рахунок кута β . Мала довжина важеля допускає лише обмежені ходи підвіски, але призводить до підвищення центру крену. Довгий же важіль дозволив би відсунути полюс P від колеса, внаслідок чого опуститься точка W і зменшиться зміна колії (див. рис. 2.24). Здійснюючи узгодження з передньою підвіскою, за допомогою косих важелів можна отримати майже будь-яку висоту центру крену. Наявні податливості у своїй не враховувалися.

Зміна колії. Кривизна кривої зміни колії визначається довжиною відрізка NP_2 (див. рис. 2.24), а для відхилення від вертикалі дотичної до цієї кривої в нульовій точці вирішальним є кут ν . Довжина відрізка NP_2 залежить, насамперед, від величини кута стріловидності α , а кут ν - як від α , так і від

β . Для спрощення щодо миттєвого значення зазначеної зміни можна використовувати відношення висоти h_w центру крену до половини колії $(0,5b)$.

Ця висота h_w при ході стиснення зменшується, а при ході відбою збільшується; разом із нею змінюється і кут ν . Тому можна розглядати лише невеликі ходи і розраховувати їм миттєву величину изменения: $\operatorname{tg} \nu = h_w / 0,5b$
 $\Delta b = \Delta h_w / 0,5b$.

Центр поздовжнього крену. Зменшення кута α , так само, як збільшення кута β впливає на протидію поздовжньому крену при гальмуванні. Обидві ці зміни зумовлюють сприятливіший стан показаного на рис. 2.23 центру поздовжнього крену O , а значить, і сильніше підтягування вниз задньої частини кузова при гальмуванні. Визначальний ступінь зазначеного протидії опорний кут ε збільшується, а якщо точка P знаходиться вище осі коліс, то додатково виникає опорний кут при розгоні x , який визначає одночасно величину поздовжнього зміщення колеса при ході підвіски. Однак, на відміну від кута ε , кут x змінюється значно сильніше; якщо задня частина кузова опускається при розгоні (або при завантаженні), то крапка переміщується нижче осі коліс, і замість протидії (опори) виникає додаткове підтягування кузова вниз.

Переваги протидії крену при гальмуванні можуть бути використані, однак, лише при розташуванні гальм у колесах. З цієї причини, зокрема, на жодному легковому автомобілі з підвіскою на косих важелях не застосовуються внутрішні гальма (на головній передачі).

Зміна розвалу. Чим більше значення кута стріловидності α , тим менша відстань q до полюса, що визначає зміну розвалу, і тим більша зміна розвалу при ходах підвіски.

Кут схилу β практично не впливає на довжину q , тоді $\sin \Delta\gamma = s_{12}/q$. Відрізок q може бути визначений за співвідношеннями, наведеними на рис. 2.24. До величини $\Delta\gamma$ потрібно додати значення розвалу γ_0 для автомобіля без навантаження або в розглянутому конструктивному положенні. При певному ході стиснення фактичний розвал $\gamma_1 = \gamma_0 + \Delta\gamma$.

Занадто велика зміна розвалу під час стиснення підвіски разом із встановленим негативним розвалом при малому навантаженні може призвести до несприятливого положення коліс при повному навантаженні автомобіля.

В залежно від ходу підвіски встановлюються кути від -3^0 до $4,5^0$, при яких повинні працювати шини та ще з повним навантаженням. Високі швидкості руху, літні температури і, можливо, знижений тиск можуть призвести до зносу протектора, що загрожує аварією. Ймовірно, у зв'язку з цим послідкі моделі легкових автомобілів мають значення $\Delta\gamma$ не більше $3,30$ при ході стиснення 100 мм, а розвал без навантаження становить близько -3^0 .

Зміна сходження. За наявності лише кута стріловидності α колесо як під час стиснення, і під час відбою трохи повертається у бік позитивного сходження. Якщо до цього додається ще позитивний кут схилу β , то крива повертається проти годинникової стрілки, тоді при ході стиснення колесо повертається у напрямку негативного сходження, а при ході відбою підсилюється позитивне сходження. Така підвіска на повороті сприяла б надмірної повертаності автомобіля під дією крену і при швидкій зміні смуги руху здійснювала б небажане «підрулювання». І навпаки, негативний кут $-\beta$ сприяв би недостатній пооборотності. Найменша зміна зазнає сходження при нейтральному положенні важеля; у цьому випадку дотична до кривої - якщо знехтувати всіма податливістю - проходить вертикально.

