

Є. В. Смирнов, В. О. Огневий, Д. В. Борисюк

**АВТОМОБІЛІ
КУРСОВЕ ПРОЄКТУВАННЯ**



Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

**АВТОМОБІЛІ
КУРСОВЕ ПРОЄКТУВАННЯ**

**Електронний навчальний посібник
комбінованого (локального та мережного) використання**

Вінниця
ВНТУ
2023

УДК 629.33 (075.8)
C50

Рекомендовано до видання Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол № 6 від 19 січня 2023 р.)

Рецензенти:

В. Ф. Анісімов, доктор технічних наук, професор
В. А. Макаров, доктор технічних наук, професор
А. П. Поляков, доктор технічних наук, професор
Д. Х. Штофель, кандидат технічних наук, доцент

Смирнов, Є. В.
C50 Автомобілі. Курсове проектування : електронний навчальний посібник комбінованого (локального та мережного) використання [Електронний ресурс] / Смирнов Є. В., Огневий В. О., Борисюк Д. В. – Вінниця : ВНТУ, 2023.– 154 с.

В навчальному посібнику наведено теоретичні основи та методика виконання курсової роботи з дисципліни «Автомобілі». Навчальний посібник стане в нагоді студентам при вивченні дисципліни, під час виконання курсової роботи та підготовки до практичних занять.

Навчальний посібник призначений для студентів спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» всіх форм навчання.

УДК 629.33 (075.8)

© ВНТУ, 2023

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1 СТРУКТУРА ТА ЗМІСТ КУРСОВОЇ РОБОТИ	6
1.1 Мета та задачі курсової роботи	6
1.2 Короткий зміст курсової роботи.....	6
1.3 Типова структура курсової роботи.....	7
2 ВИБІР І ОБҐРУНТОВУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ АВТОМОБІЛЯ.....	9
2.1 Аналіз існуючого типу автомобілів за призначенням	9
2.2 Визначення параметрів маси.....	12
2.3 Визначення кількості осей автомобіля	13
2.4 Уточнення компонування і вагових навантажень на осі автомобіля	15
3 ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК І ВИЗНАЧЕННЯ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛЯ	17
3.1 Визначення вихідних даних	17
3.1.1 Динамічний радіус колеса.....	17
3.1.2 Механічний ККД трансмісії.....	17
3.1.3 Фактор обтічності.....	18
3.2 Визначення потужності двигуна і побудова його зовнішньої швидкісної характеристики.....	19
3.3 Визначення передаточних чисел трансмісії автомобіля	21
3.4 Визначення тягово-швидкісних властивостей автомобіля	27
3.4.1 Побудова графіка силового балансу, динамічної характеристики і графіка прискорень автомобіля	27
3.4.2 Побудова графіків часу і шляху розгону автомобіля	29
4 ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ СПРОЄКТОВАНОГО АВТОМОБІЛЯ.....	34
4.1 Побудова паливно-економічної характеристики автомобіля.....	34
4.2 Гальмівні властивості автомобіля	36
4.3 Стійкість автомобіля.....	37
4.4 Керованість автомобіля	39
4.5 Плавність ходу автомобіля.....	40
5 РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ОКРЕМОГО ВУЗЛА АВТОМОБІЛЯ	42
5.1 Трансмісія	42
5.1.1 Зчеплення	43
5.1.2 Коробка передач	53
5.1.3 Карданна передача	67
5.1.4 Головна передача	73
5.1.5 Диференціал.....	81
5.1.6 Привод ведучих коліс	87
5.1.7 Особливості розрахунку роздавальних коробок.....	91

5.2	Ходова частина автомобіля	93
5.2.1	Мости автомобіля.....	93
5.2.2	Підвіска автомобіля	102
5.3	Розрахунок систем керування автомобілем	113
5.3.1	Гальмівне керування	113
5.3.2	Рульове керування.....	120
6	ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ ТА ПОРЯДОК ЗАХИСТУ КУРСОВОЇ РОБОТИ	133
6.1	Вимоги до оформлення пояснювальної записки	133
6.1.1	Загальні правила	133
6.1.2	Вимоги до оформлення розділів та підрозділів	133
6.1.3	Правила написання тексту	135
6.1.4	Оформлення формул.....	136
6.1.5	Оформлення ілюстрацій	137
6.1.6	Оформлення таблиць	138
6.1.7	Оформлення змісту	140
6.1.8	Перелік літературних джерел	141
6.1.9	Додатки.....	142
6.2	Обов'язки студента	142
6.3	Порядок захисту курсової роботи	143
	ГЛОСАРІЙ.....	146
	ЛІТЕРАТУРА.....	150
	Додаток А Приклад титульного аркуша	151
	Додаток Б Приклад індивідуального завдання	152

ВСТУП

Основною метою курсової роботи з дисципліни «Автомобілі» є закріплення знань студентів з теорії і конструкції автомобілів, набутті практичних навичок у визначенні показників експлуатаційних властивостей транспортних засобів, оцінюванні досконалості конструкції механізмів і систем автомобіля та їх розрахунку.

Студент, який виконує курсову роботу з дисципліни «Автомобілі», отримує теоретичні знання та практичні навички в сфері теорії та конструкції автомобілів, що забезпечують йому можливість ефективного використання сучасного рухомого складу на автомобільному транспорті. Він отримує уявлення про сучасний стан і тенденції розвитку конструкції автомобілів, знання експлуатаційних властивостей автомобілів допомагають вибрати рухомий склад, який найкращим чином відповідає умовам перевезень, а знання робочих процесів та елементів розрахунку вузлів і систем автомобіля дозволяють визначити завантаженість окремих елементів, прогнозувати їхню надійність, розробляти оптимальні методи технічного обслуговування та ремонту автомобілів.

Метою даного навчального посібника є формування у студентів системи наукових уявлень, які забезпечують глибоке розуміння конструкції автомобілів, надання теоретичної й методичної інформації, яка необхідна при тяговому розрахунку автомобіля, визначенні його експлуатаційних властивостей, визначенні параметрів робочих процесів окремих вузлів і систем автомобіля та їх розрахунку.

Виконання курсової роботи дозволяє студентам показати на практиці такі компетентності в галузі автомобільного транспорту, як здатність використовувати у професійній діяльності знання з основ конструкції, експлуатаційних властивостей, робочих процесів і основ розрахунку автомобільних транспортних засобів, та здатність аналізувати техніко-експлуатаційні показники автомобільних транспортних засобів, їх систем та елементів (з метою виявлення та усунення негативних чинників), а також підвищення ефективності їх використання.

1 СТРУКТУРА ТА ЗМІСТ КУРСОВОЇ РОБОТИ

1.1 Мета та задачі курсової роботи

Навчальний посібник до виконання курсової роботи (КР) з дисципліни «Автомобілі» для студентів спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» містить загальну структуру розробок, вимоги до оформлення, відомості про послідовність виконання розділів роботи.

Курсова робота має на меті:

- розвиток у студентів навичок самостійної творчої роботи;
- систематизацію, закріплення та розширення теоретичних і практичних знань з дисципліни «Автомобілі»;
- набуття практичних навичок аналізу конструкції автомобілів;
- оволодіння сучасними методами виконання тягового розрахунку автомобіля та розрахунків показників його експлуатаційних властивостей;
- оволодіння сучасними методами розрахунку конструкції агрегатів, вузлів і систем автомобілів.

Задачі, які вирішуються при виконанні роботи:

- закріплення знань з конструкції автомобілів;
- розвиток навичок аналізу конструкцій агрегатів, вузлів і систем автомобілів;
- реалізація вміння виконання тягового розрахунку автомобіля та розрахунку показників експлуатаційних властивостей;
- реалізація вміння проводити розрахунки окремих агрегатів, вузлів і систем автомобілів.

1.2 Короткий зміст курсової роботи

Завдання на курсову роботу (КР) видається індивідуально кожному студенту і містить такі вихідні дані:

- автомобіль-прототип, на основі якого вибираються базові параметри;
- максимальна швидкість $V_{a \max}$, км/год.;
- коефіцієнт опору дороги при максимальній швидкості ψ ;
- назва вузла автомобіля, для якого виконується поглиблена розробка.

На основі вихідних даних до курсової роботи виконується обґрунтування основних параметрів автомобіля, що розробляється, виконується його тяговий розрахунок та розраховуються експлуатаційні властивості. У спеціальній частині КР виконується поглиблена розробка вузла (системи) автомобіля відповідно до завдання на КР.

Розрахунково-пояснювальна записка містить: обґрунтування вихідних даних та компоувальної схеми автомобіля, тяговий розрахунок автомобіля та визначення показників його тягово-швидкісних властивостей, паливної економічності, гальмівних властивостей, стійкості, керованості і плавності

ходу, поглиблену розробку окремого вузла (системи) автомобіля. В розрахунково-пояснювальній записці мають бути наведені всі необхідні графіки та схеми. Обсяг основної частини складає 30–40 сторінок.

В спеціальній частині, при розробці конструкції окремого вузла, потрібно опрацьовувати декілька варіантів компоновання даного вузла, які використовуються як на автомобілі-прототипі, так і на його аналогах, а на основі аналізу альтернативних конструктивних рішень виконати обґрунтування прийнятого варіанта.

КР виконується відповідно до завдання і графіка роботи, виданого керівником роботи. Завдання на курсову роботу складається викладачем – керівником роботи і затверджується завідувачем кафедри.

1.3 Типова структура курсової роботи

Структура пояснювальної записки

Титульний аркуш (Зразок титульного аркуша наведено в додатку А)

Завдання на курсову роботу затверджене завідувачем кафедри. (Зразок індивідуального завдання наведено в додатку Б)

ЗМІСТ

ВСТУП (наводиться актуальність, мета й задачі КР)

1 ВИБІР І ОБґРУНТОВУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ АВТОМОБІЛЯ

1.1 Аналіз існуючого типу автомобілів за призначенням:

- аналіз параметрів автомобіля-прототипу і його найближчих аналогів;
- аналіз конструкції та компоновання автомобіля-прототипу;
- обґрунтування вибору основних параметрів автомобіля, що розробляється

1.2 Визначення параметрів маси автомобіля

1.3 Визначення кількості осей автомобіля

1.4 Уточнення компоновання і вагових навантажень на осі автомобіля:

- на основі попередніх аналізу та розрахунків розробляється остаточна компоновальна схема автомобіля;
- визначення навантажень на осі автомобіля

2 ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК І ВИЗНАЧЕННЯ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛЯ

2.1 Визначення вихідних даних

2.1.1 Динамічний радіус колеса

2.1.2 Механічний ККД трансмісії

2.1.3 Фактор обтічності

2.2 Визначення потужності двигуна і побудова його зовнішньої швидкісної характеристики

2.3 Визначення передаточних чисел трансмісії автомобіля

У випадку використання трансмісій інших типів зміст даного підрозділу та низки наступних узгоджується з керівником курсової роботи.

2.4 Визначення тягово-швидкісних властивостей автомобіля

2.4.1 Побудова графіка силового балансу, динамічної характеристики і графіка прискорень автомобіля

2.4.2 Побудова графіків часу і шляху розгону автомобіля

3 *ВИЗНАЧЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛЯ*

3.1 Паливно-економічна характеристика автомобіля

3.2 Гальмівні властивості автомобіля

3.3 Стійкість автомобіля

3.4 Керованість автомобіля

3.5 Плавність ходу автомобіля

4 *РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ОКРЕМОГО ВУЗЛА АВТОМОБІЛЯ (ПОТРІБНО ВКАЗУВАТИ НАЗВУ ВУЗЛА, СИСТЕМИ АВТОМОБІЛЯ)*

4.1 Призначення, вимоги та класифікація існуючих елементів розроблюваної конструкції (потрібно вказувати назву вузла, системи автомобіля)

4.2 Розробка структурної, кінематичної схеми:

- виконується розробка схем вузла (системи) автомобіля відповідно до вимог і потреб, які висвітлені вище;

- залежно від вимог розробляються: обов'язково структурна та/або кінематична схеми; додатково: гідравлічна, електрична та інші схеми

4.3 Розрахунок конструкції:

- виконуються розрахунки з визначення основних параметрів вузла (системи) автомобіля

Розрахунки виконуються за методиками, які вивчаються згідно з програмою дисципліни «Автомобілі», так і з поданими у відповідних базових дисциплінах, що їх вивчали студенти: «Теорія механізмів і деталі машин», «Опір матеріалів», «Технологія конструкційних матеріалів та матеріалознавство» тощо

ВИСНОВКИ

У висновках наводяться результати порівняння основних параметрів розробленого автомобіля та автомобіля-прототипу

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

ДОДАТКИ (за необхідності)

2 ВИБІР І ОБҐРУНТОВУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ АВТОМОБІЛЯ

Вихідні дані на курсову роботу потрібно проаналізувати і, за необхідності, уточнити. На основі даних для проектування автомобіля описати умови його експлуатації і розробити основні вимоги, яким має відповідати конструкція автомобіля.

Розробка компоновальної схеми автомобіля охоплює визначення параметрів маси автомобіля (автопоїзда), визначення кількості осей і колісної формули, уточнення компоновальної схеми і навантажень на осі.

2.1 Аналіз існуючого типу автомобілів за призначенням

Аналіз вихідних даних та обґрунтування основних параметрів автомобіля доцільно почати з аналізу основних показників техніко-експлуатаційних якостей автомобіля-прототипу та 2–3 його найближчих аналогів. Результати порівняння доцільно звести до таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Параметри, що характеризують техніко-експлуатаційні якості прототипу та найближчих аналогів

Параметри	Прототип та найближчі аналоги (модель АТЗ)			
	1	2	3	4
1	2	3	4	5
1. Вид авто				
2. Компоновальна схема				
3. Максимальна маса вантажу, що перевозиться, кг				
4. Споряджена маса m_0 , кг				
5. Повна маса m_a , кг				
6. Максимальна швидкість V_{max} , км/год				
7. Час розгону з місця до 60 (100) км/год				
8. Максимальна потужність двигуна N_{max} , кВт				
9. Частота обертання колінчастого вала при максимальній потужності N_{max} , об/хв				
10. Максимальний момент M_{emax} , Нм				
11. Частота обертання колінчастого вала двигуна при максимальному моменті N_m , об/хв				
12. Зчеплення				

Продовження таблиці 2.1

1	2	3	4	5
13. Коробка передач				
14. Додаткова коробка				
15. Головна передача				
16. Передаточні числа коробки передач $U_{K1}-U_{Kn}$				
17. Передаточне число додаткової коробки				
18. Передаточне число головної передачі				
19. Число осей з них ведучих				
20. Розмір шин				
21. Статичний радіус колеса з навантаженням r_c , м				
22. Габаритна висота H , м				
23. База L , м				
24. Коля передніх коліс B				
25. Коефіцієнт опору повітря K_w , $Нс^2/м^4$				
26. Коефіцієнт корисної дії трансмісії				

Також потрібно навести та проаналізувати компоувальну схему трансмісій автомобіля. Приклад кінематичної схеми трансмісії наведено на рис. 2.1.

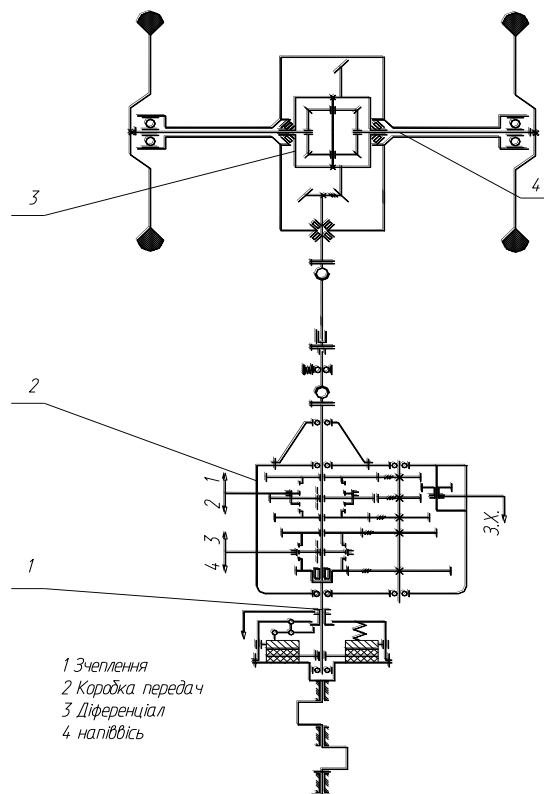


Рисунок 2.1 – Кінематична схема трансмісії

За результатами аналізу техніко-експлуатаційних характеристик автомобіля-прототипу та його найближчих аналогів визначають, в основному, потребу спеціалізації проєктованого автомобіля шляхом пристосування до перевезень вантажів певних видів або (та) шляхом забезпечення пристосованості його до пересування у специфічних дорожніх умовах. На цьому етапі потрібно вибрати тип кузова, наприклад, для вантажного автомобіля – бортову платформу, що не перекидається, або самоскидний кузов, цистерну чи фургон, визначити потребу встановлення тента, а також вирішити потребу в укомплектуванні автомобіля агрегатами та пристроями для підвищення прохідності.

Умовами експлуатації автомобіля є сукупність незалежних факторів, які визначають його конструктивні особливості, механіку руху та економічність. Основні з цих факторів можна поділити на три групи: транспортні, дорожні, природно-кліматичні.

Транспортні умови характеризуються дальністю та тривалістю доставки об'єктів, що перевозяться (вантажів або пасажирів); режимом роботи; механічними, фізичними, геометричними та економічними характеристиками об'єктів перевезень (наприклад, видом вантажу, що перевозиться, розмірами його упаковки та ін.); способами завантаження і розвантаження; кваліфікацією водія; умовами зберігання автомобіля; умовами технічного обслуговування та ремонту (кваліфікацією обслуговувального персоналу та ін.).

Дорожні умови характеризуються параметрами місцевості, в якій експлуатується автомобіль; параметрами опорної поверхні, по якій він рухається; стабільністю стану опорної поверхні; міцністю мостів; інтенсивністю та організацією руху. Деякі параметри дорожніх умов (ті, якими визначається якість опорної поверхні) будуть використані при виконанні тягового розрахунку автомобіля, оцінюванні його експлуатаційних властивостей та при проєктуванні окремих елементів автомобіля. Це геометричні параметри, тобто параметри профілю опорної поверхні (кути підйомів або спусків, косогорів або віражів, радіуси заокруглень дороги) та її фізико-механічні характеристики (коефіцієнт опору коченню та коефіцієнт зчеплення). Рекомендовані для розрахунків значення цих параметрів наводяться у відповідних розділах методичних вказівок, зокрема у завданні.

Кліматичні умови характеризуються температурою (наприклад, мінімальною, максимальною та середньою у найбільш спекотні та холодні місяці року), вологістю, тиском та розрідженням повітря; тривалістю зимового періоду; агресивністю навколишнього середовища та ін.

Взагалі можливі найрізноманітніші поєднання факторів, які визначають умови експлуатації автомобілів, тому автомобілі проєктують для найбільш розповсюджених поєднань цих факторів.

2.2 Визначення параметрів маси

Власну масу вантажного автомобіля визначають на основі статистичної обробки параметрів мас існуючих автомобілів даного типу з урахуванням факторів, які можуть вплинути на вибір маси.

Власну масу вантажного автомобіля визначають із співвідношення:

$$M_o = M_g \cdot q, \quad (2.1)$$

де M_g – вантажопідйомність автомобіля, т;

q – коефіцієнт тари.

Орієнтовні значення коефіцієнта тари неповноприводних автомобілів з колісними формулами 4×2 і 6×4 можна знайти, використовуючи графік залежності $q = f(M_g)$ (рис. 2.2).

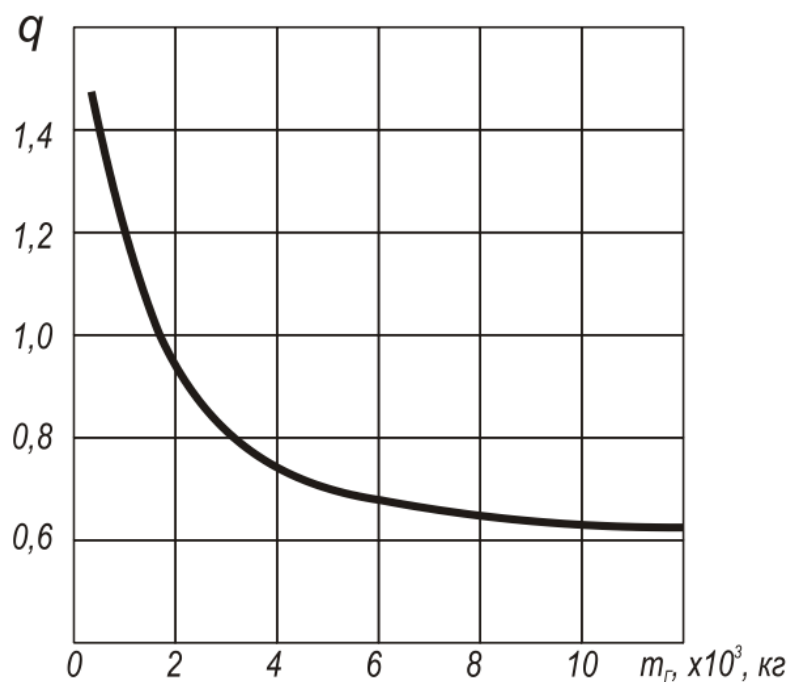


Рисунок 2.2 – Залежність коефіцієнта q від вантажопідйомності

Враховуючи дані технічних характеристик повнопривідних вантажних автомобілів, автопоїздів, орієнтовні значення коефіцієнта q можна визначити за табл. 2.2–2.3.

Таблиця 2.2 – Орієнтовні значення коефіцієнта тари q для повнопривідних автомобілів

Колісна формула	4×4	6×6	8×8
q	1,6...1,7	1,4...1,5	1,3...1,4

Таблиця 2.3 – Орієнтовні значення коефіцієнта тари q для сідлових і причіпних автопоїздів загального призначення

Тягач 4×4, 6×6	M_6	6	8	10	12
	Q	1,0	0,95	0,9	0,85
Тягач 4×2, 6×4	M_6	7...13	14...20	23...26	34...48
	Q	0,9...0,8	0,75...0,68	0,65	0,6...0,5

Власна маса легкових автомобілів визначається залежно від робочого об'єму двигуна, а власна маса автобусів – залежно від їх довжини та призначення, на основі даних їх технічних характеристик.

Повна маса автомобіля визначається з виразів:

- вантажного автомобіля

$$M_a = M_o + M_6; \quad (2.2)$$

- легкового автомобіля, автобуса

$$M_a = M_o + M_{6л} + M_n; \quad (2.3)$$

де M_6 – маса вантажу, т;

$M_{6л} = 10n$ – маса вантажу (багажу) легкового автомобіля, кг;

$M_n = 75n$ – маса пасажирів (разом з водієм), кг;

n – кількість пасажирів.

2.3 Визначення кількості осей автомобіля

Розподіл навантаження по мостах необхідно визначити для підбору шин, а також для визначення максимально можливої по зчепленню тягової сили, величина якої використовується для вибору передаточного числа нижчої передачі трансмісії. Для вантажних автомобілів розподіл навантажень між мостами залежить, головним чином, від того, для яких доріг вони призначені.

При цьому, перш за все, виходять із урахування єдиних норм вагових обмежень для вантажних автомобілів, автопоїздів і автобусів, зумовлених міцністю дорожніх покриттів, передбачених відповідними дорожніми стандартами (табл. 2.4).

Таблиця 2.4 – Допустимі осьові навантаження для автомобілів, автопоїздів і автобусів, кН

Вісь, тип автомобіля	Група доріг	
	А	Б
1	2	3
Одинарна некерована	100	60
Одинарна керована (орієнтовно)	60	45

Продовження таблиці 2.4

1	2	3
Одинарна некерована:		
- автомобілів-самоскидів, виготовлених на базі двовісних автомобілів	-	65
- автобусів	-	70
Спарені при відстані між ними, м:		
- 1,0...1,24	70	45
- 1,25...1,39	80	50
- 1,4...2,5	90	55
> 2,5	100	60

Враховуючи те, що більшість доріг нашої країни належить до категорії Б, автомобіль, що проектується, має відповідати цим вимогам. Тоді кількість осей можна визначити з виразу:

$$n = \frac{G_a - k \cdot G_k}{G_o} + k, \quad (2.4)$$

де k – кількість керованих осей;

G_k – вагове навантаження на керовану вісь;

G_o – допустиме вагове навантаження на некеровану вісь в залежності від типу автомобіля, групи доріг і відстані між осями.

При виборі кількості ведучих осей потрібно також враховувати, що при їх мінімальній кількості спрощується трансмісія автомобіля і збільшується її механічний ККД.

Мінімальну кількість ведучих осей n_{bmin} визначають із умови можливості усталеного руху автомобіля при мінімальній швидкості в заданих дорожніх умовах за зчепленням

$$n_{bmin} \geq \frac{G_a \cdot \psi_{max}}{m_{зр} \cdot G_o \cdot \varphi_{розр}}, \quad (2.5)$$

де $G_a = M_a \cdot g$ – сила тяжіння автомобіля;

g – прискорення вільного падіння;

$m_{зр}$ – коефіцієнт зміни нормальної реакції дороги на ведучі колеса автомобіля при русі в тяговому режимі;

ψ_{max} – коефіцієнт сумарного опору дороги (максимальне значення для заданих дорожніх умов) $\psi_{max} = (f+i)_{max}$, де f – коефіцієнт опору коченню; i – коефіцієнт поздовжнього ухилу дороги);

$$m_{зр} = 1 / (1 - 0,3 \varphi_{розр}), \quad (2.6)$$

де $\varphi_{розр}$ – коефіцієнт зчеплення ведучих коліс з полотном дороги в несприятливих умовах ($\varphi_{розр} = 0,15...0,4$).

Величину ψ_{max} вибирають із табл. 2.5.

Таблиця 2.5 – Орієнтовні значення коефіцієнтів f , ψ_{max} і ухилів i

Показник	Категорія дороги				
	I	II	III	IV	V
Середній коефіцієнт опору коченню, f	0,012	0,012	0,012* (0,015)	0,020	0,03...0,05
Найбільші поздовжні ухили, i	0,03 (0,04... 0,06)	0,04 (0,05... 0,07)	0,05 (0,06... 0,08)	0,06 (0,07... 0,09)	0,07 (0,09... 0,1)
ψ_{max}	0,072	0,082	0,095	0,110	0,150

Примітки:

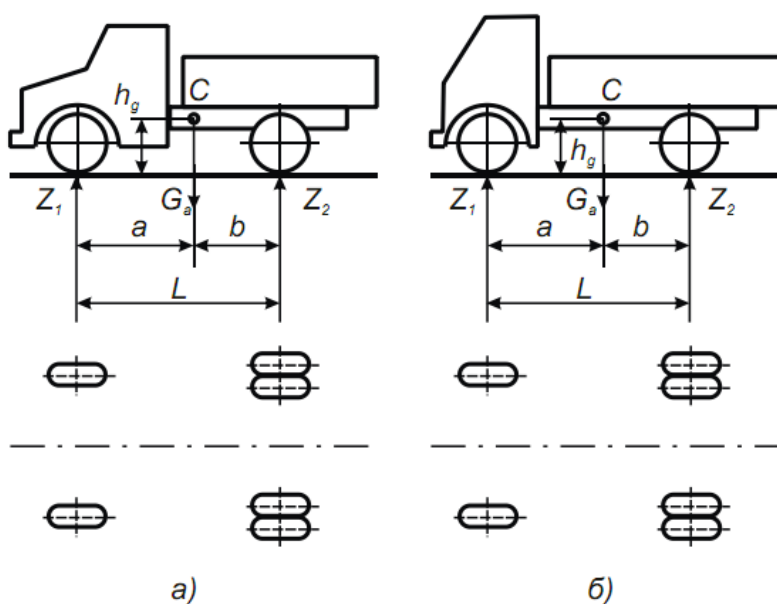
* – дані для капітальних покриттів;

(...) – дані для важких ділянок в пересіченій і гірській місцевостях.

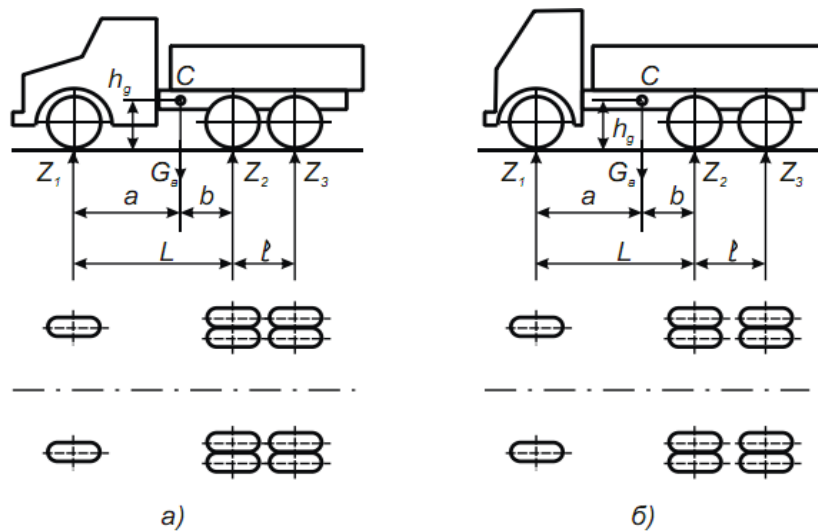
2.4 Уточнення компоновання і вагових навантажень на осі автомобіля

Розробка компоувальної схеми автомобіля містить оптимізацію взаємного розміщення кабіни, двигуна і кузова (багажника), виходячи з цільового призначення і умов експлуатації автомобіля, що проектується.

Типові компоувальні схеми автомобілів наведені на рис. 2.2–2.3.



а) – з кабіною за двигуном; б) – з кабіною над двигуном
Рисунок 2.2 –Компоувальні схеми двоосних автомобілів



а) – з кабіною за двигуном; б) – з кабіною над двигуном
 Рисунок 2.3 – Компонувальні схеми тривісних автомобілів

Засновуючись на вибраній компоновальній схемі автомобіля і даних технічних характеристик існуючих конструкцій, визначають навантаження на осі автомобіля, що проектується, виходячи з нижченаведеного:

- для легкових автомобілів: $G_2 = (0,53 \dots 0,55) G_a$;
- для двовісних вантажних автомобілів:
 - $G_2 = (0,70 \dots 0,75) G_a$ (задні колеса – двоскатні);
 - $G_2 = (0,53 \dots 0,57) G_a$ (задні колеса – односкатні);
- для тривісних вантажних автомобілів:
 - $(G_2 + G_3) = (0,75 \dots 0,78) G_a$ (колісна формула 6×4);
 - $(G_2 + G_3) = (0,68 \dots 0,74) G_a$ (колісна формула 6×6).

При використанні балансірної підвіски задніх коліс тривісних автомобілів приймають $G_2 = G_3$. Автомобілі з колісними формулами 4×4, 6×6, 8×8, як правило, мають односкатні колеса.

Висоту центра мас h_g приймають:

- для вантажних автомобілів $h_g = 0,9 \dots 1,1$ м;
- для легкових автомобілів $h_g = 0,7 \dots 0,8$ м.

Величини поздовжньої L і поперечної B баз автомобіля приймають з урахуванням параметрів існуючих конструкцій. Відстані від центра мас до осей коліс автомобіля визначають із виразів:

- для двовісних автомобілів:

$$A = G_2 L / G_a; \quad (2.7)$$

- для тривісних автомобілів з ресорно-балансируною підвіскою:

$$a = (G_2 + G_3)(L + 0,5l) / G_a; \quad (2.8)$$

$$b = L - a. \quad (2.9)$$

3 ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК І ВИЗНАЧЕННЯ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛЯ

3.1 Визначення вихідних даних

3.1.1 Динамічний радіус колеса

Динамічний радіус колеса визначають після вибору шин. В свою чергу, шини проектованого автомобіля вибирають за умови роботоздатності найбільш навантаженої шини.

Навантаження на шину визначають за залежністю

$$G_{ш} = G_i/n, \quad (3.1)$$

де G_i – навантаження на міст;

n – число коліс моста (з односкатними шинами $n = 2$, з двоскатними – $n = 4$).

Для більшої достовірності потрібно визначити $G_{ш}$ на всіх мостах, і за більшим з них вибирають шини потрібного розміру і призначення. Підбирають шини, спираючись на отримані величини навантажень на колеса кожної осі автомобіля за ГОСТ 5513-86, ГОСТ 4754-80 чи за іншими інтернет-виданнями або каталогами.

В розрахунково-пояснювальну записку вносять такі дані про шину: позначення, тип рисунка протектора, кількість шарів корду, розміри при максимальному значенні тиску, максимально допустиме навантаження, допустиму швидкість і статичний радіус r_c .

Динамічний радіус коліс r_d для спрощення розрахунків прирівнюють до статичного $r_d = r_{cm}$. Тоді для вибраного типу шин динамічний радіус колеса визначається таким чином

$$r_d = d/2 + b(1 - \lambda), \quad (3.2)$$

де d – внутрішній діаметр шини (діаметр обода), м;

b – висота профілю шини, м;

λ – коефіцієнт деформації шини, який може бути для шини середнього й низького тиску в межах $\lambda = 0,09 \dots 0,14$.

3.1.2 Механічний ККД трансмісії

Механічний коефіцієнт корисної дії трансмісії залежить від кількості і властивостей її елементів:

- k – кількість пар циліндричних шестерень, через які передається крутний момент на певній передачі;

- l – кількість пар конічних гіпоїдних шестерень;

- m – кількість карданних шарнірів;

- p – кількість шліцьових з'єднань у трансмісії.

Числове значення ККД механічної трансмісії η_T дорівнює

$$\eta_M = 0,98^k \cdot 0,97^l \cdot 0,995^m \cdot 0,999^p. \quad (3.3)$$

Втратами енергії в підшипниках агрегатів трансмісії нехтуємо.

Для визначення η_M потрібно накреслити кінематичну схему трансмісії.

3.1.3 Фактор обтічності

Орієнтовні значення фактора обтічності $W = KF$ (де K – коефіцієнт обтічності автомобіля $\text{H}\cdot\text{c}^2/\text{M}^4$; F – площа проекції автомобіля на площину, перпендикулярну до його поздовжньої осі, M^2). При попередніх розрахунках значення фактора обтічності можна вибирати з табл. 3.1

Таблиця 3.1 – Орієнтовні значення фактора обтічності W

Тип автомобіля	$W, \text{H}\cdot\text{c}^2/\text{M}^2$
Легкові автомобілі: - особливо малого класу	0,5...0,6
- малого класу	0,6...0,7
- середнього класу	0,75...0,85
- великого класу	0,85...0,95
Вантажні автомобілі вантажопідйомністю:	
- до 1 т	1,2...1,5
- 1,1...2,5 т	1,6...2,0
- 2,6...4,0 т	2,1...2,8
- понад 4 т	2,9...3,5
Автопоїзди причіпні:	
- тягач з кузовом-фургоном і причепом-фургоном	3,9...4,0
- тягач з бортовою платформою і бортовим причепом	4,3...4,4
Сідельні автопоїзди:	
- тягач 4×2 з напівпричепом-фургоном	3,4...3,5
- тягач 6×4 з напівпричепом-фургоном	4,2...4,4
Автобуси з кузовом вагонного типу середньої і великої пасажиромісткості	2,9...3,6

При виборі значення W потрібно пояснити, за рахунок яких заходів його значення знижено порівняно з існуючими конструкціями.

3.2 Визначення потужності двигуна і побудова його зовнішньої швидкісної характеристики

Розрахунок починають з визначення потужності двигуна N_{ev} , потрібної для забезпечення руху з заданою в завданні на курсовий проєкт максимальною швидкістю V_{max} .

Оскільки при $V_{max} j_a = 0$, то, користуючись рівнянням потужнісного балансу, визначимо

$$N_{ev} = V_{\max} \cdot (G_a \cdot \psi_v + W \cdot V_{\max}^2) / (1000 \cdot \eta_M), \text{ [кВт]}, \quad (3.4)$$

де V_{\max} – максимальна швидкість автомобіля, м/с;

G_a – сила тяжіння від повної маси автомобіля, Н;

ψ_v – коефіцієнт опору дороги при максимальній швидкості автомобіля;

W – фактор обтічності, Нс²/м²;

η_M – механічний ККД трансмісії.

Потужність N_{ev} відповідає частоті обертання колінчастого вала двигуна ω_v , при якій швидкість руху автомобіля буде максимальною.

Оскільки дизельні двигуни обладнуються регуляторами, що підтримують максимальну частоту обертання колінчастого вала двигуна при $N_{e \max}$, то для них справедливі рівняння:

$$\omega_v = \omega_N \quad \text{і} \quad N_{e \max} = N_{ev},$$

де $N_{e \max}$ – максимальна ефективна потужність двигуна, кВт;

ω_N – кутова швидкість обертання колінчастого вала двигуна при максимальній потужності, с⁻¹.

При проєктуванні вантажних автомобілів з дизельними двигунами приймають $\omega_N = 220 \dots 260 \text{ с}^{-1}$.

В загальному випадку $\omega_v \neq \omega_N$, а значить і $N_{ev} \neq N_{e \max}$. При цьому $N_{ev} < N_{e \max}$. Тому при проєктуванні легкових автомобілів і автобусів з бензиновими двигунами, не обладнаними обмежувачами частоти, приймають

$$N_{e \max} = \frac{N_{ev}}{a \frac{\omega_{e \max}}{\omega_N} + b \left(\frac{\omega_{e \max}}{\omega_N} \right)^2 - c \left(\frac{\omega_{e \max}}{\omega_N} \right)^3}; \quad (3.5)$$

$$\omega_N = 440 \dots 580 \text{ с}^{-1}; \quad \omega_{e \max} = \omega_v \approx 1,1 \omega_N.$$

При наявності достатнього обґрунтування може бути прийнято $\omega_v = (0,9 \dots 1,2) \omega_N$.

Для підвищення довговічності карбюраторні двигуни вантажних автомобілів обладнуються обмежувачами максимальної частоти обертання колінчастого вала. Тому для них приймають

$$N_{e \max \text{ об}} = N_{ev}; \quad \omega_{N \text{ об}} = 340 \dots 420 \text{ с}^{-1}; \\ \omega_N = 1,03 \dots 1,04 \omega_{N \text{ об}}; \quad N_{e \max} = (1,01 \dots 1,02) N_{e \max \text{ об}}.$$

Для розрахунку і графічної побудови залежності $N_e = f(\omega)$ використовують формулу проф. С. Р. Лейдермана

$$N_e = N_{e \max} \left[a \left(\frac{\omega_i}{\omega_N} \right) + b \left(\frac{\omega_i}{\omega_N} \right)^2 - c \left(\frac{\omega_i}{\omega_N} \right)^3 \right], [\text{кВт}]. \quad (3.6)$$

Залежність $M_k = f(\omega)$ визначають за формулою

$$M_k = 1000(N/\omega), [\text{Н}\cdot\text{м}]. \quad (3.7)$$

Питома витрата палива g_e може бути визначена при використанні залежності

$$g_e = g_N \left[a_w - b_w \frac{\omega_i}{\omega_N} + c_w \left(\frac{\omega_i}{\omega_N} \right)^2 \right], \left[\frac{\text{г}}{\text{кВт}\cdot\text{год}} \right]. \quad (3.8)$$

В формулах (3.5–3.8) використані такі позначення:

$N_{e \max}$ – максимальна ефективна потужність двигуна, кВт;

ω_i – поточне значення частоти обертання колінчастого вала двигуна, с^{-1} ,
($\omega_i = 0,1 \omega_N; 0,2 \omega_N; 0,3 \omega_N; \dots; \omega_N; \dots$);

ω_N – частота обертання колінчастого вала двигуна при максимальній потужності, с^{-1} ;

N_e, M_k, g_e – поточні значення, відповідно, потужності, крутного моменту (Н·м) і питомої витрати палива при ω_i ;

a, b, c, a_w, b_w, c_w – емпіричні коефіцієнти;

g_N – питома витрата палива при максимальній потужності, $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год.})$
(у дизельних двигунів $g_N = 210, \dots, 240 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год.})$, у карбюраторних – $g_N = 320, \dots, 360 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год.})$).

Значення коефіцієнтів a, b, c, a_w, b_w, c_w можна визначити за табл. 3.2.

Результати розрахунків ω_i, N_e, M_k, g_e для побудови зовнішньої швидкісної характеристики двигуна наводяться у вигляді таблиці (табл. 3.3). За результатами розрахунків будуються графіки зовнішньої швидкісної характеристики ($N_e = f(\omega), M_k = f(\omega)$ та $g_e = f(\omega)$). Зразки зовнішніх швидкісних характеристик автомобільних поршневих двигунів внутрішнього згоряння наведені на рис. 3.1.

