

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

Факультет інженерії машин, споруд та технологій

(повна назва факультету)

Кафедра автомобілів

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Проект ділянки ремонтного цеху для відновлення кулькової опори
1103-2304024 передньої підвіски автомобіля ЗАЗ 1103 з дослідженням
зовнішніх швидкісних характеристик автомобіля

Виконав(ла): студент(ка) 6 курсу, групи МАм-62
спеціальності 274

«Автомобільний транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

Савчук А.В.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

Клендій В.М.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

Левкович М.Г.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри

Ляшук О.Л.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Тернопіль
2020

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
Ляшук О.Л.
(підпис) (прізвище та ініціали)
« 29 » вересня 2020 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня Магістр
(назва освітнього ступеня)
за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт»
(шифр і назва спеціальності)
студенту Савчуку Андрію Володимировичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Проект дільниці ремонтного цеху для відновлення кулькової опори 1103-2304024 передньої підвіски автомобіля ЗАЗ 1103 з дослідженням зовнішніх швидкісних характеристик автомобіля

Керівник роботи Клендій В.М., к.т.н., доц.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від « 29 » вересня 2020 року № 4/7-690

2. Термін подання студентом завершеної роботи 23 грудня 2020

3. Вихідні дані до роботи базовий технологічний процес виготовлення кулькової опори, передньої підвіски автомобіля, креслення деталі, перелік несправностей

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 безпека в надзвичайних ситуаціях.

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

Передня підвіска ЗАЗ-1103 – 1 аркуш формату А1. Динаміка двигуна – 1 аркуш формату А1.

План компоновальний головного виробничого корпусу – 1 аркуш формату А1. Генеральний

план авторемонтного заводу – 1 аркуш формату А1. Основні показники при комбінуванні

агрегатів – 1 аркуш формату А1. Маршрут обробки заготовки – 1 аркуш формату А1.

Кулькова опора – 1 аркуш формату А2. Графічне зображення до розрахунку розмірного аналізу

– 1 аркуш формату А1. Приспосіблення для складання передньої підвіски – 1 аркуш формату А1

Технологічна схема складання передньої підвіски – 1 аркуш формату А1. Наукові дослідження –

1 аркуш формату А1.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці			
Безпека в надзвичайних ситуаціях			

7. Дата видачі завдання 30.09.2020

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загально-технічний розділ	5.10.2020	
2	Технологічний розділ	19.10.2020	
3	Конструкторський розділ	2.11.2020	
4	Науково-дослідний розділ	16.11.2020	
5	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	30.11.2020	
6	Оформлення графічної частини	7.12.2020	
7	Захист дипломної роботи	23.12.2020	

Студент

(підпис)

Савчук А.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Клендїй В.М.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

кваліфікаційної роботи магістра на тему:

«Проект ділянки ремонтного цеху для відновлення кулькової опори 1103-2304024 передньої підвіски автомобіля ЗАЗ 1103 з дослідженням зовнішніх швидкісних характеристик автомобіля» студента групи МАм – 62 ТНТУ імені Івана Пулюя Савчука А.В. Керівник роботи – канд. техн. наук, доцент, Клендій В.М.

Робота складається з розрахунково-пояснювальної записки: 75 арк. формату А4, графічної частини: 10 аркушів формату А1 та додатки.

Метою кваліфікаційної роботи є розроблення проекту ділянки для відновлення кулькової опори 1103-2304024 передньої підвіски автомобіля ЗАЗ 1103 на основі базового, який був би більш прогресивним, більш економічним та більш продуктивнішими. А також проведено тяговий розрахунок та досліджено показники зовнішніх швидкісних характеристик автомобіля.

Для досягнення поставленої мети вирішено задачі:

- визначено методи для вирішення поставлених задач та актуальність теми роботи;
- проаналізовано службове призначення об'єкту дослідження, виконано аналіз технологічності;
- розроблення вдосконалений проект ділянки ремонтного цеху;
- виконано техніко-економічне обґрунтування прийнятих рішень;
- розглянуто питання охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях,;
- досліджено зовнішні швидкісні характеристики автомобіля;
- оформлено графічну частину роботи.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ	
1.1 Опис конструкції й призначення складального вузла. Аналіз технологічності	7
1.2 Аналіз результатів випробувань на плавність ходу	8
1.3 Основні вимоги до підвіски	9
1.4 Вибір конструкції підвіски	9
1.4.1 Підвіски на подвійних поперечних важелях	10
1.4.2 Підвіска на поздовжніх важелях	10
1.4.3 Підвіска на поздовжніх і поперечних важелях	11
1.4.4 Підвіска Макферсон	12
1.4.5 Амортизатори зі змінним демпфіруванням	12
1.5 Висновки та постановка задачі на кваліфікаційну роботу	13
2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ	
2.1 Вибір типу виробництва й форми організації складальних робіт	14
2.2 Розробка й нормування технологічного процесу складання	14
2.3 Вибір методу забезпечення заданої точності при складанні.	
Розрахунки розмірного ланцюга	16
2.4 Технологія виготовлення кулькової опори	18
2.4.1 Опис умов роботи й конструкції кулькової опори	18
2.4.2 Визначення типу виробництва виготовлення кулькової опори	19
2.4.3 Вибір методу одержання заготовки й економічне обґрунтування способу її одержання	19
2.5 Розробка маршруту обробки заготовки. Вибір устаткування	22
2.6 Розрахунки припусків і міжопераційних розмірів	23
2.7 Проектування технологічної операції	26

3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Вибір вертикальної пружної характеристики підвіски	30
3.2 Аналіз кінематики підвіски	32
3.3 Розрахунки пружини	34
3.4 Вибір і розрахунки амортизатора	36
3.5 Розрахунки навантажувальних режимів	39
3.6 Розрахунки деталей підвіски на міцність і довговічність	45

4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

4.1 Тяговий розрахунок автомобіля	47
4.1.1 Швидкісна зовнішня характеристика двигуна	47
4.1.2 Передаточні числа трансмісії. Передаточне число головної передачі	51
4.1.3 Передаточні числа коробки передач	52
4.1.4 Коректування передаточних чисел трансмісії	53
4.1.5 Тяговий баланс автомобіля	54
4.1.6 Динамічна характеристика автомобіля	55
4.1.7 Характеристика прискорення автомобіля	56

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

ДОДАТКИ

ВСТУП

В умовах стрімкого розширення автопарку України та середньостатичних доходів українців перед автомобільною промисловістю нашої країни постає завдання випуску комфортабельного автотранспорту, який був би економічним та найбільш повно відповідатимуть потребам населення та матимуть високий ступіть захисту та універсальності.

Забезпечення надійності та безпеки засобів автомобільного транспорту, економічної ефективності їх застосування є важливими завданнями, як на стадії виготовлення, так і в умовах експлуатації.

Підвищення ефективності заходів з обслуговування сприяє підвищенню продуктивності, забезпечення надійності і стійкості експлуатаційної роботи транспорту.

Дана робота дозволяє розширити діапазон застосування передньопривідного автомобіля за рахунок модернізації кулькової опори передньої підвіски, упровадженням яких отримують співвідношення плавності ходу й стійкості, як при виконанні маневреності, так і при сповільненій їзді по розбитих та сільських дорогах.

1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Опис конструкції. Аналіз технологічності

Передня підвіска автомобіля ЗАЗ-1103 “Славута” – незалежна, типу “коливаюча свіча”, конструктивно складається із 2-х основних частин – правої й лівої. Головними елементами, як правої так лівої частин підвіски є амортизаційна стійка, на ній установлені пружина й буфер стиску.

Амортизаційна стійка виконує такі функції: служить гідравлічним телескопічним амортизатором двосторонньої дії, являється напрямним апаратом передньої підвіски; за допомогою кронштейна, який приварений до резервуара амортизаційної стійки, здійснює поворот передніх коліс навколо кулькової опори.

Важіль підвіски в зібраному вигляді складається зі штампованого важеля, також реактивної штанги й кулькової опори.

Кулькова опора (нижня опора) нерозбірної конструкції, складається із корпусу, у якому знаходиться гніздо для кулькової опори. В даному корпусі встановлено кульковий палець, де міститься вкладиш, упорна шайба, пружина з заглушкою, яка завальцована по окружності в корпусі. Кулькову опору з'єднана із важелем 2-ма болтами.

Палець кулькової опори закріплюється в клемовому затискачі кулака та стопориться стяжними болтами. У штампований важіль запресовано сайлент-блок, який закріплено до кронштейна кузова - болтом. Реактивна штанга до кузова закріплюється за допомогою сайлент-блока, який установлений всередині кронштейна. Кронштейн кріпиться до кузова 3-ма болтами.

Одним із факторів, що впливає на характер ТП – це є технологічність конструкції.

Кількісні критерії технологічності:

Коефіцієнт наступності:

$$K_{np} = \frac{n_{op}}{n} = \frac{16}{58} = 0,28, \quad (1.1)$$

Коефіцієнт уніфікації:

$$K_{yn} = \frac{n_{yn}}{n} = \frac{11}{58} = 0,19, \quad (1.2)$$

Коефіцієнт стандартизації:

$$K_{cm} = \frac{n_{cm}}{n} = \frac{31}{58} = 0,60, \quad (1.3)$$

де $n = 58$ шт. – загальна к-сть деталей у вузлі;

$n_{op} = 16$ шт. –оригінальних деталей;

$n_{yn} = 11$ шт. –уніфікованих деталей;

$n_{cm} = 31$ шт. –стандартних деталей.

Перевірка:

$$n = n_{op} + n_{yn} + n_{cm} = 16 + 11 + 31 = 58 \text{ шт.}, \quad (1.4)$$

$$K_{np} + K_{yn} + K_{cm} = 0,28 + 0,19 + 0,53 = 1. \quad (1.5)$$

Впливає, що даний вузол має гарні показники технологічності, тому що K_{cm} найбільший для даного вузла.

1.2 Аналіз результатів випробувань на плавність ходу

Середньоквадратичні вертикальні прискорення коливань підресореної маси автомобіля визначались у двохчастотних діапазонах:

$$1.0 - 5,6 \text{ Гц}; 2.0 - 22,4 \text{ Гц}.$$

Середньоквадратичні прискорення визначалися по формулі:

$$\delta = \sqrt{D}, \text{ м/с}^2, \quad (1.6)$$

де D - дисперсія $D = K \frac{N}{T}$;

N - відлік диспермометра;

T - відлік часу;

K - тарувальний коефіцієнт.

Випробування проводили двома типами дорожніх умов: при бруковому покритті та асфальтному, та при різних швидкостях їхнього руху: 40, 50, 60, 70, 80 і 90 км/год. Результати зведено в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 - Результати випробувань автомобіля на плавність ходу

Стан дороги й автомобіля	Частотний діапазон Гц	Межа швидкості км/год	δ_{\min} м/с ²	δ_{\max} м/с ²
Брукове покриття із частковим навантаженням	0–5,6	40–70	0,8	1,13
	0–22,5	40–70	0,85	1,25
Брукове покриття з повним навантаженням	0–5,6	40–70	0,52	0,65
	0–22,5	40–70	1,25	1,80
Асфальтне покриття із частковим навантаженням	0–5,6	50–90	0,4	0,75
	0–22,5	50–90	0,45	1,4
Асфальтне покриття з повним навантаженням	0–5,6	50–90	0,45	0,8
	0–22,5	50–90	0,75	1,5

Проаналізуючи результати можна вважати, що оцінка плавності ходу та вертикальних прискорень має переваги перед іншими автомобілями легкового класу.

1.3 Основні вимоги до підвіски

Основні вимоги, пропоновані для підвіски:

1. Пружна характеристика підвіски має забезпечувати високу плавність ходу та відсутність ударів в обмежнику ходу, протидіяти кренам при повороті, гальмуванні й розгоні автомобіля.
2. Оптимальна величина загасання коливань кузова й коліс.
3. Мала маса елементів підвіски.
4. Достатня міцність та довговічність деталей даної підвіски та особливо пружних елементів.
5. Оптимальна частота коливань (від 50 до 70 кілом./хв).

Прискорення кузова під час коливань повинні бути якомога меншими.

1.4 Вибір конструкції підвіски

Для вибору конструкції підвіски зрівняємо найпоширеніші конструкції підвісок, застосовувані в передньоприводних автомобілях малого класу.

1.4.1 Підвіски на подвійних поперечних важелях

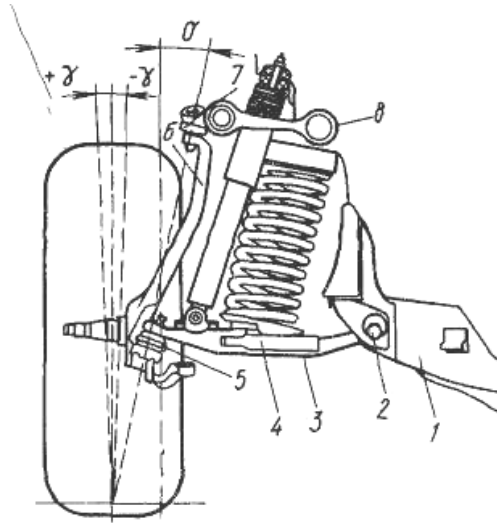


Рисунок 1.1 - Схема підвіски на подвійних поперечних важелях

Головна перевага підвіски - її кінематичні якості. Окрім того, за допомогою різної довжини можна вплинути на кутові переміщення коліс, тобто на зміну розвалу й (у певних границях), та незалежно на зміну колії.

Недоліки такої конструкції: при гальмуванні, на нижній важіль діє більша горизонтальна сила та різна довжина важелів створює зміна розвалу колеса й зміна колій.

1.4.2 Підвіска на поздовжніх важелях

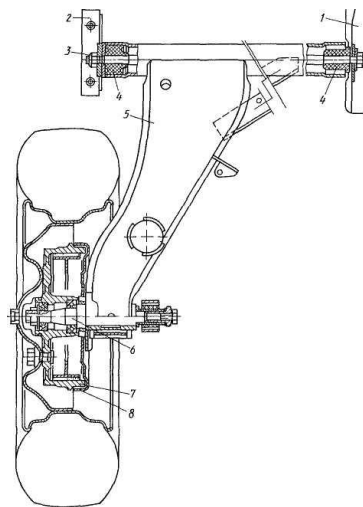


Рисунок 1.2 Підвіска на поздовжніх важелях

Підвіска на поздовжніх важелях порівняно проста й часто застосовується на передньопривідних автомобілях у якості задньої підвіски.

Недоліком є низьке (відносно дороги) положення центру поперечного крену; крім того, при русі на повороті, колеса сильніше нахиляються разом з кузовом, чому при інших незалежних підвісках.

Недоліком, у випадку коли застосовується підвіска на поздовжніх важелях для передніх коліс – це збільшення поздовжнього нахилу осі повороту, при ході стиску й зменшення при ході відбою.

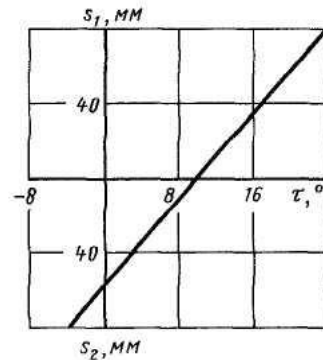


Рисунок 1.3 – Залежність поздовжнього нахилу осі повороту від ходу підвіски

1.4.3 Підвіска на поздовжніх і поперечних важелях

Ця конструкція в сутності являє собою підвіску з напрямною стійкою. Велика відстань між несучим та напрямним шарніром обумовлює, що виникають малі зусилля, за рахунок нахилу осі верхнього важеля, який ведеться в поперечному напрямку, впливає на зміну розвалу та колії коліс й на висоту центру крену.

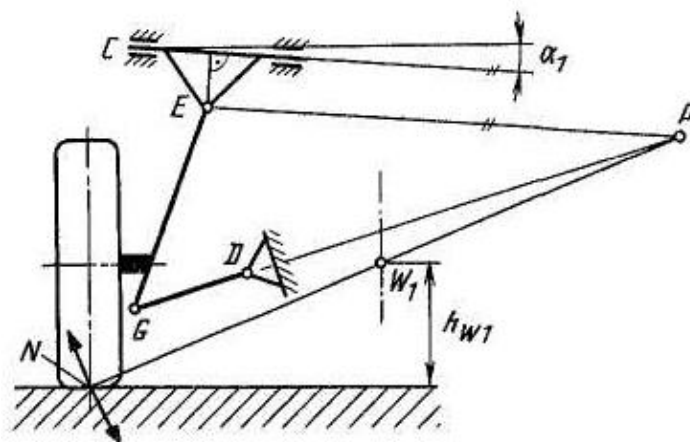


Рисунок 1.4 - Підвіска на поздовжніх та поперечних важелях

Недоліком є велика кількість шарнірів та збільшення витрат, й більша трудомісткість виготовлення.

1.4.4 Підвіска Макферсон (підвіска на напрямних пружинних стійках)

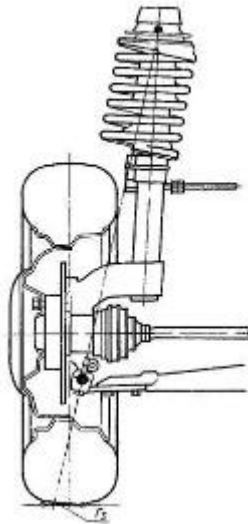


Рисунок 1.5 – Підвіска на напрямних пружинних стійках

Перевагою є те, що усі деталі, які виконують пружну роботу й напрямні функції, які при потребі можуть бути об'єднаними в одну монтажну одиницю (рис. 1.5).

У зв'язку з перевагами, якими володіє дана підвіска, то вона відповідає усім необхідним умовам та вимогам її експлуатації, тому для легкових автомобілів використовують підвіску Макферсона типу «качаюча свічка».

1.4.5 Амортизатори зі змінним демпфіруванням

Уже в 50-і рр. деякі автомобілі з підвищеною комфортністю були обладнані системами Armstrong Selectaride, вони давали можливість водієві вручну вибрати визначені установки амортизатора, від м'якого до твердого. Сучасні ж системи, вони уже працюють автоматично (хоча часто бувають з можливістю зміни регулювань безпосередньо водієм), використовуючи керування за допомогою комп'ютера, щоб вибрати найпідходяще настроювання на будь якій швидкості, чи поверхні дороги, або інших умов руху. Більшість систем, працюють за допомогою 1 або 2 електромагнітні пропускних клапанів,

які або відкриваються або ж закриваються, щоб забезпечити 2 або 3 характеристики, що демпфірують.

Mercedes розробив більш досконалу систему Adaptive Damping System — це адаптивна система, яка демпфірує. Вона використовує пропускні клапани, які є різних розмірів, щоб забезпечити 4 різні установки демпфірування. Mercedes стверджує, що дана система встановлюється на самий м'якший режим при більш половини часу його руху, враховуючи, що автомобіль рухається з максимальною швидкістю.

Сучасні конструкції адаптивних амортизаторів, відрізняються також і по способу керування амортизаторами.