Сприятливіше розташовувати важелі таким чином, щоб зовнішнє колесо при ході стиснення поверталось у бік позитивного сходження, а внутрішньо при ході відбою - у бік негативного. Досягана за рахунок цього недостатня повертаність під дією крену послаблює еластокінематическую надмірну повертаність під дією бічних сил, якої навряд чи можна уникнути.

2.6.2 Перевірочні розрахунки підвіски, що модернізується.

Розрахунок амортизатора на теплонавантаженість

Найкращу характеристику ефективного гасіння коливань ТЗ дає відносний коефіцієнт загасання коливань підвіски. При відносному коефіцієнті згасання $\psi_{\Pi}=0,15\dots0,30$ забезпечується ефективно гасіння

коливань кузова та коліс, а також висока плавність ходу ТЗ.

Прийmemo $\psi_{\Pi}=0,2$, $M=250$ кг, $h_{cm}=125$ мм.

Визначимо частоту коливань підвіски

$$v_0 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{g}{h_{cm}}} = 1,4 \text{ Гц}$$

$$\omega_0 = 2\pi \cdot v_0 = 2 \cdot 3,14 \cdot 1,4 = 8,79$$

$$\omega_0^2 = \frac{C}{M}$$

$$C = \omega_0^2 \cdot M = 77,2 \cdot 490 = 37876$$

$$\psi = \frac{K_a}{2\sqrt{CM}}$$

$$K_a = 2\psi\sqrt{CM} = 2 \cdot 0,2 \cdot \sqrt{37876 \cdot 490} = 1723,2$$

Генерована потужність

$$N_a = K_a \cdot V_{cp}$$

де $V_{cp} = 0,03$ м / с - Середня швидкість переміщення поршня.

$$N_a = 1723,2 \cdot 0,03 = 51,7$$

Площа поверхні амортизатора, що обдувається.

$$S_0 = D \cdot l = 24 \cdot 300 = 0,0072 \text{ м}^2$$

$$\Delta T = \frac{N_a}{k_\tau \cdot S_0}$$

$$k_\tau = \frac{4 \cdot V_a^{0,7}}{D^{0,3}} = \frac{4 \cdot 22,2^{0,7}}{24^{0,3}} = 109$$

$$\Delta T = \frac{N_a}{k_\tau \cdot S_0} = \frac{51,7}{109 \cdot 0,0072} = 64^\circ\text{C}$$

Максимально допустиме нагрівання труби амортизатора –100-120⁰Отже, амортизатор задовольняє вимогу щодо тепловантажень.

Розрахунок карданного валу приводу коліс

Карданний вал розраховується на кручення.

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p} \leq [\tau]_{кр}$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot D^3}{16} (1 - c^4)$$

$$c = \frac{d}{D} = \frac{35}{45} = 0,78$$

$$W_p = \frac{3,14 \cdot 0,045^3}{16} (1 - 0,78^4) = 11,26 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

$$\tau = \frac{4690}{8,6 \cdot 10^{-6}} \approx 380 \text{ МПа} \leq 400 \text{ МПа}$$

Отже вал задовольняє допустимим значеннямпрочності.

3. Технологічна частина

3.1 Розрахунок припусків

Гальмівний диск виготовляють литтям. Матеріал диска сірий чавун ГОСТ. Перед токарною обробкою просвердлено 6 отворів діаметром 10 мм. Зовнішній діаметр диска дорівнює 328мм.

Вибираємо обробку: точення. Обробка проводиться з установкою заготовки в пристрій.

Для спрощення та наочності розрахунків використовуємо спеціальні форми (таблиця 3.1).

Довідкові дані для заповнення граф 2,3 для литої заготовки взяті /6, с.182/, для механічної обробки - з /6, с.185/. Дані графі 8 для заготовки приймають /6, с.245/, а дані для обробки різанням - по /5, с.8/.

Розрахунок відхилень розташування поверхні графа 4.