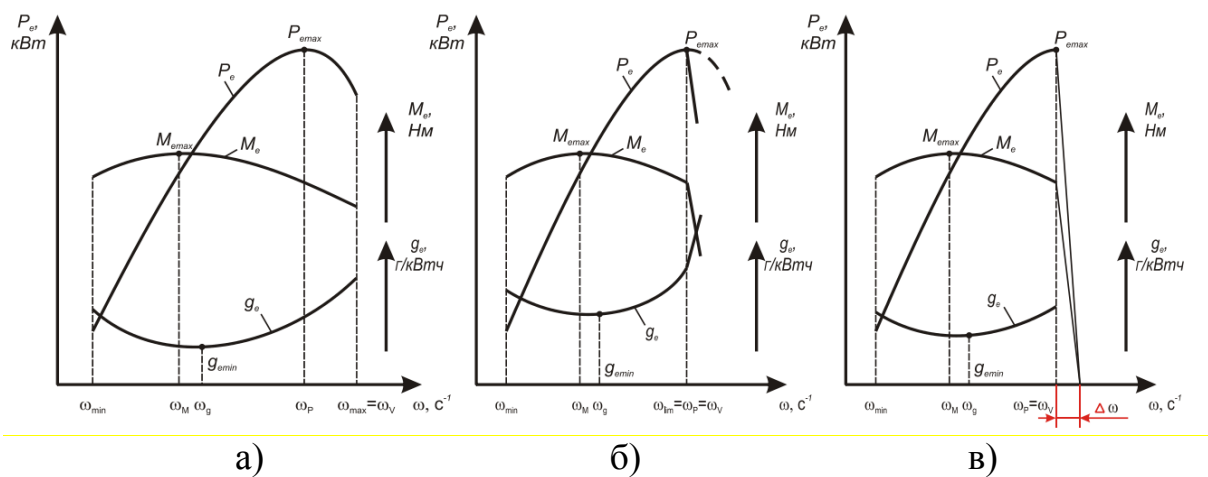
Таблиця 3.2 – Коефіцієнти до побудови кривої потужності за методом С. Р. Лейдермана

Коефіцієнти	Значення для двигунів			
	карбюраторних		дизельних	
	вант. авт.	легков. і автоб.	вант. авт.	легков. і автоб.
A	1,0	0,9	0,7	0,8
B	1,0	1,1	1,3	1,2
C	1,0	1,0	1,0	1,0
a_w	1,2		1,55	
b_w	1,0		1,55	
c_w	0,8		1,0	

Таблиця 3.3 – Параметри швидкісної зовнішньої характеристики двигуна

$K_i = \frac{\omega_i}{\omega_N}$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1*
$\omega_i, 1/c$										
$N_e, кВт$										
$M_K, Нм$										
$g_e, Г/$ (кВт·год.)										

Примітка. * Для бензинових двигунів без обмежувачів.



а) – бензинового двигуна легкового автомобіля;
б) – бензинового двигуна вантажного автомобіля; в) – дизеля

Рисунок 3.1 – Зовнішні швидкісні характеристики двигунів

3.3 Визначення передаточних чисел трансмісії автомобіля

За умови забезпечення заданої максимальної швидкості руху автомобіля визначають мінімальне передаточне число трансмісії, яке дорівнює

$$u_{тр \min} = (\omega_v \cdot r_k) / V_{\max}, \quad (3.9)$$

де ω_v – частота обертання колінчастого вала двигуна при максимальній швидкості, c^{-1} (для карбюраторного автомобіля з обмежувачем $\omega_v = \omega_{\text{ноб}}$; для легкового автомобіля і автобуса без обмежувача $\omega_v = \omega_{e \max}$; для дизельного двигуна $\omega_v = \omega_N$);

r_k – кінематичний радіус колеса ($r_k \approx r_d \approx r_{cm}$), м;

V_{\max} – максимальна швидкість руху автомобіля, м/с.

За наявності в трансмісії коробки передач, додаткової коробки передач і головної передачі

$$u_{\text{тр min}} = u_{\text{к min}} \cdot u_{\text{дк min}} \cdot u_0, \quad (3.10)$$

де $u_{\text{к min}}$ – мінімальне передаточне число коробки передач (при застосуванні тривалої коробки передач з останньою прямою передачею – $u_{\text{к min}} = 1$, а у вантажних автомобілів з дизелями – $u_{\text{к min}} = 0,72 \dots 1$; в автомобілях з двоваловими коробками передач $u_{\text{к min}} = 0,7 \dots 0,95$, а в деяких передньопривідних автомобілях може сягати $u_{\text{к min}} = 0,6 \dots 0,7$; в багатоступінчастих коробках передач $u_{\text{к min}} = 0,7 \dots 0,8$; в механічних трансмісіях з додатковою коробкою $u_{\text{к min}} = 0,71 \dots 0,82$);

$u_{\text{дк min}}$ – мінімальне передаточне число додаткової (роздавальної) коробки ($u_{\text{дк min}} = 0,9 \dots 1,3$); при відсутності додаткової коробки вважають $u_{\text{дк min}} = 1$;

u_0 – передаточне число головної передачі.

Зауважимо, що в багатьох сучасних автомобілях максимальна швидкість досягається не на вищій передачі, а на «вищій розрахунковій» передачі $u_{\text{кр min}}$, що потрібно врахувати при розрахунках трансмісії. В такому випадку вища передача (або декілька передач, вищі за $u_{\text{кр min}}$) буде «економічною».

Враховуючи призначення та умови експлуатації автомобіля, що проектується, $u_{\text{к min}}$ ($u_{\text{кр min}}$) та $u_{\text{дк min}}$, визначимо передавальне число головної передачі

$$u_0 = \frac{u_{\text{кр min}}}{u_{\text{дк min}} \cdot u_{\text{к min}}}. \quad (3.11)$$

Максимальне передаточне число трансмісії $u_{\text{тр max}}$ визначають за умови подолання автомобілем найбільшого сумарного опору дороги ψ_{max}

$$u_{\text{тр max}} = \frac{\psi_{\text{max}} \cdot G_a \cdot r_{\partial}}{M_{\text{к max}} \cdot \eta_{\text{тр}}}, \quad (3.12)$$

де ψ_{max} – максимальне значення коефіцієнта сумарного опору дороги;

$r_{\partial} \approx r_{\text{см}}$ – динамічний радіус колеса, м;

$M_{\text{к max}}$ – максимальний крутний момент двигуна, Н·м;

$\eta_{\text{тр}}$ – ККД трансмісії.

Максимальне значення коефіцієнта опору дороги потрібно приймати з таких міркувань:

$\psi_{\text{max}} = 0,35 \dots 0,45$ – для легкових автомобілів з колісною формулою 4×2;

$\psi_{\text{max}} = 0,25 \dots 0,35$ – для автобусів;

$\psi_{\text{max}} = 0,3 \dots 0,4$ – для вантажних автомобілів з колісною формулою 4×2;

$\psi_{\text{max}} = 0,4 \dots 0,55$ – для вантажних автомобілів з колісною формулою 6×4;

$\psi_{\max} = 0,6 \dots 0,7$ – для всіх типів автомобілів підвищеної прохідності. Для автомобілів підвищеної і високої прохідності, за умови технічного завдання та наявності достатнього обґрунтування, можуть бути прийняті і більші значення ψ_{\max} .

Для автопоїздів потрібно приймати ψ_{\max} не менше 0,18.

Отримана величина $u_{\text{тр max}}$ має бути перевірена за умови зчеплення ведучих коліс з опорною поверхнею

$$u_{\text{тр max}} \leq \frac{G_{\text{зч}} \cdot r_{\text{д}} \cdot \varphi_p}{M_{\text{к max}} \cdot \eta_{\text{тп}}}, \quad (3.13)$$

де $G_{\text{зч}}$ – зчіпна вага автомобіля: $G_{\text{зч}} = G_1$, $G_{\text{зч}} = G_2$ – для автомобілів з колісною формулою 4×2 відповідно передньоприводних і задньоприводних; $G_{\text{зч}} = G_2 + G_3$ – для автомобілів з колісною формулою 6×4; $G_{\text{зч}} = G_a$ – для повнопривідних автомобілів;

$\varphi_p = 0,6 \dots 0,8$ – розрахункове значення коефіцієнта зчеплення.

Також отримана величина $u_{\text{тр max}}$ має бути перевірена за умови можливості руху з мінімально стійкою швидкістю

$$u_{\text{тр max}} = \frac{\omega_{\text{ест}} \cdot r_{\text{д}}}{V_{\text{min}}}, \quad (3.14)$$

де $\omega_{\text{ест}}$ – мінімальна стійка частота обертання колінчастого вала двигуна, с^{-1} ;

V_{min} – мінімальна стійка швидкість руху автомобіля (для зручності маневрування приймають $V_{\text{min}} \leq 1 \dots 1,4$ м/с).

При виконанні нерівності (3.13) знайдену величину $u_{\text{тр max}}$ можна використовувати в подальших розрахунках, якщо ж вона не виконується, то потрібно спробувати збільшити зчіпну масу за рахунок зміни загального компонування автомобіля, а коли таке збільшення неможливе – потрібно приймати $u_{\text{тр max}}$, обчислену за формулою (3.13). При цьому автомобіль не зможе подолати заданий дорожній опір. Передаточне число $u_{\text{тр max}}$, вибране за умовами (3.12) і (3.13), зіставляється з передаточним числом, визначеним за (3.14). Якщо $u_{\text{тр max}}$, визначене за формулою (3.12), буде меншим, ніж визначене за (3.13) та (3.14), то потрібно приймати передаточне число, визначене за (3.14).

Максимальне передаточне число трансмісії дорівнює

$$u_{\text{тр max}} = u_{\text{к max}} \cdot u_{\text{дк max}} \cdot u_0, \quad (3.15)$$

де $u_{\text{к max}} = u_{\text{к1}}$ – передаточне число першої передачі коробки передач;

$u_{\text{дк max}}$ – максимальне передаточне число додаткової коробки передач; для автомобілів без додаткової коробки приймають $u_{\text{дк max}} = 1$.

Враховуючи отримане значення $u_{тр\ max}$, з формули (3.15), отримуємо значення передаточного числа першої передачі коробки передач:

$$u_{к1} = \frac{u_{mp\ max}}{u_{dk\ max} \cdot u_0} . \quad (3.16)$$

Для більшості автомобілів $u_{dk\ max} = 1,3...3,2$, або більше. В курсовій роботі $u_{dk\ max}$ можна приймати за автомобілем-прототипом, або за його аналогами. Проте, якщо за завданням V_{max} суттєво відрізняється від автомобіля-прототипу, $u_{dk\ max}$ та $u_{к1}$ потрібно розрахувати з таких міркувань. За формулами (3.12)–(3.14) розрахувати $u_{mp\ max}^{дор}$ для руху в звичайних дорожніх умовах, приймаючи ψ_{max} як для аналогічного автомобіля звичайної прохідності. Далі розраховуємо $u_{к1}$ за формулою

$$u_{к1} = \frac{u_{mp\ max}^{дор}}{u_{dk\ min} \cdot u_0} . \quad (3.17)$$

Далі з формули (3.15) отримуємо значення передаточного числа нижчої передачі додаткової коробки

$$u_{dk\ max} = \frac{u_{mp\ max}}{u_{к1} \cdot u_0} . \quad (3.18)$$

Число передач коробки передач залежить від типу, питомої потужності та умов експлуатації проєктованого автомобіля.

Коробки передач легкових автомобілів мають, як правило, 4–5 ступенів, а вантажних автомобілів – 5–22 ступеня. Число ступенів коробки передач знаходять залежно від діапазону коробки передач D_k

$$D_k = u_{к1} / u_{к6} . \quad (3.19)$$

У табл. 3.4 наведені статистичні дані числа ступенів залежно від D_k .

Таблиця 3.4 – Статистичні дані числа ступенів коробки передач

D_k	< 5	5,7 ... 8,5	7,9 ... 9,4	8 ... 10	9,2 ... 18,5	13 ... 19,4	17 ... 24,7
Число ступенів	4	5	6	8	10	16	20

Передаточні числа проміжних передач підбирають за умови забезпечення оптимальних показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобіля. Найчастіше їх підбирають за законом геометричної або гармонічної прогресії. Розбиття за геометричною прогресією зазвичай використовують в коробках передач вантажних

автомобілів і автобусів, особливо з багатоступінчастими коробками передач. Іноді розбиття за геометричною прогресією використовують в легкових автомобілях підвищеної прохідності. Розбиття за гармонічним рядом дозволяє зближувати вищі передачі, що покращує паливну економічність автомобіля. Таке розбиття широко застосовується в коробках передач сучасних легкових автомобілів та малотоннажних вантажних автомобілів і автобусів малих класів.

Визначення передаточних чисел коробки передач (якщо в коробці передач немає прямої передачі) з розбиттям за геометричною прогресією виконується за виразом

$$u_{kj} = \sqrt[n-1]{u_{k1}^{n-j} u_{k\phi}^{j-1}}, \quad (3.20)$$

де n – кількість передач у коробці;

j – порядковий номер передачі.

Якщо в коробці передач є пряма передача, то розбиття за геометричною прогресією можна виконувати за виразом

$$u_{kj} = \sqrt[p-1]{u_{k1}^{p-j}}, \quad (3.21)$$

де p – порядковий номер прямої передачі

Визначення передаточних чисел коробки передач з розбиттям за гармонічним рядом виконується за виразом (3.22), або за (3.23) якщо в коробці передач є пряма передача

$$u_{kj} = \frac{u_{k1}}{1 + \frac{j-1}{n-1} \frac{u_{k1} - u_{k\phi}}{u_{k\phi}}}; \quad (3.22)$$

$$u_{kj} = \frac{u_{k1} \cdot (p-1)}{p-j + (j-1) \cdot u_{k1}}. \quad (3.23)$$

Багатоступінчасті коробки передач вантажних автомобілів будуються на основі базової тривалої коробки передач (розбиття, як правило, виконується за геометричною прогресією), яка має 3–6 ступенів з додаванням додаткових підвищувальних/знижувальних редукторів – дільника (мультиплікатора) і/або демультиплікатора.

Підвищувальний редуктор (дільник, мультиплікатор) встановлюється перед коробкою передач і призначений для зменшення розриву між передаточними числами сусідніх передач, незначно збільшуючи діапазон. Дільник має зазвичай дві передачі – пряму і підвищувальну, що дозволяє збільшити число передач вдвічі.

Знижувальний редуктор (демультиплікатор) розміщується за коробкою передач. Демультиплікатор виконують дво- або триступінчастим і, зазвичай, з великим передаточним числом, завдяки чому розширюється діапазон можливих передаточних чисел.

Вибір типу додаткового редуктора зазвичай виконується за конструкцією автомобіля-прототипу або автомобілів-аналогів.

Передаточне число дільника (мультиплікатора) визначається за виразом

$$\begin{aligned} D_{dil} &\approx \sqrt{q_g} - \text{якщо дільник знижувальний;} \\ D_{dil} &\approx 1/\sqrt{q_g} - \text{якщо дільник підвищувальний,} \end{aligned} \quad (3.24)$$

де q_g – відношення передаточних чисел двох сусідніх вищих передач базової коробки.

Цим забезпечується отримання щільного геометричного ряду в області вищих передач багатоступінчастої коробки.

Передаточне число демультиплікатора за умови використання повного ряду базової коробки визначається за виразом

$$D_{dem} \approx q_b^n, \quad (3.25)$$

де q_b – відношення передаточних чисел двох сусідніх передач базової коробки (за геометричним рядом).

Якщо при побудові багатоступінчастої коробки передач використовується скорочений діапазон передач базової коробки (перша передача використовується тільки в нижньому діапазоні демультиплікатора та між передачами 1–2, як правило, крок збільшений ($q_{1-2} > q_{b.c}$)), то передаточне число демультиплікатора визначається за виразом

$$D_{dem} \approx q_{bc}^{n-1}, \quad (3.26)$$

де q_{bc} – відношення передаточних чисел двох сусідніх передач базової коробки в скороченому діапазоні передач (за геометричним рядом).

Остаточно передаточні числа коробок передач уточнюються при виборі параметрів шестерень в процесі проектування коробки передач.

Обчислені значення параметрів двигуна і трансмісії використовуються в подальших розрахунках експлуатаційних властивостей автомобіля і складових елементів автомобіля, що проектується.

3.4 Визначення тягово-швидкісних властивостей автомобіля

3.4.1 Побудова графіка силового балансу, динамічної характеристики і графіка прискорень автомобіля

Графічне зображення сил, що входять в рівняння силового балансу (3.27) (залежно від швидкості руху), називають графіком силового балансу.

$$P_m = P_\psi + P_w + P_i, \quad (3.27)$$

де P_m – сила тяги на ведучих колесах автомобіля, Н;

P_ψ – сила опору дороги, Н;

P_w – сила опору повітря, Н;

P_i – сила опору розгону, Н.

За умови рівномірного руху автомобіля $P_\psi = 0$, тоді рівняння (3.27) прийме вигляд

$$P_m = P_w + P_i. \quad (3.28)$$

При побудові графіка силового балансу автомобіля використовується зовнішня швидкісна характеристика двигуна, побудова якої описано в підрозділі 3.2 (див. рис. 3.1, табл. 3.3).

Сила тяги визначається за формулою

$$P_m = \frac{M_{ei} \cdot u_{kj} \cdot u_{\text{дж max(min)}} \cdot u_0 \cdot \eta_{\text{мр}}}{r_{\text{д}}}, \quad (3.29)$$

де M_{ei} – i -те значення крутного моменту двигуна (див. рис. 3.1, табл. 3.3);

u_{kj} , $u_{\text{дж max(min)}}$ – відповідно, передаточні числа j -ої передачі коробки передач та передачі додаткової коробки.

Розрахунки ведуться для всіх значень крутного моменту та для всіх передач в коробці передач і додатковій коробці автомобіля. При відсутності додаткової коробки передач в автомобілі, що проектується, $u_{\text{дж max(min)}} = 1$. *Зауваження: для автомобілів з багатоступінчастою коробкою передач та додатковою коробкою, за погодженням з керівником, розрахунки можна виконувати тільки для $u_{\text{дж max}}$.*

Сила опору дороги визначається за формулою

$$P_\psi = \psi \cdot G_a, \quad (3.30)$$

де ψ – коефіцієнт опору дороги. В курсовій роботі для побудови графіка силового балансу допускається прийняти $\psi = \psi_v = \text{const}$.

Сила опору повітря визначається з виразу

$$P_w = W \cdot v_{ij}^2, \quad (3.31)$$

де v_{ij} – швидкість руху автомобіля при ω_{ei} кутовій швидкості обертання колінчастого вала двигуна на відповідній передачі коробки передач та додаткової коробки автомобіля, м/с

$$v_{ij} = \frac{\omega_{ei} \cdot r_{\kappa}}{u_{kj} \cdot u_{\delta\kappa \max(\min)} \cdot u_0}. \quad (3.32)$$

Отримавши значення опору дороги та опору повітря формули (3.30–3.31), для побудови графіка силового балансу потрібно розрахувати сумарну силу опору (залежно від швидкості)

$$P_{\Sigma on} = P_{\psi} + P_w. \quad (3.33)$$

Для зручності результати розрахунку за формулами (3.29–3.33) доцільно наводити у вигляді таблиці (табл. 3.5).

Динамічна характеристика автомобіля – це графічне зображення залежності динамічного фактора D від швидкості руху автомобіля v_a (тобто $D = f(v_a)$).

Динамічний фактор автомобіля дорівнює

$$D = \frac{P_m - P_w}{G_a}. \quad (3.34)$$

Результати розрахунку динамічного фактора також доцільно зводити в загальну таблицю (табл. 3.5).

Прискорення автомобіля на j -ій передачі (за наявності в автомобілі додаткової коробки розрахунки ведуться тільки для вищої передачі $u_{\delta\kappa \max}$) визначається за формулою

$$j_a = \frac{D - \psi}{\delta} \cdot g, \quad (3.35)$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння;

δ – коефіцієнт урахування обертових мас. Для окремого автомобіля при номінальному завантаженні можна визначати за формулою

$$\delta = 1,04 + 0,04u_{kj}^2. \quad (3.36)$$

В курсовій роботі для розрахунку прискорень автомобіля приймаємо $\psi = \psi_v = const$. Отримані в результаті обчислень значення прискорення автомобіля зводимо в таблицю (табл. 3.5).

На основі обчислених даних (табл. 3.5) будують:

- 1 графік силового балансу, на який наносять залежності $P_m = f(V_a)$ та $P_{\Sigma on} = f(V_a)$. За перетином цих графіків визначається максимальна швидкість автомобіля, для якого ведуться розрахунки (рис. 3.2, а);
- 2 динамічну характеристику $D = f(V_a)$ автомобіля (рис. 3.2, б);
- 3 графік прискорень $j_a = f(V_a)$ автомобіля (рис. 3.2, в).

3.4.2 Побудова графіків часу і шляху розгону автомобіля

Можливість швидкого розгону, що визначає середню швидкість автомобіля, є важливою характеристикою динамічності. Показниками розгону є прискорення, час і шлях розгону.

З графіка прискорень (рис. 3.2, в) видно, що величина прискорення є не постійною, а залежать від передачі, на якій виконують розгін, а також від досягнутої швидкості.

Такий графік показує, що найбільших прискорень можна досягти, якщо розгін починається на першій передачі і якщо відбувається послідовно і вчасно перехід з нижчої передачі на вищу.

Слід зауважити, що у вантажних автомобілів, через великі значення δ для нижчих передач, найбільше прискорення може досягатися не на першій передачі, а на другій, або навіть третій передачі. В такому випадку розгін доцільно починати не з першої передачі.

Перед початком розгону ведучі колеса від'єднані від двигуна, колінчастий вал двигуна обертається з мінімально стійкою частотою, а швидкість автомобіля дорівнює нулю.

Плавне наростання прискорення при рушанні автомобіля з місця досягається при одночасному поступовому вмиканні зчеплення й збільшенні відкриття дросельної заслінки (подачі палива).

На цій фазі розгону прискорення зростає (штрихова крива рис. 3.3); до моменту повного вмикання зчеплення й відкриття заслінки (точка А) воно досягає значення j_a , швидкість автомобіля – значення V_a .

При використанні графіка прискорення для практичних розрахунків приймають, що розгін починають зі швидкості V_a , а передачі перемикають миттєво при швидкостях, що відповідають швидкостям у точках (Б, В і Г) перетинання кривих прискорення. Якщо ж криві не перетинаються, то вважається, що передачі перемикають при максимальних швидкостях, які досягаються на кожній з проміжних передач.

Таблиця 3.5 – Результати розрахунків силового балансу, динамічного фактора і прискорення автомобіля

Передача	Параметр	K_i									
		0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1
	ω_i, c^{-1}										
	$N_e, кВт$										
	$M_k, Н·м$										
	$g_e, Г/$ (кВт·год)										
	Перша (нижча) $u_{к1} =$ $u_{дк в} =$ $\delta_1 =$	$V_1, м/с$									
$P_{m1}, Н$											
$P_{w1}, Н$											
D_1											
$j_1, м/с^2$											
$P_{\Sigma on}, Н$											
Друга $u_{к2} =$ $u_{дк в} =$ $\delta_2 =$	$V_2, м/с$										
	$P_{m2}, Н$										
	$P_{w2}, Н$										
	D_2										
	$j_2, м/с^2$										
	$P_{\Sigma on}, Н$										
...	...										
	...										
	...										
	...										
	...										
	...										
j -та $u_{кj} =$ $u_{дк в} =$ $\delta_j =$	$V_j, м/с$										
	$P_{mj}, Н$										
	$P_{wj}, Н$										
	D_j										
	$j_j, м/с^2$										
	$P_{\Sigma on}, Н$										
...	...										
	...										
	...										
	...										
	...										
	...										

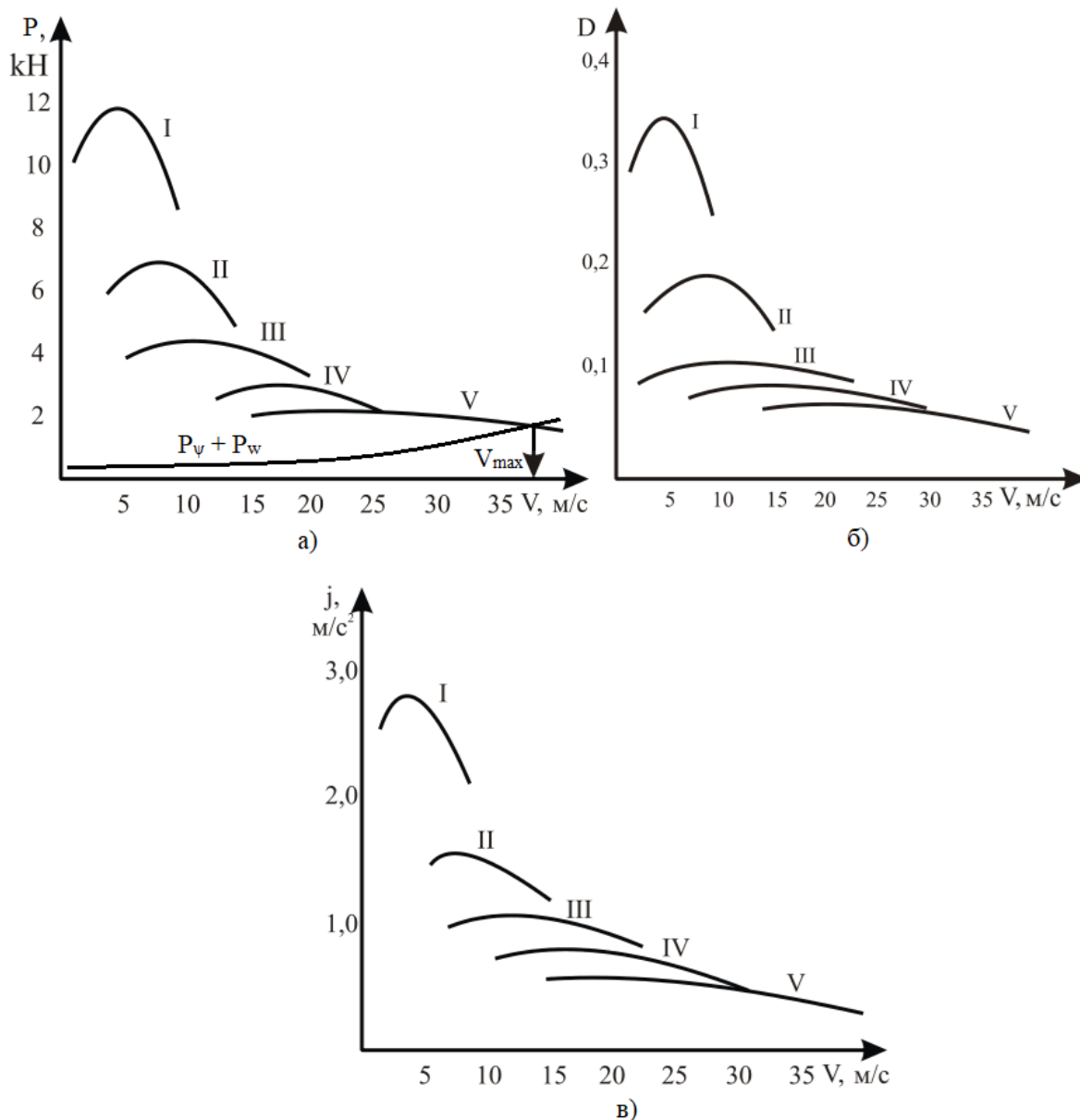


Рисунок 3.2 – Графіки силового балансу – а), динамічна характеристика – б) і графік прискорень – в)

Час розгону автомобіля в інтервалі швидкостей від V_a до V_{max} визначають графоаналітичним способом з використанням графіка прискорення.

Для цього криву прискорення (рис. 3.3) вертикальними лініями ділять на рівні ділянки, що відповідають збільшенню швидкості $V_a = 5$ км/год. Внаслідок невеликих розмірів цих інтервалів вважають, що в межах кожного з них автомобіль рухається з постійним прискоренням.

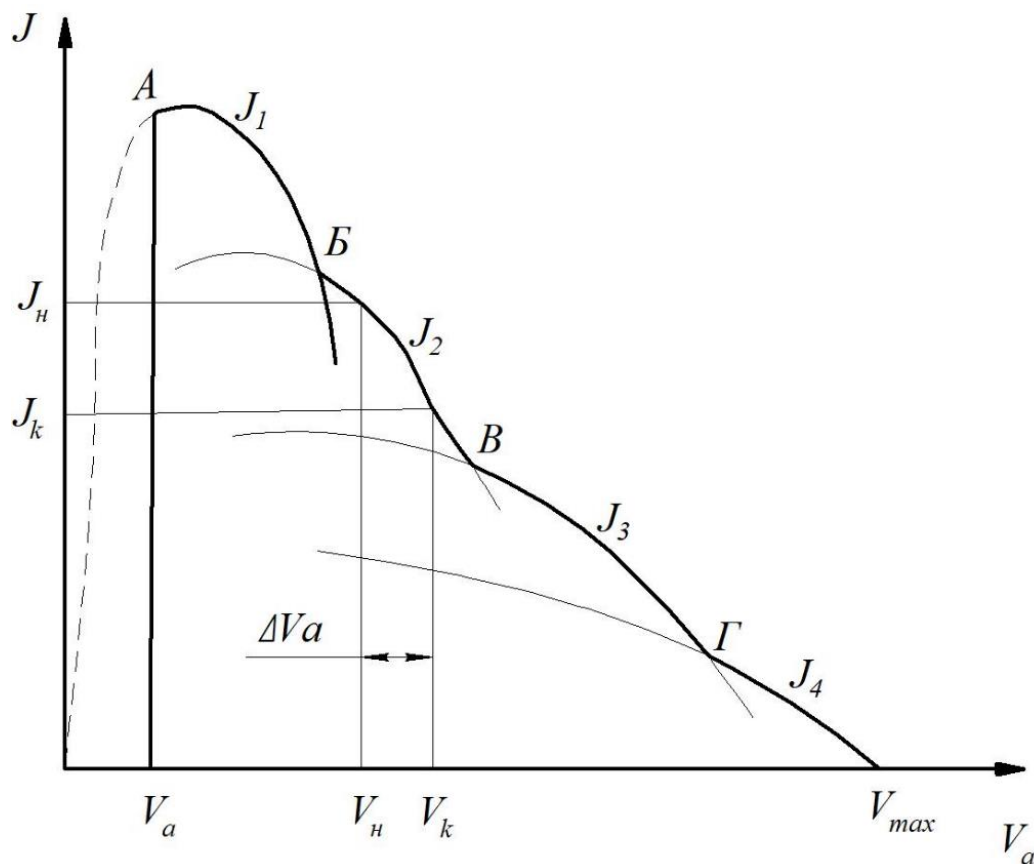


Рисунок 3.3 – Розбиття графіка прискорень для побудови графіків часу і шляху розгону графоаналітичним методом

Для кожної ділянки підраховують час розгону t_p , протягом якого досягається збільшення швидкості V_a , за формулою:

$$t_1 = \frac{2(V_{\kappa 1} - 0)}{J_{\kappa 1} + 0}, \quad t_2 = \frac{2(V_{\kappa 2} - V_{n1})}{J_{n2} + J_{\kappa 2}} \quad \text{і т. д.}, \quad (3.37)$$

а потім послідовним графічним підсумовуванням отриманих результатів $T = \sum t_i$ будують залежність часу розгону від швидкості $T = f(V_a)$ (рис. 3.4). Результати розрахунків зводяться до таблиці (табл. 3.6).

Шлях розгону визначають аналогічним методом. За кривою залежності $T = f(V_a)$ для кожного інтервалу швидкості V_a знаходять шлях розгону:

$$s_1 = \frac{(0 + V_{\kappa 1})}{2} \cdot t_1, \quad s_2 = \frac{(V_{\kappa 2} + V_{n2})}{2} \cdot t_2 \quad \text{і т. д.} \quad (3.38)$$

Потім, відносячи результат кожного підрахунку до кінця розглянутого інтервалу, послідовним підсумовуванням цих результатів $S = \sum s_i$ будують графік залежності $S = f(V_a)$, який наведено на рисунку 3.4. Результати розрахунків зводяться до таблиці (табл. 3.6).

Таблиця 3.6 – Результати розрахунку часу і шляху розгону автомобіля

	Інтервал швидкості						
	1	2	3	4	...	n-1	N
Швидкість на початку інтервалу V_{ni} , м/с	0	$V_{n2} = V_{к1}$	$V_{n3} = V_{к2}$				
Швидкість в кінці інтервалу V_{ki} , м/с	$V_{к1}$	$V_{к2}$	$V_{к3}$				
Прискорення на початку інтервалу J_{ni} , м/с ²	0	$J_{n2} = J_{к1}$	$J_{n3} = J_{к2}$				
Прискорення в кінці інтервалу J_{ki} , м/с ²	$J_{к1}$	$J_{к2}$	$J_{к3}$				
Час розгону в інтервалі, t_i , с.	t_1	t_2	t_3				
Сумарний час розгону $T = \sum t_i$, с	T_1	T_2	T_3				
Шлях розгону в інтервалі s_i , м	s_1	s_2	s_3				
Сумарний шлях розгону $S = \sum s_i$, м	S_1	S_2	S_3				

Користуючись розрахунковими даними таблиці 3.6, будують графіки залежностей часу $T = f(V_a)$ і шляху $S = f(V_a)$ розгону (рис. 3.4).

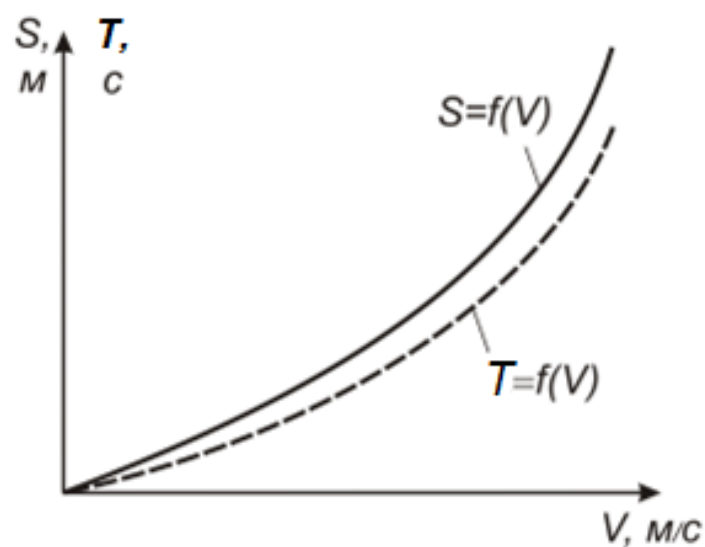


Рисунок 3.4 – Графіки часу і шляху розгону автомобіля

4 ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ СПРОЄКТОВАНОГО АВТОМОБІЛЯ

4.1 Побудова паливно-економічної характеристики автомобіля

Для побудови паливно-економічної характеристики автомобіля використовують залежність

$$Q_s = \frac{K_n \cdot K_N \cdot g_N}{\eta \cdot \rho \cdot 36000} \cdot (P_\psi + P_w) = \frac{K_n \cdot K_N \cdot g_N}{V_a \cdot \eta \cdot \rho \cdot 36} \cdot (N_\psi + N_w), \text{ [л/100км]} \quad (4.1)$$

де g_N – питома витрата палива при максимальній потужності, г/кВт·год.; (питома витрата палива g_N відома з зовнішньої швидкісної характеристики двигуна, при її відсутності можна вважати $g_N = (1,15 \dots 1,05)g_{emin}$)

ρ – густина палива, г/см³ (для бензину $\rho_b = 0,75$ г/см³, для дизельного палива $\rho_d = 0,83$ г/см³);

η – ККД трансмісії;

K_n – коефіцієнт, який враховує зміну питомої витрати палива залежно від частоти обертання колінчастого вала двигуна;

K_N – коефіцієнт впливу ступеня використання потужності двигуна на величину g_N ;

P_ψ, N_ψ – сила пору дороги (Н) та потужність опору дороги (кВт) відповідно;

P_w, N_w – сила опору повітря (Н) та потужність опору повітря (кВт) відповідно;

V_a – швидкість автомобіля, м/с.

Коефіцієнт, що враховує вплив швидкості двигуна на витрату палива визначили експериментально, склавши поліном третього степеня

$$K_n = 1,25 - 0,99 \frac{\omega_e}{\omega_N} + 0,98 \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 - 0,24 \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^3. \quad (4.2)$$

Екстремум полінома з цими коефіцієнтами: $K_n = 0,9544$ при $\omega_e = 0,67 \cdot \omega_N$.

Коефіцієнт, що враховує вплив потужності, що витрачається, на витрату палива:

– для бензинових двигунів

$$K_N = 3,27 - 8,22 \frac{N_a}{N_e^{6H}} + 9,13 \left(\frac{N_a}{N_e^{6H}} \right)^2 - 3,18 \left(\frac{N_a}{N_e^{6H}} \right)^3; \quad (4.3)$$

– для дизельних двигунів

$$K_N = 1.2 + 0.14 \frac{N_a}{N_e^{6H}} - 1.8 \left(\frac{N_a}{N_e^{6H}} \right)^2 + 1.46 \left(\frac{N_a}{N_e^{6H}} \right)^3, \quad (4.4)$$

де $N_a = (N_\psi + N_w)/\eta$ – потужність, яку потрібно розвивати двигуну для можливості руху з заданою швидкістю V_a ;

N_e^{6H} – потужність, яку може розвивати двигун по зовнішній швидкісній характеристиці при ω_e , яка відповідає V_a .

Розрахунки для отримання даних для побудови паливно-економічної характеристики автомобіля виконують в такій послідовності. З табл. 3.3 та 3.5 у табл. 4.1 випишують значення $\frac{\omega_i}{\omega_N}$, $N_{ei}^{6H} = N_{ei}$, V_{ai} (для вищої передачі).

Туди ж заносять визначені за формулами (4.2–4.4) значення коефіцієнтів K_n і K_N . Після підрахування сил P_ψ , P_w (див. формули (3.29, 3.30) (або потужностей N_ψ , N_w)

$$N_\psi = P_\psi \cdot V_a; \quad (4.5)$$

$$N_w = P_w \cdot V_a; \quad (4.6)$$

та потужність N_a (кВт), яку має розвинути двигун при русі автомобіля по дорозі з коефіцієнтом опору ψ_v та зі швидкістю V_{ai} , отримані значення заносять до табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Визначення показників паливно-економічної характеристики автомобіля

Величина	Частота обертання колінчастого вала ω_i , c^{-1}						
$K_i = \frac{\omega_i}{\omega_N}$	0,2	0,3	0,4	0,5		1,0	1,1
ω_i , c^{-1}							
N_e^{6H} , кВт							
V_{ai} , км/год							
P_ψ , Н							
P_w , Н							
N_a , кВт							
N_a / N_e^{6H}							
K_n							
K_N							
Q_{Si} , л/100 км							

На основі вихідних даних (табл. 4.1) розраховують значення Q_{Si} (за формулою (4.1) і будують графік залежності $Q_S = f(V_a)$ (рис. 4.1).

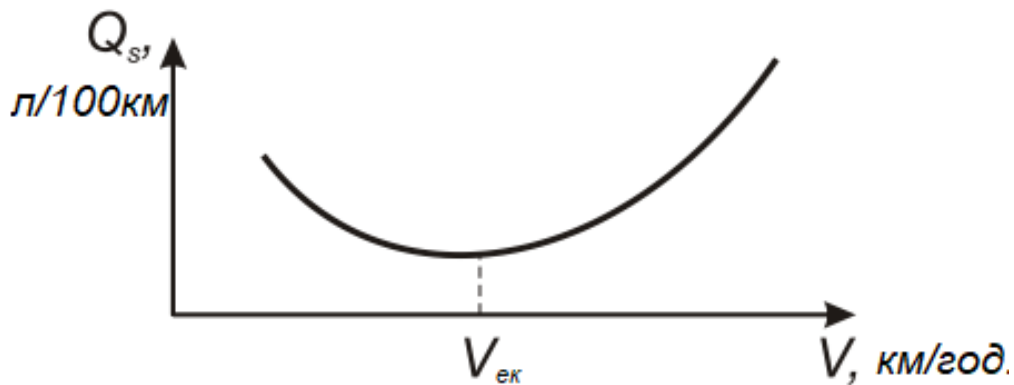


Рисунок 4.1 – Паливно-економічна характеристика автомобіля

4.2 Гальмівні властивості автомобіля

Для оцінювання гальмівних властивостей автомобіля використовуються показники:

- шлях гальмування S_z , м

$$S_z = \frac{v_a^2}{2g(\varphi_x \cdot \cos \alpha + f \pm \sin \alpha)}, \quad (4.7)$$

де v_a – швидкість автомобіля, з якої починається гальмування (встановлюється згідно з вимогами до випробувань гальмових систем);

α – кут нахилу полотна дороги;

f – коефіцієнт опору коченню коліс;

φ_x – коефіцієнт поздовжнього зчеплення коліс з полотном дороги;

$g = 9,81$ м/с² – прискорення вільного тяжіння;

- сповільнення j_c , м/с²

$$j_c = (\varphi_x \cdot \cos \alpha + f \pm \sin \alpha)g. \quad (4.8)$$

При розрахунках приймають $v_a = 16,7$ м/с для вантажних автомобілів і автобусів та $v_a = 22,2$ м/с для легкових автомобілів. Значення α , f , φ_x відповідають показникам рівної ділянки дороги з сухим цементно-бетонним або асфальтним покриттям.