1.5 Висновки та постановка задачі на кваліфікаційну роботу

При виконанні кваліфікаційної роботи здійснити аналіз існуючих підвісок встановити, яка підвіска для даного проектованого легкового передньоприводного автомобіля, особливо малого класу, задовольняє потреби споживача.

А також спроектувати й розрахувати кулькову опору передньої підвіски, це значно розширить функціональний діапазон у експлуатації автомобіля, також має велике значення, з точки зору, комфортабельності та безпеки, тобто відбувається зменшення вібраційних навантажень, які безпосередньо впливають на водія, пасажирів та вантаж, який перевозиться, це призводить до зниження стомлюваності, а виходить, і до підвищення умов безпеки.

2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вибір типу виробництва та форми організації складальних робіт

Такт випуску визначається по формулі:

$$\tau = \frac{\Phi\delta \cdot 60}{N} \cdot \eta_{\text{эф}}, \quad (2.1)$$

де $\Phi\delta$ - дійсний річний фонд години роботи встаткування:

$$\Phi\delta = D \cdot c \cdot m, \quad (2.2)$$

D – к-сть робочих днів у році, $D = 254$ дня;

c – к-сть робочих часів у зміну, $c = 8$ годин;

m – к-сть змін в одному робочому дні, $m = 1$;

N - річна програма випуску виробів, $N = 150000 \cdot 2 = 300000$ вузл/рік;

$\eta_{\text{эф}}$ - коефіцієнт використання ефективного години, що враховує втрати на непередбачений простій і ремонт устаткування, $\eta_{\text{эф}} = 0,97$.

$$\tau = \frac{254 \cdot 8 \cdot 1 \cdot 60}{300000} \cdot 0,97 = 0,39 \text{ хв / шт.}$$

Таким чином, при $\tau = 0,39$ хв/шт. і $N=35000$ вузл/рік доцільно застосувати - масовий тип виробництва.

Розглянувши конструкцію вузла і його технологічність, форма організації складальних робіт - потокове складання..

2.2 Розробка та нормування технологічного процесу складання

Складання технологічного процесу складання виконується відповідно ГОСТ 14.301-83.

Складається технологічна схема складання й установки передньої підвіски автомобіля ЗАЗ-1103, для чого спочатку в якості базової деталі вибирається кузов автомобіля.

За знайденими значенням операційного години $T_{\text{оп}}$ визначається значення прибавочної години $T_{\text{пріб}}$ і штучної години $T_{\text{шт}}$ по формулах:

$$T_{\text{пріб}} = 14\% T_{\text{оп}} = 0,14 T_{\text{оп}}; \quad (2.3)$$

$$T_{ум} = T_{оп} + T_{проб} = T_{оп} + 0,14T_{оп} = 1,14T_{оп}. \quad (2.4)$$

Зведена таблиця 2.1- Перелік слюсарно-складальних та регулювальних робіт зі складання й встановленні передньої підвіски автомобіля ЗАЗ-1103 знаходиться в додатках.

На підставі вище переліченого при складальній операції розробляємо маршрут складання вузла (табл. 2.2) .

Таблиця 2.2 – Маршрут складання й установки передньої підвіски автомобіля

№ оп.	Найменування операції	Переходи	$T_{ум}, хв$	Найменування устаткування
005	Складальна	6-23	1,4170	Складальний стіл
010	Складально-пресувальна	1-5, 32-47	1,0328	Складальний стенд
015	Складальна	24-31	0,9508	Конвеєр
020	Складально-регулювальна	48-62	0,9154	Конвеєр
			$\Sigma T_{ум} =$ $= 4,3160$	

Кількість робочих місць на ділянці:

$$P_{\Sigma} = \frac{\Sigma T_{ум} \cdot N}{\Phi d \cdot 60 \cdot \eta_{эф}}, \quad (2.5)$$

де $\Sigma T_{ум}$ – сумарний штучний година виконання операції;

$$\Phi d = 2032 \text{ рік};$$

$$N = 150000 \cdot 2 = 300000 \text{ вузл / рік};$$

$$\eta_{эф} - \text{коефіцієнт використання ефективного години, } \eta_{эф} = 0,97.$$

Кількість працівників, задіяних на операції 005:

$$P_{\Sigma 1} = \frac{1,4170 \cdot 300000}{2032 \cdot 60 \cdot 0,97} = 3,59.$$

Ухвалюється $P_{\Sigma 1}=4$, тобто для виконання операції 005 необхідно 4 людину.

Кількість працівників, задіяних на операції 010:

$$P_{\Sigma 2} = \frac{1,0328 \cdot 300000}{2032 \cdot 60 \cdot 0,97} = 2,62.$$

Ухвалюється $P_{\Sigma 2}=3$, тобто для виконання операції 010 необхідно 3 людину.

Кількість працівників, задіяних на операції 015:

$$P_{\Sigma 3} = \frac{0,9508 \cdot 300000}{2032 \cdot 60 \cdot 0,97} = 2,41$$

Ухвалюється $P_{\Sigma 3}=3$, тобто для виконання операції 015 необхідно 3 людину.

Кількість працівників, задіяних на операції 020:

$$P_{\Sigma 4} = \frac{0,9154 \cdot 300000}{2032 \cdot 60 \cdot 0,97} = 2,32$$

Ухвалюється $P_{\Sigma 4}=3$, тобто для виконання операції 020 необхідно 3 людину.

Загальна кількість робітників:

$$P_{\Sigma} = P_{\Sigma 1} + P_{\Sigma 2} + P_{\Sigma 3} + P_{\Sigma 4} = 4 + 3 + 3 + 3 = 13 \quad (2.6)$$

Отже, для виконання ТП складання й установки на автомобіль передньої підвіски необхідно 13 робітників.

2.3 Вибір методу забезпечення необхідної точності при складанні. Розрахунки розмірного ланцюга

Вимогами, які ставляться до точності машини, необхідно перевірки настановних розмірів, що й допускаються відхилень не тільки окремих деталей, але і їх ланків і взаємного розташування їх у кінематичних ланцюгах машини. Розв'язок цього завдання можливо шляхом застосування методів розрахунків розмірних ланцюгів – це сукупність взаємозалежних розмірів, що утворюють замкнений контур.

Розмірний ланцюг: піввісь – шайба упору півосі – внутрішнє кільце підшипника – ділянка маточини – шайба упору гайки – гайка.

У даному розмірному ланцюзі:

А 1 – ланка, що збільшує; А 2 – ланка, що зменшує; А 3 – ланка, що зменшує; А 4 – ланка, що зменшує; А 5 – ланка, що зменшує; А 6 – ланка, що зменшує; А Δ – замикаюча ланка А к – ланка, що компенсує;

У даному розмірному ланцюзі необхідно забезпечити радіальний зазор між кільцями й кульками підшипника.

Значення розмірів складових ланок:

$$A_1 = 95_{-0.180} \text{ мм}; A_2 = 4_{-0.025}^{+0.025} \text{ мм}; A_3 = 37_{-0.035}^{+0.035} \text{ мм};$$

$$A_4 = 26_{-0.075}^{+0.075} \text{ мм}; A_5 = 4_{-0.025}^{+0.025} \text{ мм}; A_6 = 16_{-0.060}^{+0.060} \text{ мм}; A_{\Delta} = 0_{-0.050}^{+0.100} \text{ мм}.$$

Розмірний ланцюг розраховується методом максимуму-мінімуму (граничних відхилень).

Номінальний розмір ланки, що компенсує:

$$\begin{aligned} A_K &= A_1 - A_2 - A_3 - A_4 - A_5 - A_6 - A_{\Delta} = \\ &= 95 - 4 - 37 - 26 - 4 - 16 = 8 \text{ мм} \end{aligned} \quad (2.7)$$

Максимальний розмір ланки, що компенсує:

$$\begin{aligned} A_k^{\max} &= \sum_{i=1}^k \bar{A}_i^{\max} - \sum_{j=1}^m \bar{A}_j^{\min} = 95,000 - 3,975 - 36,965 - \\ &- 25,925 - 3,975 - 15,940 - 0,050 = 8,170 \text{ мм} \end{aligned} \quad (2.8)$$

Мінімальний розмір ланки, що компенсує:

$$\begin{aligned} A_k^{\min} &= \sum_{i=1}^k \bar{A}_i^{\min} - \sum_{j=1}^m \bar{A}_j^{\max} = 95,000 - (4,025 + 37,035 + \\ &+ 26,075 + 4,025 + 16,060 + 0,100) = 7,500 \text{ мм} \end{aligned} \quad (2.9)$$

Допуск ланки, що компенсує:

$$TA_k = A_k^{\max} - A_k^{\min} = 8,170 - 7,500 = 0,9670 \text{ мм} . \quad (2.10)$$

Правильність розрахунків перевіряють за правилом:

$$\begin{aligned} TA_k &= \sum_{i=1}^{n-1} TA_i = 0,180 + 0,050 + 0,070 + \\ &0,150 + 0,050 + 0,120 + 0,050 = 0,82 \text{ мм} \end{aligned} \quad (2.11)$$

Таким чином, виконавчий розмір ланки, що компенсує, має величину $A_k = 8_{-0,500}^{-0,170}$ мм.

Для забезпечення необхідного нам осевого зазору гайку півосі необхідно відвернути на кут, обумовлений по формулі:

$$\alpha = \frac{\Delta}{P} \cdot 360^\circ, \quad (2.12)$$

де Δ – величина зазору;

P – крок різі.

Задавшись величиною $\Delta = 0,075$ мм, одержимо

$$\alpha = \frac{0,075}{1,5} \cdot 360^\circ = 18^\circ.$$

2.4 Технологія виготовлення кулькової опори

Для розроблення ТП обробки кулькової опори необхідно попередньо вивчити її конструкцію й функції.

Робоче креслення проектованої деталі повинно містити усі дані, які є необхідними при виготовленні деталі, і відповідати діючим стандартам.

ТП виготовлення деталі повинен відповідати програмі його випуску, типу виробництва та організаційно-технічним характеристикам.

2.4.1 Опис умов роботи та конструкції кулькової опори

Кулькова опора складається із корпусу й кронштейна. Кронштейн має 2 отвори для кріплення болтами. Робоча поверхня має сферичну форму. Розміри порожнини забезпечують розміщення кульового пальця із пластмасовими вкладишами й пружинного компенсатора зношування вкладишів, що забезпечує безззорність в опорі у процесі експлуатації. Форма корпусу опори забезпечує надійне кріплення пиловологозахисних чохлаів.

Кулькова опора – це деталь підвіски автомобіля, що має підвищену надійності. До деталі ставлять значно вищі вимоги показників довговічності. У ході експлуатації на дану деталь попадає пил, волог, бруд, унаслідок чого передбачають захист внутрішніх робочих її поверхонь. Матеріал деталі та технологічний процес його оброблення повинні, також забезпечувати високу ударну міцність.

2.4.2 Визначення типу виробництва виготовлення кулькової опори

При визначенні типу виробництва деталі необхідно враховувати, що m кульового шарніра становить $0,375 \text{ кг}$ і $N = 150000 \cdot 2 = 300000 \text{ вузл / рік}$. При даних показниках - тип виробництва деталі масовий.

Такт випуску визначається по формулі:

$$\tau = \frac{\Phi \delta \cdot 60}{N} \cdot \eta_{\text{эф}}, \quad (2.13)$$

$$\Phi \delta = D \cdot c \cdot m, \quad (2.14)$$

де D – к-сть робочих днів у році, $D = 254 \text{ дн}$;

c – к-сть робочих годин у зміну, $c = 8 \text{ годин}$;

m – к-сть змін в одному робочому дні, $m = 1$;

$N = 150000 \cdot 2 = 300000 \text{ вузл / рік}$;

$\eta_{\text{эф}} = 0,97$.

$$\tau = \frac{254 \cdot 8 \cdot 1 \cdot 60}{300000} \cdot 0,97 = 0,394 \text{ хв / шт.}$$

Тому, що $\tau = 5$ хвилин, тому не доцільно для виготовлення кулькової опори застосувати масовий тип виробництва.

2.4.3 Вибір методу одержання заготовки та техніко-економічне обґрунтування способу її одержання

Правильний вибір заготовки впливає на раціональну побудову ТП для виготовлення як окремо деталей, так і машини в зборі, сприяючи зниженню питомої металоємності й зменшення відходів.

При визначенні методу отримання заготовки потрібно керуватися 2-ма показниками: коефіцієнтом використання матеріалу та собівартість заготовки.

Проведено розрахунки для методів отримання заготовки – це гаряче штампування на молотах у відкритих та закритих штампах. Кожний з обраних методів одержання заготовки повинен забезпечувати:

- властивість заготовки, яка необхідна для виконання безпосередньо самою деталлю своїх службових функцій по даних умовах експлуатації;
- можливість одержання заготовок із пропонованого матеріалу й пропонованої конструкції;
- продуктивність виготовлення заготовки з урахуванням пропонованої програми випуску.

Вартість однієї заготовки, яка є отриманою методом гарячого штампування, визначають:

$$C = \frac{C_6}{1000} \cdot Q \cdot K_T \cdot K_M \cdot K_C \cdot K_3 \cdot K_{II} - (Q - q) \cdot \frac{S_{отх}}{1000}, \quad (2.15)$$

де C_6 – базова вартість виготовлення 1 т. заготовки, грн.;

Q – маса заготовки, кг;

q – маса готової деталі, кг;

K_T – коефіцієнт, який урахує клас точності заготовки;

K_M – коефіцієнт, який урахує матеріал заготовки;

K_C – коефіцієнт, який урахує групу складності заготовки;

K_3 – коефіцієнт, який урахує масу заготовки;

K_{II} – коефіцієнт, який урахує програму випуску заготовки;

$S_{отх}$ – вартість 1т. стружки, грн.

$$C_1 = \frac{3200}{1000} \cdot 0,505 \cdot 1,05 \cdot 1 \cdot 0,84 \cdot 1,33 \cdot 0,8 - (0,505 - 0,345) \cdot \frac{140}{1000} = 1,49 \text{ грн.}$$

$$C_2 = \frac{3500}{1000} \cdot 0,472 \cdot 1,05 \cdot 1 \cdot 0,84 \cdot 1,33 \cdot 0,8 - (0,472 - 0,345) \cdot \frac{140}{1000} = 1,53 \text{ грн.}$$

Коефіцієнт використання заготовки визначаємо:

$$\eta = \frac{q}{Q}, \quad (2.16)$$

$$\eta_1 = \frac{0,345}{0,505} = 0,683; \eta_2 = \frac{0,345}{0,472} = 0,731$$

Результати розрахунків зводяться в таблицю 2.3.

Таблиця 2.3 – Вибір методу одержання заготовки.

Показники	Позначення	Одиниця виміру	Штампування у відкритих штампах	Штампування в закритих штампах
Припуск на сторону	Z	мм	2,50	2,50
Маса заготовки	Q	кг	0,505	0,472
Базова вартість 1т. заготовок	$Cб$	грн.	3200	3500
Коефіцієнти	$Kт$	–	1,05	1,05
	$Kм$	–	1,00	1,00
	$Kс$	–	0,84	0,84
	$Kз$	–	1,33	1,33
	$Kп$	–	0,8	0,8
Вартість 1т. стружки	$Сотх$	грн.	140	140
Вартість однієї заготовки	C	грн.	1,45	1,53
Коефіцієнт використання заготовки	η	–	0,683	0,731

При порівнянні двох методів отримаємо: $C1 < C2$ і $\eta_1 < \eta_2$. У цьому випадку необхідно зрівняти додаткові витрати на виготовлення заготовок по II варіанті із додатковими витратами на матеріал по I варіанті.

Додаткові витрати на виготовлення заготовок у закритих штампах:

$$E_1 = (C_1 - C_2) \times N \quad (2.17)$$

$$E_1 = (1,53 - 1,49) \times 300000 = 12000 \text{ грн.}$$

Додаткові затрати на матеріал при виготовленні заготовок у відкритих штампах:

$$M_2 = \frac{q \cdot (\eta_2 - \eta_1)}{\eta_2 \cdot \eta_1} \cdot N \quad (2.18)$$

$$M_2 = \frac{0,345 \cdot (0,731 - 0,683)}{0,731 \cdot 0,683} \cdot 300000 = 9950,5 \text{ кг}$$

$$З_{M_2} = \frac{Cб_2}{1000} \cdot M_2 \cdot K_T \cdot K_M \cdot K_C \cdot K_3 \cdot K_{II} \quad (2.19)$$

$$Z_{m_2} = \frac{3200}{1000} \cdot 9950,5 \cdot 1,05 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 1,33 \cdot 0,84 = 29881,7 \text{ грн.}$$

Як видно із результатів розрахунків, отримання заготовки шляхом гарячого штампування в закритих штампах економічно більш вигідніше, тому що $E_1 < C_{m_2}$ [1].

Таким чином, спосіб одержання заготовки – гаряче штампування на молотах у закритих штампах, є оптимальнішим варіантом при масовому типі виробництва.

2.5 Розробка маршруту обробки заготовки. Вибір устаткування

Маршрут обробки заготовки складають для визначення найбільш раціональної послідовності обробки поверхонь деталі.

Перед складанням маршруту необхідно визначення кількості переходів, яка необхідна для досягнення потрібної точності розмірів, а також шорсткості оброблюваної поверхні.

Таблиця 2.4 – Маршрут обробки заготовки.

№ п/п	Найменування й коротке зміст операції	Устаткування
A	Заготівельна	
005	Агрегатна. Обробка поверхонь 1-5	Вертикальний агрегатно-свердильний верстат АБ-2078
010	Вертикально-свердильна. Обробка поповерхні 5	Вертикально-свердильний верстат 2Н125
015	Агрегатна. Обробка поверхонь 6-12	Вертикальний агрегатно-свердильний верстат АБ-2079
020	Агрегатна. Обробка поверхонь 13-19	Вертикальний агрегатно-свердильний верстат АБ-2080
025	Фрезерна. Обробка поверхні 20	Шпоночно-фрезерний верстат 692Р
030	Вертикально-свердильна Обробка поверхні 12	Вертикально-свердильний 2А125
035	Слюсарна	Верстат слюсарний
040	Мийна	Мийна машина
045	Контрольна	Контрольний стіл

2.6 Розрахунки припусків і міжопераційних розмірів

При складанні плану обробки поверхонь спочатку визначають необхідну кількість переходів і види їх обробки.

Для оцінки достатності обраної кількості переходів скористаємось поняттям - "необхідне уточнення":

$$\varepsilon_i = \frac{T_{zi}}{T_{oi}}, \quad (2.20)$$

де T_{zi} – допуск на i -й параметр вихідної заготовки;

T_{oi} – допуск по кресленню для готової деталі.

На кожній i -тому переході забезпечується уточнення i -того параметра:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{T_{i,(j-1)}}{T_{i,j}}, \quad (2.21)$$

де $T_{i,(j-1)}$ і $T_{i,j}$ – відповідно технологічні допуски, які забезпечує на попередньому $(j-1)$ і даному j -тому переходах.