Для литої заготівлі при обробці в центрах відхилення визначаються /5, с.187/.

$$\Delta_{\Sigma} = \sqrt{\Delta_{\Sigma n}^2 + \Delta_y^2}, \quad (3.1)$$

де $\Delta_{\Sigma n}$ - Загальне відхилення осі від прямолінійності, мкм;

Δ_y - Зміщення осі заготовки в результаті похибки центрування, мкм

$$\Delta_{\Sigma n} = 2\Delta_k \cdot l_k, \quad (3.2)$$

Де $l_{до}$ - Розмір від перерізу, для якого визначається кривизна до торця, $l_k = 35$ мм

$\Delta_{до}$ - Питома кривизна, мкм, на 1 мм довжини, мкм/мм, $\Delta_{до} = 0,8$ мкм/мм/6, с.186/.

$$\Delta_{\Sigma n} = 2 \cdot 35 \cdot 0,8 = 56,$$

$$\Delta_y = 0,25\sqrt{T^2 + 1}, \quad (3.3)$$

де T – допуск на діаметральний розмір бази заготівлі, що використовується під час центрування /7, с. 234/, $T = 1,9$ мм.

$$\Delta_y = 0,25\sqrt{1,9^2 + 1} = 530$$

$$\Delta_\Sigma = \sqrt{56^2 + 530^2} = 532$$

Обточування. Величину залишкових просторових відхилень визначають за рівнянням, мкм

$$\Delta_r = K_y \Delta_\Sigma$$

де K_y - Коефіцієнт уточнення /6, с. 190/;

$K_y = 0,06$ – при чорновому точенні;

$K_y = 0,04$ – при чистовому точенні;

$K_y = 0,03$ – при чорновому шліфуванні;

$K_y = 0,02$ – при чистовому шліфуванні.

$$\Delta_r = 532 \cdot 0,06 = 31,9,$$

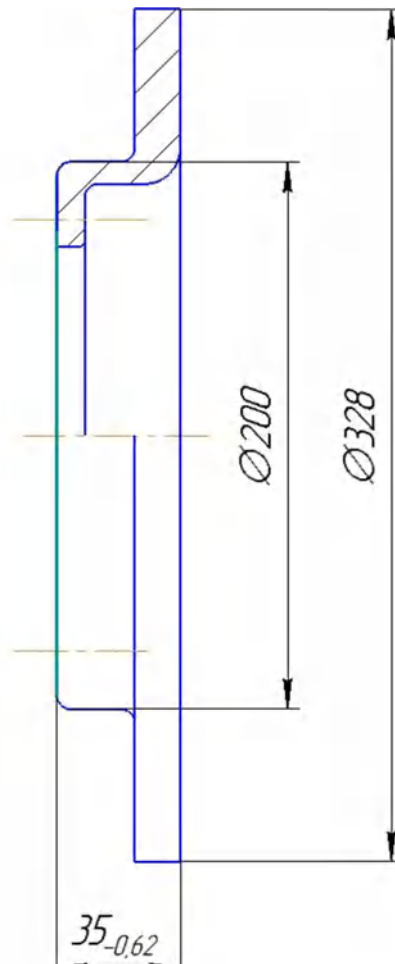
$$\Delta_r = 31,9 \cdot 0,04 = 1,28,$$

$$\Delta_r = 1,28 \cdot 0,03 = 0,038,$$

$$\Delta_r = 0,038 \cdot 0,02 = 0,00076$$

Таблиця 3.1 - Результати розрахунку припуску на обробку та граничних розмірів за технологічними переходами

Маршрут про- робітки по- верхності діаметром 328мм	Елемент припуску, мкм				Розрахункова величина		Допуск на ви- повні розміри, мкм	Прийняті розміри заготівлі з пере- ходам		Граничний припуск, мм	
	Rzi-1	hi-1	$\Delta\Sigma i-1$	Eyi	Припуск zi, мкм	Мінімально- го діаметра, Dmin, мкм		max	min	Zmax	Zmin
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Лиття	200	300	532	-	-	330,418	1900	332,32	330,42	-	-
Точення чер- нове	50	50	31,9	0	2064	328,354	890	329,24	328,35	3,074	2,06
Точення чис- тове	20	20	1,3	0	264	328,090	230	328,32	328,09	0,924	0,26
Шліфування чорнове	10	20	0,04	0	83	328,007	140	328,14	328	0,173	0,08
Шліфування чистове	5	15	0	0	60	327,947	57	328,027	327,97	0,143	0,06
Шорсткість поверхні: шліфування чорнове - Ra1,25; шліфування чистове - Ra 0,36											