Отримані значення S_z і j_c порівнюють з вимогами «Правил дорожнього руху України» та ДСТУ 3649:2010 і роблять висновок про ефективність гальмівної системи і відповідність чинним вимогам.

4.3 Стійкість автомобіля

Поперечна стійкість автомобіля оцінюється за величиною критичної швидкості автомобіля під час руху по криволінійній траєкторії згідно з умовами бічного перекидання $v_{пер}$ і заносу v_3 :

$$v_{пер} = \sqrt{\frac{gRB}{2h_g}}; \quad (4.9)$$

$$v_3 = \sqrt{gR\varphi_y}; \quad (4.10)$$

де R – радіус кривизни полотна дороги в плані, м;

B – ширина колії автомобіля, м;

h_g – висота центра мас автомобіля, м;

φ_y – коефіцієнт поперечного зчеплення (асфальт, асфальтобетон).

Розрахунки значень $v_{пер}$ і v_3 проводяться для значень $R = 20, 40, 60, 80, 100$ м. Результати розрахунків зводять до табл. 4.2.

Таблиця 4.2 – Критичні швидкості автомобіля за умов заносу та перекидання

$R, \text{ м}$	20	40	60	80	100
$v_{пер}, \text{ м/с}$					
$v_3, \text{ м/с}$					

Після отримання значень $v_{пер}$ і v_3 будують графік залежності $v_{пер} = f(R)$ і $v_3 = f(R)$ (рис. 4.2).

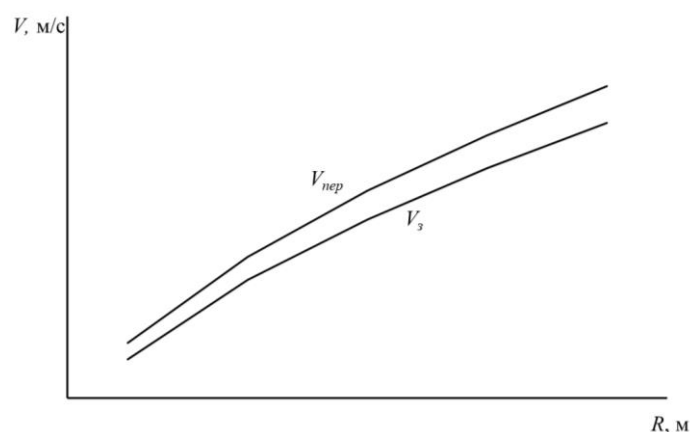


Рисунок 4.2 – Залежність критичних швидкостей руху автомобіля від радіуса повороту

На основі отриманих даних зробити висновки про схильність автомобіля до заносу та перекидання.

4.4 Керованість автомобіля

Керованість автомобіля визначається мірою відповідності траєкторії його руху положенню керованих коліс. Її оцінюють критичними швидкостями руху по боковому ковзанню $v_{кер}$, по куту повороту керованих коліс, а також радіусом повороту автомобіля R_e .

Критична швидкість з умов керованості дорівнює

$$v_{кер} = \sqrt{\left[\frac{\sqrt{\varphi^2 - f^2}}{\operatorname{tg}\theta} - f \right] L \cdot g \cdot \cos\theta}, \quad (4.11)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення шин з дорогою (розрахункове значення 0,4);

f – коефіцієнт опору коченню коліс ($f = 0,02$);

L – база автомобіля, м;

θ – середній кут повороту керованих коліс автомобіля, м.

Розрахунки значень $v_{кер}$ виконують для значень $\theta = 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40^\circ$. Результати розрахунків зводять до табл. 4.3.

Рисунок 4.3 – Критична швидкість керованості автомобіля

θ , град.	5	10	15	20	25	30	35	40
$v_{кер}$, м/с								

За результатами розрахунків будемо графік залежності $v_{кер} = f(\theta)$, графік наведено на рис. 4.3.

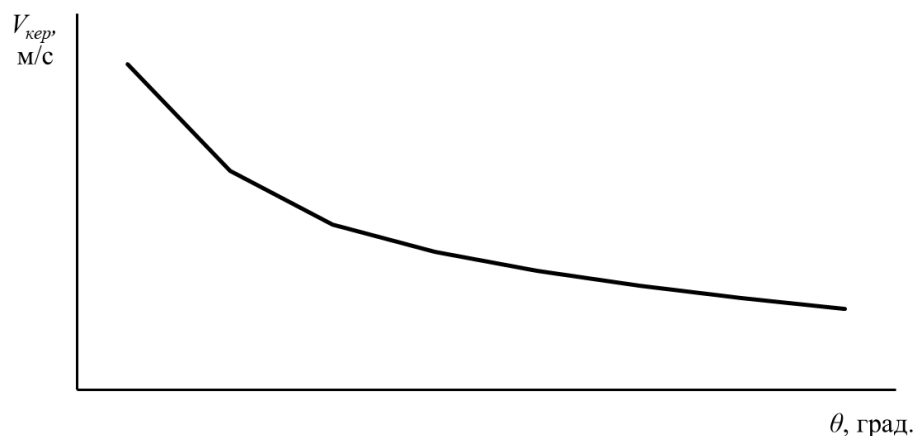


Рисунок 4.3 – Залежність критичної швидкості керованості автомобіля від кута повороту керованих коліс

Під час руху автомобіля зі швидкістю більшою, ніж $v_{кер}$, керовані колеса будуть ковзати в поперечному напрямку, і поворот їх на ще більший кут не приведе до зміни загального напрямку руху.

Радіус повороту автомобіля на еластичних колесах дорівнює

$$R_e = \frac{L}{\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) + \operatorname{tg}\delta_2}, \quad (4.12)$$

де $\theta = 20^\circ$ – середній кут повороту керованих коліс;

$\delta_1 = \frac{P_{\delta_1}}{\sum K_{\text{від}_1}}$; $\delta_2 = \frac{P_{\delta_2}}{\sum K_{\text{від}_2}}$ – кути бічного відведення, відповідно, передніх і

задніх коліс, град;

P_{δ_1} , P_{δ_2} – бічні сили, що діють на колеса, відповідно, передньої і задньої осей автомобіля, Н;

$K_{\text{від}_1}$, $K_{\text{від}_2}$ – коефіцієнти опору відведенню одного одинарного колеса відповідно передньої і задньої осей, Н/град (для колеса легкового автомобіля значення $K_{\text{від}}$ дорівнює 500...1000 Н/град, вантажного автомобіля – 800...1500 Н/град).

Граничні значення бічних сил, при яких колеса котяться без бокового ковзання,

$$P_{\delta_1} = 0,4 P_{\varphi_1}; \quad P_{\delta_2} = 0,4 P_{\varphi_2}, \quad (4.13)$$

де $P_{\varphi_1} = \varphi G_1$; $P_{\varphi_2} = \varphi G_2$ – сили зчеплення з полотном дороги коліс, відповідно, передньої і задньої осей.

Після визначення кутів бічного відведення коліс δ_1 і δ_2 обчислюють радіус повороту автомобіля, що проєктується, з еластичними колесами (R_e), з радіусом повороту автомобіля з жорсткими (в бічному напрямку) колесами (R), який дорівнює

$$R = L/\operatorname{tg} \theta, \quad (4.14)$$

і порівнюють отримані R_e і R .

Поворотність автомобіля при:

$R_e = R$ – нейтральна;

$R_e > R$ – недостатня;

$R_e < R$ – надлишкова.

Доцільно, щоб поворотність автомобіля була нейтральною або недостатньою. Якщо ж отримані значення R_e і R відповідають надлишковій поворотності, то потрібно визначити критичну швидкість за умови заносу коліс задньої осі за формулою

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{g \cdot L}{\frac{G_2}{\sum K_{\text{від}_2}} - \frac{G_1}{\sum K_{\text{від}_1}}}}. \quad (4.15)$$

Отримане значення $v_{кр}$ має бути на 20...30% більшим від заданої максимальної швидкості руху автомобіля.

4.5 Плавність ходу автомобіля

Плавність ходу автомобіля при його коливаннях оцінюється:

- частотою вільних коливань підресорених мас;
- частотою вільних коливань непідресорених мас;
- прискоренням підресорених мас;
- швидкістю зміни прискорення підресорених мас.

Частота низькочастотних парціальних коливань підресорених мас автомобіля може бути визначена з виразу

$$v_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{f_{cm}}}, \text{ [Гц]}, \quad (4.16)$$

де f_{cm} – статичний прогин, відповідно, передньої і задньої підвіски, м.

Для вантажних автомобілів і міських автобусів приймають $f_{cm} = 0,08 \dots 0,13$ м, для міжміських автобусів $f_{cm} = 0,12 \dots 0,18$ м. При цьому більші значення приймають для передньої підвіски, менші – для підвіски задніх коліс. У сучасних легкових автомобілях для передньої підвіски $f_{cm} = 0,15 \dots 0,25$ м, для задньої підвіски $f_{cm} = 0,12 \dots 0,18$ м.

Плавність ходу можна вважати задовільною, якщо:

$v_n = 0,8 \dots 1,3$ Гц – для легкових автомобілів;

$v_n = 1,2 \dots 1,8$ Гц – для вантажних автомобілів і міських автобусів;

$v_n = 0,7 \dots 1,35$ Гц – для міжміських автобусів.

Частота високочастотних коливань непідресорених мас автомобіля дорівнює

$$v_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\sum C_{ш}}{m_m}}, \text{ [Гц]}, \quad (4.17)$$

де $\sum C_{ш}$ – сумарна радіальна жорсткість шин моста, Н/м;

m_m – маса моста, кг.

Жорсткість однієї шини можна визначити за залежністю

$$C_{ш} = \frac{G_{ш \max}}{(D_g / 2) - r_c}, \quad (4.18)$$

де $G_{ш \max}$ – максимальне допустиме навантаження на шину, Н;

D_g – зовнішній діаметр шини без навантаження, м;

r_c – статичний радіус шини, м.

Для задоволення вимог плавності ходу автомобіля частота коливань його непідресорених мас має бути:

$v_n = 8 \dots 12$ Гц – для легкових автомобілів;

$v_n = 6,5 \dots 9$ Гц – для вантажних автомобілів і автобусів.

Під час руху автомобіля по дорозі, яка має нерівності, виникають вимушені коливання, частота і амплітуда яких залежать від швидкості руху автомобіля, висоти і довжини хвиль нерівностей на дорозі.

Частота вимушених коливань в цьому випадку дорівнює

$$v_{вим} = \frac{V_a}{S}, \quad (4.19)$$

де V_a – швидкість руху автомобіля, м/с;

S – довжина хвилі нерівності на дорозі, м ($S = 0,5 \dots 5$ м).

Під час руху автомобіля можуть виникнути резонансні явища:

- низькочастотні – $v_n = v_{вим}$;

- високочастотні – $v_n = v_{вим}$,

що мають місце при відповідних швидкостях руху автомобіля:

$$V_a = v_n \cdot S \quad \text{і} \quad V_a = v_n \cdot S. \quad (4.20)$$

Використовуючи залежності (4.20) потрібно побудувати залежності $V_a = f(S)$ для підресорених і невідресорених мас передніх і задніх мостів автомобіля, що проектується (рис. 4.4).

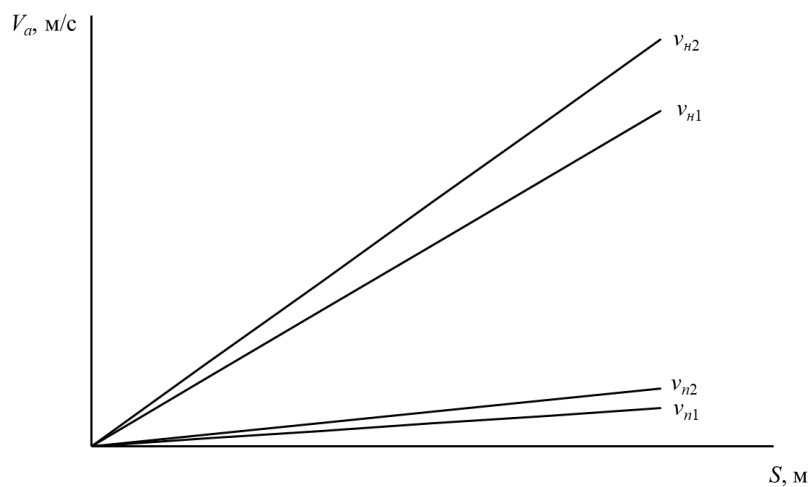


Рисунок 4.4 – Залежності резонансних швидкостей руху автомобіля від довжини нерівності

5 РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ОКРЕМОГО ВУЗЛА АВТОМОБІЛЯ

Метою цієї частини курсової роботи є вибір та обґрунтування конструктивних рішень основних функціональних елементів автомобіля відповідно до завдання з урахуванням особливостей цільового призначення і умов експлуатації автомобіля, що розробляється. При цьому потрібно враховувати як досвід автомобілебудування, впроваджений в конструкціях вітчизняних і зарубіжних автомобілів, так і основні тенденції розвитку їх функціональних елементів і автомобілів в цілому.

Конструкції вузлів, механізмів, систем, що розробляються, мають відповідати вимогам мінімізації матеріальних і трудових витрат на їх обслуговування в процесі експлуатації і ремонті (легкість збирання і розбирання, простота регулювання, достатній доступ для проведення обслуговування).

В розрахунково-пояснювальній записці має бути описаний аналіз існуючих конструктивних рішень вузла, що розробляється, які використовуються на автомобільному транспорті та, на основі цього аналізу, обґрунтовано обране компоувальне рішення. Після обґрунтування компоувального рішення мають бути розроблені потрібні структурні, кінематичні та інші (гідравлічні, пневматичні, електричні тощо) схеми з відповідними конструктивними параметрами, потрібні розрахунки головних параметрів з наведенням переліку матеріалів, які використовують для виготовлення основних деталей кожного вузла або механізму. В розрахунково-пояснювальній записці також наводяться розрахунки основних деталей на міцність, яка має відповідати значенням розрахункових навантажень.

5.1 Трансмiсія

Для розвитку окремих вузлів і агрегатів автомобіля можуть бути використані різні розрахункові режими, які мають відповідати поставленій у роботі задачі.

Перший розрахунковий режим (за максимальним крутним моментом двигуна) використовується для перевірочних розрахунків.

Другий розрахунковий режим (за максимальним зчепленням ведучих коліс з опорною поверхнею) доцільно використовувати при розрахунках карданних валів і мостів багатоосьових повнопривідних автомобілів, а також автомобілів з блокованим приводом, коли розподіл моменту двигуна по окремих мостах не може бути визначений.

Третій розрахунковий режим (за максимальним динамічним навантаженням, яке має місце під час руху автомобіля) є основним при розрахунках на міцність і дозволяє встановити максимально можливі напруження в деталях трансмісії.

Четвертий розрахунковий режим враховує дійсні експлуатаційні навантаження і використовується в розрахунках на втомлюваність.

5.1.1 Зчеплення

Вибір типу і конструктивної схеми зчеплення. При виборі і обґрунтуванні конструкцій зчеплення для проєктованого автомобіля потрібно звернути особливу увагу на забезпечення таких вимог, як плавність вмикання, повне вимикання, довговічність роботи, зручність і легкість керування. Для цього потрібно виходити з критичного оцінювання існуючих вітчизняних і закордонних конструкцій зчеплень і враховувати умови роботи зчеплення.

Для автомобілів, умови роботи яких вимагають частого користування зчепленням (міські умови, робота в кар'єрах, короткі відстані й ін.), можуть бути застосовані гідравлічні або електродинамічні типи зчеплень.

Після вибору і обґрунтування конструкції зчеплення його кінематична схема наводиться в розрахунково-пояснювальній записці.

Середній радіус тертя фрикційного дискового зчеплення дорівнює

$$R_c = \sqrt[3]{\frac{\beta \cdot M_{e \max}}{2\pi \cdot q \cdot z \cdot k \cdot \mu}}, \quad (5.1)$$

де $\beta = \frac{M_c}{M_{e \max}}$ – коефіцієнт запасу зчеплення (M_c – статичний момент тертя зчеплення);

$M_{e \max}$ – максимальний крутний момент двигуна;

$q = 0,14 \dots 0,3$ МПа – тиск на фрикційну накладку;

$z = 2n$ – кількість поверхонь тертя (n – кількість ведених дисків зчеплення);

$k = b/R_c = 0,38 \dots 0,63$ – коефіцієнт ширини фрикційної накладки (b – ширина накладки);

$\mu = 0,25 \dots 0,50$ – коефіцієнт тертя фрикційних накладок по чавуну.

Значення коефіцієнта k прямо пропорційно залежить від величини $M_{e \max}$.

Значення коефіцієнта запасу зчеплення β вибирають з урахуванням зміни (зменшення) коефіцієнта тертя накладок μ в процесі експлуатації, усадки натискних пружин, наявності регулювання натискного зусилля, кількості ведених дисків залежно від типу автомобіля, що проєктується:

– легковий автомобіль – $\beta = 1,2 \dots 1,75$;

– вантажний (автобус) – $\beta = 1,5 \dots 2,2$;

– автомобіль підвищеної, високої прохідності – $\beta = 1,8 \dots 3,0$.

Використовуючи значення середнього радіуса R_c , обчисленого за формулою (5.1), визначають зовнішній діаметр фрикційної накладки

$$D_3 = 2R_c + e. \quad (5.2)$$

За обчисленою величиною D_3 підбирають з табл. 5.1 найближче значення і вважають його дійсним значенням зовнішнього діаметра фрикційної накладки. Одночасно з цієї ж таблиці визначають внутрішній діаметр накладки d_6 .

Таблиця 5.1 – Накладки зчеплення фрикційні азбестові (витяг з ГОСТу 1786-88)

Розміри накладок, мм			Тиск, q , МПа	Тип накладки	Допустима температура нагрівання, °С	
Зовнішній діаметр, D_3 , мм	Внутрішній діаметр, d_6 , мм	Товщина, S , мм			Тривала	Коротко-часна
160	110	3,3	0,14...0,25	3	200	300
180	125	3,5	0,14...0,25	3	200	300
184	125	3,5	0,14...0,25	3	200	300
190	130	3,5	0,14...0,25	3	200	350
200	130	3,3	0,14...0,25	5	200	300
200	140	3,5	0,14...0,25	3	200	300
204	146	3,3	0,14...0,25	3	200	300
254	150	3,5	0,14...0,25	3	200	350
280	164	3,5	0,14...0,25	3	200	300
300	164	4,0	0,14...0,25	1	200	350
340	186	4,0	0,14...0,30	1	200	350
342	186	4,0	0,14...0,30	1	200	350
350	200	4,7	0,14...0,30	1	200	350
400	220	4,2	0,14...0,30	1	200	250

Враховуючи стандартизовані значення D_3 і d_6 , обчислюють дійсне значення середнього радіуса тертя:

$$R_c = \frac{D_3 + d_6}{4}. \quad (5.3)$$

Для визначення потреби у використанні підсилювача приводу зчеплення, кількості поверхонь тертя потрібно визначити силу, що діє на поверхні тертя,

$$P_n = \frac{\beta \cdot M_{e_{\max}}}{\mu \cdot R_c \cdot z}. \quad (5.4)$$

При $P_n > 9$ кН для полегшення керування зчепленням потрібно передбачити збільшення кількості поверхонь тертя n або використання підсилювача.

Для встановлення правильності вибору основних розмірів диска зчеплення його перевіряють щодо припустимих питомих тисків, які можна визначити за формулою

$$P_0 = \frac{4P_n}{D_3^2 + d^2}. \quad (5.5)$$

Припустимі значення питомих тисків для фракційних матеріалів на основі азбесту мають знаходитися в межах 150...300 кПа (1,5...3,0 кгс/см²) і для металокерамічних накладок 1000...1500 кПа (10...15 кгс/см²). Потрібно також мати на увазі, що для фрикційних дисків, у яких $D_3 > 300$ мм, потрібно вибирати менші значення P_0 з метою зниження швидкості буксування на периферії.

Розрахунок натискних периферійних пружин полягає у визначенні діаметра пружини D , діаметра дроту d , з якого вона виготовлена, напружень τ і максимальної її деформації λ_{\max} .

Діаметр циліндричної пружини D змінюється в невеликих межах (27...32 мм). Діаметр дроту пружини d рекомендується приймати рівним 3...5 мм.

При периферійному розміщенні натискних пружин їхнє число потрібно приймати кратним кількості важелів вимикання. Мінімальне число пружин – 3.

Число пружин пов'язане з розмірами зчеплення (зовнішнім його діаметром D_3) – табл. 5.2.

Таблиця 5.2 – Вибір числа натискних пружин

Діаметр веденого диска, D_3 , мм	До 200	200–280	280–380	понад 380
Число пружин	3–6	6–12	12–18	до 30

Зусилля на кожен пружину при периферійному розташуванні визначається за формулою

$$P = \frac{P_n}{n}, \quad (5.6)$$

де n – число пружин механізму зчеплення.

Це зусилля не має перевищувати 600...700 Н для автомобілів середньої і 1000 Н для автомобілів великої вантажопідйомності. Максимальне число робочих пружин при однорядному розташуванні не перевищує 18, а при дворядному – 28...30.

Максимальні напруження в циліндричних пружинах при вимиканні зчеплення на 15...25% перевищують робочі напруження, тому розрахункова формула має такий вигляд:

$$\tau = \xi \frac{10DP}{\pi d^3}, \quad (5.7)$$

де ξ – поправковий коефіцієнт, що враховує вплив кривизни витків пружини і залежний від відношення $\frac{D}{d}$ (табл. 5.3).

Таблиця 5.3 – Поправковий коефіцієнт

D/d	7	6	5	4	3
ξ	1,2	1,25	1,3	1,4	1,6

Розрахункові напруження в пружинах не мають перевищувати допустимих, котрі дорівнюють 700...750 МПа [(7 ... 7,5) 10^3 кгс/см²].

Максимальна деформація пружини визначається за формулою

$$\lambda_{\max} = \frac{10D^3 Pn}{Gd^4}, \quad (5.8)$$

де G – модуль пружності при зсуві [80000 МПа (800000 кгс/см²)].

Для забезпечення нормальної експлуатації зчеплення потрібно, щоб при повністю вимкненому зчепленні між витками пружини залишався зазор не менший $f = 1$ мм. Повне число витків має бути на два витки більшим робочих, тому що крайні витки підгинаються і шліфуються.

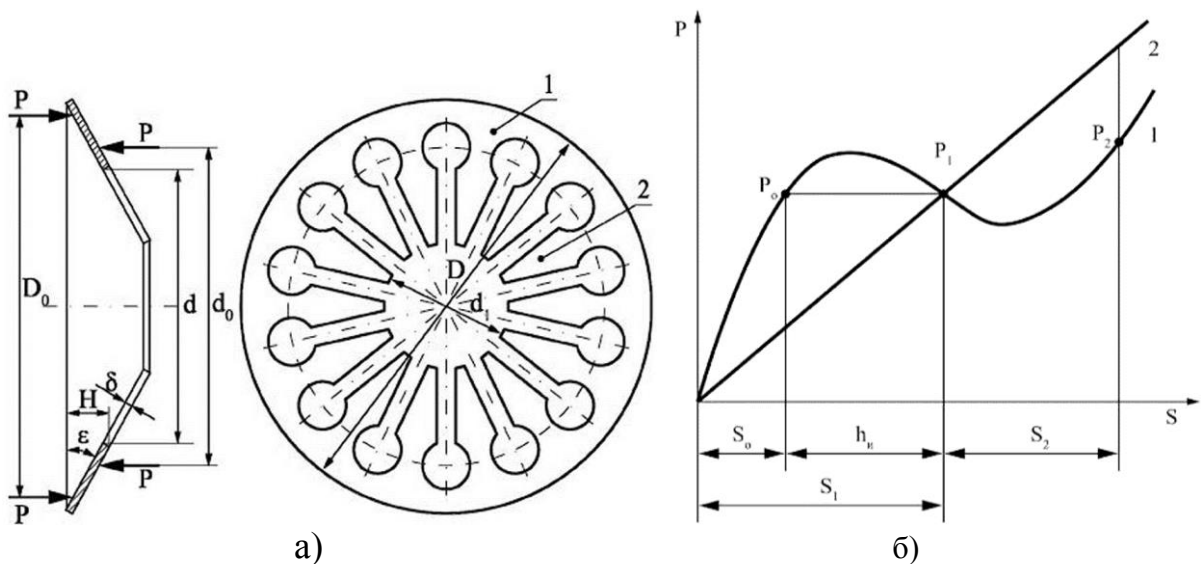
Довжина спіральної циліндричної пружини у вільному стані (без навантаження) визначається за формулою

$$l = d(n+2) + f(n-1) + \lambda_{\max}. \quad (5.9)$$

При розробці конструкції місця встановлення натискних пружин потрібно враховувати дію на них відцентрових сил. Для запобігання нагріву пружин під них встановлюють теплоізолювальні шайби.

Зчеплення з діафрагмовими пружинами завдяки своїм властивостям широко застосовуються на сучасних автомобілях. Використання діафрагмових пружин спрощує конструкцію зчеплення, зменшує його розміри, число деталей, забезпечує плавне вмикання, рівномірний тиск на натискний диск, незначну зміну натискного зусилля при зношенні накладок.

Схема для розрахунку натискної діафрагмової пружини наведена на рис. 5.1.



1 – пружина; 2 – пелюстки пружини; $P_1 = P_n$ – при нових накладках; $P_0 = P_n$ – при змінених накладках; h_n – допустимий знос накладок; S_1 – деформація пружини при складанні; S_0 – деформація пружини при зношених накладках; S_1 – деформація при вимкненому зчепленні; P_2 – зусилля, необхідне для вимкнення зчеплення

Рисунок 5.1 – Діафрагмова пружина – а) і її пружна характеристика – б)

D_0 і d_0 – діаметри розташування опорних кілець. При розрахунку діафрагмової пружини потрібно знати необхідну силу стиснення дисків зчеплення P_n (5.4). В робочому (ввімкненому) положенні $P = P_n$. Пружне нерозрізне кільце 1 має ширину $\frac{D-d}{2}$.

Розрахунок діафрагмових пружин зчеплень проводиться на жорсткість і міцність.

При розрахунку на жорсткість визначаються необхідні конструктивні параметри діафрагмової пружини, що забезпечують необхідну її характеристику. Цим досягається можливість отримання необхідного сумарного зусилля, що стискає поверхні тертя.

Розрахунок на міцність має на меті визначити число вимкнень і ввімкнень зчеплення до виникнення руйнування пружини в небезпечних перерізах. Цей розрахунок дозволяє забезпечити необхідну довговічність (витривалість) пружини.

Величина зовнішнього діаметра пружини може бути встановлена після визначення і вибору розмірів фрикційних накладок веденого диска зчеплення і попереднього конструктивного опрацювання зовнішньої частини натискного диска і кріплення до нього сполучних ланок. При цьому визначається розташування кільцевого опорного виступу для діафрагмової пружини. Величина зовнішнього діаметра діафрагмової пружини береться не більше зовнішнього діаметра натискного диска і не менше середнього діаметра поверхонь тертя фрикційних накладок.

Внутрішній діаметр нерозрізної кільцевої частини пружини визначається з міркувань, що відношення D/d в тарільчастій пружині має лежати в межах $1 < D/d < 4$.

Якщо прийняти, що величина D для діафрагмових пружин лежить в межах від 400 до 160 мм, то при різних величинах співвідношення D/d величина d буде дорівнювати зазначеній в табл. 5.4.

Таблиця 5.4 – Визначення величини внутрішнього діаметра нерозрізної кільцевої частини пружини

D	d						
	$D/d = 1$	$D/d = 1,1$	$D/d = 1,2$	$D/d = 1,3$	$D/d = 1,4$	$D/d = 1,5$	$D/d = 2$
400	400,00	363,64	333,33	307,69	285,71	266,67	20000
300	300,00	272,73	250,00	230,77	214,29	200,00	150,00
200	200,00	181,82	166,67	153,85	142,86	133,33	100,00
160	160,00	145,45	133,33	123,08	114,29	106,67	80,00

Діаметр центрального отвору діафрагмової пружини (d_1) залежить від розмірів вала зчеплення (первинного вала коробки передач), втулки і витискний підшипника. Для виконаних конструкцій величина цього діаметра коливається від 30 до 70 мм.

Товщину пружини δ приймають з таких міркувань:

- $\delta = 2,0 \dots 2,5$ мм для легкових автомобілів;
- $\delta = 3,0 \dots 5,0$ мм для вантажних автомобілів.

Далі призначають діаметри опорних кілець на натискному диску і на кожусі зчеплення, при цьому дотримуючись відношень $D_o = 0,98D$, $d_o = 1,01d$.

Коефіцієнт трансформації пружини визначають за формулою

$$C_{mp} = \frac{3P_1 \cdot D_0^2 \cdot i \cdot (1 - \mu^2) \cdot (m_0 - 1)^2}{2\pi \cdot E \cdot m_0^2 \cdot \ln(m_0)}, \quad (5.10)$$

де P_1 – номінальна сила тертя ($P_1 = P_n$ – при нових накладках);

$\mu = 0,3$ – коефіцієнт Пуассона;

$E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності першого роду;

$m_0 = \frac{D_0}{d}$, $m = \frac{D}{d}$, $i = \frac{D_0 - d_0}{D_0 - d}$ – коефіцієнти співвідношення діаметрів.

Товщину пружини δ розраховують, розв'язуючи рівняння

$$\delta^8 + \frac{h_u^2}{6i^2} \delta^6 - \frac{1}{2} \left(\frac{h_u}{3i} \right)^6 \delta^2 - C_{mp} \left(\frac{h_u}{3i} \right)^3 \delta - \frac{C_{mp}^2}{2} = 0, \quad (5.11)$$

де h_u – допустимий знос всіх фрикційних накладок. $h_u = 0,5S$ для приклепаних і $h_u = 1,0S$ для приклеєних накладок (S – товщина накладки).

Товщина пружини δ має знаходитись в межах:

- $\delta = 2,0 \dots 2,5$ мм для легкових автомобілів;
- $\delta = 3,0 \dots 5,0$ мм для вантажних автомобілів.

Висоту конуса нерозрізної частини пружини визначають за формулою

$$H = \sqrt{2\delta^2 + \frac{h_u^2}{3i^2}}. \quad (5.12)$$

Деформацію пружини під номінальним навантаженням визначають за формулою

$$S_1 = H \cdot i + \frac{h_u}{3}. \quad (5.13)$$

Далі потрібно обчислити силу пружини залежно від деформації (ходу S) і побудувати графік $P = f(S)$

$$P = \frac{4E \cdot \delta \cdot S}{(1 - \mu^2) \cdot i \cdot D_0^2} \frac{\pi}{6} \left(\frac{m_0}{m_0 - 1} \right)^2 \cdot \ln m_0 \cdot \left[\left(H - \frac{S}{i} \right) \left(H - \frac{S}{2i} \right) + \delta^2 \right], \text{ [Н]}. \quad (5.14)$$

За характеристикою встановлюють силу P_2 при ході S_2 , відповідну вимкненому зчепленню. Це значення сили потім використовується при розрахунку приводу зчеплення.

Напруження вигину в найбільш навантаженому місці – в середині основи пелюстки – визначають за формулою

$$\sigma_u = \frac{4E \cdot S}{(1 - \mu^2) \cdot i \cdot D^2} \frac{m^2}{m - 1} \left[\left(H - \frac{S}{2i} \right) \frac{m - 1 - \ln m}{(m - 1) \ln m} + \frac{S}{2} \right], \text{ [МПа]}. \quad (5.15)$$

Розраховане напруження має бути $\sigma_u \leq [\sigma_u] \cong \sigma_T$ $\sigma_T = 1200$ МПа, залежно від марки сталі, що застосовується для виготовлення пружини.

При проведенні розрахунків потрібно дотримуватися співвідношень, отриманих за статистичними даними при аналізах виконаних конструкцій зчеплень:

- $H = (1,6 \dots 2,2) \delta$;
- $D = (75 \dots 100) \delta$;
- $\varepsilon = 10 \dots 15^\circ$;
- число пелюстків – 8 ... 20.

Показники довговічності або зносостійкості механізму зчеплення оцінюються за питомою роботою буксування і температурою нагрівання при рушанні з місця.

Робота буксування, що не залежить від плавності вмикання, дорівнює

$$L = \frac{n_0^2}{180} \cdot \frac{I_a}{1 + \frac{I_a}{I_e} \left(1 - \frac{1}{\beta}\right)}, \quad (5.16)$$

де n_0 – число обертів колінчастого вала двигуна за хвилину при вмиканні зчеплення (рекомендується приймати 800 об/хв.);

I_a – момент інерції автомобіля, приведений до вала зчеплення;

I_e – момент інерції обертових мас двигуна;

β – коефіцієнт запасу зчеплення.

Момент інерції поступально рухомих і обертових мас автомобіля, приведений до колінчастого вала двигуна, визначається за формулою

$$I_a = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{r_K^2}{i_0^2 \cdot i_{K1}^2}, \quad (5.17)$$

де G_a – повна вага автомобіля, Н (кгс);

r_K – кінематичний радіус колеса, м;

i_0 – передаточне число головної передачі;

i_{K1} – передаточне число першої передачі коробки передач.

Питома робота буксування зчеплення визначається за формулою

$$C = \frac{L}{F_\Sigma}, \quad (5.18)$$

де F_Σ – сумарна поверхня тертя накладок зчеплення.

Нагрівання деталей зчеплення при одному вмиканні (нехтуючи випромінюванням) визначається за нижченаведеною формулою

$$\tau = \frac{\gamma L}{c_\partial m_\partial}, \quad (5.19)$$

де γ – коефіцієнт, що враховує, яка частина роботи тертя сприймається диском зчеплення. Для натискного диска і маховика в однодисковому зчепленні $\gamma = 0,5$; в дводисковому зчепленні для натискного диска $\gamma = 0,25$ та для ведучого середнього диска $\gamma = 0,5$;

c_∂ – теплоємність деталі;

m_∂ – маса деталі.

Числові значення питомої роботи буксування і температури нагрівання при рушанні з місця на нижчих передачах не мають перевищувати значень (для одного вмикання), наведених в табл. 5.5.

Таблиця 5.5 – Допустимі показники нагрівання зчеплення при буксуванні

	$C, \frac{\text{МДж}}{\text{м}^2}$	$C, \frac{\text{кг} \cdot \text{см}}{\text{см}^2}$	$\tau^\circ, ^\circ\text{C}$
Для окремих автомобілів	1	10	10
Для автомобілів із причепом	1,5	15	20

Привод керування зчепленням розраховується після обґрунтування і розробки його конструктивної схеми.

При проектуванні приводу зчеплення потрібно забезпечити правильний підбір основних розмірів важелів і деталей, що впливають на зручність і легкість керування муфтою зчеплення.

Вибір передаточного числа приводу має виконуватись з урахуванням наведених нижче вимог:

- повний хід педалі зчеплення не має перевищувати 150 мм для легкових і 180 мм для вантажних автомобілів;
- вільний хід педалі має складати – 0...35 мм;
- зазор між витискною муфтою і натискними важільцями має дорівнювати 0 ... 4 мм, зазор у кожній парі поверхонь тертя – 0,75...1,0 мм;
- максимальне зусилля натискання ($P_{\text{пед}}$) на педалі при вимиканні зчеплення не має перевищувати 150 Н для легкових і 200 Н для вантажних автомобілів.

Передаточне число (силове) приводу зчеплення

$$i_{\text{пр}} = \frac{P_{\text{н}}}{P_{\text{пед}} \cdot \eta_{\text{пр}}} \quad \text{або} \quad i_{\text{пр}} = \frac{\beta M_{e\text{max}}}{\mu \cdot i \cdot R_{\text{с}} \cdot P_{\text{пед}} \cdot \eta_{\text{пр}}} \quad (5.20)$$

Для механічних, гідравлічних приводів $\eta_{\text{пр}} = 0,6..0,85$.

Передаточні відношення приводів зчеплень сучасних автомобілів знаходяться в межах 30 ... 45.

Передаточне число механічного приводу (рис. 5.2, а) визначається з залежності

$$i_{\text{пр}} = \frac{a \cdot c \cdot e}{b \cdot d \cdot f} \quad (5.21)$$

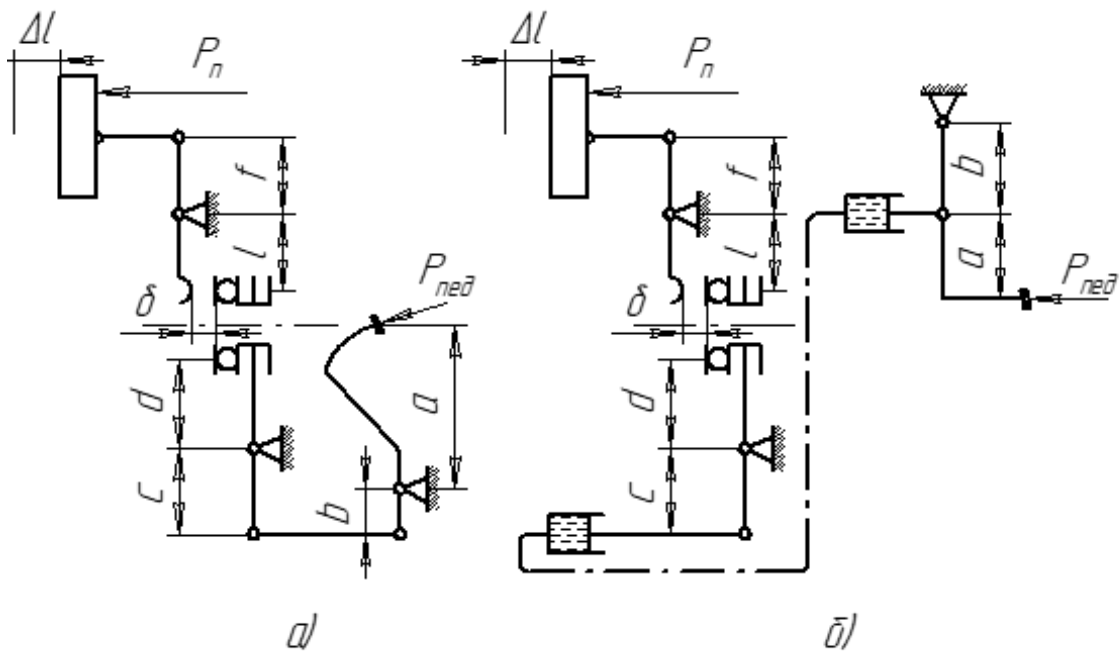


Рисунок 5.2 – Кінематичні схеми механічного (а) і гідравлічного (б) приводів зчеплення

Для гідравлічного приводу передаточне відношення (рис. 5.2, б) дорівнює

$$i_{\text{гп}} = \frac{a \cdot c \cdot d_2^2}{b \cdot d \cdot d_1^2}. \quad (5.22)$$

Повний хід педалі зчеплення дорівнює:

$$\text{для механічного приводу} \quad S_{\text{педМ}} = \Delta l_{\text{гп}} + \delta \frac{ac}{bd}; \quad (5.23)$$

$$\text{для гідравлічного приводу} \quad S_{\text{педГ}} = \Delta l_{\text{гп}} + \delta \frac{d_2^2 a}{d_1^2 b}, \quad (5.24)$$

де Δl – зазор між натискним і веденим диском;

δ – зазор між витискною муфтою і натискними важелями.

Розрахунок гасителя крутильних коливань полягає у визначенні напружень кручення пружини гасителя

$$\tau = \frac{8PD_{\text{ср}}K}{\pi d^3}, \quad (5.25)$$

де $K = \frac{4C-1}{4(C-1)} + \frac{0,615}{C}$, $C = \frac{D_{\text{ср}}}{d} = 4,5 \dots 9,5$ – коефіцієнт кривизни витків;

P – зусилля, що діє на одну пружину, Н;

d – діаметр дроту пружини, $d = 3 \dots 4$ мм;

$D_{\text{ср}}$ – середній діаметр пружин, $D_{\text{ср}} = 11 \dots 15$ мм.

Повне число витків пружини приймають $n = 6$. Момент попереднього затягування пружин гасителя

$$M_{\text{пз}} = (15 \div 20\%) M_{e\text{max}}. \quad (5.26)$$

Допустиме напруження кручення у пружинах приймають $[\tau] = 650 \dots 800$ МПа ($6500 \dots 8000$ кгс/см²).

При розробці зчеплення, згідно зі спеціальним завданням курсової роботи, додатково розраховуються на міцність маточина веденого диска і важелі вимкнення зчеплення; проводиться перевірка зчеплення на нагрівання.

5.1.2 Коробка передач

Розрахунки коробки передач базуються на результатах розрахунків максимального крутного моменту двигуна, кількості передач і їх передаточних чисел, а також враховуючи цільове призначення і умови експлуатації автомобіля, що розробляється. Методична послідовність конструювання і розрахунку ступінчастих коробок передач наведена нижче.