Розробимо план обробки поверхні 11.

Дана обробка поверхні буде проводитися за 3 переходи: свердління, зенкерування й розгортання.

Поверхня внутрішня циліндрична $\varnothing 28^{+0,130}$. Заготовка – гаряче штампування з вуглецевої сталі 30 ГОСТ 1050-74. Маса заготовки 0,472 кг. Тип виробництва – масовий.

План обробки елементарної поверхні зводиться в таблицю 2.5.

Таблиця 2.5 – План обробки елементарних поверхонь

Найменування поверхні і її розмір	Параметр заготовки, мкм		Параметр деталі, мкм		Необхідне уточнення		Технологічні переходи	Показник якості		Частки похибки	
	T_{dz}	R_{az}	T_{dd}	R_{ad}	ϵd	ϵra		T_{dj}	R_{azj}	ϵdj	ϵra
Поверхня внутрішня циліндрична $\varnothing 28^{+0,130}$	–	–	130	6,3	2,54	1,98	Свердління	330	12,5	–	–
							Зенкерування	210	10	1,57	1,25
							Розгортання	130	6,3	1,62	1,59
							Сумарна похибка			2,54	1,98

Таким чином, після трьох переходів точність розміру $28^{+0,130}$ забезпечується, тому що сумарне уточнення рівняється необхідному уточненню.

Припуск призначається на кожній поверхні оброблюваної деталі. Величина припуску на даний вид механічної обробки, залежить від багатьох різних факторів. У даному розрахунках використовується табличний метод розрахунків припусків.

Загальний припуск на обробку z_o – шар матеріалу, що віддаляється з поверхні деталі в процесі механічної обробки.

Операційний припуск z_i – це шар матеріалу, що віддаляється із заготовки при виконанні технологічної операції. Якщо ж операція складається з операційних переходів, то необхідно розрахувати припуск:

$$Z_i = \sum_{j=1}^k Z_{y_j}, \quad (2.22)$$

де k – загальне число технологічних переходів для обробки поверхні на i -ій операції.

Операційний припуск може ухвалювати значення: номінальне Z_i^H , мінімальне Z_i^{\min} й максимальне Z_i^{\max} . Значення Z_i^{\min} задаються в нормативних таблицях.

$$Z_i^H = Z_i^{\min} + T_{d(i-1)} \quad (2.23)$$

$$Z_i^{\max} = Z_i^H + T_{di}, \quad (2.24)$$

де T_{di} і $T_{d(i-1)}$ – відповідно технологічні допуски на i -й і j -й операцій.

Розрахунки виконавчих розмірів слід починати з останньої операції, на якій забезпечується розмір, проставлений для розглянутої поверхні на робочому кресленні деталі.

Для внутрішніх циліндричних поверхонь значення номінальних розмірів розраховуються:

$$D_{i-1} = D_i + Z_{i-1}^H. \quad (2.25)$$

Для запису операційних виконавчих розмірів необхідно вказати номінальні значення розмірів d_i і D_i і припустимі граничні відхилення es і ei або ES і EI .

На розмір заготовки граничні відхилення задаються з урахуванням її одержання:

$$Z_i^{\max} - Z_i^{\min} = T_{d(i-1)} + T_{di}. \quad (2.26)$$

Розрахунки припусків і міжопераційних розмірів виконується в наступній послідовності. У першу чергу, по таблиці припусків [2] вибирається необхідна величина мінімального припуску, яка залежатиме від виду обробки та розміру оброблюваної поверхні. Потім визначається номінальний і максимальний припуски, які залежать від величини мінімального припуску й значень верхнього й нижнього відхилень при даному виді обробки.

Величини верхнього й нижнього відхилень визначаються з величини допуску на даний вид механічної обробки й, дотримуючись принципу, по якому для розмірів, отриманих механічною обробкою допуск дається "у метал", а при призначенні величин відхилень на вилівок – нарівно в кожную сторону.

Дані величин розрахованих припусків і значення міжопераційних розмірів зводяться в таблицю 2.6.

Таблиця 2.6 – Величини припусків на механічну обробку й міжопераційних розмірів.

Обробка поверхні		Граничні відхилення, мкм		Допуск на обробку, мкм	Номинальний припуск, мм	Номинальний розмір, мм	Виконуючий розмір, мм	Граничні припуски, мм	
		ES	EI	Tdi	Z _i ^H	d _i ^H	d _i	Z _{max}	Z _{min}
Поверхня Ø 28 ^{+0,130}	Заготівка	—	—	—	—	0	—	—	—
	Свердління	+330	0	330	12,5	25	25 ^{+0,330}	12,83	12,5
	Зенкування	+210	0	210	1,25	27,5	27,5 ^{+0,210}	1,46	0,92
	Розвертування	+130	0	130	0,25	28	28 ^{+0,130}	0,38	0,04

2.7 Проектування технологічної операції

005 Агрегатна. Вибір устаткування.

В умовах масового виробництва економічно доцільно використовувати автомати й напівавтомати. Використання універсальних верстатів, верстатів зі ЧПУ й револьверних верстатів економічно недоцільно. Для обробки внутрішньої циліндричної поверхні 11 вибирається в якості встаткування вертикальний свердлильний-свердлильний-агрегатно-свердлильний верстат АБ-2079.

Вибір різального інструменту.

Для свердлення отворів у деталях з вуглецевих сталей використовуються свердли із швидкорізального сплаву Р6М5

Вибирається з "Довідника технолога-машинобудівника. Том 2" [2] свердел спіральний зі швидкорізальної сталі Р6М5 з конічним хвостовиком (за ДСТ 10903-77)

Даний свердел має наступні конструктивні параметри:

$$d = 25 \text{ мм}, L = 281 \text{ мм}, l = 160 \text{ мм}. [2].$$

Розрахунки режимів різання.

Для визначення режимів різання необхідно розрахувати глибину різання, подачу та швидкість різання.

Глибина різання t при свердлінні ухвалюється рівній половині діаметра оброблюваного отвору

$$t = 0,5 \cdot D = 0,5 \cdot 25 = 12,5 \text{ мм.} \quad (2.27)$$

Подача S при свердленні отворів ухвалюється максимально припустимою по міцності свердла

Вибирається подача при свердлінні свердлами із швидкорізальної сталі [2]. Тому що оброблюваний матеріал – сталь 30 твердістю 240...300 *HB* і діаметр свердла $D = 20 - 25 \text{ мм}$ та подача рівні

$$s = 0,27 - 0,32 \text{ мм}$$

$$\text{Ухвалюємо } s = 0,32 \text{ мм}$$

Швидкість різання V при свердлінні розраховують по емпіричній формулі:

$$V = \frac{C_v \cdot D^q}{T^m \cdot s^y} \cdot K_v, \quad (2.28)$$

де $T = 70 \text{ хв}$ – середнє значення стійкості інструмента;

C_v, q, m, y – коефіцієнти, обираєні з таблиці [2], $C_v = 7,0; q = 0,3; m = 0,20; y = 0,5$.

Коефіцієнт K_v є добутком коефіцієнтів, що враховують вплив матеріалу заготовки K_{MV} , матеріалу інструмента K_{IV} і глибини свердління K_{IV} :

$$K_v = K_{MV} \cdot K_{IV} \cdot K_{IV} = 0,9 \cdot 1 \cdot 1 = 0,9. \quad (2.29)$$

Отже, швидкість різання:

$$V = \frac{7,0 \cdot 25^{0,3}}{70^{0,20} \cdot 0,32^{0,5}} \cdot 0,9 = 13,9 \text{ м/с.}$$

Знайдемо оберти шпинделя, відповідні до даної швидкості різання:

$$n_p = \frac{1000 \cdot V_p}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 13,9}{3,14 \cdot 25} = 177 \text{ об/хв.} \quad (2.30)$$

По паспорту верстата призначаємо $n = 185 \text{ об/хв.}$

Фактична швидкість різання:

$$V_\phi = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 25 \cdot 185}{1000} = 14,5 \text{ м/хв.} \quad (2.31)$$

Крутний момент $M_{кр}$ при свердлінні розраховують по формулі:

$$M_{кр} = 10 \cdot C_m \cdot D^q \cdot s^y \cdot K_p \quad (2.32)$$

де C_m , q , y – коефіцієнти, обірані з таблиці [2], $C_m = 0,0345$; $q = 2$; $y = 0,8$.

$$K_p = K_{мп} = 0,85 \quad (2.33)$$

Отже, крутний момент:

$$M_{кр} = 10 \cdot 0,0345 \cdot 25^2 \cdot 0,32^{0,8} \cdot 0,85 = 73,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Осьова сила P_o при свердлінні розраховується по формулі:

$$P_o = 10 \cdot C_p \cdot D^q \cdot s^y \cdot K_p \quad (2.34)$$

де $K_p = 0,85$.

Отже, осьова сила:

$$P_o = 10 \cdot 68 \cdot 25^1 \cdot 0,32^{0,7} \cdot 0,85 = 6508 \text{ Н}.$$

Потужність різання N_e визначають по формулі:

$$N_e = \frac{M_{кр} \cdot n}{9750} = \frac{73,7 \cdot 185}{9750} = 1,4 \text{ кВт} \quad (2.35)$$

Нормування.

При проектуванні технологічних операцій механічної обробки необхідно розрахувати штучний час обробки, який дорівнює сумі основного машинного часу обробки T_e , допоміжного часу $T_{всп}$ і прибавочного часу $T_{пріб}$ (яке дорівнює сумі часу на обслуговування й часу на перерву):

$$T_{шт} = T_e + T_{всп} + T_{пріб} \quad (2.36)$$

Основний машинний час обробки:

$$T_o = \frac{L}{s \cdot n} \quad (2.37)$$

де $n = 185 \text{ об/хв}$ – частота обертання шпинделя;

$s = 0,32 \text{ мм/об}$ – подача;

L – шлях, прохідний інструментом у процесі обробки деталі:

$$L = L_{врізання} + L_{різ} \quad (2.38)$$

де $L_{врізання} = 7 \text{ мм}$ – довжина врізання;

$L_{різ} = 18 \text{ мм}$ – довжина різання.

Таким чином, основний машинний час обробки:

$$T_o = \frac{25}{0,32 \cdot 185} = 0,42 \text{ хв.}$$

Визначимо допоміжний час на верстаті:

$$T_{всп} = T_{бн} + T_{бо} + T_{контр}. \quad (2.39)$$

де $T_{бн} = 0,04 \text{ хв}$ – час швидкого підведення інструмента;

$T_{бо} = 0,01 \text{ хв}$ – час швидкого відводу інструмента;

$T_{контр} = 0,02 \text{ хв}$ – час контролю розмірів обробленої поверхні.

Звідки

$$T_{всп} = 0,04 + 0,01 + 0,02 = 0,07 \text{ хв.}$$

Знайдемо прибавочний час:

$$T_{приб} = T_{пер} + T_{обсл} = 0,2 \text{ хв.} \quad (2.40)$$

Обчисливши всі складові, знайдемо штучний час обробки:

$$T_{приб} = T_{пер} + T_{обсл} = 0,2 \text{ хв}$$

3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

При проектуванні підвіски для легкового автомобіля необхідно вирішений комплекс пов'язаних між собою завдань, які будуть забезпечувати потрібну плавність ходу. Керованість, стійкість та достатню довговічність усіх деталей підвіски ходової частини й пневматичних шин.

3.1 Вибір вертикальної пружної характеристики підвіски

Пружна характеристика підвіски – це залежність між P - вертикальне навантаження і f – це деформація підвіски.

Власна частота коливань підресорених мас повинна перебуває в межах, відповідних до коливань тіла людину при спокійному русі (ходьбі), тобто приблизно $n = 75$ об./хв.

Тоді статичний прогин підвіски рівний:

$$f_{cm} = \frac{g}{4 \cdot \pi^2 \cdot n^2} \text{ мм}, \quad (3.1)$$

$$f_{cm} = \frac{9,81}{4 \cdot 3,14^2 \cdot 1,25^2} = 0,159 \text{ м} = 159 \text{ мм}.$$

Визначаємо статичне навантаження P_{cm} :

$$P_{cm} = G_1 - G_{н.ч} \quad (3.2)$$

де $G_1 = M_1 \cdot g$ – вага, яка припадає на передню вісь при повному завантаженні;

$G_{н.ч}$ - вага невідресорених частин.

$$M_1 = M \frac{l_2}{L}, \quad (3.3)$$

$$M_1 = 1058,55 \cdot \frac{1,46}{2,32} = 666,16 \text{ кг}.$$

$$G_1 = 666,16 \cdot 9,81 = 6535 \text{ Н}.$$

$$G_{н.ч} = m_1 \cdot g = 21,5 \cdot 9,81 = 210,9 \text{ Н}.$$

$$P_{cm} = 6535 - 210,9 = 6324 \text{ Н}.$$

Динамічний хід колеса нагору від ходу стиску

$$f_{\partial\partial} = K_e f_{cm}, \quad (3.4)$$

$$f_{\partial\partial} = 0,8 \cdot 159 = 128 \text{ мм.}$$

Динамічний хід колеса униз від ходу відбою

$$f_{\partial\partial} = K_o f_2, \quad (3.5)$$

де $f_2 = K'_e f_{\partial\partial} = 0,7 \cdot 128 = 89,2 \text{ мм}$ – переміщення коліс підвіски до ввімкнення обмежувача при ході стиску.

$f_1 = K'_e f_{\partial\partial} = 0,7 \cdot 71,68 = 50 \text{ мм}$ – переміщення коліс при ході відбою.

$$f_{\partial\partial} = 0,8 \cdot 89,2 = 71,68 \text{ мм.}$$

Динамічне навантаження визначається:

$$P_{\partial} = K_{\partial} P_{cm} = 2 \cdot 6324 = 12648 \text{ Н.} \quad (3.6)$$

Визначаємо наведену твердість підвіски:

$$f_{\partial\partial} = K_o f_2, \quad 2C_p = P_{cm} / f_{cm} = 12648 / 0,159 = 79547 \text{ Н / м.} \quad (3.7)$$

Визначаємо твердість верхнього упору:

$$C'_{yn} = (P_{\partial} - 2C_p f_2) / (f_{\partial\partial} - f_2), \quad (3.8)$$

$$C'_{yn} = (12648 - 79547 \cdot 0,0892) / (0,128 - 0,0892) = 143,1 \text{ кН / м.}$$

Визначаємо твердість нижнього упору:

$$C''_{yn} = (P_{cm} - 2C_p f_1) / (f_{\partial\partial} - f_1), \quad (3.9)$$

$$C''_{yn} = (6324 - 79547 \cdot 0,05) / (0,07168 - 0,05) = 108,24 \text{ кН / м}$$

Для значень переміщень від - 71,68 до 128 мм через кожні 5 мм визначимо силу стиску (розтягу) у підвіску. За результатами розрахунків побудуємо вертикальну пружну характеристику підвіски.

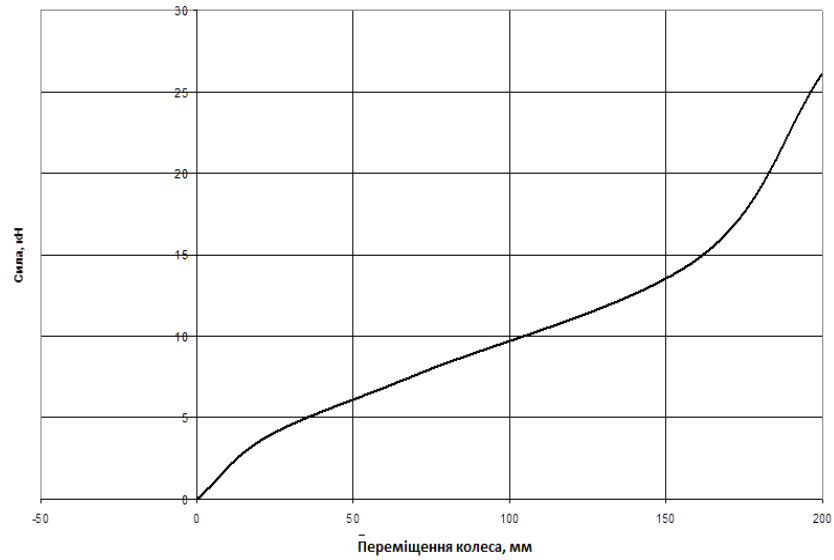


Рисунок 3.1 – Вертикальна пружна характеристика підвіски

3.2 Аналіз кінематики підвіски

Зобразимо кінематичну схему передньої підвіски автомобіля (рис.3.2)

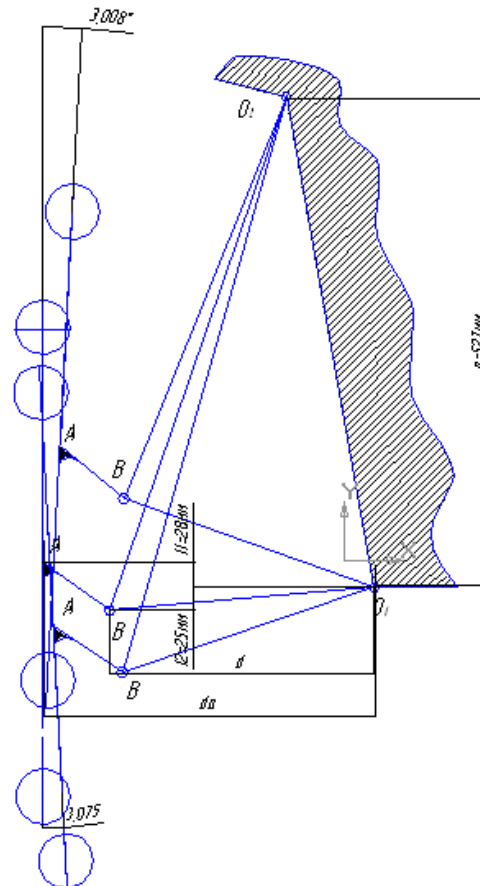


Рисунок 3.2 – Кінематична схема передньої підвіски

Визначимо залежності між переміщенням центру колеса й зміною колії й кута розвалу.

З рис. 3.2 можна записати

$$\left\{ \begin{array}{l} d_a = \sqrt{O_1 B^2 - (l_2 - \zeta)^2} \\ d = \sqrt{O_1 A^2 - (l_1 + \zeta)^2} \\ \cos \delta = \frac{a - \zeta \cdot \frac{d_a}{d}}{\sqrt{\left(a - \zeta \cdot \frac{d_a}{d}\right)^2 + (d_a \cdot 0,521)^2}} \end{array} \right. \quad (3.10)$$

де $O_1 B = 286,9$ мм.

$O_1 A = 359,5$ мм

$O_2 B = 557,8$ мм

ζ - переміщення центру колеса.

Кут розвалу рівний

$$\theta = \arctg \left(\frac{d_a^0 - d_a}{r_c} \right), \quad (3.11)$$

де $r_c = 267$ мм.