Малюнок 3.1 - Гальмі́вний диск

Розрахунок мінімального припуску /графа б/ на діаметральний розмір ведемо за рівнянням, мкм

$$2Z_{\min} = 2 \cdot (R_{zi-1} + h_{i-1} + \Delta \Sigma I_{i-1} + E_{yi}), \quad (3.5)$$

де R_{zi-1} - висота нерівностей профілю на попередньому переході, мкм;

h_{i-1} - глибина дефектного шару на попередньому переході, мкм; $\Delta \Sigma I_{i-1}$

1 - сумарні відхилення розташування поверхні на попередньому переході, мкм;

E_{yi} - похибка установки заготовки на переході, що виконується, мкм.

Розрахунок найменших розрахункових розмірів за технологічними переходами виробляємо, складаючи значення найменших граничних розмірів, що відповідають

$m - 0,2;$

$x - 0,15;$

$K_v - 1,3.$

Величину подачі вибираємо для міцного чавуну з інтервалу $S = 0,8-1,9$, приймаємо $S = 1,3$; також вибираємо матеріал різальної частини різця, приймаємо ВК6.

$$V_p = \left(\frac{243}{60^{0,2}} \cdot 3,3^{0,15} \cdot 1,3^{0,4} \right) \cdot 1,3 = 105,4.$$

Для токарної обробки частота обертання шпинделя, об/хв

$$n_p = 1000 \cdot V_p / \pi \cdot D, \quad (3.7)$$

де D - діаметр заготівлі, мм, $D = 328$ мм.

$$n_p = 1000 \cdot 105,4 / 3,14 \cdot 328 = 105,6.$$

За розрахунковим значенням частоти обертання визначаємо відповідний ступінь верстата

$$m_p = (\lg(n_{\text{розрах.}} \cdot n_{\text{min}}) / \ln \varphi) + 1, \quad (3.8)$$

де φ - є стандартизованою величиною, що зв'язує між собою частоту обертання шпинделя і ступінь верстата, приймаємо $\varphi = 1,26$.

$$m_p = (\lg(105,6 \cdot 16) / \ln 1,26) + 1 = 9.$$

За знайденим значенням m_p приймаємо менше ціле значення m_d і визначаємо фактичне число оборотів, про/хв.

$$n_d = n_{\text{min}} \cdot \varphi^{m_d - 1}, \quad (3.9)$$

$$n_d = 16 \cdot 1,26^{9-1} = 101,6.$$

Фактична швидкість різання, м/хв

$$V_d = \pi \cdot D \cdot n_d / 1000, \quad (3.10)$$

$$V_d = 3,14 \cdot 101,6 \cdot 50,8 / 1000 = 104.$$

Норма штучного часу, хв

$$t_{шт} = t_{он} \cdot (1 + (\alpha + \beta + \gamma) / 100), \quad (3.11)$$

де $t_{он}$ - Оперативний час, хв.

$$t_{он} = t_0 + t_B, \quad (3.12)$$

де t_0 - Основний технологічний час, хв;

t_B - Допоміжного часу, хв, $t_B = 1,2 \text{ хв} / 9, \text{ с. } 352/;$

α, β, γ - коефіцієнти, визначальні відповідно до часу технічного, організаційного обслуговування та час регламентованих перерв, $\alpha=6\%, \beta=4\%, \gamma=2,5\%$,

Основний час знаходимо за рівнянням, мін

$$t_0 = L / S_M, \quad (3.13)$$

де L - Розрахункова довжина переміщення інструменту, $L = 20 \text{ мм}; S_M$ – хвилинна подача, $\text{мм/хв}.$

$$S_M = S \cdot n_d, \quad (3.14)$$

$$S_M = 1,3 \cdot 101,6 = 132,$$

$$t_0 = 20 / 132 = 0,15,$$

$$t_{он} = 0,15 + 1,2 = 1,35.$$

$$t_{шт} = 1,35 \cdot (1 + ((6 + 4 + 2,5) / 100)) = 1,5.$$

4 Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів.

4.1. Небезпечні та шкідливі виробничі фактори

На людину в процесі її трудової діяльності можуть впливати небезпечні (що викликають травми) та шкідливі (що викликають захворювання) виробничі фактори.