1. Вибір типу і конструктивної схеми коробки передач.
2. Визначення міжосьової відстані.
3. Вибір модулів і чисел зубців шестерень різних ступенів. Уточнення передаточних чисел.
4. Перевірка статичної і контактної міцності зубців шестерень.
5. Розрахунок валів коробки передач на міцність і твердість. Розрахунок шліцьових з'єднань.
6. Розрахунок синхронізаторів.
7. Вибір підшипників коробки передач.

Вибір типу і конструктивної схеми коробки передач виконується з урахуванням типу і призначення проєктованого автомобіля, а також на підставі аналізу сучасних і перспективних конструктивних рішень аналогічних механізмів.

Число передач в коробках передач становить 5 ... 6 для легкових автомобілів і автобусів малої місткості, вантажних автомобілів малої і середньої вантажопідйомності і 6...16 для вантажних автомобілів великої вантажопідйомності і високої прохідності. У автомобілях-тягачах, які працюють з причепами та напівпричепами, використовуються багатоступінчасті коробки передач, число яких може становити 8...24.

Число елементів управління, що вмикаються на одній передачі, на одиницю менше числа ступенів свободи коробки передач. При числі ступенів не більше 7 коробки передач механічних трансмісій виконуються зазвичай з двома ступенями свободи. У цих коробках для отримання певної передачі вмикається осьовим переміщенням одна зубчаста муфта або пересувне зубчасте колесо. Коробки передач з числом ступенів 8 і більше умовно називаються багатоступінчастими. При числі ступенів 8...10, інколи

до 15, вони виконуються з трьома ступенями свободи – для отримання певної передачі вмикаються два елементи управління. При числі ступенів 12 і більше багатоступінчасті коробки передач мають зазвичай чотири ступеня свободи. Збільшення числа ступенів свободи дозволяє за рахунок деякого ускладнення управління зменшити необхідну кількість зубчастих коліс в коробках передач з великим числом ступенів свободи.

Більшість коробок передач виконується за однопотоковою схемою, так що через кожне зубчасте зачеплення ввімкненої передачі проходить вся передана потужність. Коробки передач, у яких потужність передається двома або трьома паралельними механічними потоками, застосовуються рідко, оскільки збільшення кількості потоків призводить до ускладнення конструкції. Це ускладнення, однак, дозволяє зменшити навантаження на зубчасті колеса, вали і підшипники та дещо скоротити розміри зазначених елементів.

Орієнтовне значення міжосьової відстані може бути визначене за величиною крутного моменту на веденому валу

$$a_w \approx k_\alpha \sqrt[3]{M_{вих}} ; \quad (5.27)$$

де k_α – емпіричний коефіцієнт;

$M_{вих} = M_{e_{max}} \cdot u_1$, [Н·м] – крутний момент на веденому валу.

Коефіцієнт k_α знаходиться в межах: 8,9...9,3 для коробок легкових автомобілів і 8,6...9,6 – для вантажних автомобілів і автобусів. Більші значення коефіцієнта стосуються коробок з прискорювальною передачею, а також коробок автомобілів з дизельними двигунами. Міжосьова відстань для базової коробки багатоступінчастої коробки передач також визначається за формулою (5.27). При цьому максимальний момент на вторинному валу визначається, виходячи з нижчого передаточного числа від двигуна до цього вала (тобто, без урахування демультіплікатора), $k_\alpha = 9,5...11$.

Практично для виконаних конструкцій ряд значень a_w обмежений. Для коробок передач вантажних автомобілів комісія з машинобудування рекомендує, наприклад, такий раціональний ряд міжосьових відстаней (мм): 85, 105, 125, 140, 160. Міжосьова відстань в коробках передач легкових автомобілів зазвичай знаходиться в межах 65... 80 мм. В автомобілебудуванні конструктори, виходячи з практичних міркувань і цілей, зазвичай відступають від рекомендованих рядів міжосьових відстаней. Обрану міжосьову відстань a_w округлюють зазвичай до десятих часток міліметра.

Осьовий розмір по картеру визначається шириною b вінців зубчастих коліс, шириною B підшипників і осьовими розмірами H зубчастих муфт синхронізаторів. Орієнтовно осьовий розмір можна визначити за формулою

$$l = m \cdot b + n \cdot B + c \cdot H, \quad (5.28)$$

де m, n, c – відповідно, кількість зубчастих коліс, підшипників і зубчастих муфт синхронізаторів на вторинному і первинному валах коробки;

$$b \approx (0,19 \dots 0,25) \alpha_w; \quad B \approx (0,20 \dots 0,28) \alpha_w; \quad H \approx (0,45 \dots 0,78) \alpha_w.$$

Нормальний модуль (m_n) зубчастих коліс механічних коробок передач знаходиться в таких межах (мм):

- в мікро- і малолітражних легкових автомобілях: 2,25–2,75;
- легкових автомобілях: 2,75–3;
- вантажних автомобілях малої і середньої вантажопідйомності: 3,5–4,5;
- вантажних автомобілях великої вантажопідйомності: 4,5–5.

Нормальний модуль зубчастих коліс стандартизований і може приймати значення, наведені в табл. 5.6. Значення ряду 1 потрібно використовувати в першу чергу.

Таблиця 5.6 – Рекомендовані значення модулів зубців шестерень коробок передач

Ряд	Модуль зубців, мм									
1	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6	8	10	12	16
2	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	18

У ряді випадків коробка передач виконується з однаковим нормальним модулем для всіх зубчастих коліс. У коробках передач вантажних автомобілів модулі для пар першої передачі, заднього ходу і приводу проміжного вала часто дещо відрізняються від модуля інших зубчастих коліс. Модуль 5 мм, іноді 6 мм, застосовується для першої передачі при малому числі зубців шестерні ($z = 12$), а також для вихідної пари заднього валового знижувального редуктора.

Кут нахилу лінії зуба β косозубих шестерень коробок передач приймають:

- тривалова легкового автомобіля – $\beta = 22 \dots 34^\circ$;
- двовалова легкового автомобіля – $\beta = 20 \dots 25^\circ$;
- вантажного автомобіля і автобуса – $\beta = 18 \dots 26^\circ$.

При призначенні кута β враховується потреба в забезпеченні достатньої плавності роботи передачі та низка інших умов. Косозуба передача досягає найвищої плавності роботи, коли коефіцієнт осьового перекриття ε_β є цілим числом. Оскільки цілі значення ε_β , більші одиниці, для застосовуваних в коробках передач відносно вузьких зубчастих коліс не можна реалізувати, намагаються наблизитися до значення $\varepsilon_\beta = 1$. Кут нахилу ε_β , що задовольняє умову $\varepsilon_\beta = 1$, визначається з рівності

$$\beta_{\varepsilon} = \arcsin\left(\frac{\pi m_n}{b_w}\right), \quad (5.29)$$

де b_w – ширина зубчастих вінців для коробок передач, яка для легкових автомобілів знаходиться в межах $b_w \approx (5\dots6) m_n$, а для вантажних – $b_w \approx (7\dots8) m_n$.

Відповідні кути β_{ε} мають бути 30–38° для легкових автомобілів і 22–26° – для вантажних. Практично $\beta < \beta_{\varepsilon}$. Це, зазвичай, пов'язано або з необхідністю зменшити осьові навантаження на підшипники, або з умовами вибору коефіцієнтів зміщення для зубчастих коліс, або з підбором чисел зубців, які відповідають заданим передаточним числам.

Уточнення кута нахилу лінії зуба β і визначення суми чисел зубців в парі Z_{Σ} виконуються з урахуванням виду зубчастої передачі, що визначається коефіцієнтами зсувів у шестерні x_1 і колеса x_2 . Зміщення для зубчастих коліс коробок передач дозволяють забезпечити задану міжосьову відстань a_w при обраних значеннях параметрів m_n і β , а також дещо підвищити міцність і витривалість зубців. Незміщена ($x_1 = x_2 = 0$) і рівнозміщена ($x_1 = -x_2$) косозубі передачі мають $x_{\Sigma} = 0$. Для зазначених передач після вибору міжосьової відстані a_w і модуля m_n вибирається попереднє значення кута нахилу β_n : наприклад, $\beta_n = \beta_{\varepsilon}$ або дещо менше. Відповідна сума чисел зубців в парі

$$Z_{\Sigma n} = \frac{2a_w \cos \beta_n}{m_n}. \quad (5.30)$$

При цьому $Z_{\Sigma n}$ зазвичай виявляється числом нецілим. Тому приймається найближче ціле число Z_{Σ} , за яким і проводиться уточнення кута β ,

$$\beta = \arccos\left(\frac{0,5m_n Z_{\Sigma}}{a_w}\right). \quad (5.31)$$

Зміщена додатна косозуба передача ($x_{\Sigma} > 0$) може бути здійснена шляхом зменшення β або Z_{Σ} порівняно з відповідною незміщеною передачею. Методика проектування зміщеної передачі наведена в [1].

Кількість зубців шестерень коробки передач визначають за умови відповідності передаточних чисел на кожній з передач передаточним числам, знайденим при тяговому розрахунку автомобіля. При цьому для забезпечення паралельності валів суми чисел зубців кожної пари шестерень (при однакових модулях і кутах нахилу зубців) мають бути однаковими, тобто,

$$Z_1 + Z_2 = Z_3 + Z_4 = \dots = Z_{i-1} + Z_i = Z_{\Sigma}.$$

Якщо на автомобілі, що проектується, буде встановлена тривалова коробка передач, то при визначенні кількості зубців шестерень потрібно враховувати, що на всіх передачах, крім прямої, крутний момент

передається через дві пари шестерень – пару шестерень постійного зачеплення і пару шестерень відповідної передачі. Передаточне число i -ої передачі в цьому випадку визначається з виразу

$$u_{ki} = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_{ie}}{Z_{in}} = u_n \cdot u'_i, \quad (5.32)$$

де Z_2 і Z_1 – числа зубців шестерень приводу проміжного вала (Z_1 – на первинному, Z_2 – на проміжному валу);

Z_{ie} і Z_{in} – числа зубців шестерень i -ої передачі (Z_{ie} – на вторинному валу, Z_{in} – на проміжному валу);

u_n – передаточне число шестерень постійного зачеплення;

u'_i – передаточне число вихідної пари i -ої передачі.

Передаточне число шестерень постійного зачеплення тривалої коробки передач u_n доцільно визначати, виходячи з заданого передаточного числа першої передачі u_{k1} . У той же час раціональним є розподіл, при якому більший ступінь редукції моменту здійснюється парою першої передачі, тобто передаточне число u'_1 перевищує u_n .

Для тривалових коробок передач з типовим компонованням розподіл передаточного числа першої передачі виявляється раціональним, якщо його виконати на основі вибору числа зубців ведучої шестірні першої передачі Z_{1n} в таких межах: для коробки передач легкових автомобілів ($u_{k1} = 3,5 \dots 3,8$) – $Z_{1n} = 15 \dots 17$; коробки передач вантажних автомобілів і автобусів ($u_{k1} = 6 \dots 8$) – $Z_{1n} = 12 \dots 16$. Менші значення Z_{1n} приймають для коробок передач з великими значеннями u_{k1} і модуля зубчастих коліс першої передачі.

Іноді в коробках передач легкових автомобілів приймають рівномірний розподіл передаточного числа, тоді $u_n = u'_1 \cong \sqrt{u_{k1}}$, $Z_1 = Z_{1n}$, $Z_2 = Z_{1e}$.

Число зубців шестерень без зміщення не має бути менше 17. У передачах з числом зубців меншим 17 необхідно використовувати шестерні зі зміщенням.

Після визначення Z_1 і Z_2 , враховуючи знайдену в тяговому розрахунку величину u_{ki} , з системи рівнянь

$$\begin{cases} Z_1 + Z_2 = Z_{ie} + Z_{in} = Z_{\Sigma}; \\ u_{ki} = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_{ie}}{Z_{in}}; \end{cases} \quad (5.33)$$

обчислюють значення Z_{ie} та Z_{in} . Таким чином знаходять числа зубців шестерень для кожної передачі (крім прямої).

Кінематичний розрахунок базової коробки, що входить до складу багатоступінчастої коробки передач з трьома ступенями свободи, виконується в розглянутому вище порядку. Попередньо потрібно з загального ряду передаточних чисел багатоступінчастої коробки передач виділити власні передаточні числа базової коробки.

При використанні на автомобілі, що проектується, двовалової коробки передач, крутний момент передається тільки однією парою шестерень. При однакових модулях і кутах нахилу зубців шестерень на всіх передачах кількість зубців шестерень кожної передачі визначають із системи рівнянь

$$\begin{cases} Z_{1(1)} + Z_{2(1)} = Z_{1(i)} + Z_{2(i)} = Z_{\Sigma}; \\ u_{ki} = \frac{Z_{2(i)}}{Z_{1(i)}}; \end{cases} \quad (5.34)$$

де $Z_{1(1)}$ і $Z_{2(1)}$ – відповідно, кількість зубців першої передачі на ведучому і веденому валах;

$Z_{1(i)}$ і $Z_{2(i)}$ – кількість зубців шестерень i -ої передачі відповідно на ведучому та веденому валах.

Числа зубців округлюються до цілих значень, потім проводиться уточнення передаточних чисел. Відхилення дійсного передаточного числа не має перевищувати 5%. З метою наближення до заданого u_{ki} можна змінювати раніше вибране значення z_{Σ} , компенсуючи цю зміну відповідним зміщенням або коректуванням кута нахилу β .

Перевірка статичної міцності зубців шестерень уточнює правильність попереднього вибору величини модуля. Напруження згину в основі зубців розраховується за наведеними нижче формулами:

для прямозубих шестерень $\sigma_{зз} = 0,36 \frac{P}{b m y}; \quad (5.35)$

для косозубих шестерень $\sigma_{зз} = 0,24 \frac{P}{b m_n y}, \quad (5.36)$

де P – колове зусилля при контакті в полюсі зачеплення, що дорівнює

$$P = \frac{M}{r_{\text{д}}},$$

де M – крутний момент на валу шестерні, що розраховується, і визначається за $M_{e \text{ max}}$;

$r_{\text{д}}$ – радіус ділильного кола;

y – коефіцієнт форми зуба, що вибирають з таблиць або розраховують для косозубих шестерень за приведеним числом зубців ($Z_{np} = Z / \cos^3 \beta$).

Коефіцієнт форми зуба для некорегованих прямозубих і косозубих шестерень визначається з табл. 5.7.

Таблиця 5.7 – Значення коефіцієнта форми зуба y

Число зубців z або $z_{\text{ПР}}$	Коефіцієнт форми зуба y	Число зубців z або $z_{\text{ПР}}$	Коефіцієнт форми зуба y
16	0,101	28	0,117
17	0,102	30	0,120
18	0,104	32	0,123
19	0,105	35	0,128
20	0,106	37	0,131
21	0,108	40	0,136
22	0,110	45	0,142
24	0,112	50	0,145
26	0,114	60	0,150

Якщо для шестерень проектованої коробки передач передбачається виконувати кутову корекцію, то значення y , взяте з табл. 5.7, потрібно помножити на поправковий коефіцієнт K_{α} , величина якого приймається залежно від кута зачеплення α (табл. 5.8).

Таблиця 5.8 – Значення поправкового коефіцієнта K_{α}

α°	15°	17°30'	22°30'	25°
K_{α}	1,14	1,07	0,935	0,875

При застосуванні високої корекції табличні значення коефіцієнта y множаться на 1,14.

Допустиме напруження шестерень для цементованих і ціанованих сталей наведено в табл. 5.9.

Таблиця 5.9 – Допустимі напруження згину

Шестерня	σ_{32} , МПа	
	Легкові та вантажні автомобілі вантажопідйомністю до 50 кН	Вантажні автомобілі вантажопідйомністю понад 50 кН
першої передачі та заднього ходу	750...850	500...650
приводу проміжного вала та решти передач	350...450	175...275

Перевірка контактної міцності зубців шестерень слугує для орієнтовного оцінювання їхньої довговічності і ґрунтується на використанні залежності Беляєва – Герца. Для пари шестерень, виготовлених з одного матеріалу, контактне напруження стиску визначається за формулою

$$\sigma_{cm} = 0,4118 \cos \beta \sqrt{\frac{PE}{b_0 \sin \alpha \cos \alpha} \cdot \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)}, \quad (5.37)$$

де β – кут нахилу зубців;

P – колове зусилля, знайдене, виходячи зі значень крутного моменту, що передається валом шестерні, Н;

E – модуль поздовжньої пружності матеріалу, з якого виготовлена шестерня (для сталі $E = 210$ ГПа);

α – кут зачеплення шестерень ($\alpha = 20^\circ$);

r_i – радіуси початкових кіл ведучої і веденої шестерень;

$b_0 = (r_1 + r_2) \cdot \sin \alpha$ – довжина лінії зачеплення.

Знайдене значення σ_{cm} має знаходитися в межах:

1500...3000 МПа – для прямозубих шестерень;

1000...2500 МПа – для косозубих шестерень.

Якщо значення σ_{cm} знаходиться поза межами контактних напружень, що допускаються, розрахунки потрібно повторити, скоригувавши вихідні дані (β , b). За обчисленим значенням модуля зубців потрібно знайти розміри шестерень, відстань між осями валів і орієнтовні габаритні розміри коробки передач.

Після виконання розрахунку основні параметри шестерень (модуль, кількість зубців, діаметр початкового кола, висота головки і ніжки зуба, кут зачеплення, спосіб корекції, кут нахилу зубців на початковому циліндрі, розрахункові напруження згину і контактні напруження) рекомендується звести в окрему таблицю.

Розрахунок валів коробки передач на міцність і твердість служить для перевірки міцності і твердості попередньо визначених діаметрів і довжин валів.

Діаметри валів вибирають з умов найбільшої твердості. Для проміжного і веденого валів

$$d \cong 0,45a_w, \quad (5.38)$$

де a_w – міжосьова відстань, мм.

Для ведучого вала

$$d = 4,9\sqrt[3]{M_{e_{\max}}}, \quad (5.39)$$

де $M_{e_{\max}}$ – максимальний крутний момент, Н мм.

Діаметр валів також можна визначити зі співвідношень:

$$\frac{d}{l} = 0,16..0,18 \text{ – для ведучих і проміжного валів,}$$

$$\frac{d}{l} = 0,18..0,21 \text{ – для веденого вала.}$$

Міцність валів коробки передач перевіряється при спільній дії кручення і згину. Матеріалом для валів слугують сталі 25ХГМ, 35Х, 40Х.

При відомих силових навантаженнях на вали реакції опор валів визначаються, починаючи з вторинного вала. Розрахунок виконується для всіх ступенів коробки передач. Реакції опор визначаються з використанням рівнянь рівноваги для просторової системи довільно розташованих сил [4].

Міцність валів коробки передач визначається, виходячи з деформації валів на кручення і згин. На рис. 5.3–5.5 наведені розрахункові схеми вторинного, проміжного і первинного валів з косозубими шестернями.

Сили, що діють у косозубому зачепленні, визначаються з залежностей:

– колова сила

$$P_x = \frac{M_x}{r_x}; \quad (5.40)$$

– радіальна сила

$$R_x = \frac{tg \alpha_x}{\cos \beta_x}; \quad (5.41)$$

– осьова сила

$$Q_x = P_x tg \beta_x, \quad (5.42)$$

де M_x – момент на валові X -ої шестерні, визначений по максимальному крутному моменту двигуна.

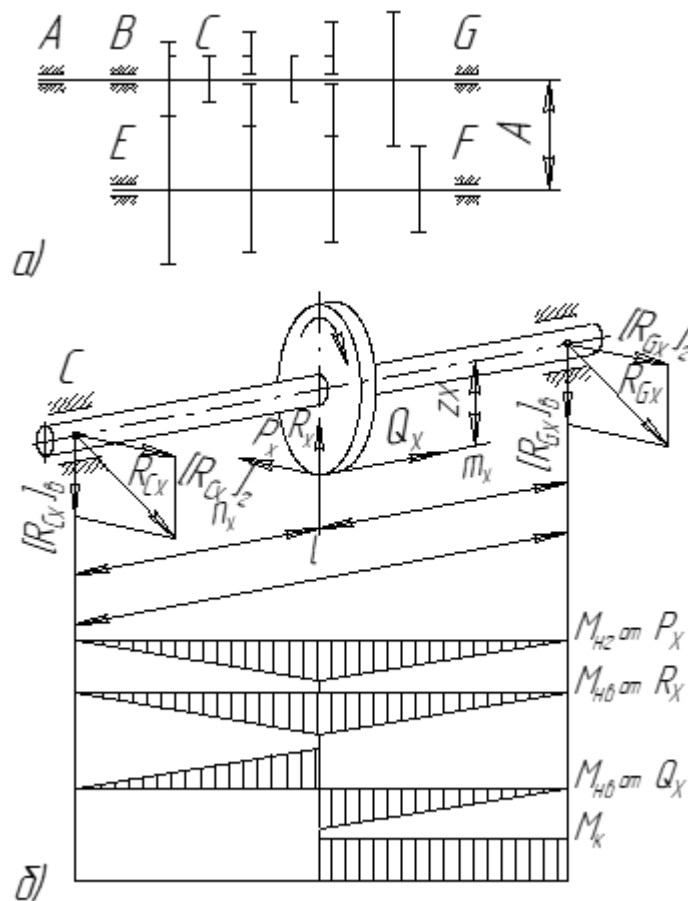


Рисунок 5.3 – Кінематична схема коробки передач (а) та розрахункова схема первинного вала (б)

Для всіх трьох валів рекомендується подавати дві розрахункові схеми у вертикальній і горизонтальній площинах. За знайденим значенням моментів, що згинають вал у вертикальній $M_{3в}$ і в горизонтальній $M_{3г}$ площинах, визначається повний згинальний момент

$$M_3 = \sqrt{M_{3в}^2 + M_{3г}^2} . \quad (5.43)$$

За знайденим значенням згинальних M_3 і крутних $M_{кр}$ моментів визначається еквівалентний момент

$$M_E = \sqrt{M_3^2 + M_{кр}^2} . \quad (5.44)$$

Еквівалентні напруження згину визначаються з залежності

$$\sigma_E = \frac{M_E}{W_3} , \quad (5.45)$$

де W_3 – осьовий момент опору, см^3 .

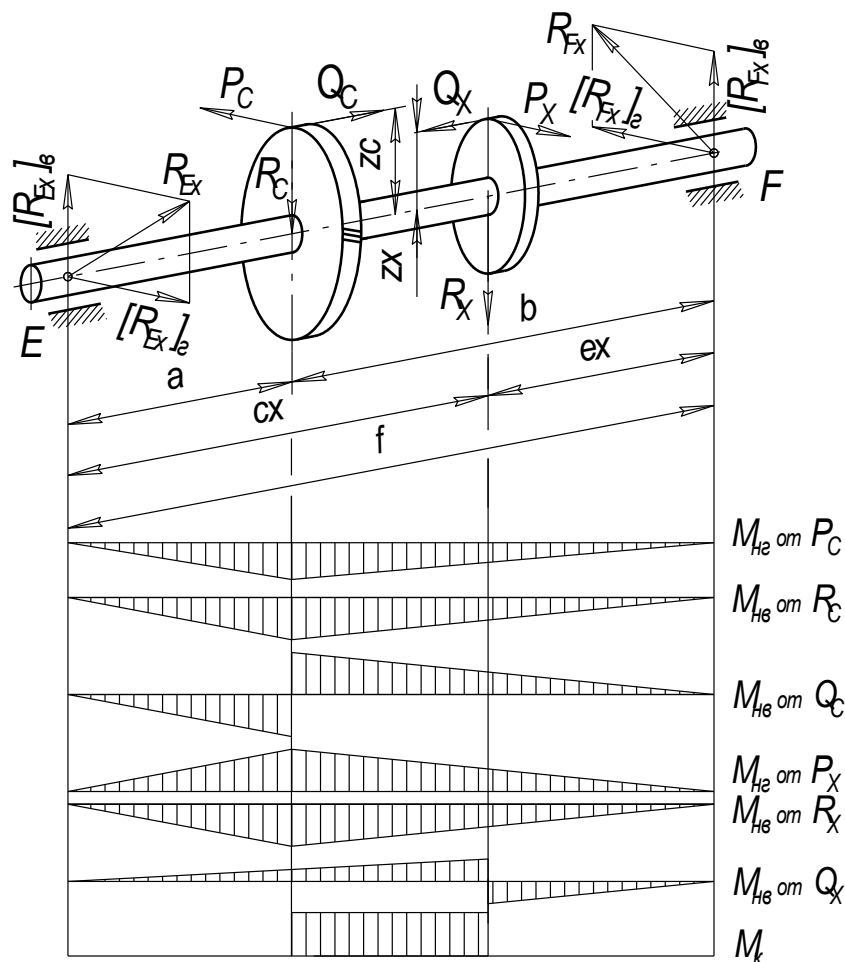


Рисунок 5.4 – Розрахункова схема проміжного вала

Для суцільного вала приблизно

$$W_3 = 0,1d^3. \quad (5.46)$$

За наявності шліцьової нарізки на валах

$$W_3 = \frac{\pi d_e^4 + B_{III} (d_3 + d_e)^2 (d_3 - d_e) z_{III}}{32d_3} d^3, \quad (5.47)$$

де d_3 і d_e – зовнішній і внутрішній діаметр шліців;

z_{III} і B_{III} – число шліців і їхня ширина.

Отримані з залежності (5.45) еквівалентні напруження не мають перевищувати $[\sigma] = 60 \dots 70$ МПа ($600 \dots 700$ кгс/см²).

При проектуванні коробки передач із проміжним валом у виді блока шестерень розрахунку піддається тільки його вісь, що працює на деформацію згину.

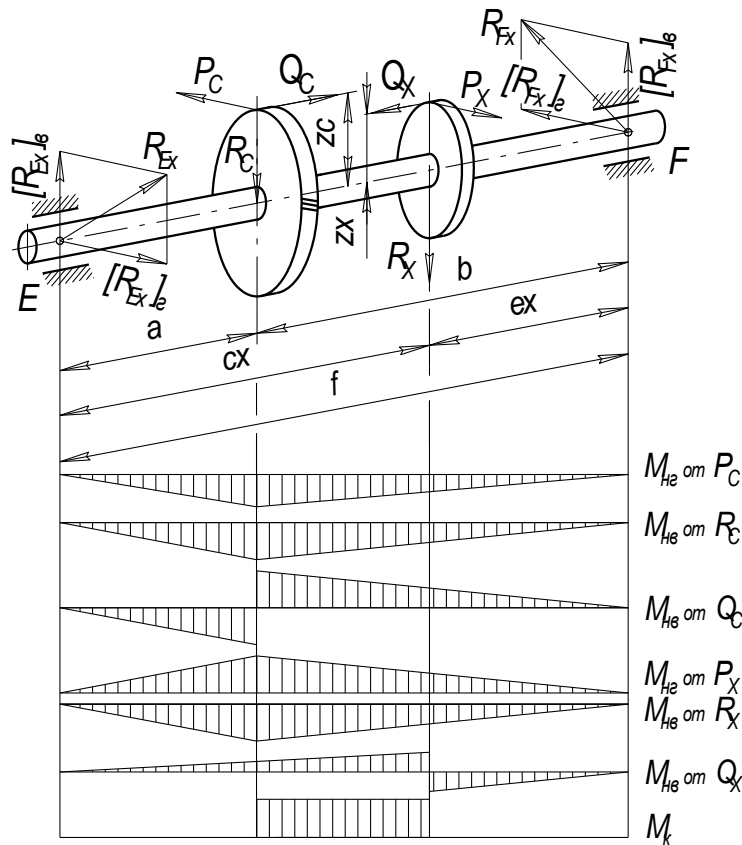


Рисунок 5.4 – Розрахункова схема вторинного вала

Прогини валів і кути повороту перерізів визначаються окремо для діючих сил P_X , R_X і в місцях розташування шестерень. Осьові й радіальні сили викликають прогин валів у площині їх осей (f_a), а колові сили – прогин у перпендикулярній площині (f_z). Прогин валів у кожній площині має бути в межах 0,05 ... 0,1 мм.

Повний прогин валів коробки передач $f = \sqrt{f_a^2 + f_z^2}$.

Повний прогин не має перевищувати 0,2 мм. У зв'язку з тим, що вали коробки передач мають мати достатню твердість, напруження в них не мають перевищувати 200...400 МПа.

Розрахунок шліцьових з'єднань передач виконується тільки на змінання, тому що зрізу шліців на практиці не спостерігається. Напруження, змінання визначаються за формулою

$$\sigma_{ш} = \frac{8M_{K \max}}{0,75z_{ш}l_{ш}(d_3^2 - d_6^2)} \quad (5.48)$$

де $M_{K \max}$ – максимальний крутний момент, на розрахунковому валу;

$z_{ш}$ і $l_{ш}$ – число шліців і їхня робоча довжина;

d_3 і d_6 – зовнішній і внутрішній діаметри шліц.

Розраховані за формулою (5.48) напруження змінання не мають перевищувати 40 МПа (400 кгс/см²).

Розрахунок синхронізаторів складається в правильності попереднього вибору окремих його конструктивних елементів. З умови відсутності заклинювання конусів кут їх має бути більше кута тертя $tg\alpha \geq \mu$ і приймається в межах $\alpha = 7...12^\circ$. Момент тертя на конусах дорівнює

$$M = T\mu r = \frac{P}{\sin \alpha} \mu r, \quad (5.49)$$

де μ – коефіцієнт тертя, для розрахунків приймають $\mu = 0,1...0,12$;

P – сила, що діє на конуси синхронізатора від водія;

T – нормальний тиск на конусах;

r – середній радіус конуса.

Осьова сила, необхідна для вирівнювання швидкостей обертання вала і шестерні, визначається за формулою

$$Q \geq \frac{M \sin \alpha}{r\mu}. \quad (5.50)$$

Для запобігання передчасного вимикання передачі потрібне виконання співвідношення

$$P_1 \geq Qtg\beta, \quad (5.51)$$

де P_1 – колова сила, що утримує блокувальний штифт у заглибленні, дорівнює відношенню M/r_1 ;

β – половина кута при вершині блокувального штифта (кут зазвичай знаходиться в межах $35...40^\circ$);

r_1 – середній радіус блокувальних поверхонь.

При правильно вибраних основних геометричних параметрах синхронізатора має виконуватися умова

$$tg\beta \leq \frac{M \cdot r}{\sin r_1}. \quad (5.52)$$

Вибір підшипників коробки передач ґрунтується на забезпеченні їхньої довговічності і визначається за коефіцієнтом роботоздатності, виходячи зі середньоексплуатаційного режиму.

Коефіцієнт роботоздатності підшипника обчислюється за формулою

$$C = Q_E K_K \cdot K_E \cdot K_\tau (n_E h)^{0,3}, \quad (5.53)$$

де K_K , K_E , K_τ – коефіцієнти, що характеризують режими роботи підшипника і враховують, відповідно, кільце, яке обертається, вплив

динамічних навантажень і температурні умови. При розрахунках для ступінчастих коробок передач потрібно приймати $K_K = K_E = K_\tau = 1,0$;

n_E – еквівалентне число обертів підшипника;

h – розрахункова довговічність підшипника;

Q_E – еквівалентне навантаження, яке визначається за формулою

$$Q_E = \sqrt{\frac{\alpha_1}{100} \beta_1 Q_1^{3,33} + \frac{\alpha_2}{100} \beta_2 Q_2^{3,33} + \dots + \frac{\alpha_n}{100} \beta_n Q_n^{3,33}}, \quad (5.54)$$

де $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ – середньоексплуатаційна тривалість використання різних ступенів коробки передач, прийнята з таблиці 5.10;

$\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_n$ – коефіцієнт числа обертів відповідного вала на кожній передачі:

$$\beta_1 = \frac{1}{i_{K1}}, \beta_2 = \frac{1}{i_{KII}}, \dots, \beta_n = \frac{1}{i_{Kn}}$$

Q_1, Q_2, \dots, Q_n – приведені реакції в підшипнику на кожній передачі, визначені за формулами:

$$Q_1 = R_1 + mA_1, Q_2 = R_2 + mA_2, \dots, Q_n = R_n + mA_n;$$

R_1, R_2, \dots, R_n – радіальні реакції, що діють на підшипник;

m – коефіцієнт приведення осьового навантаження до радіального ($m = 1,5$);

A_1, A_2, \dots, A_n – осьові навантаження, що діють на підшипник.

Радіальне і осьове навантаження на підшипнику визначаються за розрахунковим моментом на первинному валу КПП, прийнятим рівним половині максимального крутного моменту двигуна.

Таблиця 5.10 – Середньоексплуатаційна тривалість використання різних ступенів коробки передач

Типи автомобілів	Значення для різних ступенів коробки передач					Рух накатом
	I	II	III	IV	V	
Легкові малого літражу	2–3	8–10	$\frac{50-70}{40}$	–	$\frac{-}{30-40}$	37
Легкові середнього і великого літражу	2–3	8–12	$\frac{40-80}{40}$	–	$\frac{-}{30-40}$	47
Вантажні	0,5–1	3–4,5	20–30	$\frac{50-60}{25-35}$	$\frac{-}{20-25}$	16–25
Автобуси	0,5	2,5–6,5	7–23	50–75	–	15–20

Примітка. У чисельнику зазначені дані за відсутності прискорювальної передачі, у знаменнику – за її наявності.

Величина еквівалентного числа обертів підшипника n_E визначається, виходячи з середньоексплуатаційних швидкостей руху ($V_E = 30..35$ км/год для вантажних автомобілів, $V_E = 35..40$ км/год для легкових автомобілів і міжміських автобусів).

Розрахункова довговічність підшипника h визначається з залежності

$$h = \frac{L_P}{V_E}, \quad (5.55)$$

де L_P – ресурс автомобіля (або пробіг до капітального ремонту), км.

Мінімальна довговічність підшипників КПП має складати 2000...3000 годин.

Визначення об'єму оливи в коробці передач

Рівень оливи має бути на 35 ... 45 мм вище осі проміжного вала. Об'єм ванни з оливою для коробки передач вантажних автомобілів визначається за формулою

$$Q = (2,6 \div 3,3) \cdot 10^{-3} \cdot N_e \cdot m, \text{ л}; \quad (5.56)$$

для легкових автомобілів

$$Q = (0,92 \div 1,4) \cdot 10^{-3} \cdot N_e \cdot m, \text{ л}; \quad (5.57)$$

де m – число всіх шестерень у коробці передач;

N_e – потужність двигуна, кВт.

5.1.3 Карданна передача

Проектування карданної передачі потребує послідовного вирішення таких питань:

1. Вибір типу і конструктивної схеми карданної передачі;
2. Вибір розмірів перерізів карданних валів і перевірка їхньої міцності;
3. Перевірка обраних розмірів і перерізів валів по критичних оборотах;
4. Визначення кутів закручування валів;
5. Перевірка міцності вилок і хрестовин карданних шарнірів, а також шліцевих з'єднань.
6. Вибір голкових підшипників карданних шарнірів.

Вибір типу і конструктивної схеми карданної передачі проводиться, виходячи з типу, призначення, компоувальної схеми автомобіля, а також на основі аналізу конструкцій аналогічних механізмів, установлених на автомобілі-прототипі і його аналогах.

Вибір розмірів перерізів карданних валів і перевірка їхньої міцності. Довжина L карданного вала вибирається залежно від компоновальної схеми автомобіля і статичного кута нахилу карданного вала.

Зовнішній діаметр D_3 і внутрішній D_6 труби карданного вала вибираються з конструктивних міркувань, а товщина стінки труби зазвичай становить 1,8 ... 3,5 мм.

Рекомендовані розміри перерізів труб карданних валів наведено в табл. 5.11.

Таблиця 5.11 – Розміри діаметрів перерізів труб карданних валів

D_3 , мм	49; 50; 51	59; 60; 61; 62	74; 75; 76	90; 91; 92	114; 115; 116
D_6 , мм	45	55	71	85	110

Напруження кручення в небезпечному перерізі вала при передачі максимального крутного моменту обчислюється за формулою

$$\tau = \frac{16 \cdot K_\sigma \cdot D_3 \cdot M_{e_{\max}} \cdot \beta \cdot u_{k1} \cdot u_{pk_{\max}}}{\pi \cdot (D_3^4 - D_6^4)}, \quad (5.58)$$

де K_σ – коефіцієнт, що враховує вплив нормальних напружень стиску і згину в карданній передачі. У розрахунках приймають для легкових автомобілів $K_\sigma = 2,0 \dots 3,0$ для вантажних $K_\sigma = 1,5 \dots 2,0$;

β – коефіцієнт запасу зчеплення;

$M_{e_{\max}}$ – максимальне значення крутного моменту двигуна;

u_{k1} – передаточне число першої передачі;

$u_{pk_{\max}}$ – передаточне число нижчої передачі роздавальної коробки.

Розрахунку на кручення піддається також шліцьовий хвостовик карданного вала

$$\tau = \frac{16 \cdot K_\sigma \cdot M_{e_{\max}} \cdot \beta \cdot u_{k1} \cdot u_{pk_{\max}}}{\pi \cdot d^3} \quad (5.59)$$

де d – діаметр хвостовика карданного вала по внутрішніх шліцах.

Допустимі напруження карданних валів становлять 200 ... 250 МПа (2000 ... 2500 кгс/см²).

Перевірка обраних розмірів і перерізів валів по критичних оборотах. У конструкціях сучасних автомобілів отримали поширення карданні передачі

відкритого типу. Критичне число обертів такого карданного вала визначається за формулою

$$n_{кр} = 12 \cdot 10^6 \cdot \frac{\sqrt{D_3^2 + D_6^2}}{L} \quad (5.60)$$

де L – робоча довжина (відстань між шарнірами) карданного вала, см.

Запас щодо критичного числа обертів для карданних валів, що вільно лежать в опорах, дорівнює

$$\frac{n_{кр}}{n_{\max}} = 1,2 \dots 2,0,$$

де n_{\max} – максимальне число обертів карданного вала, що відповідає максимальній швидкості руху автомобіля.

Якщо в карданній передачі є підвісний підшипник, розрахунку на критичне число обертів піддається тільки основний вал, тому що його довжина більша.

Визначення кутів закручування виконується тільки для валів великої довжини за залежністю

$$\theta = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{32 \cdot M_{e \max} \cdot \beta \cdot u_{\kappa 1} \cdot u_{рк \max} \cdot L}{G \cdot (D_3^4 - D_6^4)}, \quad (5.61)$$

де G – модуль зсуву матеріалу (для сталі $G = 85$ ГПа).

Кут закручування, що допускається для сучасних автомобілів, складає на нижчій передачі $3 \dots 9^\circ$ на один метр довжин вала. Карданні вали виготовляють зі сталей 15 і 20.

Перевірка міцності вилок і хрестовин шарнірів карданних передач виконується за максимальним крутним моментом, при ввімкненому першому ступені коробки передач (та роздавальної коробки).

Розрахункова схема вилки кардана наведена на рис. 5.5.

Вилка карданного вала розраховується на деформацію згину і кручення в небезпечному перерізі $N - N$.

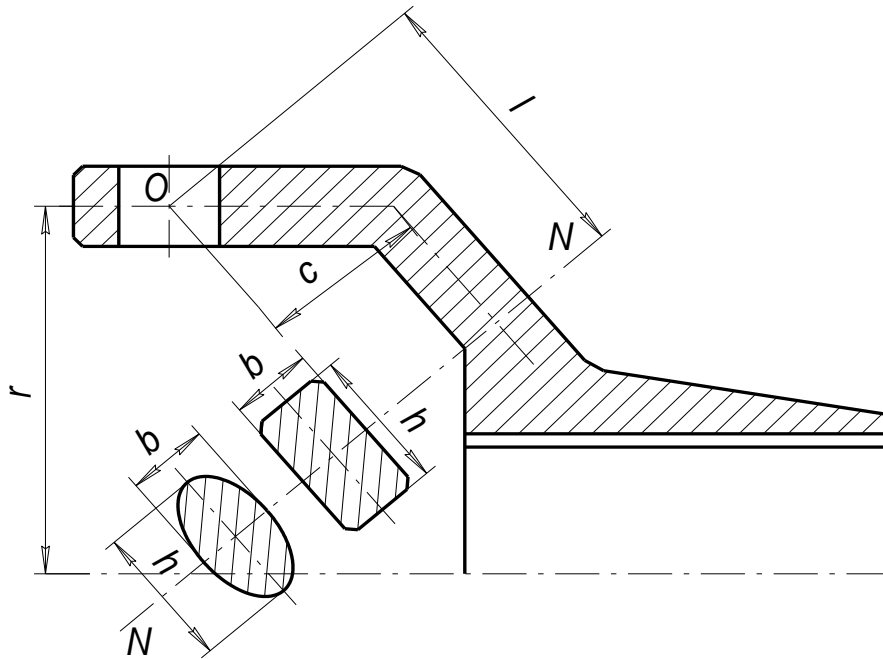


Рисунок 5.5 – Розрахункова схема вилки карданного шарніра
Згинальний момент у небезпечному перерізі

$$M_z = \frac{M_{e_{\max}} \cdot \beta \cdot u_{\kappa 1} \cdot u_{p\kappa \max} \cdot l}{2 \cdot r} \quad (5.62)$$

Крутний момент у небезпечному перерізі

$$M_\kappa = \frac{M_{e_{\max}} \cdot \beta \cdot u_{\kappa 1} \cdot u_{p\kappa \max} \cdot c}{2 \cdot r} \quad (5.63)$$

Момент опору перерізу вилки:

– осьовий

$$W_u = \frac{b \cdot h^2}{6}; \quad (5.64)$$

– полярний

$$W_p = \alpha \cdot b^2 \cdot h, \quad (5.65)$$

де α – коефіцієнт, що залежить від співвідношення сторін поперечного перерізу вилки, прийнятий з табл. 5.12.