Обчислимо значення зміни колії та кута розвалу (табл.3.1)

Таблиця 3.1 – Результати розрахунків кінематики передньої підвіски

Переміщення колеса, мм	Кут розвалу, гради	Зміна колії, мм	Переміщення колеса, мм	Кут розвалу, гради	Зміна колії, мм
			25	-0,24	-1,10
-75	3,63	16,89	30	-0,23	-1,06
-70	3,24	15,09	35	-0,20	-0,92
-65	2,87	13,38	40	-0,15	-0,71
-60	2,53	11,78	45	-0,09	-0,40
-55	2,21	10,28	50	0,00	-0,01
-50	1,91	8,88	55	0,10	0,47
-45	1,63	7,57	60	0,22	1,04
-40	1,37	6,36	65	0,37	1,70
-35	1,13	5,25	70	0,53	2,45

Закінчення таблиці 3.1

-30	0,91	4,22	75	0,71	3,29
-25	0,71	3,29	80	0,91	4,22
-20	0,53	2,45	85	1,13	5,25
-15	0,37	1,70	90	1,37	6,36
-10	0,22	1,04	95	1,63	7,57
-5	0,10	0,47	100	1,91	8,88
0	0,00	-0,01	105	2,21	10,28
5	-0,09	-0,40	110	2,53	11,78
10	-0,15	-0,71	115	2,87	13,38
15	-0,20	-0,92	120	3,24	15,09
20	-0,23	-1,06	125	3,63	16,89

За даними таблиці 3.1 побудуємо графік кінематичної характеристики (рис. 3.3)

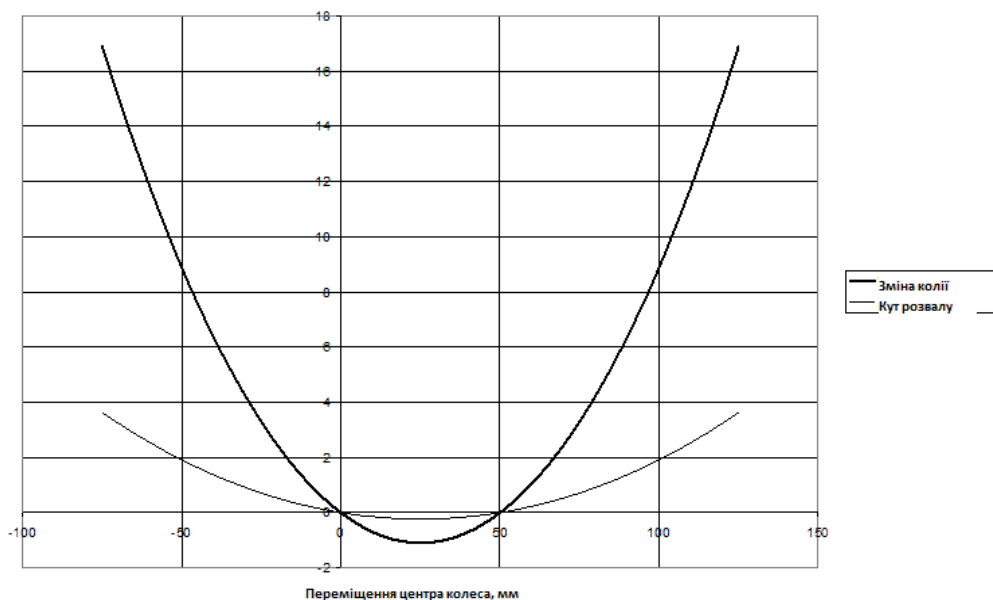


Рисунок 3.3 - Кінематична характеристика підвіски

3.3 Розрахунки пружини

Для розрахунків пружини необхідно визначити твердість пружини:

$$C_{np} = C_{nod} \mu_0 = 39773 \cdot 0,7679 = 30,542 \text{ кН/м}, \quad (3.12)$$

де C_{nod} – твердість підвіски

$$\mu_0 = \left(\frac{d}{d_a} \right)^2 \cdot \cos \delta \text{ – передатна функція апарата, що направляє, при положенні у}$$

статичну рівновагу.

Визначаємо середній діаметр пружини:

$$D = \sqrt{\frac{8G^3 K^4}{1,22 \Pi^4 \tau^4}} \sqrt{\frac{P_{\kappa}}{\Pi^3} \left(\frac{Z_n}{Z_p}\right)^2 \frac{(f_{cm} + f_{\delta e})^4}{f_{cm}}} = \quad (3.13)$$

$$= \sqrt{\frac{8 \cdot (7,6 \cdot 10^4)^3 \cdot 7^4}{1,22 \cdot 3,14^4 \cdot 90 \cdot 10^6} \cdot \frac{3162}{9^3} \cdot 0,0006 \cdot \frac{(0,159 + 0,128)^4}{0,159}} = 96 \text{ мм},$$

де $G = 7,6 \cdot 10^4 \text{ МПа}$ – модуль пружності пружинної сталі при крутінні;

$P_{\kappa} = P_{cm} / 2$ – зусилля на важіль підвіски;

$n_p = 9$ – число робочих витків;

$\tau = 90 \text{ МПа}$ – припустима контактна напруги;

$K = D/d \approx 7$.

Визначаємо діаметр дроту:

$$d = \frac{\Pi \cdot \tau}{G \cdot K} \cdot \frac{Z_p}{Z_n} \cdot n \cdot D^2 \cdot \frac{1}{f_{cm} \cdot f_{\delta e}} = \quad (3.14)$$

$$= \frac{3,14 \cdot 90 \cdot 10^6}{0,76 \cdot 10^{10} \cdot 7} \cdot 7,5 \cdot 9 \cdot 0,096^2 \cdot \frac{1}{0,159 \cdot 0,128} \approx 10 \text{ мм}.$$

Загальна кількість витків пружини:

$$n = \Pi_p + 1,5 = 10,5 \quad (3.15)$$

Деформація пружини:

$$f = (f_{cm} + f_{\delta e}) Z_n / Z_p = (159 + 128) \cdot 0,025 = 7,2 \text{ мм}. \quad (3.16)$$

Мінімальна довжина пружини:

$$l_{min} = n \cdot d + 1,5(n - 2) = 10,5 \cdot 12 + 1,5 \cdot 8,5 = 138 \text{ мм}. \quad (3.17)$$

Максимальна довжина пружини (при вільних станах) :

$$l_{max} = l_{min} + f_{cm} = 138 + 160 = 298 \text{ мм}. \quad (3.18)$$

Дотичні напруження, що виникають при динамічному навантаженні, порівнюємо із допустимими напруженнями:

$$\tau_{max} = K(P_{\kappa} \cdot D) / 2W_p = (3162 \cdot 9,6 \cdot 10^{-3}) / (2 \cdot 0,1 \cdot (1,2 \cdot 10^{-3})^4) = 745,925 \text{ МПа} \quad (3.19)$$

$$W_p = \Pi d^3 / 16 \quad (3.20)$$

де $K = 1 + 1,5d/D_{cp} = 1 + 1,5 \cdot 12/96 = 1,1875$ – коефіцієнт форми пружини

$\tau_{max} \leq [\tau]$, $745,25 < 900 \text{ МПа}$. Пружина виготовляється зі сталі 60С2А.

3.4 Вибір і розрахунки амортизатора

У даній роботі розробляємо амортизатор із змінним демпфіруванням, тому розрахунки будемо вести для трьох випадків: умова забезпечення оптимального демпфірування, для автомобіля із частковим навантаженням; умова забезпечення оптимального демпфірування, для автомобіля з повним навантаженням; спортивний режим – коефіцієнт демпфірування в півтора рази більше, чим у першому розрахунковому випадку

1) Розрахунки характеристики амортизатора для автомобіля із частковим навантаженням

$$\psi_1 = \frac{K_1 \cdot g}{2\sqrt{2C_p \cdot P_{cm1}}} \quad (3.21)$$

$$K_1 = 2\psi \frac{\sqrt{2C_p P_{cm}}}{g} = 0,2 \cdot 2 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 30542 \cdot 5219}}{9,81} = 728 \frac{H \cdot c}{m} \quad (3.22)$$

де $\psi = 0,15 \dots 0,3$;

$a = K_o / K_c = 2 \dots 5$ - коефіцієнт а періодичності при ході відбою й стиску, ухвалюємо рівним 2.

Коефіцієнт демпфірування амортизатора

- при стиску

$$K_{c1} = 2 K_1 / (1 + \alpha) = 2 \cdot 728 / (1 + 2) = 485,3 \text{ Н·с/м;} \quad (3.23)$$

- при відбої

$$K_{o1} = \alpha \cdot K_1 = 2 \cdot 728 = 1456 \text{ Н·с/м.} \quad (3.24)$$

Коефіцієнт демпфірування амортизатора:

$$K_{a-o} = K_o \left(\frac{df}{df_a} \right)^2; K_{a-c} = K_c \left(\frac{df}{df_a} \right)^2. \quad (3.25)$$

Визначаємо зусилля при ході стиску й відбою:

$$P_{o1} = K_{o1} \cdot V_o = 1456 \cdot 0,3 = -757 \text{ Н при } V_o = 0,3 \text{ м/с.}$$

$$P_{o1} = K_{o1} \cdot V_o = 1456 \cdot 0,4 = -582 \text{ Н при } V_o = 0,4 \text{ м/с.}$$

$$P_{o1} = K_{o1} \cdot V_o = 1456 \cdot 0,52 = -437 \text{ Н при } V_o = 0,52 \text{ м/с.}$$

$$P_{cl} = K_{cl} \cdot V_c = 485,3 \cdot 0,3 = 145,6 \text{ Н при } V_c = 0,3 \text{ м/с.}$$

$$P_{cl} = K_{cl} \cdot V_c = 485,3 \cdot 0,4 = 194,12 \text{ Н при } V_c = 0,4 \text{ м/с.}$$

$$\dot{P}_{cl} = K_{cl} \cdot V_c = 485,3 \cdot 0,4 = 194,12 \text{ Н при } V_c = 0,4 \text{ м/с.}$$

$$P_{cl} = K_{cl} \cdot V_c = 485,3 \cdot 0,52 = 254,2 \text{ Н при } V_c = 0,52 \text{ м/с.}$$

Визначаємо середню потужність, поглинання амортизатором під час коливань:

$$N_{cp} = (1/4) V_{max}^2 (K_o + K_2) = (1/4) \cdot 0,522 (1456 + 485,3) = 131,2 \text{ Вт.}$$

Зовнішній радіус циліндра амортизатора:

$$R = 0,5(\sqrt{l^2 + 4S} - l) = 0,5 \cdot (\sqrt{363,5^2 + 4 \cdot 0,0326} - 363,5) = 25 \text{ мм}$$

$$S = \frac{N_{cp} \cdot t}{2680 \cdot \alpha \cdot T_{жс}} = \frac{131,2 \cdot 3600}{2680 \cdot 60 \cdot 90^0} = 0,0326 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^4 \cdot \text{ч}}{\text{к} \cdot \text{кол.}}$$

Визначаємо діаметр поршня:

$$d = \sqrt{2,2}(R - \delta) = \sqrt{2,2}(25 - 2) = 34,1 \text{ мм}$$

2) Розрахунки характеристики амортизатора для автомобіля із повним навантаженням

$$\psi_2 = \frac{K_2 \cdot g}{2\sqrt{2C_p \cdot P_{cm2}}}$$

$$K = 2\psi \frac{\sqrt{2C_p P_{cm2}}}{g} = 0,2 \cdot 2 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 30542 \cdot 6324}}{9,81} = 801 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$$

де $\psi = 0,15 \dots 0,3$;

$a = K_o / K_c = 2 \dots 5$ - коефіцієнт а періодичності при ході відбою й стиску, ухвалюємо рівним 2.

Коефіцієнти демпфірування

- при стиску

$$K_{c2} = 2K / (1 + a) = 2 \cdot 801 / (1 + 2) = 534 \text{ Н} \cdot \text{с/м.}$$

- при відбої

$$K_{o2} = \alpha K = 2 \cdot 801 = 1602 \text{ Н} \cdot \text{с/м.}$$

Коефіцієнт демпфірування амортизатора:

$$K_{a-o} = K_o \left(\frac{df}{df_a} \right)^2; K_{a-c} = K_c \left(\frac{df}{df_a} \right)^2.$$

Визначаємо зусилля при ході стиску й відбою:

$$P_{o2} = K_{o2} \cdot V_o = 1602 \cdot 0,3 = -833 \text{ Н при } V_o = 0,3 \text{ м/с.}$$

$$P_{o2} = K_{o2} \cdot V_o = 1602 \cdot 0,4 = -641 \text{ Н при } V_o = 0,4 \text{ м/с.}$$

$$P_{o2} = K_{o2} \cdot V_o = 1602 \cdot 0,52 = -481 \text{ Н при } V_o = 0,52 \text{ м/с.}$$

$$P_{c2} = K_{c2} \cdot V_c = 534 \cdot 0,3 = 160,2 \text{ Н при } V_c = 0,3 \text{ м/с.}$$

$$P_{c2} = K_{c2} \cdot V_c = 534 \cdot 0,4 = 213,6 \text{ Н при } V_c = 0,4 \text{ м/с.}$$

$$P_{c2} = K_{c2} \cdot V_c = 534 \cdot 0,52 = 277,7 \text{ Н при } V_c = 0,52 \text{ м/с.}$$

3) Розрахунки характеристик амортизатора для спортивного режиму.

Коефіцієнти демпфірування

- при стиску

$$K_{c3} = K_{c1} \cdot 1,5 = 485,3 \cdot 1,5 = 728 \text{ Н·с/м,} \quad (3.26)$$

- при відбої

$$K_{o3} = K_{o1} \cdot 1,5 = 1456 \cdot 1,5 = 2184 \text{ Н·с/м.} \quad (3.27)$$

Визначаємо зусилля при ході стиску й відбою:

$$P_{o3} = K_{o3} \cdot V_o = 2184 \cdot 0,3 = -655 \text{ Н при } V_o = 0,3 \text{ м/с.}$$

$$P_{o3} = K_{o3} \cdot V_o = 2184 \cdot 0,4 = -874 \text{ Н при } V_o = 0,4 \text{ м/с.}$$

$$P_{o3} = K_{o3} \cdot V_o = 2184 \cdot 0,52 = -1136 \text{ Н при } V_o = 0,52 \text{ м/с.}$$

$$P_{c3} = K_{c3} \cdot V_c = 728 \cdot 0,3 = 218,4 \text{ Н при } V_c = 0,3 \text{ м/с.}$$

$$P_{c3} = K_{c3} \cdot V_c = 728 \cdot 0,4 = 291,2 \text{ Н при } V_c = 0,4 \text{ м/с.}$$

$$P_{c3} = K_{c3} \cdot V_c = 728 \cdot 0,52 = 378,6 \text{ Н при } V_c = 0,52 \text{ м/с.}$$

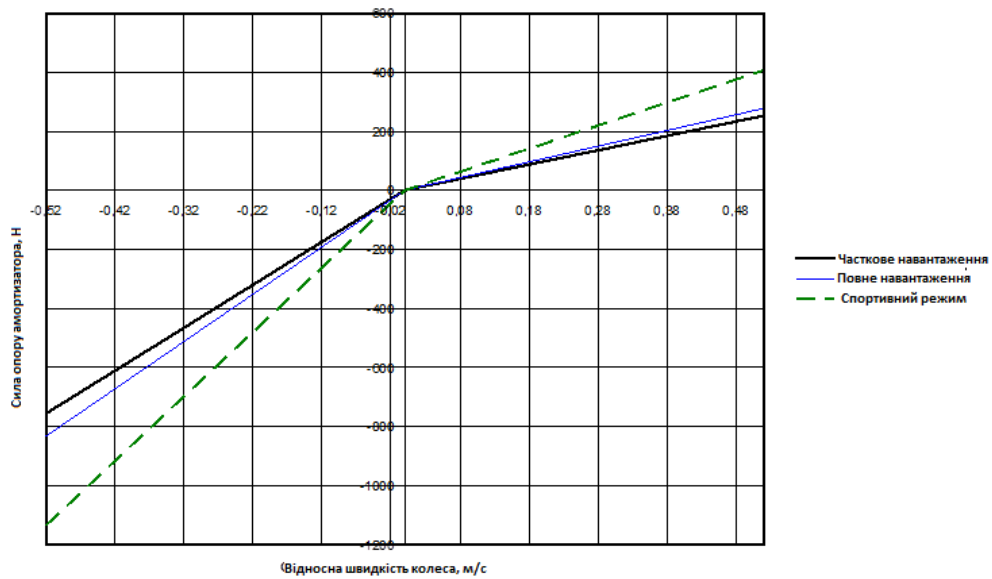


Рисунок 3.4 - Характеристика амортизатора

3.5 Розрахунки навантажувальних режимів

У цьому пункті розглянемо лише три навантажувальних режими.

1) Динамічне навантаження. Даний вид навантаження відповідає проїзду автомобіля нерівностях певної висоти із заданим коефіцієнтом динамічності (в нас $K_d=2$). При даному K_d спостерігають максимальні вертикальні зусилля.

2) Гальмування. Це навантажувальний режим, який відповідає гальмуванню при невеликій початковій швидкості. В нашому випадку виникають максимальні поздовжні сили.

3) Замет. Це навантажувальний режим, що характеризується максимальними поперечними зусиллями у підвіску.

Вертикальна реакція ваги на важіль підресорених мас, яка є прикладеною в центрі плями контакту колеса із дорожнім покриттям, розкладемо на 2 складові

$$W = P + R,$$

де P – сила розтягування нижнього важеля;

R – може бути розкладена на силу S – стиск пружного елемента й Q – сприйману напрямної опори.

Реакція ваги на колесо за винятком 25 кг невіднесених мас $W = 263 \text{ кгс} = 2630 \text{ Н}$.

З розв'язку силових трикутників маємо:

$$P = 77 \text{ кг}, R = 278 \text{ кг}, S = 276 \text{ кг}, Q = 36 \text{ кг}.$$

Бічна сила Q , яка створює постійне навантаження на напрямну до поршня, є досить небажаною, тому що буде постійно діючою й викликати збільшене зношування в опорах тертя стійки, а також знижуватиме чутливість підвіски.

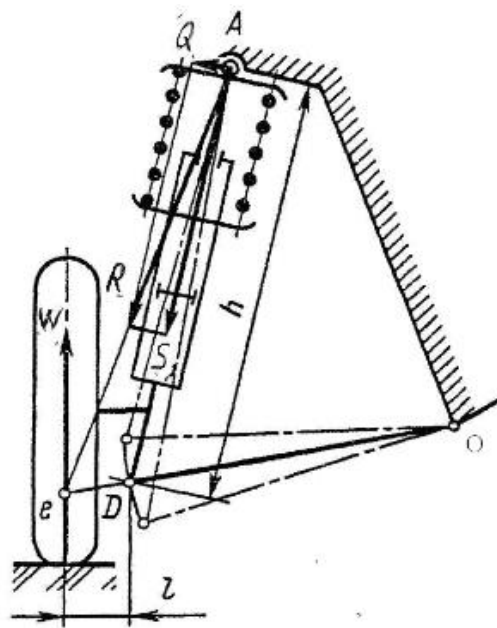


Рисунок 3.5 - Схема діючих сил

Для усунення вище зазначеного недоліку в проектованій підвісці ухвалюємо розв'язок: розташувати вісь пружного елемента, тобто поршня, по напрямкові дії складової R .