Шкідливий виробничий фактор - виробничий фактор, вплив якого на працюючого, в певних умовах, призводить до захворювання або зниження працездатності.

Небезпечний виробничий фактор – виробничий фактор, вплив якого на працюючого, у певних умовах, призводить до травми чи іншого раптового погіршення здоров'я. Усі роботи наавтомобільному заводі, пов'язані з небезпечними та шкідливими виробничими факторами.

Значні небезпечні і шкідливі виробничі фактори, для вибраної ділянки наведено у таблиці 5.2.

Таблиця 5.2

Небезпечні та шкідливі виробничі фактори	Джерело небезпечних та шкідливих виробничих факторів	Використовується обладнання	Вплив на організм людини
	Машини, що рухаються та механізми.	Електронавантажувач, конвеєрний стіл.	Забиті місця, переломи, вивихи, розриви шкірної та м'язової тканини, розриви сухожиль.
	Підвищена запиленість і загазованість повітря робочої зони.	Запресувальні роботи електронавантажувач.	Вплив на органи дихання, стомлюваність.
	Підвищене напруга електромережі.	Бокси живлення освітлення та обладнання.	Поразка електричним струмом.
	Підвищений рівень шуму, вібрації.	Верстат для запресування обойм підшипників, сусідні цехи, запресувальна обладнання.	Сильне вплив на серцево-судинну систему, органи слуху; впливає на гіпофіз, порушення вестибулярного апарату.

Продовження таблиці 5.2

	Недостатня освітленість робочої зони	Освітлювальне обладнання.	Падіння рівня зору, втоми-ня зорового нерва.
	Гострі кромки, задирки та шорсткість.	Заготовки, деталі, інструменти.	Рвані та різані рани шкірної та м'язової тканини, розриви сухожиль.
	Перенапруга аналізаторів, емоційні перевантаження, монотонність праці.		Втома зорового нерва, головний біль, стрес.

4.1.1 Організаційно-технічні заходи щодо створення безпечних умов праці

Створення безпечних умов праці починається з правильного вибору територій для розміщення підприємства та раціонального розташування на ній виробничих та допоміжних будівель та споруд.

Розміщення виробничого обладнання має відповідати вимогам чинних нормативних правових актів та цих правил та забезпечувати послідовність операцій технологічного процесу. Відстань між одиницями обладнання, а також між обладнанням та стінами виробничих будівель, споруд та приміщень має відповідати вимогам діючих норм технологічного проектування, будівельним нормам та правилам. При розміщенні виробничого обладнання повинні враховуватися влаштування транспортних проїздів для доставки до робочих місць агрегатів, вузлів, деталей та матеріалів. Ширина проїзду встановлюється залежно від габаритів об'єктів і транспортних засобів, що транспортуються, і приймається відповідно до чинного нормативного правового акта. Ширина основних проходів на робочому місці має визначатися з урахуванням габаритів. ремонтованих агрегатів та оброблюваних виробів. Робочі місця, проїзди, проходи та обладнання повинні бути вільними та не захащуватися матеріалами, агрегатами, деталями, відходами виробництва та тарою. Робочі місця повинні забезпечувати зручність роботи, свободу рухів, мінімум фізичних напруг та безпечні високопродуктивні умови праці. Інструмент, пристрої та комплектуючі вироби повинні розташовуватися в безпосередній близькості від працюючого: те, що береться лівою

рукою - зліва від нього, правою рукою - праворуч; тому розміщують і допоміжне обладнання (інструментальні шафи, стелажі і т.п.).

Для забезпечення безпечних умов праці необхідне правильне планування робочого часу та часу відпочинку та проведення навчань та інструктажів організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних, робочого персоналу з систематичними інтервалами, враховуючи особливості виду робіт.

На робочому місці охороною праці керує майстер виробничої дільниці.

Організаційно-методичну роботу з управління охороною праці здійснює служба охорони праці, яка безпосередньо підпорядкована головному інженеру виробництва.