Таблиця 5.12 – Значення коефіцієнта α залежно від поперечного перерізу вилки

h/b	1,0	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0	4	10
α	0,208	0,231	0,239	0,246	0,258	0,267	0,282	0,312

Якщо переріз вилки кардана має овальну форму, то моменти опору визначаються з залежностей:

– осьовий

$$W_u = 0,1 \cdot b \cdot h^2; \quad (5.66)$$

– полярний

$$W_b = 0,2 \cdot b^2 \cdot h. \quad (5.67)$$

Напруження згину і кручення в поперечному перерізі вилки шарніра карданної передачі визначається з відомих залежностей

$$\sigma_z = \frac{M_z}{W_u}; \quad \tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_p}. \quad (5.68)$$

Якщо враховується одночасна дія згинального і крутного моментів, то визначається еквівалентне напруження, що дорівнює

$$\sigma_{\theta} = \sqrt{\sigma_z^2 + 4 \cdot \tau_{кр}^2}. \quad (5.69)$$

Робочі напруження не мають перевищувати 150...200 МПа (1500...2000 кгс/см²). Вилки виготовляють із сталей 35, 40, 45, легованих сталей 30Х, 35Х.

Шліці вилки карданного вала і шліцьового хвостовика розраховують на зріз і зминання за методикою, аналогічною розрахунку шліців вала муфти зчеплення, однак за розрахунковий момент приймається величина $M_{e_{\max}} \cdot \beta \cdot u_{\kappa 1} \cdot u_{p\kappa \max}$. Допустиме напруження зрізу потрібно приймати рівними 30 МПа (300 кгс/см²), а зминання – 65 МПа (650 кгс/см²),

Шип хрестовини карданного шарніра розраховується на деформацію зрізу, згину і зминання. Колова сила, що діє на шип хрестовини (рис. 5.6), визначається за формулою

$$P_{ш} = \frac{M_{e_{\max}} \cdot \beta \cdot u_{\kappa 1} \cdot u_{p\kappa \max}}{2 \cdot r \cdot \cos \gamma_0}, \quad (5.70)$$

де γ_0 – кут нахилу карданного вала на нерухомому автомобілі з повним корисним навантаженням у кузові; якщо $\gamma_0 < 10^\circ$, то величина $\cos \gamma_0$ близька до одиниці.

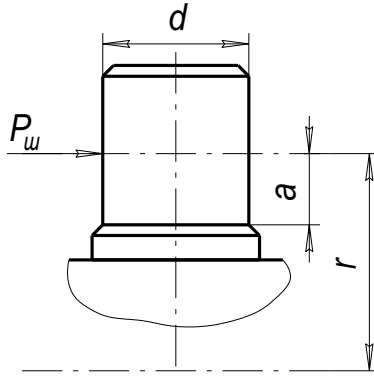


Рисунок 5.6 – Розрахункова схема хрестовини карданного шарніра

Напруження згину, зрізу і зминання, викликані дією сили P_u , визначаються з залежностей:

$$\sigma_z = \frac{P_u \cdot a}{0,1 \cdot d^3}; \quad (5.71)$$

$$\tau = \frac{4 \cdot P_u}{\pi \cdot d^2}; \quad (5.72)$$

$$\sigma_{зм} = \frac{P_u}{2 \cdot a \cdot d}. \quad (5.73)$$

Вибір голкових підшипників карданних шарнірів полягає у визначенні допустимого радіального навантаження на підшипник, за величиною якого визначаються параметри підшипників з довідників (каталогів).

Допустиме радіальне навантаження на підшипник визначається за формулою

$$P_{дон} = 790 \frac{Z \cdot l \cdot \delta}{\sqrt[3]{n_n}}, \quad (5.74)$$

де Z – число роликів (голок) підшипника;

l – робоча довжина ролика, см;

δ – діаметр ролика, см;

n_n – умовне число обертів підшипника в хвилини, яке визначається залежно від максимального значення кутової швидкості повороту хрестовини за формулою

$$n_n = \frac{n_m}{u_{к1} \cdot u_{рк\max}} \cdot \operatorname{tg} \gamma_0, \quad (5.75)$$

де n_m – число обертів колінчатого вала двигуна при максимальному крутному моменті.

Довговічність підшипника істотно залежить від напруження змінання, що визначаються за середньоексплуатаційними навантажувальними режимами трансмісії

$$\sigma_{зм} = \frac{M_{сд}}{2 \cdot r \cdot d \cdot l}, \quad (5.76)$$

де $M_{сд}$ – середньоексплуатаційний крутний момент, що передається трансмісією і прийнятий залежно від величини співвідношення $G_a / M_{e_{max}}$. Якщо $G_a / M_{e_{max}} > 3,3$ то $M_{сд} = M_{e_{max}}$; при $G_a / M_{e_{max}} < 3,3$ величина $M_{сд}$ приймається у відсотках від $M_{e_{max}}$ за графіком (рис. 5.7).

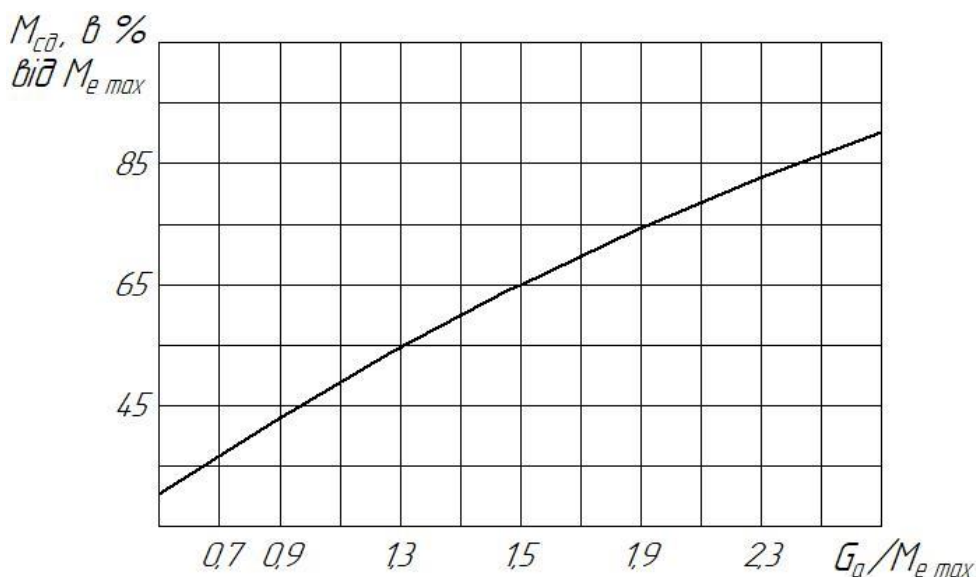


Рисунок 5.7 – Графік для визначення середньоексплуатаційного навантажувального режиму трансмісії автомобіля

Робочі напруження змінання, що визначаються з залежності (5.76), не мають перевищувати допустимих, значення яких приймаються для вантажних автомобілів і автобусів 8 МПа (80 кгс/см²) і легкових автомобілів 6 МПа (60 кгс/см²).

5.1.4 Головна передача

На основі заданого цільового призначення автомобіля, що проектується, компонування автомобіля та його трансмісії потрібно обрати та обґрунтувати тип головної передачі і, враховуючи її конструктивні особливості, накреслити її кінематичну схему.

Вихідними даними для розрахунку головної передачі є: передаточне число, визначене при проведенні тягового розрахунку автомобіля, крутний момент на валу ведучої шестерні, а також обрана кінематична схема.

Результатами розрахунків головної передачі мають бути визначені кількість зубців шестерень, їх модулі, габаритні розміри.

Визначення кількості зубців потрібно виконувати, орієнтуючись на існуючі конструкції головних передач, аналогічних за типом і призначенням автомобілів. Найменше число зубців шестерні (меншого зубчастого колеса з пари) вибирається залежно від передаточного числа головної передачі (табл. 5.13).

Таблиця 5.13 – Визначення кількості зубців шестерні головної передачі

u_0	2,5	3	4	5	6...8
$Z_{u\min}$	15	12	9	7	6

Число зубців колеса $Z_K = u_0 \cdot Z_{ш}$. Вибираючи $Z_{ш}$ і Z_K для конічної пари, не можна допускати їхніх кратних поєднань, щоб уникнути підвищеного зносу зубців шестерень.

Напрямок спіралі зубців шестерень для конічних передач – лівий; для гіпоїдних передач – лівий при нижньому зміщенні і правий – при верхньому зміщенні.

Для подвійної головної передачі загальне передаточне число

$$u_0 = \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3}, \quad (5.77).$$

де Z_1 і Z_2 – число зубців ведучої і веденої конічних шестерень;

Z_3 і Z_4 – число зубців ведучої і веденої циліндричних шестерень.

Підбір чисел зубців потрібно виконувати, орієнтуючись на існуючі конструкції головних передач, аналогічних за типом і призначенням автомобілів. Передаточне число конічної пари, як правило, складає

$u_{кон} = \frac{z_2}{z_1} = 1,7...2,7$. Крім того, потрібно, щоб передаточне число конічної

передачі було меншим, ніж циліндричної. Таким чином, передаточне число

циліндричної пари буде $u_{цил} = \frac{u_0}{u_{кон}} = \frac{Z_4}{Z_3}$.

З метою розвантаження від осьових зусиль підшипників проміжного вала подвійної головної передачі напрямок гвинтової лінії зубців ведучої циліндричної шестерні вибирається таким, щоб напрямок осевого зусилля від цієї шестерні був протилежний осевому зусиллю від веденої конічної шестерні.

Вибір модуля і перевірка статичної міцності циліндричних шестерень подвійної головної передачі, а також оцінювання їхньої довговічності виконуються відповідно до основних положень методики, викладеної для шестерень ступінчастих коробок передач.

При розрахунку конічної пари торцевий модуль в основі ділильного конуса m_s орієнтовно можна визначити з залежності

$$m_s = \frac{2 \cdot Z}{\sqrt{Z_{ш}^2 + Z_k^2}}, \text{ мм}, \quad (5.78)$$

де Z – довжина твірної ділильного конуса, рівна орієнтовно

$$Z = A \cdot \sqrt[3]{M_{e_{\max}} \cdot \beta \cdot u_{к1}}, \quad (5.79)$$

де A – емпіричний коефіцієнт. Для конічних передач вантажних автомобілів $A = 30$, для гіпоїдних передач легкових автомобілів $A = 25$;

$M_{e_{\max}}$ – максимальний момент двигуна, кгс·м;

β – коефіцієнт запасу зчеплення;

$u_{к1}$ – передаточне число нижчої передачі коробки передач.

Ширина зубчастого вінця $b \approx 0,3 \cdot Z$.

Торцевий модуль у середньому перерізі зуба

$$m_{ср} = m_s \left(1 - \frac{b}{2 \cdot Z} \right), \text{ мм}. \quad (5.80)$$

Середній радіус шестерні та колеса

$$R_{шср} = \frac{m_{ср} \cdot Z_{ш}}{2}; \quad R_{кср} = \frac{m_{ср} \cdot Z_k}{2}. \quad (5.81)$$

Нормальний модуль і нормальний крок у середньому перерізі

$$m_{нср} = m_{ср} \cdot \cos \beta_g; \quad t_{нср} = \pi \cdot m_{нср}, \quad (5.82)$$

де β_g – кут спіралі в середньому перерізі $\beta_g \approx 35 \dots 45^\circ$.

Кут спіралі β_g визначається з урахуванням перекриття зубців з рівняння

$$\text{tg } \beta_g = \frac{\varepsilon \cdot t_{нср}}{k \cdot b}, \quad (5.83)$$

де ε – коефіцієнт перекриття зубців; $\varepsilon = 1,25 \dots 1,5$;

k – коефіцієнт, що залежить від відношення $\frac{b}{Z}$. Для $\frac{b}{Z} = 0,3$ $k = 1,18$.

Попередньо обране з залежності (5.82) значення нормального модуля, округлене до найближчої величини, передбаченої ГОСТ 9563–60, уточнюється з урахуванням напружень згину, що діють у основі зуба.

Перевірка статичної міцності зубців шестерень виконується, виходячи з максимального крутного моменту, що передається головною передачею.

Напруження згину зубців шестерень визначається за формулою

$$\sigma = \frac{3M}{y \cdot R_0 \cdot t_n \cdot Z \cdot (1 - \lambda^3)}, \text{ кгс/см}^2, \quad (5.84)$$

де M – розрахунковий момент, кгс·см. Для шестерень $M_{uu} = u_{\kappa 1} \cdot M_{e_{\max}} \cdot \beta$, кгс·см; для колеса $M_{\kappa} = u_{\kappa 1} \cdot u_0 \cdot M_{e_{\max}} \cdot \beta$, кгс·см.

R_0 – радіус основи ділильного конуса, см;

$$R_0 = \frac{m_s \cdot Z}{2};$$

y – коефіцієнт форми зуба, який вибирається з табл. 5.6, виходячи з приведеної кількості зубів,

$$Z_{np} = \frac{Z}{\cos \varphi \cdot \cos^3 \beta_g};$$

φ – кут твірного ділильного конуса;

λ – коефіцієнт довжини зуба;

для конічної пари $\lambda_{uu} = \lambda_{\kappa} = 1 - \frac{b}{Z}$

для гіпоїдної пари $\lambda_{uu} = 1 - \frac{b_{uu}}{Z_{uu}}; \lambda_{\kappa} = 1 - \frac{b_{\kappa}}{Z_{\kappa}};$

t_n – нормальний крок в основі ділильного конуса, см

$$t_n = \pi \cdot m_s \cdot \cos \beta_g. \quad (5.85)$$

Допустиме напруження для термічно оброблених (цементованих) шестерень з легованих сталей наведено в табл. 5.14.

Таблиця 5.14 – Допустиме напруження шестерень

Тип передачі	Конічна		Гіпоїдна	
	консольно	між опорами	консольно	між опорами
Розташування ведучої шестерні				
Допустиме напруження, МПа	450	550	520	620

Контактні напруження в зачепленні зубців шестерні і колеса

$$\sigma_k = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{P \cdot E}{b \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \left(\frac{1}{\rho_{ш.е}} + \frac{1}{\rho_{к.е}} \right)}}, \quad (5.86)$$

де $\rho_{ш.е}$, $\rho_{к.е}$ – еквівалентний радіус кривизни профілю зуба шестерні та колеса в смузі зачеплень

$$\rho_{ш.е} = \frac{R_{ш.ср}}{\cos^2 \beta_{гу} \cdot \cos \varphi_{ш}}, \quad \text{см}; \quad \rho_{к.е} = \frac{R_{к.ср}}{\cos^2 \beta_{гк} \cdot \cos \varphi_{к}}, \quad \text{см};$$

α – кут зачеплення;

P – колова сила

$$P = M_p / R_{ш.ср};$$

M_p – розрахунковий момент ($M_p = u_{кл} \cdot M_{e_{\max}} \cdot \beta$).

Допустиме контактне напруження у зачепленні $[\sigma_k] = 700 \dots 900$ МПа (7000...9000 кгс/см²).

При проектуванні гіпоїдних головних передач кути нахилу гвинтової лінії зубців ведучої $\beta_{гу}$ і веденої $\beta_{гк}$ шестерень при однаковому куті зачеплення різні за величиною; для автомобільних гіпоїдних передач $\frac{\cos \beta_{гу}}{\cos \beta_{гк}} = 1,3 \dots 1,5$. Мінімальне число зубців ведучої шестерні гіпоїдної

головної передачі для вантажних автомобілів складає 5, а для легкових – 9.

Кут спіралі $\beta_{гу}$ шестерні вибирається залежно від числа зубців $Z_{ш}$ за табл. 5.15.

Таблиця 5.15 – Кут спіралі в середньому перерізі для гіпоїдних передач

$Z_{ш}$	6–13	14–15	16 і більше
$\beta_{гу}$	50	45	40

Зміщення E осі шестерні має знаходитися в межах

$$E \leq A_E D_{ок}, \quad \text{мм}, \quad (5.87)$$

де A_E – коефіцієнт відносних розмірів;

$D_{ок}$ – діаметр основи ділительного конуса колеса, рівний

$$D_{ок} = A_D \cdot \sqrt[3]{M_p}, \text{ мм}, \quad (5.88)$$

де A_D – емпіричний коефіцієнт, що відповідає розрахунковому моменту M_p , визначеному за умовами зчеплення ведучих коліс:

для заднього ведучого моста $M_p = m_2 \cdot G_a \cdot \varphi_x$, кгс·см;

для переднього ведучого моста $M_p = m_1 \cdot G_a \cdot \varphi_x$, кгс·см;

m_1, m_2 – коефіцієнти розподілу ваги для переднього і заднього мостів відповідно;

φ_x – коефіцієнт поздовжнього зчеплення ведучих коліс.

Значення коефіцієнтів A_E, A_D і φ_x можна визначають з табл. 5.16.

Таблиця 5.16 – Значення коефіцієнтів A_E, A_D і φ_x

Автомобілі	Легковий	Вантажний
A_E	0,2	0,125
A_D	6,65	5,8...6,6
φ_x	0,65	0,85

Розрахунок колеса

Ширина зубчастого вінця b_k по твірній ділительного конуса

$$b_k = (0,125 \dots 0,167) \cdot D_{ок}. \quad (5.89)$$

Торцевий модуль m_{Sk} в основі ділительного конуса

$$m_{Sk} = \frac{D_{ок}}{Z_k}. \quad (5.90)$$

Середній радіус R_{kcp} колеса

$$R_{kcp} = \frac{D_{ок} - b_k \cdot \sin \varphi_k}{2}, \quad (5.91)$$

де φ_k – кут твірної ділительного конуса колеса гіпоїдної передачі, еквівалентної за передаточним числом конічної пари $tg \varphi_k = u_0$.

Кут φ'_k дотичної в смузі зачеплення P

$$tg \varphi'_k = \frac{tg \varphi_k}{\cos \alpha_0}, \quad (5.92)$$

де α_0 – різниця в кутах спіралі зубчастих коліс

$$\sin \alpha_0 = \frac{E}{R_{ксп}}. \quad (5.93)$$

Кут спіралі зубців коліс $\beta_{gk} = \beta_{gui} - \alpha_0$.

Середній нормальний модуль m_{ncp} і нормальний крок t_{ncp}

$$m_{ncp} = \frac{2 \cdot R_{ксп}}{Z_k} \cdot \cos \beta_{gk}; \quad t_{ncp} = m_{ncp} \cdot \pi. \quad (5.94)$$

Розрахунок шестерні

Кут φ_{ui} твірної ділильного конуса шестерні $\varphi_{ui} = 90 - \varphi'_k$; при цьому $\varphi_{ui} + \varphi_k < 90^\circ$.

Середній радіус шестерні

$$R_{uсп} = \frac{m_{ncp} \cdot Z_{ui}}{2 \cdot \cos \beta_{gui}}. \quad (5.95)$$

Ширина b_{ui} зубчастого вінця по твірній ділильного колеса

$$b_{ui} = \frac{\sqrt{R_{ок}^2 - E^2} - \sqrt{R_{k\min}^2 - E^2}}{\cos \varphi_{ui}}, \quad (5.96)$$

де $R_{ок} = \frac{D_{ок}}{2}$; $R_{k\min} = 2 \cdot R_{ксп} - R_{ок}$.

Торцевий модуль у основі ділильного конуса

$$m_{sui} = \frac{m_{ncp}}{\cos \beta_{gui}} + \frac{b_{ui}}{Z_{ui}} \cdot \sin \varphi_{ui}. \quad (5.97)$$

Радіус основи ділильного конуса шестерні

$$R_{oui} = \frac{m_{sui} \cdot Z_{ui}}{2}. \quad (5.98)$$

Довжина твірної Z_{ui} ділильного конуса

$$Z_{ui} = \frac{R_{oui}}{\sin \varphi_{ui}}. \quad (5.99)$$

При перевірці виконаних розрахунків потрібно, щоб $b_{ui} \approx (0,2 \dots 0,3) \cdot Z_{ui}$.

Розрахунок гіпоїдних передач на міцність і довговічність аналогічний розрахунку конічних передач.

Розрахунок валів головної передачі полягає в перевірці їхньої статичної міцності при складному навантаженні, що передається крутним моментом і дією у вертикальній і горизонтальній площинах згинальних моментів від сил, що виникають у зубчастих зачепленнях.

Для спірально-конічних шестерень колові (P), радіальні (R) й осьові (Q) сили, які діють на зубці, що знаходяться в зачепленні, визначаються за формулами:

$$P = P_1 = P_2 = \frac{M_{e \max} \cdot \beta \cdot u_{mp}}{R_{шсп}}; \quad (5.100)$$

$$R_1 = Q_2 = P \left(\frac{tg \alpha \cdot \cos \varphi}{\cos \beta_g} - tg \beta_g \cdot \sin \varphi \right); \quad (5.101)$$

$$Q_1 = R_2 = P \left(\frac{tg \alpha \cdot \cos \varphi}{\cos \beta_g} + tg \beta_g \cdot \cos \varphi \right), \quad (5.102)$$

де P_1, R_1, Q_1 – відповідно, колова, радіальна й осьова сили, що діють на зуб ведучої шестерні;

P_2, R_2, Q_2 – ті ж сили, що діють на зуб веденої шестерні.

Залежності (5.100)–(5.102) справедливі для випадку, коли напрямок обертання ведучої шестерні протилежний напрямкові кутів нахилу гвинтової лінії її зубців. Якщо напрямок зворотний зазначеному, то в залежностях (5.101) і (5.102) знаки перед другим доданком потрібно змінити на протилежні.

В гіпоїдній парі шестерень радіальні й осьові сили визначаються за залежностями:

$$R_1 = \frac{P}{\cos \beta_{gu}} (tg \alpha \cos \varphi_u + \sin \beta_{gu} \sin \varphi_u); \quad (5.103)$$

$$R_2 = \frac{P}{\cos \beta_{gk}} (tg \alpha \cos \varphi_k - \sin \beta_{gk} \sin \varphi_k); \quad (5.104)$$

$$Q_1 = \frac{P}{\cos \beta_{gu}} (tg \alpha \cos \varphi_u - \sin \beta_{gu} \cos \varphi_u); \quad (5.105)$$

$$Q_2 = \frac{P}{\cos \beta_{gk}} (tg \alpha \sin \varphi_k + \sin \beta_{gk} \cos \varphi_k). \quad (5.106)$$

Залежності (5.103)–(5.106) подані для випадку, коли напрямок кута нахилу гвинтової лінії зубців збігається з напрямком обертання шестерень;

при напрямку, зворотному зазначеному перед другим доданком у поданих вище залежностях, знак потрібно змінити на протилежний.

Якщо розрахунок проводиться для подвійної головної передачі, визначаються зусилля, що діють у циліндричній парі.

Розрахункові формули для визначення зусиль у косозубих циліндричних шестернях подані в пункті «5.1.2 Коробка передач».

Розрахунку на міцність підлягають ведучий і проміжний вал подвійної головної передачі. З цією метою визначаються реакції опор валів з наступною побудовою епюр згинальних моментів у вертикальній і горизонтальній площинах. При визначенні зусиль, що діють на вали, орієнтуються на максимальний навантажувальний режим трансмісії (максимальний крутний момент двигуна при ввімкнутому першому ступені коробки передач).

За відомим значенням моментів, що згинають вал у вертикальній M_{36} і горизонтальній M_{32} площинах, визначається повний згинальний момент

$$M_3 = \sqrt{(M_{36})^2 + (M_{32})^2}. \quad (5.107)$$

Еквівалентний момент, що діє на вал з урахуванням впливу крутного моменту

$$M_e = \sqrt{(M_3)^2 + (M_{кр})^2}. \quad (5.108)$$

Робочі напруження в небезпечному перерізі вала визначаються за формулою

$$\sigma_e = \frac{M_e}{0,1 \cdot d^3}, \quad (5.109)$$

де d – діаметр вала в небезпечному перерізі.

Робочі напруження в небезпечних перерізах валів не мають перевищувати допустимих, рівних 300 МПа.

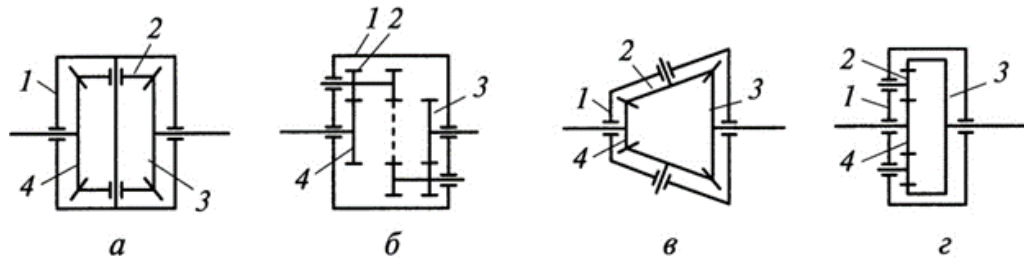
Для підвищення твердості вала ведучої конічної шестерні на окремих моделях автомобілів (ГАЗ–66; ГАЗ–53А, МАЗ–500) він розміщується на трьох опорах, а іноді – на чотирьох (БелАЗ–548). У цьому випадку два передніх підшипники встановлюються в картері і на валові з попереднім натягом. Оскільки при такій конструкції висока твердість і міцність вала забезпечуються конструктивно, його розрахунок не проводиться, а розміри перерізів і форма вала визначаються відповідно до конструкцій аналогічних головних передач.

Шліци валів головної передачі розраховуються за методикою, аналогічною розрахунку шліців муфти зчеплення і коробки передач. При розрахунках ведучого вала головної передачі розрахунковий момент

потрібно прийняти рівним максимальному крутному моменту двигуна при ввімкненому першому ступені коробки передач.

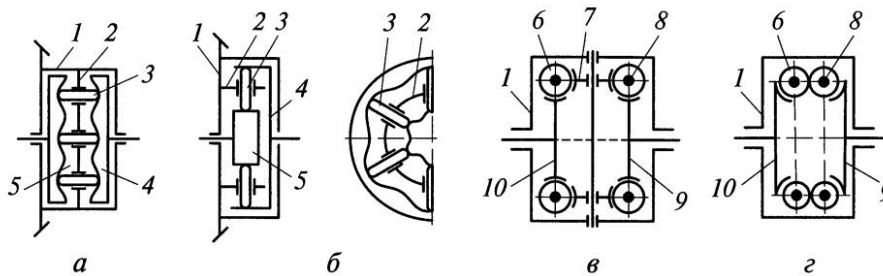
5.1.5 Диференціал

Проектування і розрахунок диференціала полягає у виборі його типу і конструктивної схеми залежно від техніко-експлуатаційних якостей і призначення автомобіля. Відповідно до цього потрібно здійснити вибір та обґрунтування типу і конструкції диференціала та накреслити його кінематичну схему (рис. 5.8–5.9).



1 – корпус; 2 – сателіт; 3, 4 – шестірни

Рисунок 5.8 – Шестеренні диференціали: а, б – симетричні; в, г – несиметричні



1 – корпус; 2 – обойма; 3 – сухар; 4, 5 – зірочки; 6, 8 – черв'яки; 7 – сателіт; 9, 10 – шестірни

Рисунок 5.9 – Диференціали підвищеного тертя: а, б – кулачкові; в, г – черв'ячні

Після вибору типу диференціала визначається максимальне значення коефіцієнта розподілу крутного моменту між ведучими колесами автомобіля за виразом

$$K_m = \frac{u + K_\sigma}{1 + u}, \quad (5.110)$$

де u – внутрішнє передаточне число диференціала;

K_σ – коефіцієнт блокування.

Залежно від типу і конструкції диференціала:

$K_\sigma = 0 \dots 0,2$ – для диференціалів з малим внутрішнім тертям;

$K_\delta = 0,2 \dots 0,6$ – для диференціалів підвищеного тертя;

$K_\delta = 0,6$ – для самоблокованих диференціалів.

Розрахунок зубчастих диференціалів має деякі особливості. Більшу частину пробігу автомобіля зубчасті колеса диференціалів знаходяться відносно корпуса в нерухомому стані або мають малі переміщення, викликані різними значеннями кінематичних радіусів коліс. З причини майже повної відсутності циклічного характеру зміни напруг в зубчастих колесах диференціала під дією тривалих робочих навантажень їх розрахунок проводиться тільки на статичну міцність.

Розрахунок кінцевого диференціала потрібно почати з вибору його геометричних параметрів. Число зубців сателітів рекомендується приймати рівним $Z_c = 10, 11, 12$; для напівосьової шестерні $Z_n = 14, 16, 18, 20, 22$. Кут зачеплення $\alpha = 20^\circ; 20^\circ 30'$.

Висота зуба робоча – $h_0 = 1,6 m_n$, повна – $h = 1,788 m_n$.

Середній нормальний модуль зубчастих коліс диференціала в середньому перерізі визначається з виразу

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{M_{e_{\max}} \cdot \beta \cdot u_{\kappa 1} \cdot u_0 \cdot u_{\rho \kappa} (1 + K_\delta) \cdot y_F \cdot K_F \cdot K_\delta}{0,85 [\sigma]_{F_{cm}} \cdot q \cdot \Psi_a \cdot Z_c^2}}; \quad (5.111)$$

де q – кількість сателітів ($q = 2$ – для легкових автомобілів; $q = 4$ – для вантажних автомобілів і автобусів);

K_δ – динамічний коефіцієнт ($K_\delta = 1,2 \dots 1,6$);

$M_{e_{\max}}$ – максимальний крутний момент двигуна;

β – коефіцієнт запасу зчеплення;

$u_{\kappa 1}, u_0, u_{\rho \kappa}$ – передаточні числа, відповідно, першої передачі коробки передач, головної передачі, роздавальної коробки;

K_δ – коефіцієнт блокування диференціала;

y_F – коефіцієнт форми зубців (визначається за еквівалентним числом зубців $Z_{np} = Z_1 / \cos \beta$ з табл. 5.6, при $\cos \beta = 1$ – для прямозубих коліс);

K_F – коефіцієнт навантаження ($k_F = 1,8 \dots 3,2$);

Ψ_a – коефіцієнт ширини ($\Psi_a = 4,2 \dots 6$);

$[\sigma]_{F_{cm}} = 700 \dots 900 \text{ МПа}$ – допустима напруга вигину зубців сателітів.

Ширина зубчастого вінця $b = (0,25 \dots 0,3)Z$, мм, де Z – довжина твірної ділильного конуса

$$Z = \frac{m_n \cdot Z_n}{2 \cdot \sin \varphi_n}, \quad (5.112)$$

де φ_n – половина кута при вершині напівосьової шестерні. Його величина може бути визначена за формулою

$$\operatorname{tg} \varphi_n = \frac{Z_n}{Z_c}. \quad (5.113)$$

Половина кута при вершині шестерні сателіта $\varphi_c = 90 - \varphi_n$.

Торцева поверхня сателітів перевіряється за напруженнями зминання

$$\sigma = \frac{4 \cdot Q_c}{\pi \cdot (d_1^2 - d^2)}, \quad (5.114)$$

де Q_c – осьова сила, рівна $Q_c = P_c \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \varphi_c$;

P_c – сумарна колова сила, прикладена до одного сателіта

$$P_c = \frac{M_{e_{\max}} \cdot \beta \cdot u_{\kappa 1} \cdot u_0 \cdot u_{\rho \kappa}}{q \cdot r_{cp}},$$

де r_{cp} – середній радіус сателіта по ділительному конусу (рис. 5.10);

d – діаметр шипа хрестовини;

d_1 – зовнішній діаметр торцевої шайби сателіта.

Шипи хрестовин диференціала розраховують на зминання та зріз.

Діаметр шипа хрестовини визначається із виразу:

$$d = \sqrt{\beta M_{e_{\max}} u_{\kappa 1} \cdot u_0 \cdot u_{\rho \kappa} / K_{N\beta} \cdot q \cdot r_{cp} [\sigma]_3}, \quad (5.115)$$

де $K_{N\beta} = 1,4 \dots 2,0$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між сателітами;

q – кількість сателітів;

r_{cp} – відстань від центра хрестовини до середини сателіта ($r_{cp} = 0,02 \dots 0,05$ м для легкових і $r_{cp} = 0,04 \dots 0,08$ м – для вантажних а/м);

$[\sigma]_3$ – допустима напруга зминання ($[\sigma]_3 = 80$ МПа – для легкових; $[\sigma]_3 = 100$ МПа – для вантажних автомобілів).

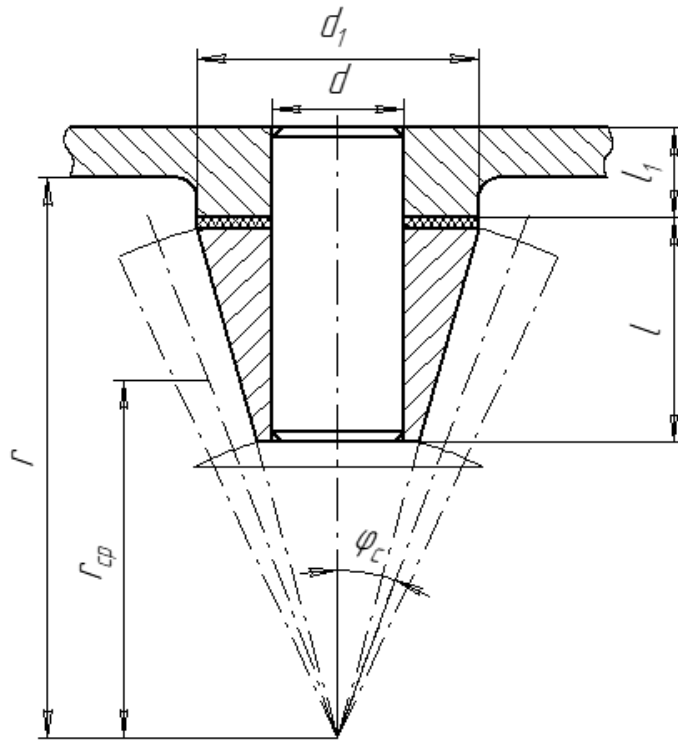


Рисунок 5.10 – Розрахункова схема сателітів диференціала

Одержане значення d округлюється в бік збільшення до стандартної величини: 10, 12, 14, 15, 16, 18, 20, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 35, 36, 38, 40 мм.

При перевірці шипу хрестовини на зріз визначають

$$\tau_{cp} = \frac{4 \cdot \beta \cdot M_{e_{max}} \cdot u_{к1} \cdot u_0 \cdot u_{pk}}{\pi \cdot q \cdot r \cdot \phi \cdot d^2} \quad (5.116)$$

Робочі напруження на зріз не мають перевищувати 100 МПа (1000 кгс/см²).

Шліци напівосьових шестерень перевіряють на зріз і зминання за методикою, аналогічною розрахунку шліців муфти зчеплення і коробки передач.

Особливості розрахунку кулачкового диференціала

Схеми сил, які діють на радіально-розташований плунжер кулачкового диференціала, наведені на рис. 5.11.

На плунжер діють такі сили: з боку зовнішньої кулачної обойми – N_1 , з боку внутрішньої шайби – N_2 , з боку ведучої обойми (води́ла) – R . Кут тертя позначений через φ_T .

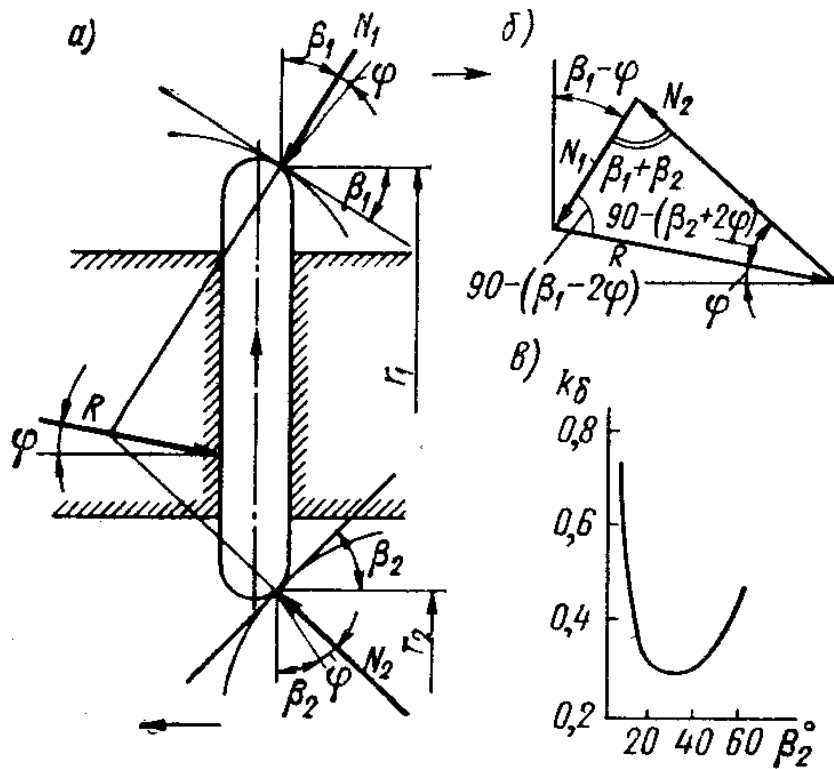


Рисунок 5.11 – Розрахунок кулачкового диференціала: а), б) – схеми сил, що діють на плунжер; в) – величина коефіцієнта блокування $K_\delta = f(\beta_2)$

З трикутника сил (рис. 5.11, б) за теоремою синусів можна записати

$$\frac{N_1}{\sin[90 - (\beta_2 + 2\varphi_T)]} = \frac{N_2}{\sin[90 - (\beta_1 - 2\varphi_T)]}; \quad (5.117)$$

звідки:

$$N_2 = N_1 \frac{\sin[90 - (\beta_1 - 2\varphi_T)]}{\sin[90 - (\beta_2 + 2\varphi_T)]} = N_1 \frac{\cos(\beta_1 - 2\varphi_T)}{\cos(\beta_2 + 2\varphi_T)}. \quad (5.118)$$

Моменти M'' на внутрішній шайбі, зв'язаній з відстаючим колесом,

$$M'' = N_2 \sin(\beta_2 + \varphi_T) r_2. \quad (5.119)$$

Момент на зовнішній обоймі, зв'язаній з забігаючим колесом,

$$M' = N_1 \sin(\beta_1 - \varphi_T) r_1. \quad (5.120)$$

Коефіцієнт блокування K_δ

$$K_\delta = \frac{M'' - M'}{M'' + M'} = \frac{N_2 \sin(\beta_2 + \varphi_T) r_2 - N_1 \sin(\beta_1 - \varphi_T) r_1}{N_2 \sin(\beta_2 + \varphi_T) r_2 + N_1 \sin(\beta_1 - \varphi_T) r_1}. \quad (5.121)$$

Підставивши значення N_2 з (5.118) до виразу (5.121), одержимо

$$K_{\phi} = \frac{\cos(\beta_1 - 2\varphi_T) \cdot \sin(\beta_2 + \varphi_T) - \cos(\beta_2 + 2\varphi_T) \cdot \sin(\beta_1 - \varphi_T)r_1}{\cos(\beta_1 - 2\varphi_T) \cdot \sin(\beta_2 + \varphi_T) + \cos(\beta_2 + 2\varphi_T) \cdot \sin(\beta_1 - \varphi_T)r_1}. \quad (5.122)$$

Графік $K_{\phi} = f(\beta_2)$ для диференціала зі співвідношення $r_1 = 2r_2$ і кутом тертя $\varphi_T = 6^\circ$ наведений на рис. 5.11, в).

Розрахунок плунжерів і кулачкових шайб здійснюється на змінання в контакт з кулачками для випадку прямолінійного руху автомобіля

$$\sigma_c = 0,418 \sqrt{\frac{N_{1(2)}E}{l} \left(\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \right)} \leq 2,5 \text{ ГПа}, \quad (5.123)$$

де N_1 і N_2 – підсумкові сили, які діють на плунжери з боку зовнішньої кулачкової обійми і внутрішньої шайби, віднесені до одного плунжера;

E – модуль пружності першого роду;

l – довжина контакту між плунжерами і обіймами;

ρ_1, ρ_2 – відповідно, радіуси кривизни плунжера і кулачка, що дотикається до нього.

Значення $N_{1(2)}, l, \rho_1, \rho_2$ обчислюються з урахуванням крутного моменту, який передається диференціалом, і компоновальних розмірів диференціала.

Знак плюс в останній формулі відповідає випадку, коли центри кіл деталей, що дотикаються, розташовані з різних боків від точки дотикання, а знак мінус – коли центри кіл деталей, що дотикаються, розташовані з одного боку відносно точки дотику.