У цьому випадку, у статичному положенні, сили $Q=0$, а також включаємо в роботу буфер стиску, вісь якого збігається із віссю стійки. Тоді сили, що впливають на елементи підвіски від статичного навантаження будуть:

$$W = 263 \text{ кг}, P = 77 \text{ кг}, R = 278 \text{ кг}, S = 0, Q = 0.$$

I. Визначаємо зусилля, що діють на передні (ведучі) колеса:

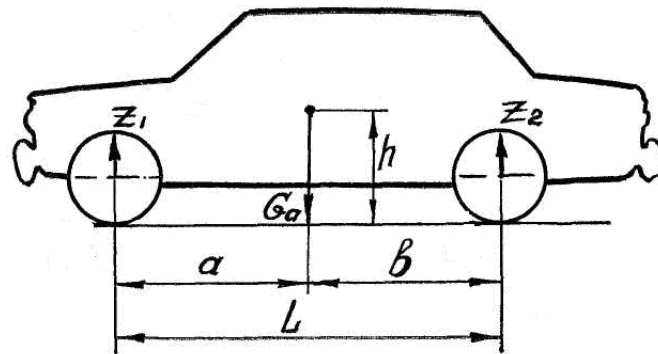


Рисунок 3.6 - Схема сил, що діють на автомобіль

$G_a=980$ кг; $L=2300$ мм; $b=1221$ мм; $a=1079$ мм; $h_d=52,5$ см.

а) автомобіль нерухливий:

$$Z'_1=Z''_1=G_a B/2L=980 \cdot 1221/2 \cdot 2300=259,9 \text{ кг} \approx 260 \text{ кг}=2600 \text{ Н.}$$

б) автомобіль долає перешкода: $Z'_{10}=Z''_{10}=K_d Z'_1=2 \cdot 260=520 \text{ кг}=5200 \text{ Н.}$

де $K_d = 2$ – коефіцієнт динамічності.

в) гальмування автомобіля:

$$Z'_{1\tau}=Z''_{1\tau}=(G_a(B+\varphi_3 \cdot h_d))/2L=(980(1221+0,8 \cdot 52,5))/2 \cdot 2300=350 \text{ кг}=3500 \text{ Н.}$$

$$X'_{1\tau}=X''_{1\tau}=\varphi \cdot Z'_{1\tau}=0,8 \cdot 350=280 \text{ кг}=2800 \text{ Н}$$

г) бічне ковзання (занос):

- внутрішнє колесо

$$Z'_{13}=(G_a B/2L)(1-2h_d \cdot \varphi_3/B)=260(1-2 \cdot 52,5 \cdot 1/128)=46,7 \text{ кг}=467 \text{ Н,}$$

- зовнішнє колесо

$$Z'_{13}=(G_a B/2L)(1+2h_d \cdot \varphi_3/B)=260(1+2 \cdot 52,5 \cdot 1/128)=473,2 \text{ кг}=4732 \text{ Н,}$$

$$Y' = j_3 \cdot Z'_{13} = 1 \cdot 48,7 = 48,7 \text{ кг внутрішнє колесо;}$$

$$Y'' = j_3 \cdot Z''_{13} = 1 \cdot 473,2 = 473,2 \text{ кг зовнішнє колесо;}$$

II. Визначаємо розподіл зусиль між верхнім шарніром, що належать «свічі» і нижнім шарніром приналежним важелю.

Зусилля розподіляємо стосовно осі повороту, як показано на рис. 3.7:

а) автомобіль нерухливий: $Z''_1 - q = 260 - 25 \text{ кг} = 235 \text{ кг} = 2350 \text{ Н}$

де $q = 25 \text{ кг}$ – вага невідвіснених мас.

$$\alpha=150; \alpha_0=10; \alpha_1=150+10=160.$$

$$Z_1=(Z''_1-q)\cdot\cos 160=235\cdot 0,96126=225 \text{ кг}=2250 \text{ Н.}$$

$$Z_2=(Z''_1-q)\cdot\sin 160=235\cdot 0,27564=64,7 \text{ кг}=647 \text{ Н.}$$

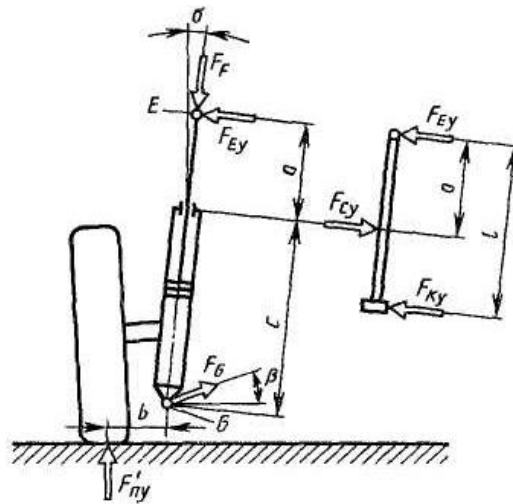


Рисунок 3.7 - Схема розподілу зусиль

$$Z_2\cdot 198,5/637=64\cdot 198,5/637=20,1 \text{ кг}; 64\cdot 438,5/637=44,3 \text{ кг}=443 \text{ Н}$$

$$Z_1\cdot 100/637=225\cdot 100/637=35,3 \text{ кг}; 35,3-20,1=15,2\text{кг} \perp AB= 152 \text{ Н}$$

$$44,3+35,3=79,6 \text{ кг по лінії } EG.$$

Силу 79,6 кг прикладену в шарнірі «G» розкладаємо на складові.

Важелем сприймається сила 95 кг, що лежить у площині важеля, осі його сил 36 кг сприймається в точці E тобто в пружину $225+36=261$ кг;

б) автомобіль долає перешкода

При цьому режимі точка A і точка O як би залишаються на місці, а колесо точками B і C (рис. 3.5) як би піднімається нагору на 87 мм

$$Z_1=Z''_{10}\cdot\cos 160=520\cdot 0,96126=499,8\cdot\text{кг}=4998\cdot\text{Н.}\quad \uparrow$$

$$Z_2=Z'_{10}\cdot\sin 160=520\cdot 0,27564=143,3\cdot\text{кг}=1433\cdot\text{Н.}\quad \uparrow$$

$$143,3\cdot 198,5/655=43,4\cdot\text{кг}; \quad \uparrow$$

$$143,3\cdot 356,5/555=92\cdot\text{кг}=920\cdot\text{Н}; \quad \uparrow$$

$$499,8\cdot 100/555=90\cdot\text{кг}=900\cdot\text{Н.}\quad \uparrow$$

Відстань PC = 100 мм.

$$90-43,4=46,6 \perp AB \text{ у точці } A.$$

$$90+92=182 \perp AB \text{ у точці } B.$$

Силу 182 кг прикладену в точку B розкинемо на складові, за методикою, аналогічної попередньому розрахунковому випадку:

Важіль сприймає силу 210 кг, що лежить у площині важеля \perp осі його кочення. Сила 24 кг сприймається в точці A .

$$499,8 + 24 = 523,8 \text{ кг} = 5238 \text{ Н.}$$

Максимальне зусилля сприймане пружиною:

$$P_{\text{пр}}^{\text{max}} = 430 \text{ кг} = 4300 \text{ Н.}$$

Отже $523,8 - 430 = 93,8 \text{ кг} = 938 \text{ Н}$ сприймається в точці A обмежника ходу передньої підвіски, і так маємо

в) гальмування

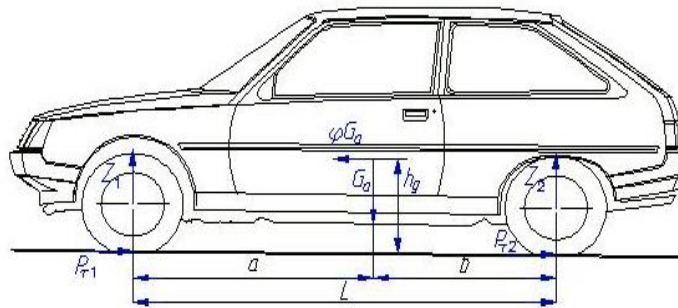


Рисунок 3.8 - Схема сил, що діють на автомобіль під час гальмування

При гальмуванні автомобіль перерозподіляє навантаження на передні і задні колеса. Величина додаткового навантаження на кожному із передніх коліс визначається по формулі:

$$W' = (G_a \cdot j \cdot h_g) / (2 \cdot g \cdot l),$$

де G_a – повна вага;

j – максимальна затримка при гальмуванні м/с².

$$W' = (980 \cdot 9 \cdot 0,525) / (2 \cdot 9,81 \cdot 2,3) = 107,8 \text{ кг} = 1078 \text{ Н.}$$

Навантаження на передні колеса будуть:

$$W_{\text{м}} = W + W' = 249,9 + 107,8 = 351,7 \text{ кг} = 3517 \text{ Н.}$$

$$W = G_a \cdot 0,51 / 2 = 980 \cdot 0,51 / 2 = 249,9 \text{ кг} = 2499 \text{ Н.}$$

0,51 – частина усієї ваги автомобіля, що доводиться, по розмежуванню, на передню вісь.

За силу, що діє на підвіску коліс у вертикальній площині, ухвалюємо силу W'' , яка є рівною різниці між навантаженням на колесо й вагою колеса g , що включають у себе вага невідвіскої частини підвіски:

$$W'' = W_m - g = 351,7 - 25 = 526,7 \text{ кг} = 5267 \text{ Н.}$$

Розглянемо дію сили гальмування:

$$X_m = W_m \cdot \mu,$$

де μ – коефіцієнт тертя ковзання гумової шини по поверхні дороги $\mu = 0,7$.

$$X_m = 351,7 \cdot 0,7 = 246,19 \text{ кг} = 2461,9 \text{ Н}$$

Гальмовий момент:

$$M_m = X_m \cdot Z_k = 246,19 \cdot 0,252 = 62,1 \text{ кгс} \cdot \text{м} = 621 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Зусилля, що діє на гальмовий момент:

$$S_g = S_v = M_m / (a + e) = 62,1 / 0,615 = 100,8 \text{ кг} = 1000 \text{ Н.}$$

де $a = 548 \text{ мм}$;

$$e = 67 \text{ мм.}$$

Зусилля від дії шини X_m визначається по формулі:

$$X_g = X_m \cdot e / (a + e) = 246,19 \cdot 9,67 / 615 = 26,8 \text{ кг} = 268 \text{ Н.}$$

$$X_v = X_m \cdot a / (a + e) = 246,19 \cdot 548 / 615 = 219,3 \text{ кг} = 2193 \text{ Н.}$$

Результуюча сила, що діє на верхню опору стійки в поздовжній площині автомобіля:

$$Q_{np} = S_g - X_g = 74 \text{ кг} = 740 \text{ Н.}$$

Результуюча сила, що діє на верхню опору стійки підвіски в режимі гальмування:

$$Q_{рез} = \sqrt{Q_{np}^2 + Q^2} = \sqrt{74^2 + 0^2} = 74 \text{ кг} = 740 \text{ Н.}$$

Кульковий палець нижнього важеля передньої підвіски навантажений силою, поздовжньої площини автомобіля

$$S_n + X_n = 100,8 + 219,3 = 320,1 \text{ кг.}$$

Результуюча сила, що діє на нижній кульковий палець при гальмуванні:

$$P_{рез} = \sqrt{P^2 + (S_n + X_n)^2} = \sqrt{113,6^2 + 320,1^2} = 339,6 \text{ кг.}$$

Визначаємо зусилля, які діють на деталь підвіски при заметі автомобіля.

При заметі автомобіля, коли вага передається на одне колесо:

$$W = G \cdot 0,51 - q_x = G_{\text{пер}} - q_x = 499,8 - 25 = 474,8 \text{ кг} = 4748 \text{ Н},$$

$$B = G_{\text{пер}} \cdot \mu = 499,8 \cdot 0,7 = 349,86 \text{ кг} = 3498,6 \text{ Н}.$$

де $G_{\text{пер}}$ – вага, що доводиться на передню частину автомобіля. Бічну силу « B » переносимо в точку O і отримуємо при цьому момент:

$$M_y = Y \cdot Z_x = 349,86 \cdot 0,254 = 88,86 \text{ кгс} \cdot \text{м} = 888,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент M_y буде викликати рівні сили P_e і P_n , спрямовані в протилежні сторони

$$P_e = P_n = M_y / (a + e) = 88,86 / 0,615 = 144,48 \text{ кг} = 1444,8 \text{ Н}.$$

Зусилля від сили B :

$$Y' = Y \cdot a / (a + e) = 349,86 \cdot 548 / 615 = 311 \text{ кг} = 3110 \text{ Н}.$$

$$Y'' = Y \cdot e / (a + e) = 349,86 \cdot 67 / 615 = 38,1 \text{ кг} = 381 \text{ Н}.$$

Зусилля, що діє на нижній кульковий палець від поперечної складової сили:

$$Y' + P_n = 311 + 144,48 = 455,48 \text{ кг} = 4554,8 \text{ Н}.$$

Зусилля, що діє на нижній шаровий палець від вертикальної сили W , визначається по вертикальній діаграмі $P = 182,5 \text{ кг}$.

Результуюча сила, що діє на нижній кульовий палець рівна:

$$P_{\text{рез}} = Y' + P_n + P = 311 + 144,48 + 182,5 = 637,98 \text{ кг} = 6379,8 \text{ Н}.$$

3.6 Розрахунки деталей підвіски на міцність і довговічність

Розрахунки важеля передньої підвіски.

а) важіль передньої підвіски виготовляється зі сталі 10Г2, ГОСТ 1542-71

$$\sigma_B = 40 \div 58 \text{ кг/мм}^2; \quad \sigma_T = 22,5 \text{ кг/мм}^2;$$

$$\sigma_B = 48 \div 58 \text{ кг/мм}^2; \quad \sigma_T = 27 \text{ кг/мм}^2;$$

б) реактивна штанга передньої підвіски виготовляється зі сталі 60СТА ГОСТ 1051-73, калібрів 20₋₀₂ мм

$t^0_{\text{зауводити, увести до ладу}}=870\text{C}$, масло $t^0_{\text{обр}}=4200\text{C}$;

$\sigma_T=140 \text{ кг/мм}^2$; $\sigma_B=160 \text{ кг/мм}^2$; $\sigma_T/\sigma_B=0,875$; $\text{HB}=363$;

$\sigma_B=123,42 \text{ кг/мм}^2$; $\sigma_T=0,875 \cdot 123,42=108 \text{ кг/мм}^2$.

Визначаємо реакцію в опорах:

а) стосовно осей сайлент-блоків (осі сайлент-блоків збігаються з віссю кочення важеля);

б) стосовно розрахункових осей деталей сили, що діють, лежать у площині важеля.

$$\sigma_{\Sigma}=(262,5 \cdot 5,2/0,5832)+(337/2,54)=2473 \leq \delta_T=10500 \text{ кг/см}^2.$$

$$l_2=45 \text{ см}; t=3,8 \text{ см}; R'_1=426,5 \text{ кг}; R_2=38 \text{ кг}.$$

$$\sigma_{\Sigma}=\sigma_{\kappa 1}+\sigma_{\kappa 2}+\sigma_p=(426,5 \cdot 3,8+38 \cdot 45)/0,5832+(426,5/2,54)=5879 \text{ кг/см}^2.$$

$$n=\sigma_m/\sigma_{\Sigma}=10500/5879=1,78.$$

Результати розрахунків для різних режимів руху наведено в таблиці 3.4.

Таблиця 3.4 - Результати розрахунків для різних режимів

Параметри	перетин 2-2				
	статика	переїзд перешкод	рух уперед	гальмування	замет
σ_{Σ}	557	1261	2088	5879	2633
n	18,8	8,5	5,03	1,78	~ 4

Перевіряємо штангу на поздовжню стійкість. Гірший випадок є замет.

$$J=\Pi d^4/64=3,14 \cdot 24/64=0,785 \text{ см}^4.$$

$$W=J/0,5d=0,785/1=0,785 \text{ см}^2; f=2,54 \text{ см}^2; \zeta=W/f=0,785/2,54=0,309.$$

$$m=t_2/p=3,8/0,309=12,29.$$

$$i=\sqrt{\frac{J}{f}}=\sqrt{\frac{0,785}{2,54}}=0,555.$$

$$\varphi_{\text{вн}}=\varphi(m; \lambda)=0,667; [\sigma_{\text{см}}]=\sigma_T/n=10500/2,4=4375 \text{ кг/см}^2.$$

$$[\sigma_{\text{ч}}]=\varphi_{\text{вн}}[\sigma_{\text{см}}]=0,667 \cdot 4375=2918 \text{ кг/см}^2.$$

$$\sigma_{\text{см}}=P_2/f=180/2,54=71; [\sigma]_{\text{в}}=2918 > \delta_{\text{см}}.$$

4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

4.1 Тяговий розрахунок автомобіля

Завдання тягового розрахунку - це визначення основних параметрів двигуна й трансмісії, які повинні забезпечити для автомобіля основні параметри тягово-швидкісних характеристик, такі як, сили тяги на ведучих колесах, швидкість, прискорення руху, час та шлях розгону автомобіля, на горизонтальній площині з нормальним видом покриття.

4.1.1 Швидкісна зовнішня характеристика двигуна

Виконання розрахунків розпочнемо із вибору типу двигуна та визначення його параметрів. При цьому ми повинні враховувати його призначення та конструювання автомобіля та умови роботи його двигуна.

Ефективною потужністю двигуна, що є необхідною при русі автомобіля масою $M_a = 1110 \text{ кг}$ зі швидкістю руху $V_{max} = 145 \text{ км/год}$:

$$N_v = \left(\psi_v g M_a + \frac{K_a F V_a^2}{3,6^2} \right) \frac{V_{max}}{3600 \eta_{mp} K_p} \quad (4.1)$$

де ψ_v – коефіцієнт опору дороги, при максимальній швидкості автомобіля, на найвищій передачі, який при $V_{max} = 145 \text{ км/год}$ обчислюється

$$\psi_v = f_0 \cdot (1 + A \cdot V_a^2) \quad (4.2)$$

A – постійна величина $A = (4...5) \times 10^{-5}$, ухвалюємо $A = 4 \times 10^{-5}$;

f_0 – коефіцієнт опору кочення, при малих швидкостях руху, й для асфальтно-бетонного і цементно-бетонного виду покриття, у гарному стані ухвалюється рівним: $f_0 = 0,01...0,015$, у задовільному стані $f_0 = 0,015...0,01$. У нашому випадку ухвалюємо $f_0 = 0,015$.

$$\psi_v = 0,015 \cdot (1 + 4 \cdot 10^{-5} \cdot 1452) = 0,0276.$$

$G_a = g \times M_a$ – уся вага автомобіля.

$$G_a = g \times M_a = 9,81 \times 1110 = 10889,1 \text{ Н}.$$

$$g = 9,81 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \text{ – прискорення вільного падіння.}$$

$M_a = 1110 \text{ кг}$ – уся маса авто.