Навчання охорони праці нових робітників проводиться за їх професійно-технічного навчання. Адміністрація підприємства має забезпечити такі види інструктажу:

1)вступний - проводиться інженером з охорони праці, для всіх, хто вступає на роботу. Особиста картка інструктажу з техніки безпеки, промсанітарії та пожежної безпеки зберігається у майстра. У цій картці записані: дата проведення, вид та обсяг інструктажу; підпис інструктованого; відомості про проходження навчання з охорони праці; облік нещасних випадків, мікротравм та порушень правил техніки безпеки під час вступного інструктажу висвітлюються загальні питання безпеки на виробництві, правила носіння спецодягу, правила переміщення по виробничому приміщенню, правила пожежної безпеки, місцезнаходження засобів пожежогасіння, правила користування ними, порядок виклику пожежних бригад та швидкої допомоги. Також інструктований має бути обізнаний про свої права при отриманні травм;

2)первинний - проводиться керівником робіт для робітників, які вперше приступили до цього виду робіт.ході первинного інструктажу пояснюють правила роботи на його робочому місці, розпорядок робочого часу, місцезнаходження засобів пожежогасіння. Після інструктажу, робітники протягом 2...5 змін, виконують роботу під наглядом майстра чи бригадира, потім оформляється допуск до самостійної роботи;

3)повторний - проводять не рідше ніж раз на півроку з усіма працюючими. Рекомендується проводити один раз на квартал;

4)позаплановий - проводять за зміни технології чи порушеннях робочими інструкцій з охорони праці;

5)поточний - проводиться перед виконанням робіт, на які має бути оформлений наряд-допуск. У ході цього інструктажу висвітлюються особливості роботи та техніки безпеки під час її виконання.

Контроль за станом охорони праці повинен здійснюватись службою охорони праці з метою перевірки відповідності умов праці працюючих вимогам законодавства про працю, а також перевірки виконання службами підрозділами своїх обов'язків із охорони праці. Види контролю:

- 1)оперативний контроль керівника робіт та інших посадових осіб;
- 2)треступінчастий адміністративно-суспільний контроль;
- 3)контроль, який здійснюється службою охорони праці на підприємстві;
- 4)відомчий контроль вищих органів;
- 5)контроль, який здійснюється органами державного нагляду та технічною інспекцією праці профспілок.

4.1.2 Заходи щодо забезпечення безпечних умов праці

Безпека полягає у зменшенні впливу на людину шкідливих факторів.

Вплив шуму.

За своєю стомлюючою дією різні шуми не рівноцінні. Чим вищий звук, тим вища його стомлююча дія. Так, якщо шум інтенсивністю 80 дБ з частотною характеристикою 1000 Гц викликає у більшості людей слабо виражену втому, то шум тієї ж інтенсивності, але з частотою 2000-4000 Гц має значну стомлюючу дію. При дії інтенсивного шуму зазвичай виникає зниження слухової чутливості, що свідчить про стомлення при високих частотах незалежно від спектру шуму.

Звукоізоляція є одним із найбільш ефективних та поширених методів зниження виробничого шуму на шляху його поширення.

За допомогою звукоізолюючих перешкод легко знизити рівень шуму на 30...40 дБ. Метод заснований на відображенні звукової хвилі, що падає на огорожу. Застосування засобів індивідуального захисту від шуму є доцільним у тих випадках, інші засоби не забезпечують зниження шуму до допустимих рівнів. Засоби індивідуального захисту дозволяють знизити рівень звуку, що сприймається, на 10...45 дБ, причому найбільш

значне глушіння шуму спостерігається в області високих частот, які є найбільш небезпечними для людини.

Засоби індивідуального захисту від шуму можуть бути: протишумні навушники, протишумні вкладиші, протишумні шоломи та каски, протишумні костюми.

Електробезпека на ділянці.

Виробниче приміщення за ступенем небезпеки ураження електричним струмом відноситься до приміщення з підвищеною небезпекою через можливість дотику людини до металевих конструкцій, що мають з'єднання із землею.

Основними методами захисту від ураження струмом:

- 1)забезпечення недоступності струмопровідних частин електроустановки для дотику. Це можна здійснити рядом способів: ізоляцією струмовідних частин, розміщенням їх на недоступній висоті, огорожею та ін;
- 2)електричний поділ мережі – це поділ мережі на окремі електрично не пов'язані між собою ділянки за допомогою спеціальних трансформаторів, що розділяють; застосування малої напруги. При роботі зі змінним ручним електроінструментом, а також ручної переносної лампи людина має тривалий контакт із корпусами цього обладнання, тому ручний інструмент необхідно живити напругою не вище 42В, а особливо небезпечних приміщеннях – 12В;
- 3)подвійна ізоляція – це електрична ізоляція, що складається з робочої та додаткової ізоляції;
- 4)захисне заземлення – навмисне електричне з'єднання із землею або її еквівалентом металевих невідповідних частин, які можуть опинитися під напругою;
- 5)занулення - навмисне електричне з'єднання з нульовим захисним провідником металевих невідповідних частин, які можуть опинитися під напругою;
- б)захисне відключення – автоматичне відключення електроустановки при виникненні небезпеки ураження струмом.