При розрахунку за максимальним моментом зчеплення коліс з ґрунтом потрібно мати на увазі, що такі високі значення σ_c мають місце нетривалий час.

5.1.6 Привод ведучих коліс

Передача крутного моменту від диференціала до ведучих коліс, залежно від типу підвіски коліс, здійснюється за допомогою суцільних валів півосей або привідних валів, оснащених шарнірами. Півосі використовуються в приводі ведучих некерованих коліс; карданні передачі з простими карданними шарнірами – в приводі некерованих коліс з підресореною головною передачею; карданні передачі з синхронними шарнірами – в приводі керованих коліс. Привод до ведучих коліс має забезпечити відсутність пульсацій моменту і частоти обертання як до керованих, так і до некерованих коліс при повному ході колеса, що допускається підвіскою автомобіля.

Півосі ведучого моста з жорсткою балкою, залежно від навантажень, що діють на них, умовно поділяються на: напіврозвантажені (рис. 5.12, а),

повністю розвантажені (рис. 5.12, б) і розвантажені на три чверті (рис. 5.12, в).

Напіврозвантажена піввісь має зовнішню опору, встановлену в середині балки моста. При цьому з боку колеса піввісь сприймає всі зусилля і моменти, які діють від дороги.

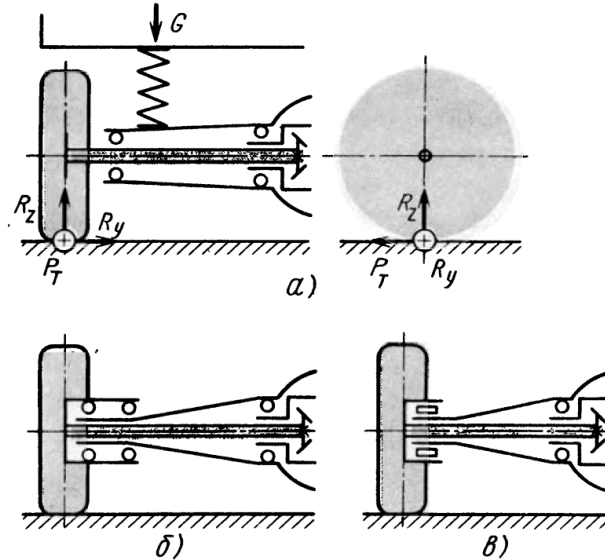


Рисунок 5.12 – Схеми півосей: а) – напіврозвантаженої; б) – повністю розвантаженої; в) – розвантаженої на три чверті

Піввісь, розвантажена на три чверті, має зовнішню опору між маточиною колеса і балкою моста. При цьому згинальні моменти від реакцій R_{zk} , $P_k(P_T)$ і R_y сприймаються одночасно і піввіссю, і балкою моста через підшипник.

Повністю розвантажена піввісь має зовнішню опору з маточиною колеса, встановлену на двох рознесених роликів або кулькових радіально-упорних підшипниках. Піввісь теоретично навантажується тільки крутним моментом, який передається від диференціала до коліс.

Для автомобіля, який конструюється в курсовій роботі, потрібно обрати і обґрунтувати тип і конструкцію приводу коліс. Потім креслять його кінематичну схему і описують особливості конструкції.

В загальному випадку руху на колесо діють крутний момент від тягової або гальмівної сили M_k і M_T ; тягова або гальмівна сила при гальмуванні центральним гальмом P_k і P_T ; бічна сила R_y , яка виникає під час поворотів або заносів, і нормована реакція R_{zk} . Одночасне виникнення максимальної поздовжньої і поперечної сил в контактні колеса з дорогою неможливе, оскільки їх спільна дія обмежується силою зчеплення

$$R_{zk} \cdot \varphi = \sqrt{(P_k)^2 + R_y^2} \quad (5.124)$$

Розрахунок півосей проводять на статичну міцність і втому. Розрахунок на міцність виконується за максимальним динамічним моментом, який має місце при різкому вмиканні зчеплення, або за зчепленням ведучих коліс з ґрунтом при максимальному значенні φ .

Перший розрахунковий режим – прямолінійний рух.

На піввісь діють сили R_{zk} і моменти:

$$P_{k \max} = R_{zk} \cdot \varphi_{\max} \quad \text{або} \quad P_{T \max} = R_{zk} \cdot \varphi_{\max}; \quad (5.125)$$

$$M_{k \max} = P_{k \max} \cdot r_k \quad \text{або} \quad M_{T \max} = P_{T \max} \cdot r_k. \quad (5.126)$$

Відповідні складені напруги згинання і кручення визначаються за такими формулами:

- для напіврозвантаженої півосі:

$$\sigma' = \frac{\sqrt{b^2 (P_{k \max}^2 + R_{zk}^2) + P_{k \max}^2 \cdot r_k^2}}{0,1d^3}; \quad (5.127)$$

де d – діаметр півосі в небезпечному перерезі;

b – відстань небезпечного перерізу біля торця підшипника від площини дії сил;

- для півосі, розвантаженої на три чверті:

$$\sigma = \frac{\sqrt{P_{k \max}^2 \cdot r_k^2 + R^2 \cdot c^2}}{0,1d^3}; \quad (5.128)$$

де b – відстань небезпечного перерізу біля торця підшипника від площини дії сил для півосі, розвантаженої на три чверті.

Для повністю розвантаженої півосі при розрахунках розглядають тільки навантаження на кручення

$$\tau = \frac{P_{k \max} \cdot r_k}{0,2d^3}, \quad (5.129)$$

де d – діаметр півосі в небезпечному перерезі;

φ – коефіцієнт зчеплення ($\varphi_{\max} = 0,8 \dots 0,9$).

Другий розрахунковий режим – поворот або занос.

Найбільші значення осьової сили при повороті або заносі будуть мати місце при P_k , або $P_T = 0$.

Сили, що діють, $R_{yi} = R_{zki} \cdot \varphi_{\max}$.

Відповідні напруги згинання визначаються за такими формулами:

- для напіврозвантаженої півосі:

$$\sigma = \frac{R_{zk} \cdot b \pm R_y \cdot r_k}{0,1d^3}; \quad (5.130)$$

- для півосі, розвантаженої на три чверті:

$$\sigma = \frac{R \cdot c}{0,1d^3}, \quad (5.131)$$

де R – величина реакції на внутрішній кінець півосі з боку диференціала, яка визначається за формулою

$$R = \frac{R_{zk} \cdot b \pm R_y \cdot r_k}{a}. \quad (5.132)$$

Якщо не враховувати можливі деформації згинання, які виникають при встановленні півосі внаслідок технологічних неточностей, то повністю розвантажена піввісь під час повороту або заносу не піддається деформації згинання, розтягування або стискування, оскільки відповідні сили і моменти сприймаються підшипниками маточин коліс і балкою моста.

Третій розрахунковий режим – максимальне динамічне навантаження при різкому вмиканні зчеплення.

Момент, який діє на піввісь при різкому вмиканні зчеплення (для автомобіля типу 4×4):

$$M_n = \frac{M_{T_{\max}} \cdot u_{k1} \cdot u_o \cdot u_{pk} \cdot K_\delta (1 + K_\delta)}{2}, \quad (5.133)$$

де $M_{T_{\max}} = \beta M_{e_{\max}}$ – максимальний крутний момент, який передається від двигуна до трансмісії;

u_{k1}, u_o, u_{pk} – відповідно, передаточні числа першої передачі коробки передач, головної передачі, роздавальної коробки;

K_δ – коефіцієнт динамічності, який приймається залежно від умов експлуатації в межах $K_\delta = 1,1 \dots 1,5$;

K_δ – коефіцієнт блокування. При повністю заблокованому диференціалі $K_\delta = 1$, тобто момент від двигуна передається на одну піввісь.

Напруження кручення в небезпечному перерізі півосі

$$\tau = \frac{M_n}{0,2d^3}. \quad (5.134)$$

Півосі також розраховуються на міцність в режимі переїзду ведучими колесами через перешкоду. В цьому випадку враховується тільки вертикальне зусилля

$$R_{z_{kg}} = \frac{M_0 \cdot g}{2} \cdot K_{\partial\partial}, \quad (5.135)$$

де $K_{\partial\partial}$ – коефіцієнт динамічності від дороги (для легкових автомобілів $K_{\partial\partial} = 1,75$; для вантажних – $K_{\partial\partial} = 2,5$).

Розміри півосей визначають, виходячи з найбільш небезпечного випадку навантажування. Небезпечний переріз для напіврозвантаженої півосі знаходиться в зоні встановлення підшипника. При першому навантажувальному режимі еквівалентне напруження від згинання і кручення

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{R_{zk} b^2 + P_k^2 b^2 + M_k^2}}{0,1d^3}. \quad (5.136)$$

Під час заносу згинальні моменти і напруження, які діють на піввісь,

$$M_e = R_{zg} \cdot b - R_{yg} \cdot r_k; M_H = R_{ZH} \cdot b + R_{YH} \cdot r_k; \quad (5.137)$$

$$\sigma_{e(z)} = \frac{M'_a \cdot g}{20,1d^3} \left(1 \pm \frac{2\varphi h_g}{B} \right) (b_H \pm \varphi \cdot r_k); \quad (5.138)$$

(верхні знаки стосуються внутрішньої півосі, нижні – зовнішньої відносно напрямку заносу).

При переїзді ведучих коліс через перешкоду напруження

$$\sigma_{зз} = M'_a \cdot g \cdot K_{\partial\partial} \cdot b / 20,1d^3. \quad (5.139)$$

Повністю розвантажена піввісь підлягає розрахунку тільки на кручення на режимі максимальної тягової сили.

Піввісь розраховують також на максимальний кут закручування

$$\theta = \frac{M_n \cdot l \cdot 180^0}{GI_{кр} \pi}, \quad (5.140)$$

де l – довжина півосі;

$$I_{кр} = \frac{\pi d^4}{32} \text{ – момент інерції перерізу півосі при крученні.}$$

Припустимий кут закручування $\theta = 8^0$ на 1 м довжини півосі. Максимальний кут закручування до руйнування 300^0 .

Півосі виготовляються з легованих сталей марок 30ХГС, 40ХНМА, 40Х і піддають гартуванню СВЧ.

Напруження конструкцій півосей при максимальних навантаженнях складають ($K_d = 1$): складні напруження згинання і кручення $\sigma = (600 \dots 750)$ МПа; кручення $\tau = (500 \dots 650)$ МПа.

Розрахунок шліцьового з'єднання півосі з шестернею півосі і шпильок кріплення півосі виконується на основі загальних методик розрахунків на міцність.

5.1.7 Особливості розрахунку роздавальних коробок

Вибір типу та конструювання роздавальної коробки залежить від: типу автомобіля, конструювальної схеми трансмісії, потреби в демультіплікаторі, тривалості експлуатації автомобіля в позашляхових умовах тощо.

Для роздавальних коробок з диференціальним приводом характерна відсутність у приводі ведучих мостів циркуляції потужності, що дозволяє мати постійно ввімкнений привід усіх ведучих мостів і, отже, забезпечити їх більш рівномірне завантаження. Для поліпшення прохідності автомобіля в складних дорожніх умовах в таких роздавальних коробках встановлюється муфти примусового блокування міжосьового диференціала. Такі роздавальні коробки рекомендуються для автомобілів, призначених для постійної роботи як повнопривідні.

Автомобіль з блокованим приводом в роздавальній коробці в гарних дорожніх умовах працює як неповнопривідний, з вимкненим переднім мостом. Для роботи автомобіля як повнопривідного в роздавальній коробці вмикається привід переднього моста за допомогою пересувної зубчастої муфти. Такий тип роздавальних коробок рекомендуються для автомобілів, що працюють як повнопривідні лише періодично.

Розрахунки деталей роздавальної коробки на міцність виконується аналогічно розрахункам коробки передач. Відмінність полягає у визначенні розрахункових навантажень і у виборі допустимих напружень у деталях роздавальної коробки.

Деталі роздавальної коробки більш тривалий час працюють під навантаженням. Тому допустимі напруження при їхній роботі мають бути трохи меншими (майже на 20%).

При розрахунках сил, що діють на зубці шестерень, потрібно враховувати передаточне число нижчої передачі роздавальної коробки. При цьому мають бути відомі максимальні крутні моменти на ведених (вихідних) валах роздавальної коробки. Ці моменти визначають, виходячи з умов зчеплення коліс автомобіля з дорогою.

Розрахунковий крутний момент на веденому валу

$$M_e = \frac{\varphi_x \cdot G_e \cdot r_k}{u_0}, \quad (5.141)$$

де $\varphi_x = 0,8$ – коефіцієнт зчеплення коліс;

G_e – навантаження на колеса ведучого мосту;

r_k – радіус колеса;

u_0 – передаточне число головної передачі.

Розрахунковий крутний момент на ведучому (вхідному) валу роздавальної коробки визначається з рівняння потужності, що підводиться до роздавальної коробки,

$$M_0\omega_0 = M_1\omega_1 + M_2\omega_2, \quad (5.142)$$

де M_1 і M_2 – максимальні крутні моменти на ведених валах приводу переднього й заднього ведучих мостів;

ω_1 і ω_2 – кутові швидкості ведених валів;

ω_0 – кутова швидкість ведучого вала.

З останнього виразу знаходимо

$$M_0 = M_1u_1 + M_2u_2, \quad (5.143)$$

де u_1 і u_2 – передаточні числа між веденими валами переднього й заднього мостів і ведучим валом роздавальної коробки.

Час роботи роздавальної коробки на вищій передачі становить 85 ... 90%, а на нижчій передачі – 10 ... 15% загального часу її роботи. З урахування цього потрібно розраховувати й вибирати підшипники валів роздавальної коробки.

Вали й шестерні роздавальної коробки виконують зі сталі марок 40Х, 18ХГТ, 30ХГТ, 15ХГНТА.

5.2 Ходова частина автомобіля

5.2.1 Мости автомобіля

За призначенням мости автомобіля поділяються на ведучі, керовані, комбіновані і підтримувальні.

Ведучі мости використовують як задній (і середній) міст, керовані – як передній міст вантажних автомобілів, а комбіновані (керовані ведучі) – як передній міст повноприводних автомобілів.

Керовані задні мости використовують виключно на багатоприводних автомобілях високої прохідності.

Підтримувальні мости використовують як задній або середній міст з метою підвищення вантажопідйомності автомобіля і в конструкціях причепів та напівпричепів.

В розрахунково-пояснювальну записку потрібно внести обґрунтування конструкції кожного моста автомобіля, що проектується, його схему, опис конструктивних особливостей.

Мости автомобіля розраховують на міцність стосовно зчеплення коліс автомобіля з дорогою при максимальному значенні коефіцієнта зчеплення. Розрахунки виконують для різних режимів руху автомобіля. При

розрахунках значення сил і моментів, що діють на мости при русі автомобіля, ухвалюються максимальними.

Балку ведучого (заднього) мосту розраховують для трьох навантажувальних режимів: прямолінійний рух автомобіля, занос автомобіля й переїзд автомобіля через перешкоду.

При прямолінійному русі автомобіля балка ведучого мосту (рис. 5.13) звивається у вертикальній площині під впливом нормальних реакцій дороги R_{z1} і R_{z2} на ведучі колеса.

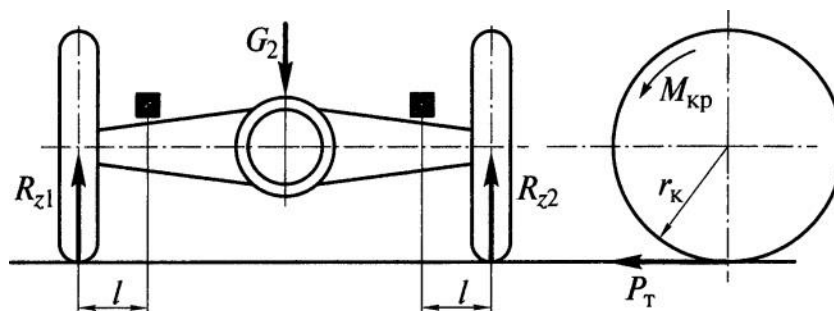


Рисунок 5.13 – Схема для розрахунків ведучого мосту при прямолінійному русі автомобіля

Згинальний момент у вертикальній площині

$$M_g = R_{z1}l = R_{z2}l, \quad (5.144)$$

де l – плече вигину.

Нормальні реакції дороги від навантаження G_2 на задній ведучий міст визначаються за формулою

$$R_{z1} = R_{z2} = m_2 \frac{G_2}{2}, \quad (5.145)$$

де $m_2 = 1,2$ – коефіцієнт перерозподілу навантаження на задній міст.

Крім того, під дією сили тяги P_T балка ведучого мосту отримує статичне навантаження і вигинається також у горизонтальній площині.

Згинальний момент у горизонтальній площині

$$M_z = P_{T1}l = P_{T2}l. \quad (5.146)$$

Сили тяги на ведучих колесах дорівнюють

$$P_{T1} = P_{T2} = R_{z1} \cdot \varphi_x = R_{z2} \cdot \varphi_x \quad (5.147)$$

де φ_x – коефіцієнт поздовжнього зчеплення коліс із дорогою.

Крім згинальних моментів на балку ведучого мосту діє крутний момент

$$M_{кр} = P_{T1} \cdot r_k = P_{T2} \cdot r_k, \quad (5.148)$$

де r_k – радіус ведучих коліс.

У балці ведучого мосту найнебезпечнішими місцями є, зазвичай, перерізи під майданчиками для кріплення ресор. Однак у балці литого мосту з запресованими трубами потрібно також перевіряти на міцність переріз труби біля картера мосту.

Сумарний підсумковий момент від вигину й крутіння в небезпечному перерізі балки мосту

$$M_p = \sqrt{(M_g)^2 + (M_z)^2 + (M_{кр})^2}. \quad (5.149)$$

Підсумкові напруження від вигину і кручення для трубчастого круглого перерізу

$$\sigma_p = \frac{M_p}{W}, \quad (5.150)$$

де W – момент опору трубчастого перерізу

$$W = 0,2 \frac{(D^4 - d^4)}{D},$$

де D та d – відповідно, зовнішній та внутрішній діаметри труби.

Для прямокутного й коробчастого перерізу балки напруження від вигину і кручення визначаються роздільно. При цьому напруження вигину у вертикальній і горизонтальній площинах складаються, а напруження кручення з напруженнями вигину не підсумовуються:

– напруження вигину

$$\sigma_{зг} = \frac{M_g}{W_g} + \frac{M_z}{W_z}; \quad (5.151)$$

– напруження кручення

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}}, \quad (5.152)$$

де W_g і W_z – моменти опору вигину, відповідно, у вертикальній і горизонтальній площинах;

$W_{кр}$ – момент опору крученню.

При заносі автомобіля тягова сила $P_T = 0$, і балка ведучого мосту (рис. 5.14) вигинається у вертикальній площині під дією нормальної R_z і

поперечної R_y реакцій дороги. При цьому, в результаті дії поперечної сили R_y , на одному з ведучих коліс (наприклад, лівому) згинальні моменти від діючих реакцій віднімаються, а на іншому колесі (правому) – додаються:

$$\begin{aligned} M_1 &= R_{z1}l - R_{y1}r_k; \\ M_2 &= R_{z2}l + R_{y2}r_k. \end{aligned} \quad (5.153)$$

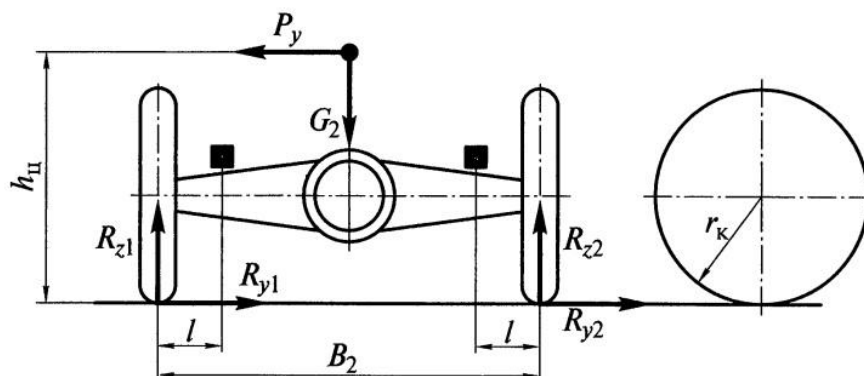


Рисунок 5.14 – Схема для розрахунків ведучого мосту при заносі автомобіля

В формулі (5.153) нормальні і дотичні реакції для лівого і правого коліс визначаються за формулами:

$$\begin{aligned} R_{z1} &= \frac{G_2}{2} \left(1 + \frac{2\varphi_y h_u}{B_2} \right); & R_{y1} &= R_{z1} \varphi_y = \frac{G_2}{2} \left(1 + \frac{2\varphi_y h_u}{B_2} \right) \cdot \varphi_y; \\ R_{z2} &= \frac{G_2}{2} \left(1 - \frac{2\varphi_y h_u}{B_2} \right); & R_{y2} &= R_{z2} \varphi_y = \frac{G_2}{2} \left(1 - \frac{2\varphi_y h_u}{B_2} \right) \cdot \varphi_y, \end{aligned}$$

де φ_y – коефіцієнт поперечного зчеплення коліс з дорогою;

h_u – висота центра мас;

B_2 – колія коліс.

В небезпечному перерізі балки ведучого моста (в місцях кріплення ресор) напруження згину

$$\sigma_{z2} = \frac{R_z l \pm R_y r_k}{W_{z2}}. \quad (5.154)$$

При переїзді через нерівності дороги та інші перешкоди (каміння, горби, пні тощо) на ведучий міст автомобіля можуть діяти динамічні навантаження, які значно більші, ніж статичні. Причому значення динамічних навантажень, які діють на балку, залежать від маси моста.

При динамічному навантаженні балка мосту згинається у вертикальній площині. Згинальний момент в цьому випадку

$$M_{32} = R_z k_\delta l, \quad (5.155)$$

де $k_\delta = 1,75 \dots 3,00$ – коефіцієнт динамічності, що враховує збільшення нормальної реакції R_z при переїзді перешкоди (для вантажних автомобілів потрібно приймати $k_\delta = 2,5 \dots 3,0$).

Напруження згину при динамічному навантаженні

$$\sigma_{32} = \frac{M_{32}}{W_{32}} = \frac{R_z k_\delta l}{W_{32}}. \quad (5.156)$$

Для балок ведучих мостів допустимі напруження становлять:

- для литих зі сталі і ковкого чавуну: $[\sigma_{32}] = 300$ МПа; $[\tau_{кр}] = 200$ МПа;
- для штампованих із листової сталі: $[\sigma_{32}] = 500$ МПа; $[\tau_{кр}] = 400$ МПа.

У керованого мосту розраховують на міцність балку, поворотні кулаки, шворні та втулки шворнів. Розрахунки виконують для таких режимів руху автомобіля: гальмування, занос і подолання перешкод.

При гальмуванні балка переднього мосту (рис. 5.15, а) згинається у вертикальній площині під дією нормальних реакцій R_{z1} і R_{z2} , а також у горизонтальній площині під дією гальмівної сили $P_{гальм}$. Крім того, частини балки від поворотних кулаків до майданчиків кріплення ресор скручуються гальмівним моментом $M_{гальм}$. При розрахунках балку керованого мосту вважають прямою.

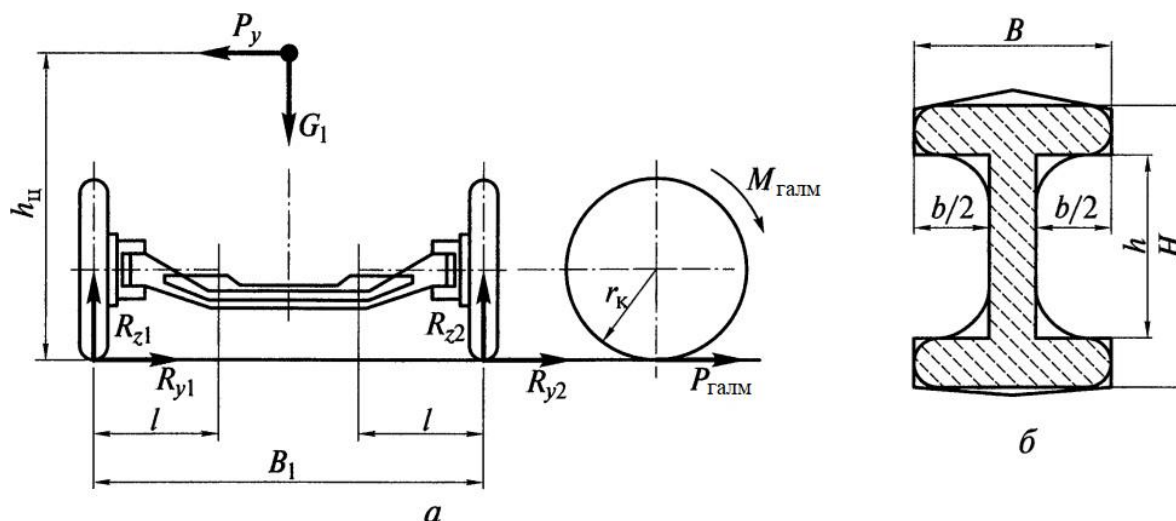


Рисунок 5.15 – Схема для розрахунків керованого мосту:
а – міст; б – приведений двотавровий переріз балки мосту

Згинальні моменти у вертикальній і горизонтальній площинах

$$M_6 = R_z l; \quad (5.157)$$

$$M_z = P_{z_{алм}} l = R_z \varphi_x l, \quad (5.158)$$

де l – плече вигину;

$\varphi_x = 0,8 \dots 0,9$ – коефіцієнт поздовжнього зчеплення.

Оскільки $\varphi_x < 1$, згинальний момент у вертикальній площині більший, ніж у горизонтальній ($M_\theta > M_z$).

Момент, що скручує,

$$M_{кр} = P_{z_{алм}} r_k = R_x \varphi_x r_k. \quad (5.159)$$

При заносі автомобіля внаслідок дії поперечної сили P_y нормальна реакція R_{z1} на лівому колесі буде більшою, ніж реакція R_{z2} на правому колесі. Але на частину балки біля лівого колеса діє різниця згинальних моментів від реакцій R_{z1} і R_{z2} , а біля правого колеса – сума цих моментів.

За розрахункові перерізи потрібно приймати: для половини балки мосту з лівим колесом – переріз, розташований біля поворотного кулака, а для половини балки з правим колесом – переріз під майданчиком для кріплення ресори.

Згинальні моменти в цих перерізах:

$$M_{z1} = \frac{G_1}{2} \left(1 + \frac{2\varphi_y h_u}{B_1} \right) \cdot \varphi_y; \quad (5.160)$$

$$M_{z2} = \frac{G_1}{2} \left(1 - \frac{2\varphi_y h_u}{B_1} \right) (l + \varphi_y r_r) \quad (5.161)$$

де G_1 – навантаження на керований міст;

$\varphi_y = 1$ – коефіцієнт поперечного зчеплення;

h_u – висота центра мас автомобіля;

B_1 – колія передніх коліс.

При подоланні перешкод згинальний момент у небезпечному перерізі балки під ресорними майданчиками діє у вертикальній площині

$$M_\theta = 0,5 G_1 k_\theta l, \quad (5.162)$$

де $k_\theta = 2,5 \dots 3,0$ – коефіцієнт динамічності.

Сумарні напруження в балці керованого мосту з двотавровим перерізом від згинальних моментів у вертикальній і горизонтальній площинах

$$\sigma_{сум} = \frac{M_\theta}{W_\theta} + \frac{M_z}{W_z}; \quad (5.163)$$

– напруження кручення

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}}, \quad (5.164)$$

де W_6 і W_2 – моменти опору вигину відповідно у вертикальній і горизонтальній площинах;

$W_{кр}$ – момент опору крученню.

При визначенні моментів опору дійсний двотавровий переріз балки мосту замінюють приведеним (див. рис. 5.15, б). Для приведенного перетину моменти опору:

$$W_6 = \frac{BH^3 - bh^3}{6H};$$

$$W_2 = \frac{(H-h)B^3 + h(B-b)^3}{6H};$$

$$W_{кр} = \frac{2}{9}t^2(H+2b),$$

де B, H, b, h – розрахункові розміри перерізу балки;

$t = B - b$ – товщина полиць і стінки балки.

Для балки керованого мосту трубчастого круглого перерізу підсумкові напруження від вигину і кручення

$$\sigma_{рез} = \sqrt{\frac{M_6^2 + M_2^2 + M_{кр}^2}{W}}. \quad (5.165)$$

Балки керованих мостів виконують зі сталі 45, 30Х, 40Х. Допустимі напруження складають: $[\sigma_{32}] = 300$ МПа; $[\tau_{кр}] = 150$ МПа.

Розрахунок поворотного вузла

У керованих мостах найбільш відповідальним є поворотний вузол, який складається зі шворня й поворотного кулака. *Поворотний кулак* (рис. 5.16) розраховують для тих же режимів руху автомобіля, що й балку керованого мосту. Небезпечним перерізом у поворотному кулаці є переріз *АА* біля галтелі цапфи кулака, у якому й визначаються напруження. При цьому цапфу кулака розраховують тільки на вигин.

При гальмуванні сумарний вертикальний згинальний момент

$$M_{32} = c\sqrt{R_{z1}^2 + P_{гальм}^2}, \quad (5.166)$$

де c – плече вигину.

Напруження згину

$$\sigma_{32} = \frac{M_{32}}{W_{32}}. \quad (5.167)$$

При заносі гальмова сила $P_{\text{гальм}} = 0$.

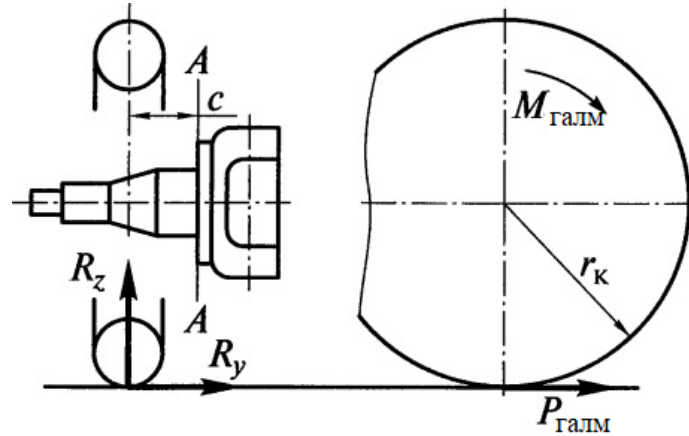


Рисунок 5.16 – Схема для розрахунків поворотного кулака
Напруження згину цапфи поворотних кулаків керованих коліс

$$\sigma_{321} = \frac{R_{z1}c - R_{y1}r_k}{W_{32}}; \quad \sigma_{322} = \frac{R_{z2}c - R_{y2}r_k}{W_{32}}. \quad (5.168)$$

При подоланні перешкоди напруження згину цапфи

$$\sigma_{32} = \frac{R_z k_d c}{W_{32}}, \quad (5.169)$$

де $k_d = 1,15 \dots 3,00$ – коефіцієнт динамічності.

Поворотні кулаки виготовляють зі сталі марок 30X і 40X. Допустимі напруження згину $[\sigma_{32}] = 500$ МПа.

Розрахунки шворня (рис. 5.17) виконують на ті ж навантажувальні режими, що й розрахунки поворотного кулака. Кутами нахилу шворня в поперечній і поздовжній площинах нехтують внаслідок їхніх невеликих значень, які не впливають на результати розрахунків.

При гальмуванні сили R' і R'' , які навантажують, відповідно, верхній і нижній кінці шворня, виникають під дією:

– нормальної реакції R_z

$$R'_1 = R''_1 = \frac{R_z l}{a + b}; \quad (5.170)$$

– гальмівної сили $P_{\text{гальм}}$

$$R'_2 = \frac{P_{галм} b}{a+b}; \quad R''_2 = \frac{P_{галм} a}{a+b}; \quad (5.171)$$

– реактивної сили P_1

$$R'_3 = \frac{P_1 b}{a+b}; \quad R''_3 = \frac{P_1 a}{a+b}, \quad (5.172)$$

де $P_1 = \frac{P_{галм} l}{l_1}$;

– гальмівного моменту $M_{галм} = P_{галм} \cdot r_k$

$$R'_4 = R''_4 = \frac{P_{галм} r_k}{a+b}. \quad (5.173)$$

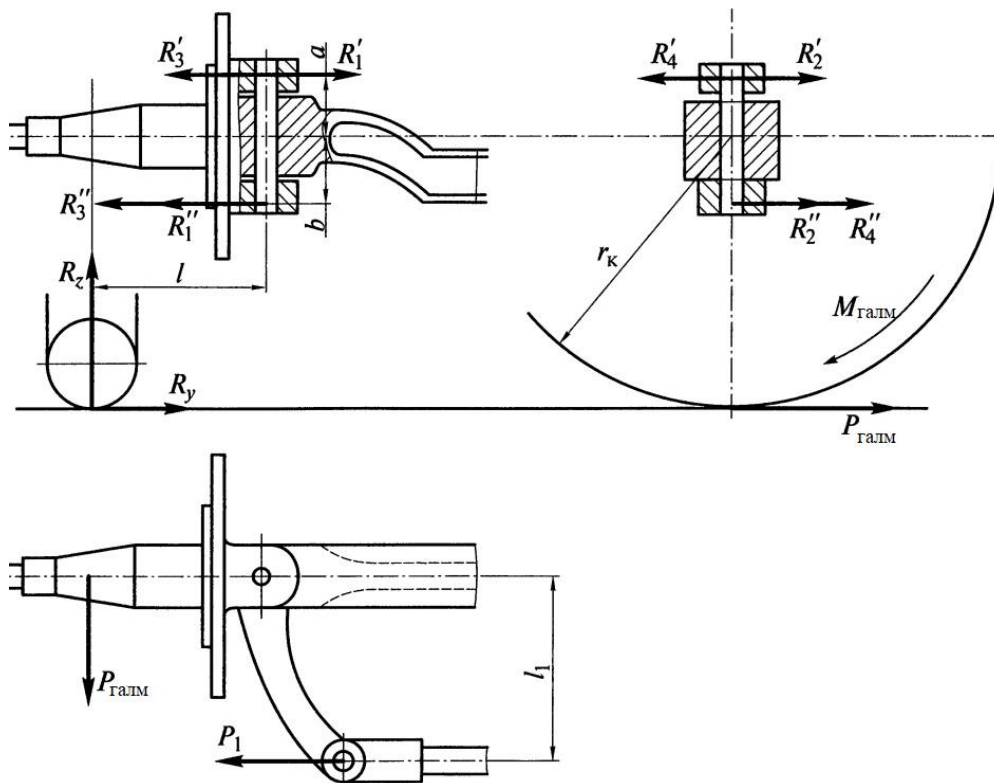


Рисунок 5.17 – Схема для розрахунків шворня

Сумарна сила, що діє на верхній кінець шворня,

$$R'_{сум} = \sqrt{(R'_1 - R'_3)^2 + (R'_4 - R'_2)^2}. \quad (5.174)$$

Сумарна сила, що діє на нижній кінець шворня,

$$R''_{сум} = \sqrt{(R''_1 + R''_3)^2 + (R''_4 + R''_2)^2}. \quad (5.175)$$

При заносі на верхній і нижній кінці шворня діють тільки поперечні сили від нормальної реакції R_z та поперечної реакції R_y . Сумарні сили:

– на лівому шворні

$$R'_{\text{сум1}} = \frac{R_{y1}(r_k - b) - R''_{z1}l}{a + b}; \quad R''_{\text{сум1}} = \frac{R_{y1}(r_k + a) - R''_{z1}l}{a + b}; \quad (5.176)$$

– на правому шворні:

$$R'_{\text{сум2}} = \frac{R_{y2}(r_k - b) + R''_{z2}l}{a + b}; \quad R''_{\text{сум2}} = \frac{R_{y2}(r_k + a) + R''_{z2}l}{a + b}, \quad (5.177)$$

де $R''_{z1(2)} = R_{z1(2)} - G_k$ – нормальні реакції опорної поверхні за вирахуванням ваги колеса G_k .

Шворинь на всіх навантажувальних режимах розраховують на вигин і на зріз, а втулки шворня розраховують на зминання:

– напруження згину шворня

$$\sigma_{зг} = \frac{R''_{\text{сум}} d}{W_{зг}}; \quad (5.178)$$

– напруження зрізу шворня

$$\tau_{зр} = \frac{4R''_{\text{сум}}}{\pi d^2}; \quad (5.179)$$

– напруження зминання втулок шворня

$$\sigma_{зм} = \frac{R''_{\text{сум}}}{d \cdot h_g}, \quad (5.180)$$

де d – діаметр шворня;

h_g – висота втулки шворня.

При визначенні напружень у шворні та втулках шворня приймають найбільші зі значень сумарних сил, що діють на шворинь для розглянутих режимів руху автомобіля.

Шворні виготовляють зі сталі марок 40, 50, 18ХГТ. Допустимі напруження: $[\sigma_{зг}] = 500$ МПа; $[\tau_{зр}] = 100$ МПа; $[\sigma_{зм}] = 50$ МПа.

5.2.2 Підвіска автомобіля

Виконуючи конструювання підвіски, потрібно обрати і обґрунтувати конструкцію кожного з її елементів: пружного елемента, напрямного пристрою, гасіння коливань і, за потреби, стабілізатора поперечної стійкості.

Кінематичні схеми підвісок автомобілів наведені на рис. 5.18.

Після вибору і обґрунтування напрямного пристрою потрібно до розрахунково-пояснювальної записки внести його кінематичну схему з елементами несучої системи.

При виборі і обґрунтуванні конструкції пружного елемента потрібно намагатися, щоб його характеристика була щонайближче до ідеальної, тобто жорсткість пружного елемента була б нелінійною. У випадку, коли обраний основний пружний елемент має лінійну жорсткість, до його конструкції потрібно ввести додаткові пружні елементи, спільне використання яких з основним могло б максимально наблизити пружну характеристику підвіски до ідеальної. Вибір, обґрунтування і розрахунок підвіски виконуються окремо для підвісок передніх і задніх коліс.

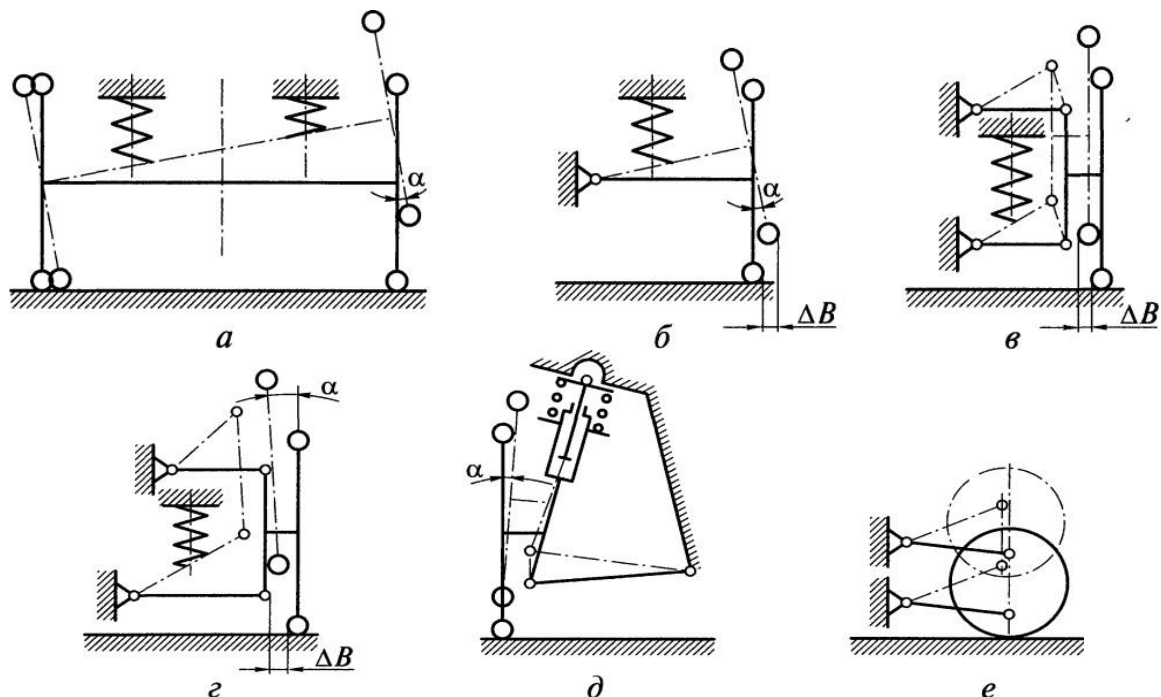


Рисунок 5.18 – Кінематичні схеми підвісок: *a* – залежна підвіска; *б–е* – незалежні підвіски

Після вибору напрямного пристрою і пружного елемента характеристику пружних властивостей підвіски потрібно подати у вигляді графіків $f = f(Z)$; (рис. 5.19), де $G_{ст}(Z_0)$ – навантаження на підвіску від порожнього автомобіля, Н; $Z_{ст}$, $Z_{дин}$ – відповідно, статичне і динамічне навантаження на підвіску, Н; $f_{ст\ еф}$ – ефективний прогин підвіски, м; $f_{ст}$, $f_{дин}$ – відповідно, статичний і динамічний прогини підвіски; f' – величина одночасного прогину основного (сталевого) і додаткового (гумового) пружних елементів.