K_a – коефіцієнт опору повітря. У нашому випадку ухвалюємо $K_a = 0,2 \frac{H \cdot c^2}{m^4}$, тому розглядуваний автомобіль є легковим.

F – площа лобового перетину автомобіля. У нашому випадку легковий автомобіль визначаємо по формулі (4.3) і повинна перебувати в межах $1,7 \dots 2,5 \text{ м}^2$.

$$F = (0,78 \dots 0,8) \cdot B_z \cdot H_z \quad (4.3)$$

де B_z – габаритна ширина авто, $B_z = 1,55 \text{ м}$; H_z – габаритна висота автомобіля, $H_z = 1,41 \text{ м}$.

Тоді, згідно із формулою (4.2) :

$$F = 0,78 \cdot 1,55 \cdot 1,41 = 1,7 \text{ м}^2$$

де η_{mp} – КПД трансмісії автомобіля. У нашому випадку ухвалюємо $\eta_{mp} = 0,92$.

K_p – коефіцієнт корекції, значення якого залежить від: комплектації та стандартних умов при стендових випробуваннях. Попередньо приймемо $K_p = 0,95$.

Підставивши ці значення у (4.1), одержимо:

$$N_v = \left(0,0276 \cdot 9,81 \cdot 1110 + \frac{0,2 \cdot 1,7 \cdot 145^2}{3,6^2} \right) \frac{145}{0,93 \cdot 3600 \cdot 0,95} = 38,84 \text{ кВт.}$$

Максимальну потужність двигуна, при зовнішній характеристиці двигуна, визначимо по емпіричній залежності (4.4) :

$$N_{\max} = \frac{N_v}{a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3} \quad (4.4)$$

Для даного автомобіля ухвалюємо $\lambda = 1,1$.

a, b і c – постійні коефіцієнти. При розрахунку даних значень, врахуємо, що тип обраного двигуна – карбюраторний.

Максимальну частоту обертання – n_v , визначимо по технічній характеристиці для даного двигуна, $n_n = 5409 \text{ хв}^{-1}$. Відповідно $n_v = n_n \times \lambda = 5409 \times 1,1 = 5950 \text{ хв}^{-1}$,

$$a = 2 - \frac{25}{M_3} \quad b = \frac{50}{M_3} - 1 \quad c = \frac{25}{M_3} \quad (4.5)$$

де M_3 – запас крутного моменту, який визначається по формулі (4.6):

$$M_3 = \left(\frac{M_{\max}}{M_N} - 1 \right) 100\% \quad M_N = 9550 \frac{N_{\max}}{n_N} \quad (4.6)$$

M_N – крутний момент, при максимальній потужності двигуна.

K_N – коефіцієнт пристосування двигуна по частоті.

Враховуючи те, що не знаємо зовнішньої характеристики даного двигуна, то розрахуємо коефіцієнти a, b, c по існуючих двигунах, які є аналогами, та близькими до проєктованого двигуна. Для карбюраторних двигунів:

$$M_3 = 5 \dots 35 \quad K_N = 1,2 \dots 2,5$$

Для двигуна, що буде встановлений на проєктоване авто, прийmemo наступні значення: $M_3 = 20, K_N = 1,6$.

При таких величинах M_3 і K_N постійні a, b, c будуть рівні:

$$a = 2 - \frac{25}{20} = 0,75$$

$$b = \frac{50}{20} - 1 = 1,5$$

$$c = \frac{25}{20} = 1,25$$

Знаючи значення постійних та параметрів, можемо розрахувати максимальну потужність двигуна, згідно формули (4.4):

$$N_{\max} = \frac{38,84}{0,75 \cdot 1,1 + 1,5 \cdot 1,1^2 - 1,25 \cdot 1,1^3} = 39,79 \text{ кВт.}$$

Для обрахунку інших значень необхідно знайти 8...10 крапок і застосувати формулу (4.7):

$$N_e = N_{\max} \left[a \frac{n_e}{n_N} + b \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right] = N_{\max} K_D \quad (4.7)$$

де K_D – емпіричний коефіцієнт, значення якого залежать від: прийнятих проміжних значень для частоти обертання колінчатого вала.

$$K_D = a \frac{n_e}{n_N} + b \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \quad (4.8)$$

При мінімальній частоті обертання колінчатого вала, він повинен перебувати в межах від 400 хв^{-1} до 900 хв^{-1} , таким чином, ухвалюємо $n_{min} = 850 \text{ хв}^{-1}$. Крутний момент двигуна обраховуємо за відповідними значенням N_e і n_e за допомогою формули (4.9):

$$M_D = 9550 \frac{N_e}{n_e} \quad (4.9)$$

Результати обчислень по формулах (4.7), (4.8) і (4.9) зведемо в табл.4.1.

Таблиця 4.1 – Зовнішня швидкісна характеристика

$\frac{n_e}{n_N}$	0,16	0,26	0,37	0,47	0,58	0,68	0,79	0,89	1,00	1,10
K_D	0,15	0,28	0,42	0,56	0,69	0,81	0,91	0,97	1,00	0,98
$n_e, \text{ хв}^{-1}$	850	1416	1983	2550	3116	3683	4250	4816	5383	5950
$N_e, \text{ кВт}$	5,97	11,02	16,51	22,12	27,49	32,29	36,16	38,78	39,78	38,84
$M_D, \text{ Н·м}$	67,0	74,26	79,51	82,84	84,24	83,72	81,26	76,88	70,58	62,34

За даними таблиці 4.1, побудуємо зовнішню швидкісну характеристику (рис.4.1).

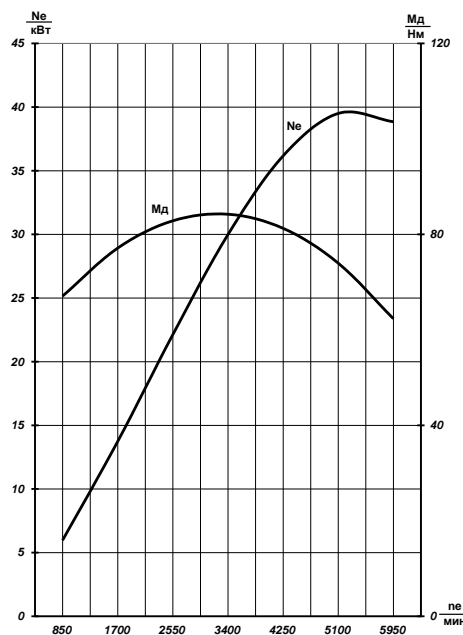


Рисунок 4.1 – Зовнішня швидкісна характеристика двигуна

4.1.2 Передаточні числа трансмісії. Передаточне число головної передачі

Передаточне число головної передачі U_0 визначається, враховуючи максимальної швидкості руху автомобіля V_{max} на вищій передачі, у коробці передач, та додатковій коробці, при максимальній частоті обертання колінчатого вала $n_{max} = n_v$ по формулі (4.10).

$$U_0 = 0,377 \cdot \frac{n_{max} \cdot r_d}{V_{max} \cdot U_{кв}}, \quad (4.10)$$

де rd – динамічний радіус колеса, м;

$U_{кв}$ – передаточне число коробки передач, на вищій передачі.

Динамічний радіус колеса, можна прийнятим рівним статичному радіусу, який визначають:

$$r_d \approx r_c \approx [0,5 \cdot d + H(1 - \lambda_{ш})], \text{ м} \quad (4.11)$$

де d – діаметр обода колеса, м;

H – висота профілю шин, м;

$\lambda_{ш}$ – коефіцієнт радіальної деформації шин, при повному навантаженні автомобіля, на твердій опорній поверхні, для стандартних і широкопрофільних шин $\lambda_{ш} = 0,1 \dots 0,16$. Для даного автомобіля ухвалюємо $\lambda_{ш} = 0,15$.

Даний автомобіль оснащений низькопрофільними шинами з розмірами: 155/70R12. Таким чином, динамічний радіус колеса

$$rd = 0,5 \cdot 0,33 + 0,155 \cdot 0,7 \cdot (1 - 0,15) \approx 0,257 \text{ м.}$$

Чим вища передача даного автомобіля, тим вище передаточне число коробки передач $U_{к.в.} = 0,97$, у такий спосіб:

$$U_0 = 0,377 \cdot \frac{5950 \cdot 0,257}{145 \cdot 0,97} = 3,98.$$

Надалі при розрахунках U_0 може змінюватися, це із метою поліпшення тягово-швидкісних та техніко-економічних показників авто.

4.1.3 Передаточні числа коробки передач

На першій передачі трансмісії, передаточне число, повинне задовольняти умову:

$$U_{1\psi} = (U_{k1}) \geq \frac{\psi_{\max} \cdot G_a \cdot r_d}{M_{\partial \max} \cdot U_0 \cdot \eta_{mp} \cdot K_p}, \quad (4.12)$$

$$U_{1\varphi} = (U_{k1}) \leq \frac{\psi \cdot Z_1 \cdot r_d}{M_{\partial \max} \cdot U_0 \cdot \eta_{mp} \cdot K_p},$$

де Z_1 – нормальна реакція на ведучі колеса автомобіля, $Z_1 = 577 \cdot 9,81 = 5660,4 \cdot H$.

При цьому повинне виконуватися нерівність

$$U_{1\psi} \leq U_{1\varphi} \quad (4.13)$$

Для проектованого авто, максимальний коефіцієнт опору дороги $\psi_{\max} = 0,38$, коефіцієнт зчеплення ведучих коліс з дорогою при хороших дорожніх умовах $\varphi = 0,8$.

$$U_{1\psi} = \frac{0,38 \cdot 10889,1 \cdot 0,257}{80,4 \cdot 3,98 \cdot 0,93 \cdot 0,95} = 3,766;$$

$$U_{1\varphi} = \frac{0,8 \cdot 5660,4 \cdot 0,257}{80,4 \cdot 3,98 \cdot 0,93 \cdot 0,95} = 4,12.$$

У такий спосіб $U_{K1(\psi)} = 3,8$.

Тоді, передаточні числа проміжних передач, визначаються по формулі:

$$U_{K2} = U_{K1(\psi)}^{\frac{k-n}{k-1}}. \quad (4.14)$$

$$U_{K2} = U_{K1\psi}^{\frac{k-n}{k-1}} = 3,8^{\frac{4-2}{4-1}} = 2,44;$$

$$U_{K3} = U_{K1\psi}^{\frac{k-n}{k-1}} = 3,8^{\frac{4-3}{4-1}} = 1,56;$$

$$U_{K4} = 0,97.$$

4.1.4 Коректування передаточних чисел трансмісії

Отримані числа необхідно відкоригувати з метою поліпшення тягово-швидкісних характеристик автомобіля, а також економічних якостей.

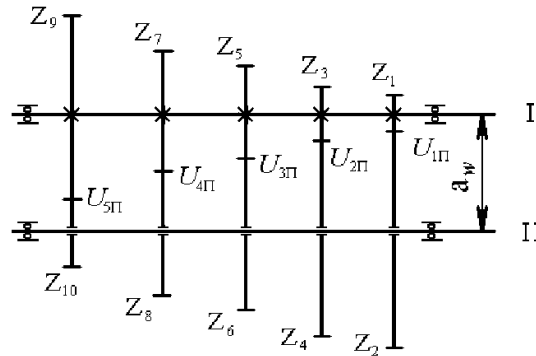


Рисунок 4.2 – Кінематична схема двухвальної п'ятиступінчастої коробки передач

Знайдемо міжосьову відстань у двухвальної коробці передач:

$$a_w = a \sqrt[3]{M_{\text{д max}}}, \text{ мм}; \quad (4.15)$$

де $a = 15$ – коефіцієнт для легкових авто.

$$a_w = 15 \cdot \sqrt[3]{80,4} = 64 \text{ мм}.$$

За ДСТУ 2185–66 ухвалюємо $a_w = 70 \text{ мм}$.

$$U_{1n} = 3,909, U_{2n} = 2,375, U_{3n} = 1,571, U_{4n} = 0,97, U_{5n} = 0,72.$$

Виходячи з умов сталості міжосьової відстані, а також ураховуючи, що модулі зубів і кут їхнього нахилу, на усіх передачах однакові, то к-сть зубів визначається:

$$Z_n = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{m_n \cdot (1 + U_{nn})} \quad (4.16)$$

де β – кут нахилу зуба косозубих передач, $\beta = 30^\circ$

m_n – модуль зубчастих коліс, $m_n = 2,25 \text{ мм}$.

Отримані значення Z_n округляють.

$$Z_1 = \frac{2 \cdot 70 \cdot \cos 30^\circ}{2,25 \cdot (1 + 3,909)} = 11;$$

$$Z_3 = \frac{2 \cdot 70 \cdot \cos 30^\circ}{2,25 \cdot (1 + 2,375)} = 16;$$

$$Z_5 = \frac{2 \cdot 70 \cdot \cos 30^\circ}{2,25 \cdot (1 + 1,571)} = 21;$$

$$Z_7 = \frac{2 \cdot 70 \cdot \cos 30^\circ}{2,25 \cdot (1 + 0,97)} = 27.$$

Кількість зубів інших зубчастих коліс відповідно передачі:

$$Z_2 = Z_1 \cdot U_{1n} = 11 \cdot 3,909 = 43;$$

$$Z_4 = Z_3 \cdot U_{2n} = 16 \cdot 2,375 = 38;$$

$$Z_6 = Z_5 \cdot U_{3n} = 21 \cdot 1,571 = 33; \quad (4.17)$$

$$Z_8 = Z_7 \cdot U_{4n} = 27 \cdot 0,97 = 27;$$

Після проектування, передаточні числа будуть :

$$U_{K1} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{43}{11} = 3,909;$$

$$U_{K2} = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{38}{16} = 2,375;$$

$$U_{K3} = \frac{Z_6}{Z_5} = \frac{33}{21} = 1,57; \quad (4.18)$$

$$U_{K4} = \frac{Z_8}{Z_7} = \frac{27}{27} = 1;$$

При однаковому модулі , на усіх передачах повинна виконатись умова:

$$\sum Z = (Z_1 + Z_2) = (Z_3 + Z_4) = (Z_5 + Z_6) = (Z_7 + Z_8) \quad (4.19)$$

$$11 + 43 = 16 + 38 = 21 + 33 = 27 + 27 = 54.$$

Передаточне число заднього ходу авто встановлюють із умов компоновання коробки передач:

$$U_{3.X.} = 3,358.$$

4.1.5 Тяговий баланс автомобіля

Рівняння тягового балансу при режимі, що встановився, руху має вигляд:

$$P_K = P_\psi + P_W,$$

(4.20)

$$\frac{M_\partial \cdot U_{mp} \cdot \eta_{mp} \cdot K_P}{r_d} = \psi \cdot g \cdot M_a + \frac{K_a \cdot F \cdot V_a}{13}.$$

Використовується при проектуванні, як нових, так і при оцінці тягово-швидкісних якостей уже існуючих моделей авто.

Швидкість руху автомобіля визначаємо:

$$V_a = 0,377 \cdot \frac{n_e}{U_{mp}} \cdot r_d. \quad (4.21)$$

Розрахунки значень P_K роблять по M_o , а швидкості V_a по n_e для усіх передач, та їх значення заносять в табл.4.1. За табличним даними будують швидкісна характеристика (Рис.4.3).

При побудові й розрахунках слід урахувувати, що при малих швидкостях $\psi = f_0$, а при високих $\psi = fv = f_0(1 + A Va)^2$.

4.1.6 Динамічна характеристика автомобіля

Динамічний фактор – це тягова сила, розвинута автомобілем на ведучих колесах, окрім сили опору повітря, що віднесені до ваги авто із повним завантаженням, тобто питому надлишкову тягову силу :

$$D = \frac{P_K - P_W}{G_a} = \frac{P_\psi + P_j}{G_a}, \quad (4.22)$$

при режимі, що встановився, руху автомобіля:

$$D = \frac{P_\psi}{G_a} = \psi \approx f + i, \quad (4.23)$$

де f – коефіцієнт опору коліс з дорогою;

i – величина подоланого підйому.

По величині P_K і P_W для відповідних швидкостей руху авто, по формулі (4.23) визначають значення динамічного фактору, які заносяться в табл.4.2, потім будують динамічну характеристику (рис.4.4).

Максимальне значення $D_{max} = \psi_{max} = 0,38$.

4.1.7 Характеристика прискорення автомобіля

Показує залежність, прискорень розгону автомобіля, на кожній із передач, в залежності від швидкості:

$$j_a = (D - \psi_v) \frac{g}{\delta_j}, \text{ м/с}^2 \quad (4.24)$$

де d_j – коефіцієнт, обліку інертності обертових мас авто, величину якого обчислюють для різних автомобілів, із повною завантажувальною вагою:

$$\delta_j = 1,04 + 0,04 \cdot U_K^2, \quad (4.25)$$

де U_K – передаточне число коробки передач, береться на кожній передачі.

Результати розрахунків записуємо в табл.4.2, та будуюмо характеристику прискорення (рис.4.5).

При визначенні прискорень є неточність, враховуючи, що динамічний фактор обчислюють за умови усталеного руху та роботи двигуна, й при непостійному режимі, будуть розбіжності.