Пожежна безпека ділянки.

Приміщення ділянки відноситься до категорії Д. Основні вогнегасні речовини: піна, порошок, розпорошена вода.

Відповідно до БН та П 21-01-97 (будівельні норми та правила) при займанні в таких приміщеннях необхідно використовувати залежно від класу пожежі вогнегасні засоби: клас «Е» (електроустановки) – порошки, углекислий газ, клас «А» (тверді горючі

матеріали) і «В» (матеріали, що плавляться при нагріванні) - піна, порошки, розпилена вода.

Заходи щодо зниження пожежної небезпеки:

- 1) Експлуатаційні заходи. Вони передбачають правильну експлуатацію машин, обладнання, своєчасні регулярні огляди установок та апаратів, їх ремонт;
- 2) Технічні заходи. До них належать: дотримання правил та норм при проектуванні будівлі, пристрої електричних ланцюгів та електрообладнання, систем вентиляції, освітлення, опалення;
- 3) Організаційні заходи: навчання робітників та службовців пожежної безпеки, проведення лекцій, бесід, інструктажу, систематичних перевірок обладнання та знань працюючих;
- 4) Заходи режимного характеру – заборона куріння у невстановлених місцях.

ВИСНОВКИ

Дипломний робота присвячена модернізації автомобіля категорії М1 для участі в автоспорті з розробкою гальмівного керування та підвіски коліс

1)Розглянуто техніко-економічне обґрунтування всі основні види підвіски, а також гальмівна система, та виконано аналіз використаного матеріалу.

2)Розглянули конструкторську частину та зробили розрахунки підвіски та гальмівної системи.

3)Розглянуто технологічну частину, розраховали припуски та режими обробки технічного нормування операцій.

4)Обґрунтовані питання стосовно безпечної роботи працівників в цій галузі, з забезпеченням усіх норм, та заходи щодо попередження впливу небезпечних та шкідливих факторів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. <https://www.timeattack.rtr.ua/about-time-attack/>
2. Автомобільні підвіски: Навчальний посібник з дисципліни «Конструкція автомобіля та трактора» для студентів вищих навчальних закладів, які навчаються за спеціальністю «Автомобілі – та тракторобудування».
3. Експлуатаційні властивості автомобіля: навчальний посібник для студентів напряму «Наземні транспортно-технологічні комплекси».
4. <https://www.bmw.ua/ru/all-models/3-series/sedan/2022/bmw-3-series-sedan-technical-data.html>
5. Adam Theander. Design of Suspension for Formula Student Race Car. 2004.
6. Race car vehicle dynamics/ William F. Milliken, Douglas L. Milliken. 1995.
7. Конструювання та розрахунок автомобіля: Підручник для студентів вузів, що навчаються по спеціальності "Автомобілітрактори".
8. Технологія листового штампування у виробництві літальних апаратів.
9. ГОСТ 13112-83. Штампи для листового штампування. Плити-заготівлі для штампов із заднім розташуванням напрямних вузлів. Конструкція та розміри.
10. <https://auto.ria.com/uk/>.
11. Базові та поточні годинні тарифні ставки, встановлені з урахуванням фонду оплати праці одного робітника основного виробництва та одного робітника, обслуговуного машини та механізми, за видом економічної діяльності «будівництво».
12. https://electrosvit.com/index.php?page=shop.browse&category_id=270&option=com_virtuemart&Itemid=4&lang=uk.
13. <https://green-way.com.ua/uk/dovidniki/pidruchnyk-po-vlashtuvannju-avtomobilja/rozdil27-pryznachennja-budova-i-vydy-pidvisok-avtomobilja>.
14. <https://avtotachki.com/uk/chto-takoe-podveska-avtomobilya/>