При проектуванні приймають:

$Z_{ст} = (2...3) Z_{дин}$ – для автомобілів, призначених для експлуатації на дорогах з твердим покриттям;

$Z_{ст} = (3...4) Z_{дин}$ – для автомобілів, що експлуатуються в умовах бездоріжжя і на ґрунтових дорогах;

$f_{дин} = (0,5...0,7) f_{ст}$ – для легкових автомобілів;

$f_{дин} = (0,7...0,9) f_{ст}$ – для автобусів;

$f_{дин} = (0,8...1,0) f_{ст}$ – для вантажних автомобілів.

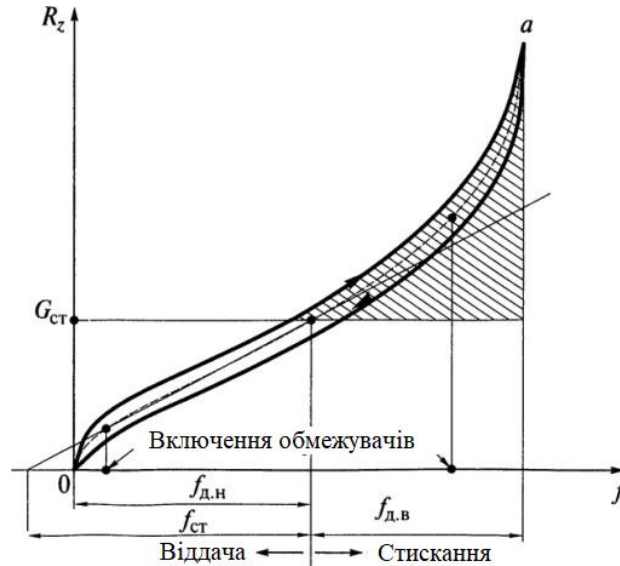


Рисунок 5.19 – Пружна характеристика підвіски

Статичний прогин підвіски визначається з виразу

$$f_{ст} = \frac{g}{4\pi^2 v^2}, [M], \quad (5.181)$$

де v – частота вільних коливань автомобіля, c^{-1} (приймається такою ж, як при розрахунку плавності ходу).

Для легкових автомобілів $v = (0,8...1,2), c^{-1}$;

для вантажних автомобілів і міських автобусів $v = (1,2 ... 1,9), c^{-1}$;

для міжміських автобусів $v = (0,7...1,35), c^{-1}$.

Одержані за виразом (5.181) значення статичного прогину $f_{ст}$ мають відповідати значенням:

$f_{ст} = (0,15...0,2)$ м – для легкових автомобілів;

$f_{ст} = (0,12...0,18)$ м – для автобусів;

$f_{ст} = (0,08...0,12)$ м – для вантажних автомобілів.

У випадку перевищення обчислених значень $f_{ст}$, рекомендованих значень статичного прогину для сучасних автомобілів, його приймають за ефективний прогин $f_{ст\ еф}$. При цьому, будуючи характеристику пружних властивостей підвіски, частину ефективного прогину, відповідну прогину підвіски сучасних автомобілів, відкладають на осі абсцис праворуч від нуля, а решту – ліворуч (рис. 5.19).

Будуючи характеристику пружних властивостей підвіски з додатковим гумовим пружним елементом, потрібно врахувати, що його деформація не перевищує половини висоти цього елемента. При визначенні координат точок характеристики з подвійним сталевим пружним елементом потрібно врахувати, що додатковий пружний елемент має починати спрацьовувати при навантаженні $Z_0 = (0,6 \dots 0,7)Z_{ст}$.

При виконанні курсової роботи потрібно побудувати характеристики пружних властивостей підвісок коліс всіх мостів.

Розрахунок листової півеліптичної ресори

Визначення геометричних розмірів ресори виконується з урахуванням розмірів автомобіля. Довжина ресори визначається згідно з рис. 5.20, при цьому приймається:

- для задніх ресор легкових автомобілів $L_p = (0,4 \dots 0,55)L$;
- для ресор вантажних автомобілів:
 - передніх $L_p = (0,25 \dots 0,35)L$;
 - задніх $L_p = (0,35 \dots 0,45)L$;

де L – поздовжня база автомобіля, м.

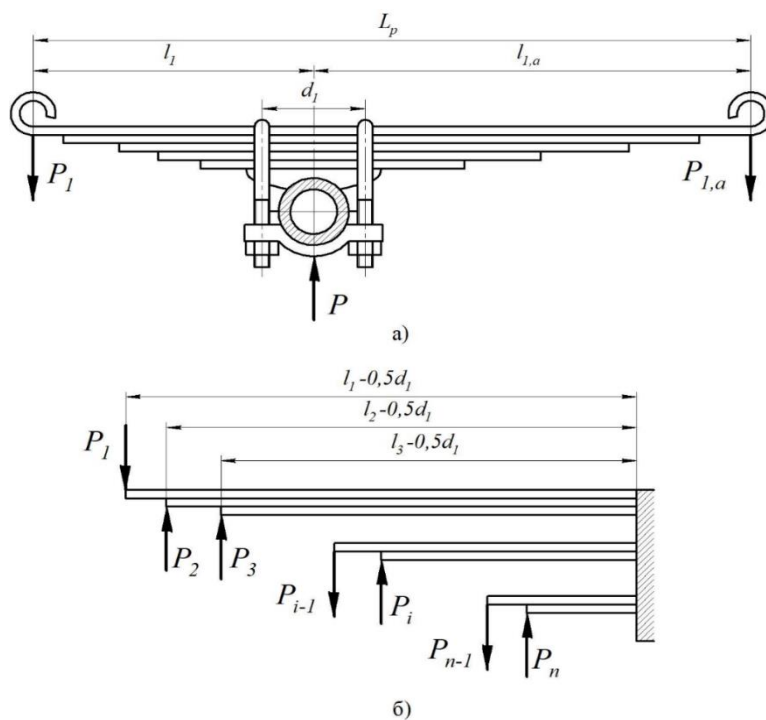


Рисунок 5.20 – Схема листової ресори: а) – схема; б) – визначення довжин листів ресори при їх прямокутному обрізанні

Сумарний момент інерції перерізів листів ресори I_c може бути визначений з виразу

$$I_c = \frac{\alpha c_p L_p^3 k_1^2 k_{1,a}^2}{3E} = \frac{\alpha c_p l_1^2 l_{1,a}^2}{3EL_p}, \quad (5.182)$$

де α – коефіцієнт форми ресори (можна орієнтовно прийняти, що $\alpha = 1,25 \dots 1,35$ для ресор вантажних автомобілів і $\alpha = 1,35 \dots 1,45$ для ресор легкових автомобілів);

E – модуль пружності 1-го роду (для ресорної сталі $E = 2,1 \times 10^5$ МПа);

k_1 і $k_{1,a}$ – коефіцієнти асиметрії ресори

$$K_1 = \frac{l_2}{L_p}, K_2 = \frac{l_1}{L_p}$$

де l_1 і $l_{1,a}$ – величини короткого і довгого кінців ресори

$$l_1 + l_{1,a} = L_p.$$

Для симетричної ресори (при $k_1 = k_{1,a} = 0,5$)

$$I_c = \frac{\alpha c_p L_p^3}{48E}. \quad (5.183)$$

Ступінь несиметричності ресори визначається з компонувальних міркувань, за умови зменшення кутового коливання кузова при гальмуванні або розгоні автомобіля. Це питання докладно розглянуте раніше.

Розрахувавши значення I_c з рівнянь (5.182) або (5.183), потрібно надалі методом підбору визначити число листів ресори, їх товщину і ширину, маючи на увазі, що:

а) алгебраїчна сума моментів інерції перерізів всіх листів ресори має дорівнювати сумарному моменту інерції I_0 ;

б) число листів ресори знаходиться в межах 6–14, в окремих випадках до 20 (у важких вантажівок) або до 1–3 (у деяких моделях сучасних легкових автомобілів);

в) відношення ширини листа до його товщини в більшості ресор знаходиться в межах 6–10, хоча в окремих випадках це відношення може приймати і більше значення;

г) товщина листів має бути розрахована з умов, що при максимальних прогинах напруження в листах ресори не перевищують допустимої величини.

Умовна середня товщина листів може бути визначена з рівняння

$$h_c = \frac{2I_c}{W_c} = \frac{2\alpha(l_1 - 0,5d_1)(l_{1,a} - 0,5d_1)\sigma_{\max}}{3Ef_n}, \quad (5.184)$$

де W_c – сумарний момент опору вигину перерізу ресори;

σ_{\max} – максимальне напруження, величина якого може бути прийнята 950–1000 МПа;

f_n – повний прогин підвіски, ($f_n = f_{cm} + f_d$).

При несиметричному перерізі ресорних листів визначається середнє значення відстаней z_c від нейтральної осі перерізу до крайнього волокна, яке працює на розтяг,

$$z_c = \frac{I_c}{W_c} = \frac{\alpha(l_1 - 0,5d_1)(l_{1,a} - 0,5d_1)\sigma_{\max}}{3Ef_n}. \quad (5.185)$$

Якщо ресора має всі листи однакової товщини, то величина z_c округляється до найближчого стандартного розміру (або за значенням z_c підбирається найближчий стандартний переріз листа, що має несиметричний профіль).

При неоднаковій товщині листів, враховуючи значення h_c або z_c , які є середніми величинами, дозволяється вибрати максимальні і мінімальні товщини листів, різниця між якими не перевищує 1–3 мм. Потреба застосування в ресорі листів неоднакової товщини пов'язана або з бажанням зміцнити вушко корінного листа, або підібрати потрібне значення сумарного моменту інерції перерізу ресори.

У деяких випадках, наприклад при застосуванні накладних вушок, зменшують і товщину корінного листа порівняно з нижчими листами, знижуючи в ньому напруження вигину і підвищуючи його довговічність.

Особлива увага має бути приділена вибору профілю перерізів листів ресори. Застосування несиметричних ресорних профілів може дати помітне зниження ваги листової ресори і деяке підвищення її довговічності.

Прийнявши, залежно від типу автомобілів, $n_n = 6 \dots 14$ та відношення $b/t = 6 \dots 10$, потрібно знайти величини t і b .

Одержані в результаті розрахунку величини t і b порівнюють з наведеними в ОН 8027-86 (табл. 5.17) та обирають стандартні значення t і b .

Таблиця 5.17 – Витяг з ОН 8027-86. Листові ресори для автомобілів. Основні параметри

Параметри листових ресор			Навантаження на ресору, кН	Тип автомобіля
Ширина листа, мм	Товщина листа, мм	Форма кінців		
1	2	3	4	5
1. Легкові автомобілі. Автобуси та вантажні автомобілі на базі легкових				
<i>Передня підвіска</i>				
/45/	4,5;5;6;6,5;7	Відтягнуті	3,0 ... 4,5	Автомобілі типу УАЗ
55	5;6;7;7,5	-\\-	3,0 ... 5,0	
<i>Задня підвіска</i>				
/45/	5;6;6,5;7	Відтягнуті	3,0...5,5	Автомобілі типів «Волга», «Москвич» та вантажні на їх базі
55	5;6;7;7,5	-\\-	3,0...5,0	Автомобілі типів УАЗ, «Москвич» та вантажні на їх базі, автомобілі РАФ

Продовження таблиці 5.17

1	2	3	4	5
2. Автобуси з ресорами, що не уніфіковані з ресорами легкових і вантажних автомобілів				
<i>Передня підвіска</i>				
/65/	7;8;9;10	Трапецеїдальні	5,0...12,0	Автобуси типів ПАЗ, КАВЗ
75	8;9;10;12	-\\-	5,0...12,0	
/90/	9;10;12	-\\-	12,0..20,0	
3. Вантажні автомобілі та автобуси				
<i>Передня підвіска</i>				
55	6;7;8;9	Трапецеїдальні	4,0...7,0	Вантажні автомобілі типів УАЗ, ГАЗ (до 2,5 т), автобуси на їх базі
/65/	6;6,5;7;8;9	-\\-	6,0...14,0	Вантажні автомобілі ЗІЛ, ГАЗ, КАЗ
75	7;8;9;10	-\\-	7,0...15,0	Автобуси типів ПАЗ, КАВЗ
/90/	8;9;10;12	-\\-	12,0..25,0	Вантажні автомобілі типів МАЗ, «Урал», КрАЗ
100	10;12;14;16	-\\-	15,0...30,0	Вантажні автомобілі типів МАЗ, КрАЗ
<i>Задня підвіска. Основна ресора</i>				
55	5;7;8;9;10; 11	Трапецеїдальні	4,5...12,0	Вантажні автомобілі типу ГАЗ
/65/	7;8;9;10; 11;12	-\\-	10,0..20,0	Вантажні автомобілі типу ГАЗ; автобуси типів ПАЗ,КАВЗ
75	8;9;10;12	-\\-	12,0..25,0	Вантажні автомобілі типу ГАЗ; ЗІЛ, КАЗ, автобуси типів ПАЗ, КАВЗ
/90/	9;10;12	-\\-	20,0..40,0	Вантажні автомобілі типу МАЗ
100	9;10;12	-\\-		
<i>Додаткова ресора</i>				
/65/	6;7;8	Трапецеїдальні	3,0...8,0	Вантажні автомобілі типу ГАЗ; автобуси типів ПАЗ,КАВЗ.
75	7;8;9	-\\-	5,0...9,0	Вантажні автомобілі типу ГАЗ; ЗІЛ, КАЗ, автобуси типів ПАЗ, КАВЗ
90	9;10	-\\-	70,0...140,0	Вантажні автобуси типу МАЗ
100	9;10	-\\-	80,0...140,0	
<i>Задня підвіска (балансирна)</i>				
/90/	10;12;14	Трапецеїдальні	30,0...40,0	Вантажні автомобілі типів «Урал», КамАЗ.
100	12;14;16	-\\-	30,0...100,0	
120	14;16;20;25	-\\-	50,0...120,0	Вантажні автомобілі типу КрАЗ

Примітка. При виборі розмірів перерізу листової ресори перевага має надаватись розмірам, відміченим без лапок.

Перевірний розрахунок листової ресори

Напруження від зовнішнього навантаження в перерізі останнього листа, розташованого в площині осей переносної драбини, визначається з виразу

$$\sigma_n = \frac{\alpha_n P_1 (l_1 - d_1) z_n}{I_c}, \quad (5.186)$$

де P_1 – навантаження, що припадає на вушко ресори.

Напруження від зовнішнього навантаження в середньому перерізі інших листів ресори можуть бути визначені за формулою (5.186). Для визначення епюри розподілу напружень по довжині кожного листа потрібно визначити зусилля на кінцях листів, для цього можна скористатися виразом:

$$P_i = \frac{P_{i-1} (l_{i-1} - 0,5d_1) - W_{i-1} \sigma_{i-1}}{l_i - 0,5d_1}. \quad (5.187)$$

При відомих силах, що діють на кінці листів ресори, визначення епюри розподілу напружень по довжині листа не викликає ускладнень.

Навантаження на вушко ресори P_1 потрібно визначити при декількох режимах:

- 1) при статичному навантаженні на ресору;
- 2) при максимальному прогині ресори (упорі в обмежувач);
- 3) при одночасній дії вертикального навантаження і гальмівного або тягового моменту.

Визначення жорсткості листової ресори

Жорсткість четвертої листової ресори (або половини напівеліптичної ресори) може бути визначена за формулою

$$C_{p1} = \frac{3EI_c}{\alpha l_1^3}. \quad (5.188)$$

Величина коефіцієнта α залежить від геометричних розмірів ресори і з достатньою точністю може бути підрахована за формулою

$$\alpha = \frac{I_c}{I_X} \cdot \frac{I_c - I_X}{I_X} \cdot \frac{l_X^2}{l_1^2} - \frac{1,5(I_c - I_X)}{I_X} \cdot \frac{l_X (l_1 - l_X)}{l_1^2}, \quad (5.189)$$

де $I_X = I_i$ – для ресори, що має всі листи різної довжини;

$I_X = I_i + I_2$ – для ресори, що має два верхніх листи однакової довжини;

$I_X = I_i + I_2 + I_3$ – для ресори, що має три верхніх листи однакової довжини;

l_x – довжина нижнього (підкореневого) листа; для ресори, що має всі листи різної довжини; $l_x = l_2$, тобто дорівнює довжині другого листа; для ресори, що має два листи однакової довжини, $l_x = l_3$, тобто дорівнює довжині третього листа і т. д.

Потрібно зазначити, що точність визначення жорсткості ресори суттєво залежить від того, наскільки повно була врахована дійсна конфігурація перерізу ресорного листа при визначенні його моменту інерції. Наприклад, для прямокутного ресорного профілю момент інерції доцільно визначати за формулою

$$I = \frac{\beta b h^2}{12}. \quad (5.190)$$

Коефіцієнт β може бути прийнятий рівним 0,83 для ресор вантажних і 0,87 для ресор легкових автомобілів [3].

Для підвищення точності визначення твердості листової ресори доцільно, з огляду на форму кінців листів ресори, знаходити дійсні довжини листів, визначаючи дійсні точки прикладення міжлистових реакцій.

Жорсткість напівеліптичної ресори може бути визначена з виразу

$$c_p = \frac{3EI_c}{\alpha k_1^2 (1 - k_1)^2 L^3}. \quad (5.191)$$

Для симетричної ресори, приймаючи, що $k_1 = (1 - k_1) = 0,5$, вираз (5.191) прийме загальновідомий вигляд

$$c_p = \frac{48EI_c}{\alpha L^3}. \quad (5.192)$$

При розробці конструкції листової ресори відстань між переносними драбинами d_1 обирають з конструктивних міркувань. Довжину листів ресори (крім корінного) визначають графоаналітичним методом на основі схеми ресори, виконаної в масштабі 1:5 або 1:10 (див. рис. 5.20).

Розрахунок циліндричної пружини підвіски

Спиральні циліндричні пружини як головний пружний елемент використовуються, головним чином, для легкових автомобілів з незалежною підвіскою коліс. Вони виготовляються з прутка з круглим або прямокутним перерізом.

Діаметр прутка пружини визначається з умови міцності

$$d = \sqrt[3]{\frac{8P_{np} \cdot D_c}{\pi[\tau]}}, \quad (5.193)$$

де P_{np} – зусилля, яке стискає пружину, Н (визначається на основі схеми підвіски і сил, що діють в ній. Порядок визначення P_{np} для різних типів підвісок описано в [3, 5]);

D_c – середній діаметр пружини, м (вибирається з конструктивних міркувань);

$[\tau] = 1000$ МПа – припустиме напруження при максимальній деформації пружини (матеріал – сталь 55ГС, 50 СГ, 60 СГ).

Зусилля стискання P_{np} визначається при силі $Z_{дин}$, що діє на підвіску.

Число робочих витків пружини

$$n_{np} = \frac{f_{дин} G d^4}{8 P_{np} D_{cp}^3}, \quad (5.194)$$

де $G = 78$ ГПа – модуль зсуву матеріалу пружини;

Повне число витків пружини дорівнює $n_n = n_{np} + (1,5 \dots 2,0)$.

Розрахунок торсіонного пружного елемента підвіски

Підвіски з торсіонними пружними елементами мають меншу масу невіднесених частин, більш сприятливий розподіл навантажень на раму (при поздовжньому розташуванні торсіонів), оскільки моменти від вертикальних навантажень передаються не у навантажені зони розташування важелів, а через протилежний кінець торсіона.

За розташуванням торсіони поділяються на поперечні і поздовжні. Вони мають круглий, пластинчастий, пучковий та складений переріз. Найбільше поширення отримали круглі торсіони.

Діаметр торсіона круглого перерізу знаходять з виразу

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{кр}}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (5.195)$$

де $M_{кр} = Z_{дин} L_в$ – момент закручування торсіона, Н · м;

$Z_{дин}$ – динамічне навантаження підвіски, Н;

$L_в$ – довжина важеля торсіона, м;

$[\tau] = 1,0 \dots 1,05$ ГПа – припустимі напруження в матеріалі торсіона при закручуванні.

Кут закручування торсіона дорівнює

$$\varphi = \frac{M_{кр} L_T}{G I_p} \cdot \frac{180}{\pi}, \text{ град.}, \quad (5.196)$$

де L_T – робоча довжина торсіона, м;

$I_p = \frac{\pi d^4}{32}$ – полярний момент інерції поперечного перерізу торсіона.

Припустимий максимальний кут закручування торсіона на 1 м довжини складає 15°.

Робоча довжина торсіона L_T може бути визначена з виразу (5.196). Діаметри і довжину шліцьових частин торсіона потрібно обирати зі співвідношень: $d_{ш} = (1,2 \dots 1,3)d$; $l_{ш} = (0,6 \dots 1,2)d$.

Для зручності збирання шліцьові кінці виготовляють різних діаметрів.

Напруження в пластинчастому торсіоні

$$\tau = 3M_{кр} \frac{\left(1 + 0,6 \frac{h}{b}\right)}{ih^2b}, \text{ [МПа]}, \quad (5.197)$$

де i – число листів в торсіоні;

b і h – геометричні розміри перерізу листа торсіона;

Значення $[\tau]$ не має перевищувати 900 МПа.

Розрахунок пневматичного пружного елемента

Навантаження, що діє на пневматичний пружний пристрій підвіски й викликає зміну ефективної площі F_{ef} і ефективного радіуса R_{ef} пневмобалона,

$$P_{\delta} = p_{нов} F_{ef} = p_{нов} \pi R_{ef}^2, \quad (5.198)$$

де $p_{нов}$ – тиск повітря в пневмобалоні.

При зміні динамічного навантаження тиск повітря в пневмобалоні

$$p_{нов} = (p_{см} + 1) \left(\frac{V_0 + V_{рез}}{V_{\delta} + V_{рез}} \right)^k - 1, \quad (5.199)$$

де $p_{см}$ – тиск повітря в балоні при статичному навантаженні;

V_0 – об'єм балона при статичному навантаженні;

$V_{рез}$ – об'єм додаткового резервуара для повітря;

V_{δ} – об'єм балона при будь-якому навантаженні;

$k = 1,3$ – показник політропи при швидкостях, відповідних власній частоті коливань підресореної маси автомобіля.

Жорсткість пневматичного приладу підвіски можна визначити за формулою

$$\begin{aligned} c_{\delta} &= \frac{dP_{\delta}}{df_{\delta}} = p_{нов} \frac{dF_{ef}}{df_{\delta}} + F_{ef} \frac{dp_{нов}}{df_{\delta}} = \\ &= -kF_{ef} (p_{см} + 1) \frac{V_{см}^k dV_{\delta}}{V_{\delta}^{k+1} df_{\delta}} + \frac{(p_{см} + 1)V_{см}^k}{V_{\delta}^k} \frac{dF_{ef}}{df_{\delta}}, \end{aligned} \quad (5.200)$$

де $V_{см} = V_0 + V_{рез}$; $V_{\delta} = V_{\delta} + V_{рез}$.

Враховуючи, що $\frac{dV_{\delta}}{df_{\delta}} = -F_{ef}$, знаходимо жорсткість пневмобалона

$$c_{\delta} = kF_{ef} \frac{p_{нов} + 1}{V_{\delta} + V_{рез}} + p_{нов} \frac{dF_{ef}}{df_{\delta}}. \quad (5.201)$$

Основні параметри і монтажні розміри амортизаторів підвіски автомобіля, що проектується, обирають з ГОСТ 11728-73.

Залежно від геометричних розмірів шини, обраної при тяговому розрахунку, умов експлуатації і типу автомобіля обґрунтовують і обирають тип і розміри обода, диска. В розрахунково-пояснювальній записці потрібно описати особливості конструкції цих елементів колеса.

5.3 Розрахунок систем керування автомобілем

Системи керування автомобілем охоплюють гальмівне керування (гальмівні системи) та рульове керування й відіграють найважливішу роль в забезпеченні безпеки руху.

Розрахунки систем керування містять:

- розрахунок гальмівного механізму;
- розрахунок гальмівного приводу;
- розрахунок рульового механізму;
- розрахунок рульового приводу;
- розрахунки підсилювачів гальм і рульового керування (в разі потреби встановлення їх на автомобілі).

При проектуванні механізмів органів керування потрібно обґрунтувати їх тип, конструкцію та компоновальну схему, визначити параметри, потрібно також обрати і обґрунтувати конструкції приводів, навести їх схеми та визначити основні параметри.

5.3.1 Гальмівне керування

Робочий гальмівний механізм

При виборі і обґрунтуванні конструкції гальмівного механізму потрібно виходити з умови створення необхідного моменту тертя при забезпеченні мінімальних розмірів, маси, високої надійності, стабільності ефективності дії, відсутності самозаклинювання і дотримання загальнотехнічних вимог.

Для забезпечення ефективної роботи гальмівної системи граничне значення моменту тертя гальмівного механізму M_m має відповідати значенню гальмівного моменту на колесі автомобіля M_{τ} .

Гальмівний момент на колесі автомобіля дорівнює

$$M_m = Z_{\tau} r_{\delta} \varphi_{розд}, \quad (5.202)$$

де Z_{τ} – вертикальна реакція опорної поверхні, Н;

r_d – динамічний радіус колеса; м;

$\varphi_{розр}$ – розрахункове значення коефіцієнта зчеплення (при попередніх розрахунках доцільно приймати $\varphi_{розр} = 0,6$).

$$\varphi_{розр} = \frac{K_\tau(a-b)}{(K_\tau+1)h_g}, \quad (5.203)$$

де a, b – відповідно, відстань від вертикалі центра мас автомобіля до осей коліс передньої і задньої осей; м;

h_g – висота центра мас автомобіля; м;

$K_\tau = \frac{K_{\tau 1}}{K_{\tau 2}}$ – коефіцієнти розподілу гальмівних сил (при $a = b$,

$K_\tau = 1,3 \dots 1,6$; при $a > b$, $K_\tau = 0,8 \dots 1,0$).

Значення a, b і h_g визначені при виконанні тягового розрахунку автомобіля.

Значення реакцій опорної поверхні до коліс передньої $Z_{\tau 1}$ і задньої осі $Z_{\tau 2}$ визначаються з виразів:

$$Z_{\tau 1} = \frac{G_a}{2} \left(\frac{b + \varphi_{розр} h_g}{L} \right); \quad Z_{\tau 2} = \frac{G_a}{2} \left(\frac{a - \varphi_{розр} h_g}{L} \right), \quad (5.204)$$

де G_a – повна вага автомобіля, Н;

L – повздовжня база автомобіля, м.

Стоянова гальмівна система

Гальмівний момент задніх коліс в разі гальмування їх стоянковим гальмом дорівнює

$$M'_\tau = \frac{G_a}{L} (h_g \sin \alpha + a \cos \alpha) \varphi_{розр} r_d, \quad (5.205)$$

де α – кут ухилу дороги, який відповідає ухилу:

– 16% – для транспортних засобів з повним навантаженням;

– 23% – для легкових автомобілів, інших модифікацій для перевезення вантажів, а також автобусів у спорядженому стані;

– 31% – для вантажних автомобілів і автопоїздів у спорядженому стані.

Момент тертя M_m гальмового механізму, необхідний для гальмування автомобіля, визначають залежно від типу і схеми гальмового механізму за методикою [3, 4, 9].

Визначення сили P , яка здійснює притискання гальмівних колодок до барабанів (дисків), виконується при порівнянні значень гальмівного моменту на колесі автомобіля M_τ і моменту тертя, який має бути створений в гальмівному механізмі M_m . Числове значення сили P є вихідним для розрахунку гальмівного приводу.

В розроблюваній конструкції гальмівного механізму при виконанні курсової роботи потрібно передбачити засоби для регулювання зазору між зовнішньою поверхнею накладки гальмівної колодки та поверхнею барабана (диска), по можливості забезпечити автоматичне виконання цієї операції.

Питомі тиски для накладок

Питомі тиски для накладок гальмівних колодок розраховують за величиною нормальних реакцій, що діють на накладки з боку гальмівного барабана.

Питомий тиск для первинної і вторинної колодок, відповідно,

$$P_{num1} = \frac{N_1}{\beta_1 r_6 b_1}; \quad P_{num2} = \frac{N_2}{\beta_2 r_6 b_2}, \quad (5.206)$$

де N_1 і N_2 – нормальні реакції відповідно для первинної й вторинної колодок;

β_1 і β_2 – кути охоплення колодок;

r_6 – радіус гальмівного барабана;

b_1 і b_2 – ширина колодок.

Питомі тиски не мають перевищувати 100...200 Н/см² для первинної колодки й 50...70 Н/см² для вторинної колодки.

Для врівноваженого гальмівного механізму $p_{num} = 80...90$ Н/см².

Гальмівні накладки мають мати коефіцієнт тертя $\mu = 0,3...0,35$, що мало залежить від швидкості ковзання, нагрівання і потрапляння води. Вони також мають бути твердими, міцними, зносостійкими й зберігати фізичні властивості при нагріванні до 400 °С без викришування, виділення сполучних компонентів і обвуглювання.

Відповідно до сучасних екологічних вимог використовують безазбестові гальмівні накладки, оскільки при їхній роботі не утворюється шкідливого азбестового пилу.

Фрикційні накладки прикріплюють до гальмівних колодок заклепками або приклеюють (на легкових автомобілях).

Робота тертя

Зношування гальмівної накладки залежить від питомої роботи тертя, тобто роботи тертя, що припадає на одиницю поверхні накладки.

Питома робота тертя залежить від початкової швидкості гальмування, при якій уся кінетична енергія автомобіля поглинається роботою тертя в гальмівних механізмах:

$$q_{num} = \frac{m_a V_{max}^2}{2F_{нак}}, \quad (5.207)$$

де m_a – повна маса автомобіля;

V_{max} – максимальна швидкість автомобіля (швидкість початку гальмування);

$F_{нак}$ – сумарна площа поверхні накладок гальмівних механізмів всіх коліс автомобіля.

Середні значення питомої роботи тертя становлять 1...2 кДж/см² для легкових автомобілів (більші значення для дискових гальмівних механізмів) і 0,6 ... 0,8 кДж/см² для вантажних автомобілів і автобусів.

Від питомої роботи тертя залежить також нагрівання деталей гальмівного механізму (барабана, диска, накладок). Тому для зменшення питомої роботи потрібно збільшувати площу гальмівних накладок і, відповідно, ширину й діаметр гальмівних барабанів. У результаті збільшення поверхні охолодження зростає й ефективність гальмування.

Нагрівання барабана або диска.

При гальмуванні виділяється теплота, яка нагріває гальмовий барабан і накладки. І чим вища температура накладки при гальмуванні, тим більше її зношування.

Нагрівання Δt_{δ} гальмівного барабана (або диска) за одне гальмування визначається за формулою

$$\Delta t_{\delta} = \frac{m_k V_{\max}^2}{2m_{\delta}c}, \quad (5.208)$$

де m_k – маса автомобіля, що доводиться на гальмуюче колесо;

m_{δ} – маса гальмівного барабана;

$c = 500$ Дж/(кг·К) – питома теплоємність чавуну або сталі.

Нагрівання гальмівного барабана або диска за одне гальмування не має перевищувати 20 °С.

Процес окремого гальмування являє собою короткочасне інтенсивне гальмування і є швидкоплинним. Тому прийнято вважати, що розсіювання теплоти в навколишнє середовище незначне. У випадку затяжного неінтенсивного гальмування частина теплоти буде розсіюватися в навколишнє середовище й нагрівання гальмівного барабана або диска буде меншим, ніж за одне гальмування. У цьому випадку визначається нагрівання для швидкостей початку гальмування $V = 30$ км/год. і максимальної V_{\max} .

При $V = 30$ км/год. температура нагрівання не має перевищувати 15 °С, а при максимальній швидкості вона має бути в межах 40 ... 60 °С.

Гальмівні барабани легкових автомобілів і вантажних автомобілів малої і середньої вантажопідйомності зазвичай виконують біметалевими. Вони складаються зі сталевого диска, з'єднаного литтям із чавунним ободом. На легкових автомобілях малого класу гальмівні барабани виготовляють також з алюмінієвого сплаву з залитим усередину чавунним кільцем. Гальмівні барабани вантажних автомобілів великої вантажопідйомності роблять литими, в основному, з сірого чавуну.

На ободі гальмівного барабана є ребра жорсткості, що обмежують його деформації при дії сил з боку колодок під час гальмування. Твердий обід гальмівного барабана забезпечує рівномірний розподіл навантаження на гальмівні накладки по довжині й ширині. При недостатній твердості обода

в гальмівних накладках виникає конусне зношування. При встановленні на автомобіль гальмівний барабан центрується по маточині колеса.

Гальмівний привод

Для робочої гальмівної системи переважними є два види приводів – гідравлічний і пневматичний, меншою мірою використовуються механічні та комбіновані приводи.

Гідравлічний привод відрізняється високою швидкістю, простотою конструкції, малими габаритними розмірами, малою масою і вартістю. При цьому він має обмежене силове передаточне число, що приводить до потреби використання підсилювачів і ускладнення конструкції.

Пневматичний привод має складну конструкцію, більший час спрацювання, значні габаритні розміри, більшу масу і високу вартість. Пневматичний привод дозволяє одержати більші приводні сили, а також простими засобами здійснити з'єднання з тягачем гальмівних механізмів причіпних ланок.

Механічний привод використовується переважно для ручних стоянкових гальм.

Комбінований гальмівний привод являє собою, в більшості випадків, синтез елементів гідравлічного і пневматичного приводів та електричного і пневматичного.

При обранні та обґрунтуванні типу і конструкції гальмівного приводу потрібно передбачити заходи забезпечення оптимального розміру гальмівних сил між колесами автомобіля, плавності та мінімального часу спрацювання, довговічності, надійності і простоти конструкції, зручності користування.

Підвищення надійності роботи гальмівного приводу може бути досягнуто при виконанні двоконтурних систем з роздільним підведенням енергій до контурів різних осей. Також розділення системи на незалежні контури дозволить використання елементів робочої гальмівної системи як запасної.

Після вибору і обґрунтування типу приводу потрібно визначити конструкцію його основних механізмів і пристроїв.

Кінематичне U_k і силове U_p числа гальмівного приводу визначаються за виразами:

$$U_k = \frac{S_n}{\sum S_k}; \quad U_p = \frac{\sum P_{ГМ}}{P_{ПЕД}}, \quad (5.209)$$

де S_n – робочий хід педалі або важелів гальма (для вантажних автомобілів $S_n = 80 \dots 100$ мм; для легкових – $S_n = 70 \dots 75$ мм);

$\sum S_k$ – сумарне переміщення кінців колодок у місці їх з'єднання з поршнями або розтискними кулаками ($\sum S_k = 3 \dots 6$ мм);

$P_{ПЕД}$ – сила натискання на педаль гальм під час гальмування автомобіля;

$\sum P_{ГМ}$ – сумарне зусилля натискання на кінці поршнів або розтискних кулаків.

Силове передаточне число гальмівного приводу U_p визначається за умови рівності тисків, які виникають від сили $P_{пед}$ натискання на педаль гальм (в гідравлічному приводі) або від сили тиску повітря (в пневматичному приводі) і сил, які розтискають колодки гальмівного механізму.

Для гідравлічного гальмівного приводу (рис. 5.21)

$$U_p = \frac{d_{pc}^2}{d_{gc}^2} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{1}{\eta_{np}}, \quad (5.210)$$

де d_{pc} – діаметр робочого гальмівного циліндра;

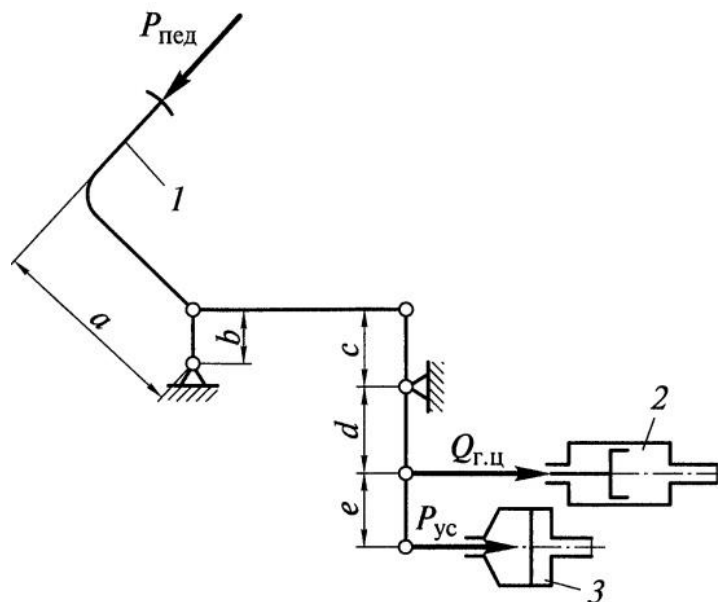
d_{gc} – діаметр головного гальмівного циліндра;

$\eta_{np} = 0,95 \dots 0,97$ – ККД гідравлічного гальмівного приводу;

$\frac{d_{pc}^2}{d_{gc}^2} = U_z$ – передаточне число гідравлічної частини приводу;

$\frac{a}{b} = U_m$ – передаточне число механічної частини приводу, яке

визначається за схемою гальмівного приводу.



1 – педаль; 2 – головний циліндр; 3 – підсилювач

Рисунок 5.21 – Схема для розрахунків гідравлічного гальмівного приводу з вакуумним підсилювачем

Згідно з чинними нормативами силове передаточне число гідравлічного приводу має мати такі значення:

– для вантажних автомобілів $U_p = 50 \dots 60$;

– для легкових автомобілів $U_p = 30 \dots 40$.

Середні значення тиску робочої рідини в системі гідравлічного гальмівного приводу $P_{pp} = 2 \dots 3$ МПа, а в умовах аварійного гальмування – $P_{pp} = 7 \dots 10$ МПа.

Для загальмовування автомобіля водій має прикласти до педалі автомобіля зусилля $P_{нед}$

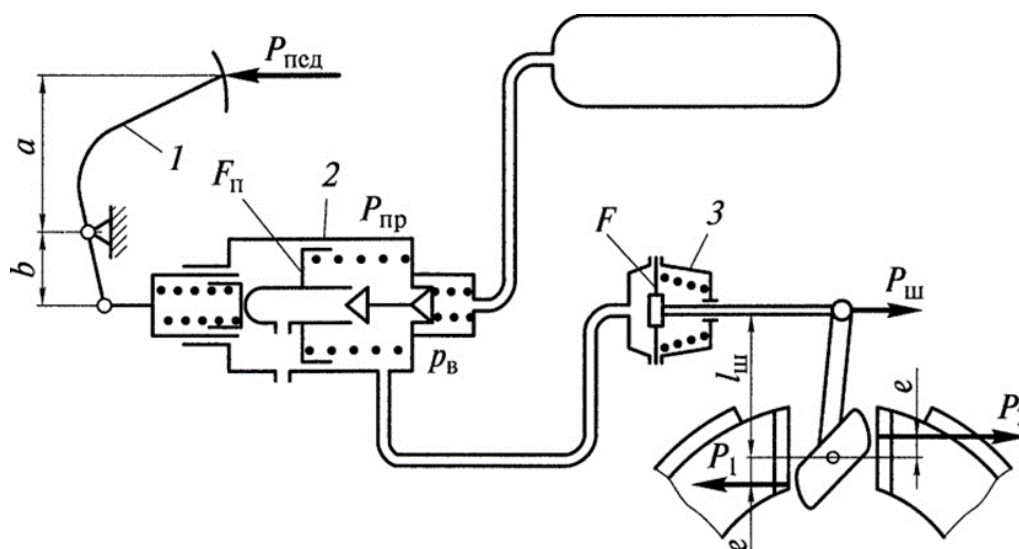
$$P_{нед} = \frac{\Sigma P_{\tau}}{U_p \cdot \eta_{np}}; \quad (5.211)$$

де ΣP_{τ} – сумарна гальмівна сила, яка діє на колеса автомобіля.

Під час робочого гальмування, згідно з чинними нормативами, $P_{нед} \leq 100 \dots 150$ Н, а аварійного гальмування $P_{нед} \leq 500$ Н.

Якщо обчислене значення $P_{нед} > 400$ Н, то у гальмівному приводі потрібно передбачити використання підсилювача.

Силове передаточне число пневматичного гальмівного приводу (рис. 5.22)



1 – педаль; 2 – гальмівний кран; 3 – гальмівна камера

Рисунок 5.22 – Схема для розрахунків пневматичного гальмівного приводу

$$U_p = \frac{2l_{ш}}{e \cdot \eta_{np}}, \quad (5.212)$$

де $l_{ш}$ – відстань від осі розтискного кулака до осі штока гальмівної камери;

e – ексцентриситет кулака гальмівного механізму;

$\eta_{np} = 0,92 \dots 0,95$ – ККД механічних елементів приводу.

Згідно з чинними нормативами силове передаточне число пневматичного гальмового приводу має бути $U_p = 100...300$, тиск повітря в гальмівній системі $p_{нов} = 0,6...0,8$ МПа.