Зведена таблиця 4.2 - Підсумки тягового розрахунків автомобіля відображена в додатках

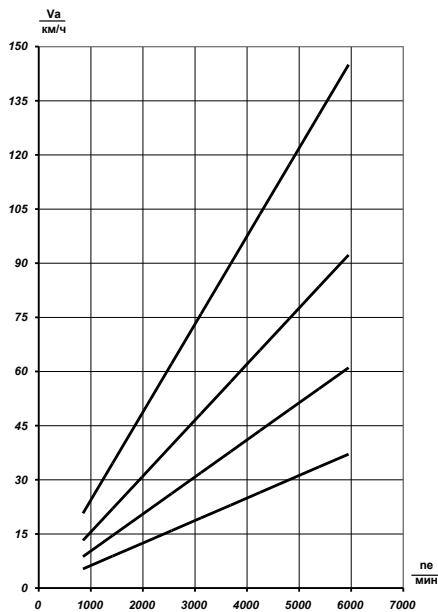


Рисунок 4.3 – Швидкісна характеристика автомобіля

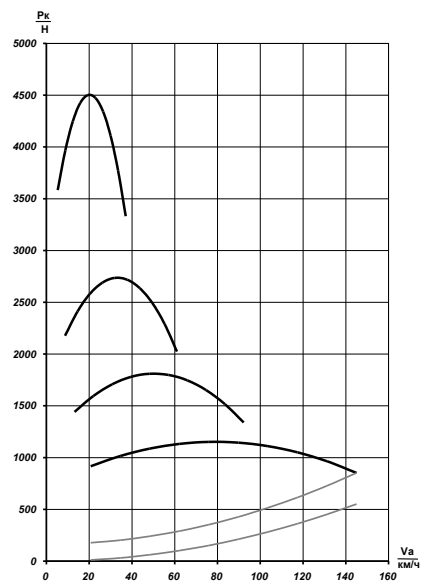


Рисунок 4.4 – Тягова характеристика автомобіля

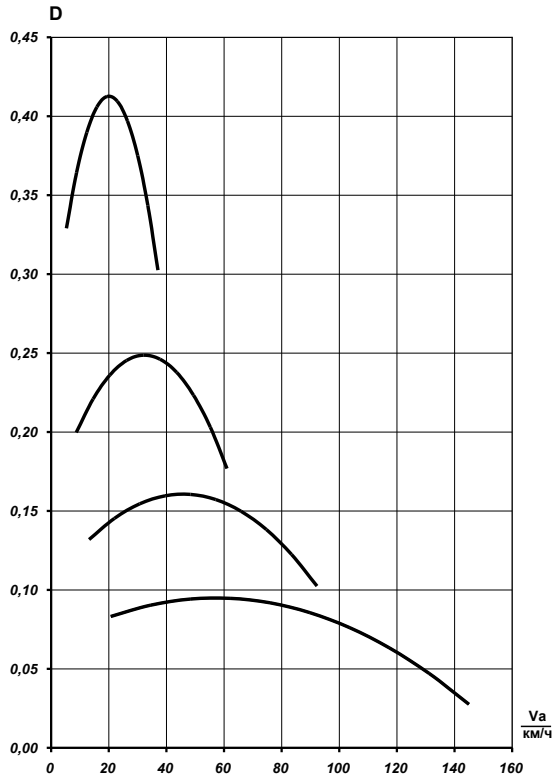


Рисунок 4.5 – Динамічна характеристика автомобіля

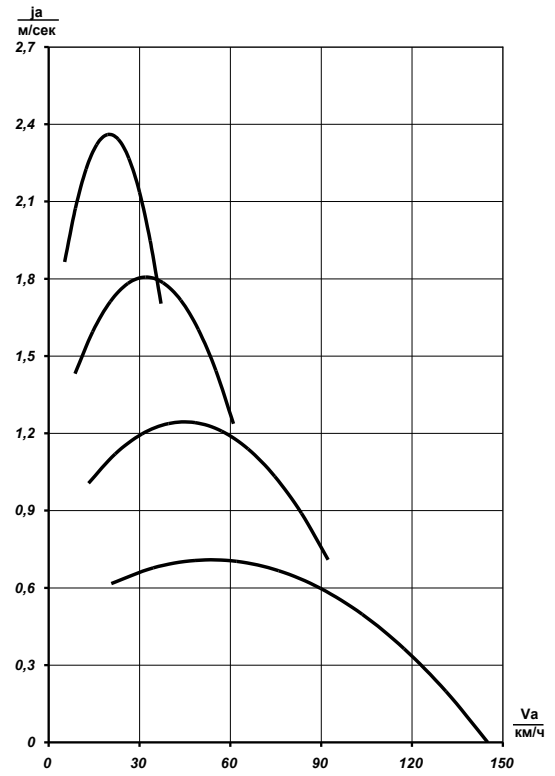


Рисунок 4.6 – Характеристика прискорень автомобіля

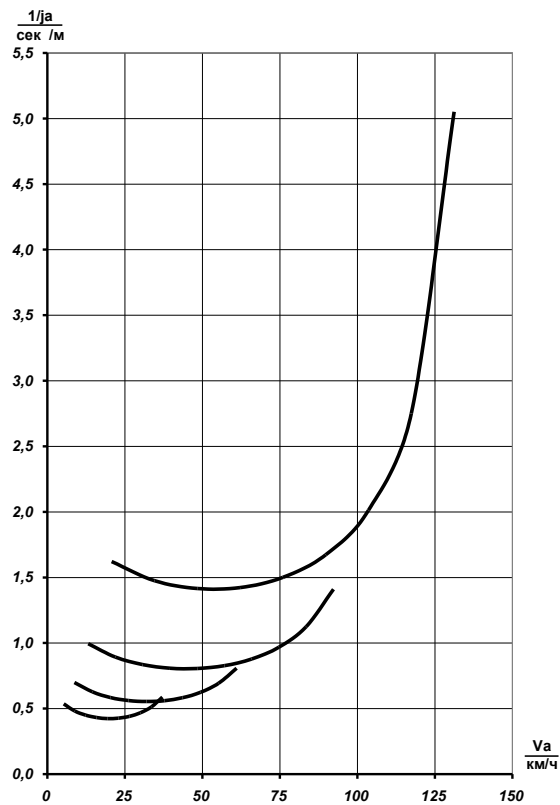


Рисунок 4.7 – Величина зворотна прискоренню

4.1.8 Характеристика розгону автомобіля

Характеристика розгону автомобіля є залежністю часу t сек і шляхи SM від швидкості руху авто при його розгоні із повним відкриттям дросельної заслінки карбюратора.

Час та шлях на розгін визначається графоаналітичним способом.

Для визначення часу розгону скористаємось методами графічного інтегрування. Для цього обчислюють значення зворотних прискорень і заносяться в табл.4.2, а потім будують криві зміни зазначених величин в залежності від швидкості на підвищувальних передачах, за їх допомогою можна визначити час розгону у будь-якому інтервалі швидкостей (рис. 4.6).

Наприклад від V_a' до V_a'' визначається площею, обмеженої відповідними ординатами, кривої значень зворотних прискорень та віссю абсцис:

$$t = \int_{V_a'}^{V_a''} \frac{1}{j_a} \cdot dV_a = m_1 \cdot m_2 \cdot \int_{V_a'}^{V_a''} dF = m_1 \cdot m_2 \cdot F \quad (4.26)$$

де m_1 – масштаб, в якому відкладена величина зворотна прискоренню,

m_2 – масштаб, в якому відкладена швидкість V_a .

Щоб побудувати залежності часу розгону від швидкості, усю площу під кривими зворотних прискорень, для підвищених передач розбивають на ділянки, ширина яких вибирається найменшою для кращої точності.

Час розгону визначається:

$$\begin{aligned} t_1 &= m_1 \cdot m_2 \cdot F_1 \\ t_2 &= m_1 \cdot m_2 \cdot (F_1 + F_2) \\ t_3 &= m_1 \cdot m_2 \cdot (F_1 + F_2 + F_3) \\ t_n &= m_1 \cdot m_2 \cdot (F_1 + F_2 + \dots + F_n) \end{aligned} \quad (4.27)$$

При розгоні легкового авто з місця, відлік ведеться із швидкості, що відповідає мінімальній постійній частоті обертання колінвала двигуна n_{min} при повній подачі палива на 2-й передачі. У дійсності розгін автомобіля став

практично незмінним при $Va'' = (0,9 \dots 0,95)Va$. Тому час розгону визначають для швидкості на 5...10 % менше до максимальної.

Результати розрахунків записуємо в табл.4.2.

З кривої часу розгону можна знайти і шлях розгону авто у даних границях зміни швидкості та побудувати криву розгону.

Шлях розгону:

$$S = \int_{t'}^{t''} V_a dt = m_2 \cdot m_3 \cdot \int_{t'}^{t''} dF = m_2 \cdot m_3 \cdot F, \quad (4.28)$$

де m_2 – масштаб, в якому відкладена швидкість V_a ,

m_3 – масштаб, в якому відкладений час t сек.

Для побудови кривої шляху розгону, використовують такий ж метод, що і для побудови кривої часу розгону.

$$\begin{aligned} S_1 &= m_2 \cdot m_3 \cdot F_1 \\ S_2 &= m_2 \cdot m_3 \cdot (F_1 + F_2) \\ S_3 &= m_2 \cdot m_3 \cdot (F_1 + F_2 + F_3) \\ S_n &= m_2 \cdot m_3 \cdot (F_1 + F_2 + \dots + F_n) \end{aligned} \quad (4.29)$$

Отримані значення шляху розгону записуємо в табл.4.3, та будуємо графік шляху розгону (рис.4.8 і рис.4.9 відповідно).

Таблиця 4.3 - Характеристика розгону автомобіля

V_a , км/год	5,3	15,9	22,9	30	40	50	65	78,4	104	121	145
t, с	0	1,39	2,23	3,1	4,5	6,3	9,2	12,8	23,4	35,6	370
s, м	0	4,1	8,5	14,9	28,9	51,0	97,9	170	444	827	6133

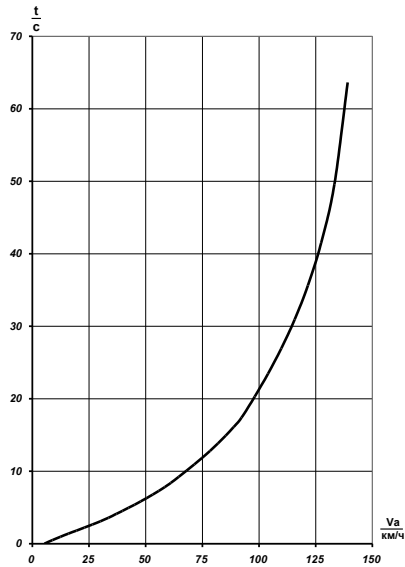


Рисунок 4.8 – Час розгону
автомобіля

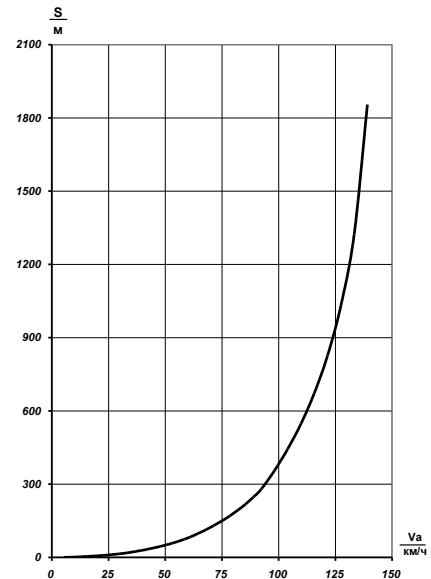


Рисунок 4.9 – Шлях розгону
автомобіля

4.1.9 Потужнісний баланс автомобіля

Для розв'язку ряду завдань по тягово-швидкісних та економічних якостях автомобіля застосовується міцнісний баланс:

$$N_K = N_e \cdot \eta_{mp} = N_f + N_i + N_W + N_j \quad (4.30)$$

Потужнісний баланс автомобіля при режимі, що встановився, руху:

$$N_K = N_\psi + N_W = \left(\psi \cdot G_a + \frac{K_a \cdot F \cdot V_a^2}{13} \right) \cdot \frac{V_a}{3600 \cdot K_p} \quad (4.31)$$

Потужнісний баланс автомобіля зображує залежність потужностей N_K , N_ψ , N_W , від швидкості руху V_a .

$$N_K = \frac{\eta_{mp} \cdot N_e}{K_p} = \frac{P_K \cdot V_a}{3600 \cdot K_p}, \text{ кВт} \quad (4.32)$$

Отримані значення затягаємо в табл.4.4 і зображуємо графічно потужнісний баланс автомобіля (рис.4.10).

Таблиця 4.4 - Потужнісний баланс автомобіля

$N_e, \text{кВт}$	5,97	11,02	16,51	22,12	27,49	32,29	36,16	38,78	39,78	38,84
$N_K, \text{кВт}$	5,55	10,25	15,36	20,57	25,57	30,03	33,64	36,07	37,00	36,13
$N_W, \text{кВт}$	0,07	0,32	0,87	1,84	3,36	5,55	8,52	12,41	17,32	23,39
$N_{\psi+N_W}, \text{кВт}$	1,07	2,04	3,39	5,27	7,83	11,22	15,59	21,10	27,90	36,13

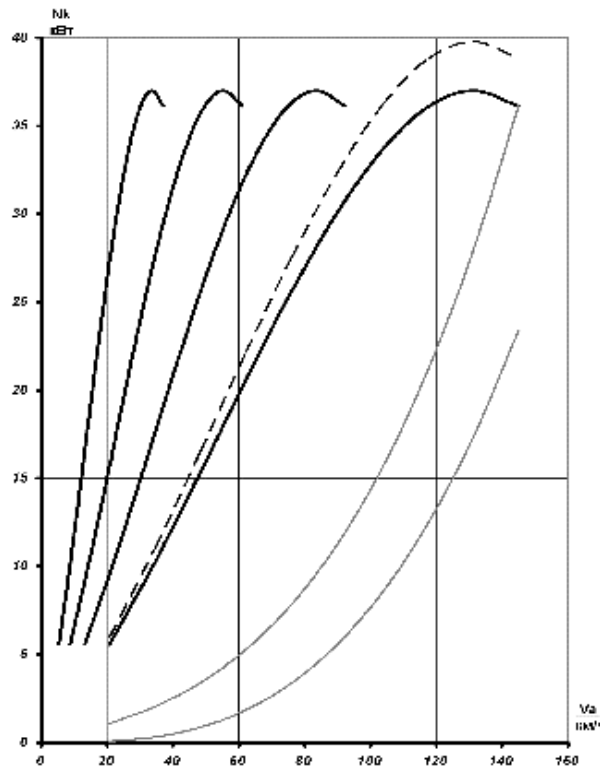


Рисунок 4.10 – Потужнісний баланс автомобіля

4.1.10 Паливна економічність автомобіля

Паливну економічність оцінюють у шляхових витратах палива (у літрах) на 100 км шляху, пройденого автомобілем при сталому русі:

$$Q_s = \frac{g_e \cdot N_e}{10^3 \rho_T V_a} \frac{100}{V_a}, \text{ л / 100 км} \quad (4.33)$$

де g_e – питомі витрати палива;

N_e – потужність двигуна, яка необхідна для руху автомобіля з заданою швидкістю у конкретних дорожніх умовах;

ρ_T – щільність палива, для бензину $\rho_T = 0,825 \text{ кг / л}$.

Для знаходження питомих витрат палива застосовують наближені методи:

$$g_{e_N} = g_{e_N} K' K'' \quad (4.34)$$

де g_{e_N} – питомі витрати палива при максимальній потужності двигуна;

K' – коефіцієнт, що характеризує витрата палива залежно від обертів двигуна (швидкісний коефіцієнт витрати палива);

K'' – коефіцієнт, що характеризує витрата палива залежно від завантаження двигуна (навантажувальний коефіцієнт витрати палива).

Коефіцієнти K' і K'' знаходять за поточними значенням обертів двигуна n_e й максимальним обертам n_N , що течуть значенням потужності N_e і максимальної потужності $N_{e_{\text{вн}}}$.

$$K' = 1,25 - 0,99 \cdot \frac{n_e}{n_N} + 0,98 \cdot \left(\frac{n_e}{n_N}\right)^2 - 0,24 \cdot \left(\frac{n_e}{n_N}\right)^3 \quad (4.35)$$

$$K'' = 3,27 - 8,22 \cdot \frac{N_e}{N_{e_{\text{вн}}}} + 9,13 \cdot \left(\frac{N_e}{N_{e_{\text{вн}}}}\right)^2 - 3,18 \cdot \left(\frac{N_e}{N_{e_{\text{вн}}}}\right)^3 \quad (4.36)$$

Питомі затрати палива при максимальній його потужності g_{e_N} зазвичай на 5...10 % більші від мінімальних витрат $g_{e_{\text{мін}}}$, вони залежить від конструкції та типу двигуна:

$$g_{e_{\text{мін}}} = 270 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}};$$

$$g_{e_N} = 280 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}.$$

При розрахунках паливних характеристик усталеного руху для певного значення потужності двигуна ухвалюють значення ψ_1 , ψ_2 , ψ_3 із динамічної характеристики при вищій передачі із відповідними значеннями його швидкостей:

$$N_e = \frac{\left(\psi \cdot G_a + \frac{K_a \cdot F \cdot V_a^2}{13}\right) \cdot V_a}{3600 \cdot \eta_{mp} \cdot K_p} \quad (4.37)$$

Розрахункові значення заносяться в табл.4.5 (додатки), будують графіки залежностей Q_s від V_a , і g_e від V_a (рис.4.11).

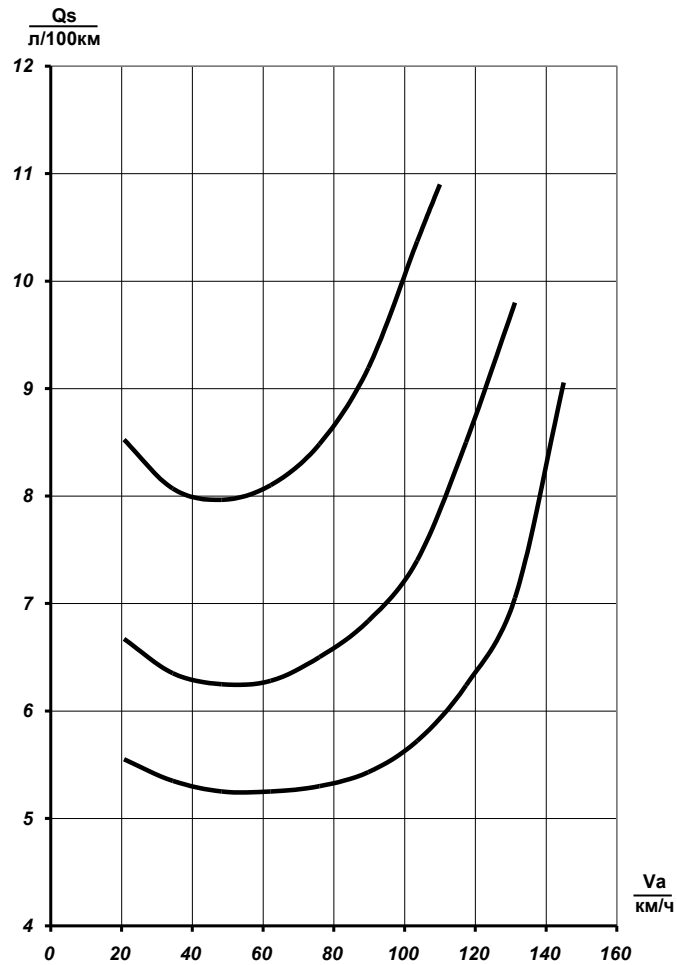


Рисунок 4.11 – Паливно-економічна характеристика автомобіля

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Розрахунок системи захисту електродвигунів від струму короткого замикання

Для захисту електричного двигуна від короткого замикання на корпус застосовується заземлюючий пристрій. Заземленню підлягає все обладнання у всіх випадках при напрузі 380 В при змінному струмі і 440 В при постійному і особливо небезпечних приладах, коли напруга вища за 42 В змінний струм вища 110 В при постійному струмі.

Штучне заземлення це вертикально забиті в землю труби діаметром 50-60 мм і довжиною 2-2,5 м.

На рис.5.1 зображено розрахункову схему заземлення верстату.

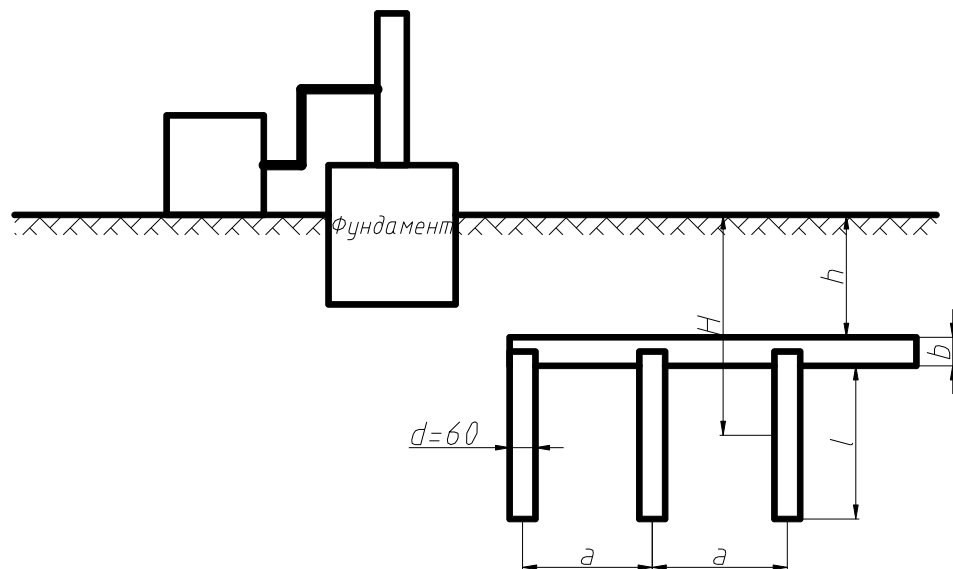


Рисунок 5.1 – Розрахункова схема заземлення верстату:

d - діаметр труби (стержня), $d = 60$ мм; H - глибина стержневого заземлювача нижче землі, $H = 1,6$ м; l - довжина стержня $l = 2$ м; b - ширина полоси,

$b = d/l = 30$ м; a - відстань між стержнями, $a = 2$ м; h - віддаль від полоси до поверхні землі, $h=0,6$ м.

1. Визначаємо опір одиничного вертикального заземлювача, заглибленого нижче рівня землі на $H = 1,6$ м.

$$R_{cmp} = \frac{\rho}{2\pi l} \left(\ln \frac{2l}{d} + 0,5l \ln \frac{4H+l}{4H-l} \right); \quad (5.1)$$

$$R_{cmp} = \frac{3 \cdot 10^2}{2 \cdot 3,14 \cdot 2} \left(\ln \frac{2 \cdot 2}{0,6} + 0,5 \cdot 2 \cdot \ln \frac{4 \cdot 1,6 + 2}{4 \cdot 1,6 - 2} \right) = 56 \text{ Ом.}$$

2. Визначаємо кількість заземлювачів.

$$n = \frac{R_{cmp}}{r\eta\eta_c}; \quad (5.2)$$

де r - нормована величина заземлення, $r = 4$ Ом;

η - коефіцієнт використання, $\eta = (0,56 - 0,78)$. Приймаємо $\eta = 0,75$;

η_c - коефіцієнт сезонності, $\eta_c = (0,5 - 0,6)$. Приймаємо $\eta_c = 0,55$.

$$n = \frac{56}{4 \cdot 0,75 \cdot 0,55} = 33,94.$$

Приймаємо $n = 34$ шт.

3. Визначаємо довжину полоси.

$$L = 1,05 \cdot a(n-1), \text{ м}; \quad (5.3)$$

де a - віддаль між стержнями, $a = 2$ м.

$$L = 1,05 \cdot 2(34-1) = 69,3 \text{ м.}$$

4. Визначаємо опір полоси:

$$r_{пол} = \frac{\rho}{2\pi l} \cdot \ln \frac{2L^2}{hb}; \quad (5.4)$$

$$r_{пол} = \frac{3 \cdot 10^2}{2 \cdot 3,14 \cdot 69,3} \ln \frac{2 \cdot 69,3^2}{0,6 \cdot 0,03} = 9,1 \text{ Ом};$$

$\rho = 3 \cdot 10^2$ Ом·м, питомий опір.

4. Визначаємо опір контуру заземлення

$$R_{кз} = \frac{R_{cmp} \cdot r_{пол}}{R_{стт} \cdot \eta_n + r_n \cdot \eta_{стт} \cdot n} \leq 4 \text{ Ом};$$

η_n - коефіцієнт використання полоси, приймаємо $\eta_n = 0,29$;

$\eta_{стт}$ - коефіцієнт використання заземлювачів, приймаємо $\eta_{стт} = 0,7$.

5.2 Виробниче середовище та умови праці

Сучасне матеріальне та інтелектуальне виробництво характеризується значною різноманітністю і виробниче середовище, в якому воно реалізується, має певні специфічні для кожного виробництва параметрами. З огляду на цю обставину в світі немає двох однакових виробничих середовищ, але є чинники, які визначають умови праці та її безпеку незалежно від конкретного виду діяльності. До таких узагальнених чинників відносять:

- мікроклімат закритих приміщень;
- чистоту повітря (забруднення повітря шкідливими речовинами, аерозолями та мікроорганізмами) закритих приміщень;
- освітлення закритих приміщень;
- шум у закритих приміщеннях;
- виробниче випромінювання (електромагнітні хвилі радіочастотного діапазону, ультрафіолетове, інфрачервоне, лазерне та рентгенівське випромінювання);
- пожежо- і вибухонебезпечні чинники.

Сукупність чинників виробничого середовища та трудового процесу, які впливають на здоров'я та працездатність людини в процесі її професійної діяльності, визначають умови праці. Всі умови праці за гігієнічною класифікацією поділяють на 4 класи:

- оптимальні умови праці – це такі умови праці, за яких шкідливі та небезпечні чинники відсутні і створюються передумови не тільки для збереження здоров'я працівників, а й для підтримання їх високої працездатності;
- допустимі умови праці – це такі умови, за яких наявні шкідливі та небезпечні чинники, але їх рівні не перевищують встановлених гігієнічних нормативів (гранично допустимих рівнів, гранично допустимих концентрацій тощо) для робочих місць, а можливі відхилення функціонального стану організму від нормального зникають за час регламентованого відпочинку і не викликають несприятливого впливу на здоров'я працівників та їх потомство;

– шкідливі умови праці – це такі умови, за яких рівні шкідливих і небезпечних чинників перевищують встановлені гігієнічні нормативи (граничнодопустимі рівні, граничнодопустимі концентрації тощо) і здатні чинити несприятливий вплив на організм працівників та їх потомства.

Залежно від перевищення гігієнічних нормативів та вираженості відхилень у стані організму працівників шкідливі умови своєю чергою поділяють на 4 ступені:

а) перший ступінь має такі перевищення рівнів небезпечних та шкідливих чинників гігієнічними нормативами, які викликають функціональні зміни, що виходять за межі фізіологічних коливань і найчастіше сприяють зростанню захворюваності з тимчасовою втратою працездатності;

б) другий ступінь характеризується такими перевищеннями рівнів небезпечних та шкідливих чинників над гігієнічними нормативами, які здатні викликати стійкі функціональні порушення та окремі ознаки професійної патології;

в) третій ступінь має такі перевищення рівнів небезпечних та шкідливих чинників над гігієнічними нормативами, які зумовлюють розвиток початкових стадій професійних захворювань;

г) четвертий ступінь характеризується такими перевищеннями рівнів небезпечних та шкідливих факторів над гігієнічними нормативами, які викликають розвиток яскраво виражених форм професійних захворювань;

– небезпечні (екстремальні) умови праці - це такі умови, за яких рівні шкідливих та небезпечних чинників є такими, що їхній вплив протягом робочої зміни (або ж її частини) створює високий ризик виникнення важких форм гострих професійних уражень, отруєнь, каліцтв, смерті. Утім, оптимальні умови праці - це той ідеал, до якого може тільки прагнути переважна більшість працівників, які звичайно, працюють у допустимих умовах праці. Сучасні досягнення науково-технічного прогресу ще не в змозі ліквідувати шкідливі умови праці, оскільки виробництво багатьох вкрай необхідних матеріалів здійснюється саме в таких умовах і частина працівників повинна в них

працювати. Для захисту таких працівників використовують засоби колективного та індивідуального захисту. До колективного захисту відносять засоби:

- нормування параметрів повітря (температури, вологості, швидкості переміщення, чистоти);
- нормування освітлення (рівня та рівномірності освітлення);
- захисту від шуму;
- захисту від виробничих випромінювань;
- захисту від ураження електричним струмом та статичною електрикою;
- захисту від механічних чинників;
- захисту від хімічних, пожежо-вибухонебезпечних та біологічних чинників.

Засоби індивідуального захисту використовують тільки в тих випадках, коли безпечні умови праці не можуть бути забезпечені конструкцією обладнання, організацією технологічних процесів та засобами колективного захисту. Засоби індивідуального захисту поділяють на засоби постійного (без них не можна працювати на робочому місці) та аварійного (на випадок аварії) користування. До них відносять:

- ізолюючі костюми, які забезпечують повну ізоляцію тіла людини від агресивного середовища;
- спеціальний одяг, який захищає від вологи, кислот, нафтопродуктів, органічних розчинників, радіоактивного забруднення, дії інфрачервоного та рентгенівського випромінювання, а також може мати сигнальне та загальне призначення;
- спеціальне взуття, яке має волого захисне, кислотно лужно захисне, термозахисне, діелектричне, антистатичне та загальне призначення;
- засоби захисту органів дихання, які запобігають попаданню шкідливих речовин із повітря в організм людини;
- засоби захисту від механічних ушкоджень та ураження електричним струмом;

- засоби захисту рук від механічних пошкоджень, термічних та хімічних опіків;
- засоби захисту очей;
- засоби захисту органів слуху;
- окремі запобіжні пристрої.

Наявність колективних та індивідуальних засобів захисту сама по собі не забезпечує безпечних умов праці. Важливе також є підвищення відповідальності працівників за особисту безпеку, неухильне виконання ними вимог технологічного регламенту та усвідомлене використання всіх засобів захисту.

5.3 Небезпечні фактори виробничого середовища та заходи щодо їх усунення

На основі аналізу умов праці визначаються шкідливі ділянки виробництва та розробляються заходи для попередження нещасних випадків та обмеження важкості їх наслідків. Внаслідок зношування деталей, неправильного використання, конструктивних дефектів, несправностей або незадовільного технічного стану машини, створюються шкідливі та небезпечні для життя робітників умови праці, що можуть призвести до виробничої травми або професійного захворювання. Важливо, щоб обслуговуючий персонал поряд з вивченням конструкції машини добре знав правила техніки безпеки і засоби захисту від дії несприятливих виробничих факторів.

Проаналізувавши всі небезпечні фактори для життя людини і розробку заходів для боротьби з ними та їх попередження, в конструкції пристосувань є ряд механізмів, які можуть призвести до травматизму.

По-перше це електродвигуни, розміщені на машині, ряд транспортерів, зокрема ланцюговий та пластинчастий. Також можуть бути причиною нещасного випадку пасові та ланцюгові передачі. Електродвигуни можуть стати причиною ураження електричним струмом. Транспортери можуть затягнути одяг робітника і тим самим призвести до травмування кінцівок.

Негативним фактором мікроклімату на робочому місці є шуми, вібрація, пил. Джерелами шуму та вібрації на пункті сушіння є працюючі машини, що приводяться від електродвигунів. Шум та вібрація як окремо так і разом негативно впливають на організм людини. Рівень шкідливої дії залежить від частоти, рівня, тривалості та регулярності їх дії. Особливе значення мають також індивідуальні властивості людини. Шум, діючи на центральну нервову систему, органи слуху та інші життєво важливі органи, викликає дратівливість, призводить до передчасної втоми, послаблення уваги, погіршується пам'ять і ін. З цих причин знижується продуктивність праці. Шкідлива дія вібрації виражається у виді підвищеної втоми, головного болю, появи блювання, відчуття тряски внутрішніх органів, їх розривах, болі в суглобах, зміни в роботі серцевої та серцево-судинної системи.

Вібрація може призвести до віброхвороби, серцевих захворювань та захворювань центральної нервової системи.

Пил потрапляє як у верхні так і у нижні ділянки органів дихання, викликаючи кашель, задуху.

З часом це може призвести до захворювань дихальної системи.

Для того, щоб уникнути ураження електричним струмом всі двигуни заземлюються згідно монтажною схемою.

Для запобігання виникненню нещасних випадків розробляють ряд спеціальних технічних і організаційних заходів.

Для того, щоб не було нещасного випадку пов'язаного із затягуванням одягу в обертові вузли, робітник повинен працювати тільки в застібнутому одязі. Рекомендується працювати в комбінезонах. Там, де це можливо, обертові вузли закривають захисними кожухами.

Для зменшення шуму необхідно раціонально розміщувати технологічне обладнання, машини та механізми, утворювати шумозахисні зони в місцях знаходження людей. В якості акустичних засобів захисту від шуму застосовують засоби звукоізоляції, засоби звукопоглинання. Застосовують також засоби

демпферування. Інколи застосовують засоби індивідуального захисту від шуму – протишумові вкладиші або навушники.

Для того, щоб зменшити забруднення людських органів пилом, застосовують вентиляційну та витяжні системи. У разі необхідності робітника оснащують респіратором та полезахисними окулярами. Для усунення нещасних випадків потрібно дотримуватись вимог правил безпеки:

- всі пасові, ланцюгові передачі, а також деталі, що обертаються повинні бути надійно закриті металевими кожухами жовтого кольору;

- технічне обслуговування, ремонт та регулювання проводити при вимкненому обладнанні і відключеному живленні електродвигунів;

- корпуси розмотувача та електродвигунів повинні бути надійно заземлені;

- до обслуговування приладів слід допускати осіб компетентних в даному виді обслуговування, що пройшли медичний огляд, інструктаж з техніки безпеки та навчались за програмою оператора розмотувача;

- кабелі та проводи електрообладнання розмотувача повинні бути прокладені в середині трубок з ізоляційного матеріалу не менше ніж на відстані 0,5 м від деталей, що нагріваються в процесі роботи машини.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В результаті виконання кваліфікаційної роботи розроблено проект дільниці ремонтного цеху для відновлення кулькової опори 1103-2304024 передньої підвіски автомобіля ЗАЗ 1103. Це дозволило отримати оптимальне для обраних дорожніх умов та стилю їзди демпфірування в підвісці, що більше задовольняє потреби споживача. Вищенаведене технічне рішення дозволило розширити діапазон застосування проектованого автомобіля в порівнянні з базовим, що у більшій мірі задовольняє потреби споживача. Змінне демпфіруванням значно розширює функціональний діапазон застосування автомобіля, має велике значення точки зору комфортабельності та безпеки - зменшуються вібраційні навантаження, які безпосередньо впливають на водія, пасажирів та перевезений вантаж, а це приводить до зниження стомлюваності, та до підвищення активної безпеки.

Також, у даній роботі зроблено такі розрахунки: тяговий розрахунок, розрахунок передньої підвіски, розрахунок пристосувань для виконання зборки важеля передньої підвіски, а також техніко-економічне обґрунтування проектованого автомобіля, технологічний процес складання передньої підвіски базується, на виконанні робіт з організації виробництва, охорони праці й безпеки в надзвичайних ситуаціях .

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Автомобильные эксплуатационные материалы: Учеб. для вузов/Л.С. Васильева - М.: Наука-Пресс, 2003. - 421 с.
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора - машиностроителя: В 3-х томах - 9-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 2006. – 968 с.
3. Басаков М. И. Охрана труда (безопасность жизнедеятельности в условиях производства): Учебно-практическое пособие. - М.: ИКЦ «МАрТ», 2003. - 400 с.
4. Безопасность жизнедеятельности: Учебник. / Под ред. Белова С.В. 7-е изд. - М.: Высшая школа, 2007. - 443 с.
5. Беляев Н. М. Сопротивление материалов: М.: Главная редакция физико-математической литературы изд-ва «Наука». 1979. - 608 с.
6. Богданов В.Н., Малежик И.Ф. и др. Справочное руководство по черчению. - М.: Машиностроение, 1989. - 864 с.
7. Вильнер Я.М. Ковалев Я.Т. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. - Минск. «Высшая школа», 1976. - 416 с.
8. Жилов Ю.Д., Куценко Г.И. Справочник по медицине труда и экологии. - 2-е изд., прераб. и доп. –М.: Высшая шкала. 1995. - 175 с.
9. Зотов Б.И., Курдюмов В.И. Безопасность жизнедеятельности на производстве. - 2-е изд., перераб. И доп. - М.: Колос, 2003. - 423 с.
10. Иванов М.И. Детали машин, пятое издание, переработанное - М.: Высшая школа, 1991. - 460 с.
11. Межотраслевые пропила по охране труда на автомобильном транспорте: ПОТ Р М-027-2003.

12. Мизинов В.Н. Чманский В.М. Научная организация труда и управление на автотранспортных предприятиях. М.: Транспорт, 1974. - 170 с.
13. Напольский Г.М. Технологическое проектирование АТП и СТО. - М.: Транспорт, 1993. -272с.
14. ОНТП - 01 - 91. Общесоюзные нормы технологического проектирования предприятий автомобильного транспорта. - М.: Гипроавтотранс, 1991. - 188 с.
15. Писаренко Г.С. и др. Справочник по сопротивлению материалов - Киев, изд-во «Наукода думка», 1975. - 704 с.
16. Пономарев В.М. Методические указания к выполнению дипломного проекта для студентов специальности 150200: г. Чайковский: ЧТИ (филиал) ИжГТУ., 2002 - 55с.
17. Пономарев В.М., Горбунова О.И. Методические указания. Оформление пояснительной записки и графической части курсовых и дипломных проектов (для специальности 150200): г. Чайковский: ЧТИ (филиал) ИжГТУ., 2003. - 99 с.
18. Решетов Д.Н. Детали машин учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. - 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1989. - 496 с.
19. Российская автотранспортная энциклопедия. В 3-х т./ Под ред. В.Н. Луконина - 3-е изд. - М.: Просвещение, 2001.
20. Сергеев И.В. Экономика предприятия. - 2-е изд. - М.: Финансы и статистика, 2002. -304 с.
21. Техническая эксплуатация автомобилей. - Под ред. Е.С. Кузнецова. - 4-е изд. - М. Наука, 2001. - 535 с.
22. Устройство, техническое обслуживание и ремонт автомобилей учеб./ Ю.И. Боровских, Ю.В. Буралев и др. - М.: - Высшая школа, Академия. 1997 - 528 с.
23. Шейблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. - М.: Высшая школа. 1991. - 32 с.