Необхідну площу гальмівної камери можна визначити за формулою

$$F = \frac{P_{ш}}{p_{нов}}, \quad (5.213)$$

де $P_{ш}$ – зусилля на штоку гальмівної камери.

Зусилля на поршні гальмівного крана при гальмуванні

$$P_n = p_{нов} F_n + P_{пр}, \quad (5.214)$$

де F_n – площа поршня;

$P_{пр}$ – зусилля пружини.

Зусилля на педалі гальм

$$P_{пед} = P_n \frac{b}{a}, \quad (5.215)$$

де a, b – параметри, показані на рис. 5.21.

Для вантажних автомобілів допускне зусилля $P_{пед}$ на педалі гальм не має перевищувати 700 Н, а найбільший хід педалі S – 180 мм.

5.3.2 Рульове керування

Кінематичні схеми і силові передаточні числа

Рульове керування служить для зміни або підтримання обраного напрямку руху автомобіля і здійснення маневрування. В загальному випадку воно складається з трьох основних частин: рульового механізму, рульового приводу і підсилювача.

Зміна напрямку руху автомобіля може здійснюватися чотирма способами:

- поворотом керованих коліс (коліс передньої осі, коліс кількох осей, коліс всіх осей);
- поворотом керованих осей або керованих візків (передньої осі, кількох осей, всіх осей або візків);
- складанням ланок транспортного засобу (так званий опозитний спосіб повороту);
- силовим способом (пригальмовуванням коліс одного борту автомобіля).

З числа перелічених способів найкраще задовольняє вимоги споживачів автомобілів загального призначення спосіб повороту керованих коліс.

Оцінювальними параметрами рульового керування є кінематичне і силове передаточні числа, величина зазору в зачепленні і ККД рульового механізму і рульового приводу.

При виборі і обґрунтуванні конструкції органів рульового керування потрібно забезпечити виконання вимог до нього: витримування таких співвідношень між кутами коліс, за яких кочення всіх коліс не супроводжується їх бічним ковзанням; забезпечення узгодженості в кінематичному і силовому відношенні між поворотом рульового і керованого коліс; створення умов для забезпечення легкості керування і високої маневреності автомобіля.

Кінематичне передаточне число рульового приводу дорівнює відношенню елементарного кута θ_c повороту вала сошки до півсуми елементарних кутів α_1 і α_2 повороту, відповідно, внутрішнього і зовнішнього керованих коліс

$$U_{кп} = \frac{2\Delta\theta_c}{\Delta\alpha_1 + \Delta\alpha_2}. \quad (5.216)$$

Величина $U_{кп}$ не є постійною і залежить від положення ланок приводу. Тому її значення мають визначатись графічно для різних кутів повороту коліс.

Кінематичне передаточне число рульового механізму, залежно від принципу, покладеного в основу його конструкції, може бути постійним або змінним

$$U_{км} = \frac{\theta_{рк}}{\theta_c}, \quad U_{км} = \frac{\Delta\theta_{рк}}{\Delta\theta_c}, \quad (5.217)$$

де $\Delta\theta_{рк}$ і $\Delta\theta_c$ – зміна кутів повороту, відповідно, рульового колеса і вала сошки.

Враховуючи два останні вирази, загальне кінематичне передаточне число рульового керування

$$U_{кр} = U_{кп} \cdot U_{км} = \frac{2\Delta\theta_{рк}}{\Delta\alpha_1 + \Delta\alpha_2}. \quad (5.218)$$

Кут повороту рульового колеса сучасних автомобілів складає $\theta_{рк} = 540...1080^\circ$, кути повороту керованих коліс $\alpha_1 = \alpha_2 = 30...40^\circ$, кінематичні передаточні числа рульового керування вантажних автомобілів $U_{кр} = 20...25$, легкових $U_{кр} = 13...22$.

Силове передаточне число рульового керування дорівнює

$$U_{cp} = \frac{1,25 \cdot G_k \cdot (f_r + \varphi \cdot r_{ковз}) \cdot R}{M_{pk} \cdot c} = U_{cm} \cdot U_{cn}, \quad (5.219)$$

де G_k – сила тяжіння автомобіля, що припадає на керовані колеса, Н;
 $f_r = 0,018 \dots 0,022$ – коефіцієнт опору коченню;
 $\varphi = 0,6 \dots 0,8$ – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою;
 $r_{ковз} = (0,12 \dots 0,15)r_k$ – радіус ковзання шини, м;
 r_k – радіус кочення шини, м;
 $R = (0,20 \dots 0,25)$ м – радіус рульового колеса, м;
 $M_{pk} = P_{pk} \cdot R$ – момент, який прикладається до рульового колеса, Н·м;
 P_{pk} – зусилля, яке прикладається до рульового колеса, Н;
 c – радіус обкочування керованого колеса, м, (для вантажних автомобілів $c = 0,05 \dots 0,12$ м, для легкових $c = 0,05 \dots 0,06$ м).

В існуючих конструкціях сучасних автомобілів $U_{cp} = 100 \dots 300$.

Рульовий привод

Рульовий привод, який являє собою систему тяг і важелів, що служать для передачі зусилля від сошки до поворотної цапфи і забезпечення заданої залежності між кутами повороту керованих коліс. Частина рульового приводу, яка забезпечує цю залежність, називається рульовою трапецією.

Основною задачею кінематичного розрахунку є визначення оптимальних параметрів рульової трапеції.

Рульовий привод має забезпечувати поворот керованих коліс автомобіля на різні кути, значення яких (без урахування бокового відведення шин) знаходяться з залежності

$$\operatorname{ctg} \alpha_3 - \operatorname{ctg} \alpha_6 = \frac{M}{L}, \quad (5.220)$$

де α_3, α_6 – кути повороту, відповідно, зовнішнього і внутрішнього керованих коліс;

M – відстань між шарнірами (осями) повороту коліс, м;

L – поздовжня база автомобіля, м.

Для визначення відстані між осями повороту коліс B задаються довжиною поворотної цапфи L_u , яку можна прийняти рівною ширині профілю шини $b_{ш}$.

Довжина поперечної тяги

$$n = \frac{M}{1 + 2 \frac{m}{n} \cos \theta}, \quad [\text{м}], \quad (5.221)$$

де m – довжина бічного важеля трапеції; $\frac{m}{n} = 0,12 \dots 0,16$;

θ – кут між бічним важелем трапеції і балкою моста автомобіля (при положенні коліс для прямолінійного руху).

В існуючих конструкціях перетин продовження осей бічних важелів трапеції має місце приблизно на відстані $0,7L$ від передньої осі, якщо трапеція задня, і на відстані L , якщо трапеція передня (рис. 5.23).

Числові значення n і m можна знайти з подібності трикутників (рис. 5.24). Кут θ можна визначити з виразу $ctg\theta = M/2xL$.

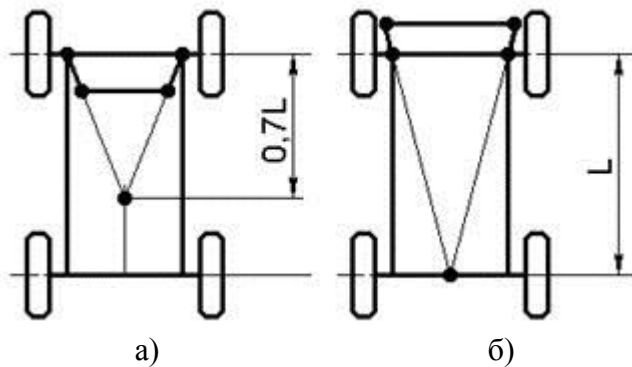


Рисунок 5.23 – Схеми розташування рульової трапеції на автомобілях:
а) – заднє; б) – переднє

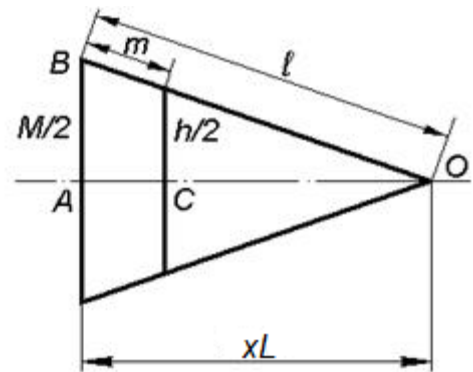


Рисунок 5.24 – Схема для визначення параметрів рульової трапеції

Для перевірки відповідності обраних розмірів рульової трапеції задоволенню вимоги кочення коліс при повороті без бокового ковзання потрібно побудувати графік залежності $\alpha_3 = f(\alpha_6)$ за даними, одержаними аналітичним методом на основі виразу (5.222), і даними графічної побудови кінематики рульової трапеції. Для реалізації аналітичного методу на основі виразу

$$\alpha_3 = \text{arcctg} \left(\text{ctg}\alpha_6 + \frac{M}{L} \right) \quad (5.222)$$

проводять обчислення кута повороту зовнішнього колеса α_3 при значеннях α_6 : $0^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ, 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ, 40^\circ$.

Для реалізації графічного методу потрібно в масштабі не менше ніж 1:10 накреслити схему рульової трапеції і, графічно повертаючи внутрішнє колесо в межах можливого кута повороту від 0° до 40° з кроком 5° , визначити кути повороту зовнішнього колеса α_3 .

Результати, отримані при реалізації аналітичного і графічного методів, потрібно подати у вигляді таблиці (табл. 5.18) і графіків $\alpha_3 = f(\alpha_6)$ для теоретичного і графічного розрахунків.

Таблиця 5.18 – Кут повороту керованих коліс

Кут повороту колеса, град.	Внутрішнього, $\alpha_в$		0	5	10	15	10	25	30	35	40
		Зовні-нього $\alpha_з$	Теоретичний								
		Графічний									

Обрані розміри рульової трапеції вважають задовільними, якщо при кутах повороту внутрішнього колеса до 20° графічна та теоретична залежності збігаються, а при наближенні до 40° їх розбіжність не перевищує $2...3^\circ$.

При виконанні даного розділу курсової роботи потрібно описати спосіб регулювання кута сходження керованих коліс, конструкцію шарнірних з'єднань та способи їх змащення, а при отриманні завдання на конструкторську розробку приводу – провести розрахунки на міцність основних деталей: повздовжньої і поперечної тяг, елементів шарнірних з'єднань та ін.

Вал рульової сошки. Вал розраховують на кручення.

За відсутності підсилювача

$$\tau_{кр} = \frac{M_{р.к} U_{см} \eta_{р.м}}{0,2d_c^3}; \quad (5.223)$$

за наявності підсилювача

$$\tau_{кр} = \frac{M_{р.к} U_{см} \eta_{р.м}}{0,2d_c^3} + p_p \frac{\pi D_{гц}^2}{4}; \quad (5.224)$$

де $M_{р.к}$ – момент на рульовому колесі;

$\eta_{р.м}$ – ККД рульового механізму;

d_c – діаметр вала рульової сошки;

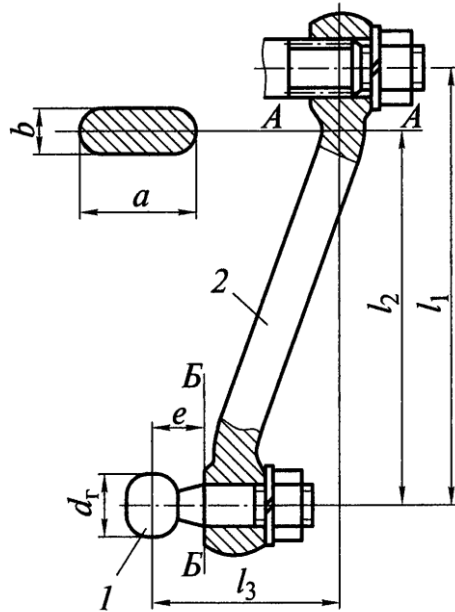
$p_p = 6...8$ МПа – тиск рідини гідروпідсилювача;

$D_{гц}$ – діаметр гідроциліндра підсилювача.

Допустимі напруження на кручення $[\tau_{кр}] = 300...350$ МПа.

Вал рульової сошки виготовляють зі сталі 30, 18ХГТ, 20ХН3А.

Рульова сошка (рис. 5.25). Розрахунок сошки проводять на згин і кручення від максимальної сили $P_{сош}$, яка діє на кульовий палець від повздовжньої рульової тяги.



1 – палець; 2 – сошка; А–А, Б–Б – небезпечні перерізи

Рисунок 5.25 – Схема для розрахунків рульової сошки

За відсутності підсилювача

$$P_{сош} = \frac{M_{p.к} U_{см} \eta_{p.м}}{l_1}, \quad (5.225)$$

де l_1 – відстань між центрами головок рульової сошки.

За наявності гідروпідсилювача інтегрального типу

$$P_{сош} = \frac{M_{p.к} U_{см} \eta_{p.м}}{l_1} + p_p \frac{\pi D_{зц}^2}{4}. \quad (5.226)$$

Напруження згину в небезпечному перерізі А–А

$$\sigma_{зг} = \frac{P_{сош} l_2}{0,1 a^2 b}; \quad (5.227)$$

напруження кручення

$$\tau_{кр} = \frac{P_{сош} l_3}{0,2 a b^2}, \quad (5.228)$$

де l_2 і l_3 – плечі, відповідно, згину і кручення сошки;

a і b – розміри перерізу сошки.

Допустимі напруження: згину $[\sigma_{зг}] = 150 \dots 200$ МПа; кручення $[\tau_{кр}] = 60 \dots 80$ МПа.

Кульовий палець сошки (див. рис. 5.25). Палець розраховують на згин і зріз у небезпечному перерізі Б–Б і на змінання між сухарями поздовжньої рульової тяги.

Напруження згину

$$\sigma_{зг} = \frac{P_{сош} e}{0,1d_n^3}; \quad (5.229)$$

напруження зрізу

$$\sigma_{зр} = \frac{P_{сош}}{\pi d_n^2}; \quad (5.230)$$

напруження змінання

$$\sigma_{зм} = \frac{4P_{сош}}{\pi d_z^2}, \quad (5.231)$$

де e – плече вигину пальця;

d_n – діаметр пальця в небезпечному перерізі;

d_z – діаметр кульової головки пальця.

Допустимі напруження: згину $[\sigma_{зг}] = 300...400$ МПа; зрізу $[\sigma_{зр}] = 25...35$ МПа; змінання $[\sigma_{зм}] = 25...35$ МПа.

Кульовий палець рульової сошки виконують зі сталі марок 40Х, 20ХНЗА.

Кульові пальці рульових тяг. Розрахунки пальців поздовжньої й поперечної рульових тяг проводяться аналогічно розрахункам кульового пальця рульової сошки з урахуванням навантажень, які діють на кожний палець.

Пальці рульових тяг виконують зі сталі марок 40Х і 20ХНЗА.

Поздовжня рульова тяга. Тягу розраховують на стиск і поздовжній згин. Напруження стиску

$$\sigma_{ст} = \frac{P_{сош}}{F_m}, \quad (5.232)$$

де F_m – площа поперечного перерізу тяги.

При поздовжньому згині в тязі виникають критичні напруження

$$\sigma_{кр} = \frac{\pi^2 EJ}{l_m^2 F_m}, \quad (5.233)$$

де E – модуль пружності першого роду;

J – момент інерції середнього трубчатого перерізу

$$J = \frac{\pi(d_{зн}^4 - d_{вн}^4)}{64};$$

l_m – довжина тяги по центрах кульових пальців.

Запас стійкості тяги

$$\delta_{cm} = \frac{\sigma_{кр}}{\sigma_{cm}} = \frac{\pi^2 EJ}{l_m^2 P_{сош}}. \quad (5.234)$$

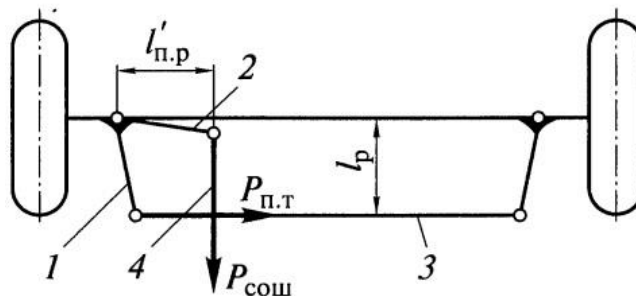
Запас стійкості δ_{cm} тяги має бути 1,5...2,5.

Повздовжню тягу виконують із сталі марок 20 і 35.

Поперечна рульова тяга. Тяга навантажується силою $P_{n.m}$ (рис. 5.26), яка дорівнює

$$P_{n.m} = \frac{P_{сош} l_{n.p}}{l_p}, \quad (5.235)$$

де $l_{n.p}$ і l_p – активні довжини, відповідно, поворотного важеля і важеля поворотного кулака.



1 – важіль поворотного кулака; 2 – поворотний важіль; 3 – поперечна тяга;
4 – повздовжня тяга

Рисунок 5.26 – Схема для розрахунків деталей рульового приводу

Поперечну рульову тягу розраховують на стиск і повздовжній згин, як і повздовжню рульову тягу. Запас стійкості δ_{cm} поперечної рульової тяги має бути 1,5...2,5.

Поворотний важіль (див. рис. 5.26). Важіль розраховують на згин і кручення, оскільки на нього діють:

– згинальний момент $M_{зг} = P_{сош} l_{n.p}$;

– крутний момент $M_{кр} = P_{сош} l_p$.

Напруження згину і кручення складають, відповідно,

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W_{зг}}; \quad \tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}}. \quad (5.236)$$

Допустимі напруження: згину $[\sigma_{зг}] = 150...200$ МПа; $[\tau_{кр}] = 60...80$ МПа. Важелі поворотних кулаків виготовляють зі сталі марок 30 і 35.

Рульовий механізм

В сучасних автомобілях використовуються шестеренні, черв'ячні, гвинтові та комбіновані рульові механізми. До їх конструкції висуваються спеціальні вимоги: високий ККД в прямому напрямку (від рульового колеса до керованих коліс) для полегшення керування автомобілем і знижений ККД в зворотному напрямку для зменшення сили поштовхів, які виникають при переїзді через нерівності; відповідний зазор рульової пари в нейтральному положенні керованих коліс при забезпеченні можливості його регулювання в процесі експлуатації; заданий характер зміни передаточного числа рульового механізму; травмобезпечність рульового механізму тощо.

При виконанні курсової роботи, керуючись особливостями конструкції, компонування та умов експлуатації автомобіля, потрібно обрати і обґрунтувати конструкцію рульового механізму, накреслити його кінематичну схему. В рульовому механізмі розраховують рульове колесо, рульовий вал і рульову передачу (пару).

Розрахунок на міцність деталей рульового механізму проводиться з урахуванням того, що найбільші навантаження в ньому виникають при повороті на місці керованих коліс на сухій асфальтобетонній опорній поверхні. Момент опору повороту коліс при цьому

$$M_{on} = \sum M_{ni} + \sum M_{mi}, \text{ [Н} \cdot \text{м]}, \quad (5.237)$$

де $\sum M_{ni}$ – сумарний момент опору повороту коліс;

$\sum M_{mi}$ – момент тертя в рульовому приводі.

Момент опору повороту керованих коліс нерухомого автомобіля

$$M_{on} = 1,25G_{KK}(f_c + \varphi \cdot r_{ковз}), \text{ [Н} \cdot \text{м]}, \quad (5.238)$$

де G_{KK} – частина ваги автомобіля, яка припадає на керовані колеса;

f_c – коефіцієнт опору коченню (для автомобілів загального призначення, які експлуатуються на дорогах з твердим покриттям, $f_c = 0,02 \dots 0,04$);

$\varphi = 0,7 \dots 0,85$ – коефіцієнт зчеплення коліс з опорною поверхнею;

$r_{ковз} = (0,10 \dots 0,16) r_k$ – радіус ковзання, м.

За заданим або знайденим зусиллям на кермовому колесі розраховують навантаження і напруження в деталях рульового керування.

Потреба у використанні підсилювача рульового керування виникає в тому випадку, коли зусилля, яке необхідно прикласти водію до рульового колеса для повороту керованих коліс, перевищує 400 Н. Це зусилля визначається за виразом

$$P_{pk} = \frac{M_{on}}{R_{pk} \cdot U_m \cdot U_{pn} \cdot \eta_m \cdot \eta_{pn}}, \text{ [Н} \cdot \text{м]}, \quad (5.239)$$

де R_{pk} – радіус рульового колеса, м; $R_{pk} = (380...550)$ мм;

U_m – кінематичне передаточне число рульового механізму;

U_{pn} – кінематичне передаточне число рульового приводу;

η_m, η_{pn} – відповідно, ККД рульового механізму і рульового приводу ($\eta_m = 0,75...0,92$; $\eta_{pn} = 0,85...0,95$).

При виконанні опису конструкції рульового механізму потрібно вказати спосіб забезпечення і проведення регулювань.

При внесенні рульового механізму в спеціальне завдання курсової роботи потрібно визначити його геометричні параметри і провести розрахунки елементів на міцність.

Рульовий вал. Зазвичай рульовий вал виконують порожнім (трубчастим). Вал працює на кручення, навантажуючись моментом $M_{p.k} = P_{p.k} R_{p.k}$.

Навантаження кручення трубчастого вала

$$\tau_{кр} = \frac{M_{p.k} d_{zn}}{0,2(d_{zn}^4 - d_{вн}^4)}, \quad (5.240)$$

де d_{zn} і $d_{вн}$ – відповідно, зовнішній і внутрішній діаметри вала.

Рульовий вал перевіряють також на жорсткість за кутом закручування вала (рад)

$$\theta = \frac{2\pi L_{p.в}}{d_{zn} G}, \quad (5.241)$$

де $L_{p.в}$ – довжина вала;

G – модуль пружності другого роду.

Рульовий вал виконують зі сталі марок 20, 35, 45.

Допустимі напруження кручення рульового вала $[\tau_{кр}] = 100$ МПа. Максимальний кут закручування рульового вала не має перевищувати $5...8^\circ$ на 1 м довжини вала.

Рульовий механізм з черв'ячно-роликовою передачею

Зачеплення такого типу забезпечує зубцям високу міцність на згинання. З цієї причини особлива увага в розрахунках приділяється зносостійкості та контактній міцності. Оцінювання здійснюється за величиною напруження стискання, з достатньою точністю оцінки можуть бути визначені за виразом

$$\sigma_{cm} = \frac{Q}{Fn} \leq [\sigma_{cm}], \quad (5.242)$$

де $Q = \frac{M_{кр}}{r_o \operatorname{tg} \beta_\psi}$ – осьова сила, що діє на черв'як;

$$F = \frac{1}{2} \left[(\varphi_p - \sin \varphi_p) \cdot r_p^2 + (\varphi_u - \sin \varphi_u) \cdot r_u^2 \right] - \text{площа контакту між черв'яком}$$

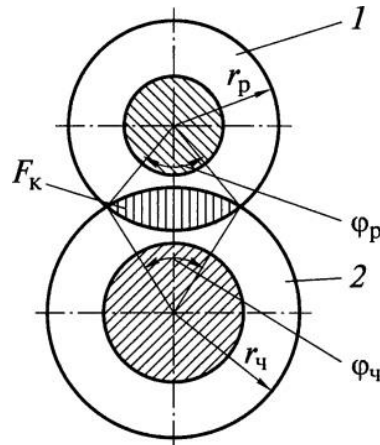
і роликом (рис. 5.27);

n – кількість гребенів ролика, які передають зусилля;

r_u і r_p – зовнішні радіуси черв'яка і ролика;

φ_u і φ_p – центральні кути контактної площини;

$[\sigma_{cm}] = 2500 \dots 3500$ МПа – для тригребневих роликів.



1 – ролик; 2 – черв'як

Рисунок 5.27 – Схема для визначення площі контакту черв'яка та ролика

Черв'як і ролик виготовляють зі сталі марок 35Х, 40Х, 15ХН, 30ХН, 12ХНЗА та 30ХНЗА.

Рульовий механізм з гвинторейковою передачею

Для рульового механізму з гвинторейковою передачею («гвинт-гайка-рейка-сектор») в ланці «гвинт-кульова гайка» визначають умовне навантаження на одну кульку

$$P_k = \frac{5Q}{z_g \cdot n_k \cdot \cos \delta_{кон}}, \quad (5.243)$$

де Q – осьове зусилля, яке сприймається гайкою;

z_g – кількість робочих витків;

n_k – кількість кульок, які знаходяться одночасно на одному витку за умови повного заповнювання канавки;

$\delta_{кон}$ – кут контакту кульок з канавками ($\delta_{кон} = 45 \dots 60^\circ$).

Контактне напруження, яка визначає напруження в парі «кулька–поверхня канавки»

$$\sigma_{cm} = k_{кр} \sqrt{\frac{4P_k \cdot E^2 \left(\frac{1}{d_k} - \frac{1}{d_{кан}} \right)}{z_g \cdot n_k \cdot \sin \beta_{зв} \cos \delta_{кон}}} \leq [\sigma_{cm}], \quad (5.244)$$

де $k_{кр}$ – коефіцієнт, який залежить від кривизни поверхонь, що дотикаються (для існуючих конструкцій $m = 0,6...0,8$);

$E = 200$ ГПа – модуль пружності першого роду (для сталей);

d_k – діаметр кульки;

$d_{кан}$ – діаметр канавки гвинта (гайки);

$\beta_{зв} = \frac{\pi}{2} - \beta_1$, β_1 – кут нахилу канавок гвинта (рейки).

Допустимі контактні напруження $[\sigma_{см}] = 2500...3500$ МПа.

У парі сектор–рейка розраховують зубці на вигин і контактні напруження. Колове зусилля на зубцях сектора при відсутності підсилювача

$$P = \frac{M_{p.к} U_{см} \eta_{p.м}}{r_0}, \quad (5.245)$$

де r_0 – радіус початкового кола сектора.

За наявності гідропідсилювача

$$P = \frac{M_{p.к} U_{см} \eta_{p.м}}{r_0} + p_p \frac{\pi D_{зц}^2}{4}. \quad (5.246)$$

де $p_p = 6 \dots 8$ МПа – тиск рідини в гідропідсилювачі;

$D_{зц}$ – діаметр гідроциліндра підсилювача.

Це рівняння застосовують для випадку інтегрального гідропідсилювача (рульовий механізм з'єднаний з гідроциліндром).

Допустимі напруження: згину $[\sigma_{зз}] = 300...400$ МПа; контактні $[\sigma_{см}] = 1500$ МПа.

Сектор виконують зі сталі марок 18ХГТ, 30Х, 40Х, 20ХНЗА.

Рульовий механізм рейкового типу

При проведенні розрахунків рейкового рульового механізму кількість зубців приводної шестерні приймають $z_1 = 6 \dots 10$. Нормальний крок зубців рейки та їх кількість

$$P_H = m \cdot \pi; \quad (5.247)$$

$$Z = \frac{L}{P_H}, \quad (5.248)$$

де $m = 3,0 \dots 3,5$ мм – модуль привідної шестерні;

L – довжина нарізної частини рейки.

Довжина нарізної частини рейки

$$L = (OA_k) \sin 2\alpha_{max}, \quad (5.249)$$

де α_{max} – максимальний кут повороту керованих коліс;

OA_{κ} – відстань від осі повороту колеса до шарніра рульової трапеції, встановленого на продовженні рейки.

Висота та товщина зубців рейки рульового механізму:

- висота зубця

$$h = (2 \cdot h'_o + c') \cdot m; \quad (5.250)$$

- товщина зубця

$$S_y = 0,5 \cdot \Pi \cdot m; \quad (5.251)$$

де $h'_o = 1,0$ – коефіцієнт висоти головки;

$c' = 0,25$ – коефіцієнт радіального зазору.

Довжина рейки після уточнення

$$L = (z - 0,5)P_n. \quad (5.252)$$

Відстань від базової поверхні до ролика при висоті рейки $H = 20 \dots 30$ мм, куті головного профілю $\alpha = 20^\circ$

$$R_p = H + 0,85m \left(\frac{1}{\sin \alpha} + 1 \right) - \left(\frac{\Pi}{4 \operatorname{tg} \alpha} + 1 \right) \cdot m, \text{ [мм]}. \quad (5.253)$$

Далі потрібно провести перевірки розрахунки зубців рейки на контактну міцність і на втому при згині. Розрахунки виконуються аналогічно до зубчастих передач, розглянутих в підрозділі 5.1.

6 ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ ТА ПОРЯДОК ЗАХИСТУ КУРСОВОЇ РОБОТИ

6.1 Вимоги до оформлення пояснювальної записки

6.1.1 Загальні правила

Під час оформлення пояснювальної записки до КР потрібно дотримуватись вимог ДСТУ 3008:2015. Основні правила оформлення документів, відповідно до ДСТУ 3008:2015, які необхідно враховувати під час виконання КР:

1. Документацію оформляють на стандартних аркушах паперу з однієї сторони;
2. Відступи від країв аркуша: зверху і знизу – 20 мм; зліва – 25 мм; справа – 10 мм. Абзац – 5 знаків.
3. Нумерація сторінок в правому верхньому кутку, починаючи зі змісту.
4. Заголовки структурних частин, розділів виконують великими літерами посередині рядка, всі інші з абзацу малими літерами починаючи з великої. Слово «Додатки» малими літерами з першої великої посередині рядка. Запис літературного джерела: «Перелік посилань».

Текст пояснювальної записки (ПЗ) виконується згідно з вимогами ДСТУ 3008:2015 одним із застосовуваних друкувальних та графічних пристроїв виведення ЕОМ, використавши шрифт Times New Roman (Сур), 14 пт, через один інтервал (ГОСТ 2.004-88).

Пояснювальна записка належить до текстових документів, подається технічною мовою. Графічна інформація має подаватись у вигляді ілюстрацій (схеми, рисунки, графіки, діаграми тощо). Цифрова – у вигляді таблиць.

6.1.2 Вимоги до оформлення розділів та підрозділів

Структурними елементами основної частини ПЗ є розділи, підрозділи, пункти, підпункти, переліки.

Розділ – головний ступінь поділу тексту, позначений номером і має заголовок.

Підрозділ – частина розділу, позначена номером і має заголовок.

Пункт – частина розділу чи підрозділу, позначена номером і може мати заголовок.

Підпункт – частина пункту, позначена номером і може мати заголовок. Заголовки структурних елементів необхідно нумерувати тільки арабськими числами.

Допускається розміщувати текст між заголовками розділу та підрозділу, між заголовками підрозділу та пункту.

Кожен розділ рекомендується починати з нової сторінки.

Заголовок розділу записують посередині великими літерами з більшою високою насиченістю. Заголовки підрозділів, пунктів і підпунктів (за наявності заголовка) записують з абзацу малими буквами починаючи з великої без крапки в кінці.

Абзацний відступ має бути однаковим упродовж усього тексту пояснювальної записки й дорівнювати п'яти знакам.

Якщо заголовок складається з кількох речень, їх розділяють крапкою. Розривати слова знаком переносу в заголовках заборонено.

Відстань між заголовком, приміткою, прикладом і подальшим або попереднім текстом має бути не менша, ніж два міжрядкових інтервали. Відстань між основами рядків заголовка, а також між двома заголовками приймають такою, як у тексті звіту.

Не дозволено розміщувати назву розділу, підрозділу, а також пункту й підпункту на останньому рядку сторінки.

Розділи нумерують порядковими номерами в межах всього документа (1, 2, і т. д.). Після номера крапку не ставлять, а пропускають один знак.

Підрозділи нумерують в межах кожного розділу, пункти в межах підрозділу і т. д. за формою (3.1, 3.2, 3.2.1, 3.2.2, 3.2.2.1 і т. д.). Цифри, які вказують номер, не мають виступати за абзац. Посилання в тексті на розділи виконується за формою: «...наведено в розділі 3».

В тексті документа може наводитись перелік, який рекомендується нумерувати малими літерами української абетки з дужкою або тире перед текстом. Для подальшої деталізації переліку використовують арабські цифри з дужкою.

Кожну частину переліку записують з абзацу, починаючи з малої літери та закінчуючи крапкою з комою, в кінці останньої ставлять крапку.

Приклад:

а) текст переліку та його...

продовження;

б) текст переліку:

1) текст переліку подальшої деталізації та його

продовження;

2) ...;

в) останній перелік.

Одна примітка не нумерується і після слова «Примітка» ставиться крапка. Текст примітки починають в цьому ж рядку з великої літери та продовжують без абзацу. Якщо приміток кілька, то після слова «Примітки» ставлять двокрапку, а записують кожну примітку з абзацу, нумеруючи за порядком арабськими числами. Після номера ставлять крапку. Примітку починають з великої літери. Продовжують текст примітки без абзацу. Після кожної примітки ставлять крапку.

Тексти приміток за ДСТУ 3008:2015 (відповідно однієї або декількох) мають вигляд:

Примітка. Текст

Примітки:

Примітка 1. (Після кожного номера примітки з великої літери подають текст примітки)

Примітка 2.

...

6.1.3 Правила написання тексту

Під час написання тексту потрібно дотримуватися таких правил:

а) текст потрібно викладати обґрунтовано в лаконічному технічному стилі;

б) умовні буквені позначення фізичних величин та умовні графічні позначення компонентів мають відповідати установленим стандартам. Перед буквеним позначенням фізичної величини має бути її пояснення (резистор R, конденсатор C);

в) числа з розмірністю потрібно записувати цифрами, а без розмірності словами (відстань – 2 мм, відміряти три рази);

г) позначення одиниць потрібно писати в рядок з числовим значенням без перенесення в наступний рядок. Між останньою цифрою числа та позначенням одиниці потрібно робити пропуск (100 Вт, 2 А);

д) якщо наводиться ряд числових значень однієї і тієї ж фізичної величини, то одиницю фізичної величини вказують тільки після останнього числового значення (7,5; 1,75; 2 мм);

е) позначення величин з граничними відхиленнями потрібно записувати так: 100 ± 5 мм;

ж) буквені позначення одиниць, які входять в добуток, розділяють крапкою на середній лінії (·); знак ділення замінюють косою рисою (/);

и) порядкові числівники потрібно записувати цифрами з відмінковими закінченнями (9-й день, 4-а лінія); у випадку кількох порядкових числівниках відмінкове закінчення записують після останнього (3, 4, 5-й графіки); кількісні числівники записують без відмінкових закінчень (на 20 аркушах); не пишуть закінчення в датах (21 жовтня) та при римських числах (XXI століття);

к) скорочення слів в тексті не допускаються, крім загальноприйнятих в українській мові та встановлених в ГОСТ 2.316-68, а також скорочень, які прийняті для надписів на виробі (в тексті вони мають бути виділені великими літерами: ON, OFF), а якщо надпис складається з цифр або знаків, то в лапках. Лапками також виділяють найменування команд, режимів, сигналів («Запуск»);

л) дозволяється виконувати записи математичних виразів за формою

$$\frac{ABC}{DE} = ABC/DE;$$

знак множення «×» замінювати зірочкою «*» (ГОСТ 2.004-88).

- м) не дозволяється:
- допускати професійних або місцевих слів і виразів (техніцизмів);
 - після назви місяця писати слово «місяць» (не «в травні місяці», а «в травні»);
 - використовувати вирази: «цього року», «минулого року», потрібно писати конкретну дату «в червні 2001 року»;
 - використовувати позначення одиниць фізичних величин без цифр, потрібно писати повністю: «кілька кілограмів» (за винятком оформлення таблиць і формул);
 - з'єднувати текст з умовним позначенням фізичних величин за допомогою математичних знаків (не «швидкість = 5 км/год», а «швидкість дорівнює 5 км/год», не «температура дорівнює -5 °С», а «температура дорівнює мінус 5 °С»);
 - використовувати математичні знаки $<$, $>$, o , №, %, sin, cos, tg, log та ін. без цифрових або буквених позначень. В тексті потрібно писати словами «нуль», «номер», «логарифм» і т. д.;
 - використовувати індекси стандартів (ДСТУ, ГОСТ, СНП, СТП) без реєстраційного номера.

6.1.4 Оформлення формул

В тексті потрібно застосовувати стандартизовані одиниці фізичних величин, їх найменування та позначення відповідно до чинних стандартів ДСТУ ISO 80000-1:2016, ДСТУ ISO 80000-2:2016, ДСТУ ISO 80000-3:2016, ДСТУ ISO 80000-4:2016, ДСТУ ISO 80000-5:2016, ДСТУ ІЕС 80000-6:2016, ДСТУ ISO 80000-7:2016, ДСТУ ISO 80000-8:2016, ДСТУ ISO 80000-9:2016, ДСТУ ISO 80000-10:2016, ДСТУ ISO 80000-11:2016, ДСТУ ISO 80000-12:2016, ДСТУ ІЕС 80000-13:2016, ДСТУ ІЕС 80000-14:2016.

Формули та рівняння подають посередині рядка симетрично до тексту окремим рядком безпосередньо після тексту, у якому їх згадано. Між формулою та текстом пропускають один рядок.

Нумерують лише ті формули чи рівняння, на які є посилання в основному тексті чи додатку. Формули та рівняння в основному тексті, крім формул і рівнянь у додатках, потрібно нумерувати наскрізно арабськими цифрами. Дозволено їх нумерувати в межах кожного розділу.

Номер формули чи рівняння друкують на їх рівні праворуч у крайньому положенні в круглих дужках, наприклад (3). У багаторядкових формулах або рівняннях їхній номер проставляють на рівні останнього рядка. У кожному додатку номер формули чи рівняння складається з великої літери, що позначає додаток, і порядкового номера формули або рівняння в цьому додатку, відокремлених крапкою, наприклад (А.3). Якщо в основному тексті чи додатку лише одна формула чи рівняння, їх нумерують так: (1) чи (А.1) відповідно.

Пояснення позначок, які входять до формули чи рівняння, треба подавати безпосередньо під формулою або рівнянням у тій послідовності, у якій їх наведено у формулі або рівнянні.

Пояснення подаються без абзацного відступу з нового рядка, починаючи зі слова «де» без двокрапки. Позначки, яким наводять означення чи пояснення, рекомендовано вирівнювати у вертикальному напрямку.

Приклад

Таким чином, момент тертя в кернових опорах

$$M_m = -kG^{1.5}, \quad (5.1)$$

де k – коефіцієнт пропорційності;

G – вага рухомої частини вимірювального механізму.

Одиницю вимірювання, за необхідності, беруть в квадратні дужки

$$I = \frac{U}{R} [A]. \quad (5.2)$$

Числову підстановку та розрахунок виконують з нового рядка, не нумеруючи. Одиницю вимірювання беруть в круглі дужки. Наприклад,

$$I = \frac{220}{100} = 2,2(A). \quad (5.3)$$

Розмірність одного й того ж параметра в межах документа має бути однаковою.

Якщо формула велика, то її можна переносити в наступні рядки. Перенесення виконують тільки математичними знаками, повторюючи знак на початку наступного рядка. У цьому випадку знак множення замінюють знаком «×».

Формула є частиною речення, тому до неї застосовують такі ж правила граматики, як і до інших членів речення. Якщо формула знаходиться в кінці речення, то після неї ставлять крапку. Формули, які йдуть одна за одною і не розділені текстом, відокремлюють комою.

Посилання на формули в тексті дають в круглих дужках за формою: «...у формулі (5.2)»; «... у формулах (5.7, 5.8, 5.10)»; «... у формулах (5.4–5.7)».

6.1.5 Оформлення ілюстрацій

Для пояснення викладеного тексту рекомендується його ілюструвати графіками, креслениками, фрагментами схем та ін. Графічні матеріали доцільно виконувати із застосуванням обчислювальної техніки (комп'ютер, сканер, ксерокс тощо та їх поєднання) й подавати на аркушах формату А4 у чорно-білому чи кольоровому зображенні.

Виконання рисунків має відповідати положенням ДСТУ 1.5:2015.

Кількість ілюстрацій має бути достатньою для викладеного тексту.

Розміщують ілюстрації в тексті або в додатках.

Відповідно до ДСТУ 3008:2015 ілюстрації подають одразу після тексту, де вперше посилаються на неї, або якнайближче до неї на наступній сторінці.

На всі ілюстрації в тексті ПЗ мають бути посилання. Посилання виконують за формою: «...показано на рисунку 3.1» або в дужках за текстом (рисунок 3.1), на частину ілюстрації: «...показані на рисунку 3.2, б». Посилання на раніше наведені ілюстрації дають зі скороченим словом «дивись» відповідно в дужках (див. рисунок 1.3). ДСТУ 3008:2015 допускає скорочення, тобто замість «Рисунок ...» – «Рис ...».

Між ілюстрацією та текстом пропускають один рядок.

Всі ілюстрації в ПЗ називають рисунками та позначають «Рисунок». Назву рисунка друкують з великої літери та розміщують під ним посередині рядка, наприклад: «Рисунок 3.5 – Найменування рисунка». Крапку в кінці не ставлять, знак переносу не використовують.

Рисунки нумерують наскрізно арабськими цифрами, крім рисунків у додатках.

Дозволено рисунки нумерувати в межах кожного розділу. У цьому разі номер рисунка складається з номера розділу та порядкового номера рисунка в цьому розділі, які відокремлюють крапкою, наприклад, «Рисунок 3.2» – другий рисунок третього розділу.

Пояснювальні дані розміщують під ілюстрацією над її позначенням.

У випадку, коли ілюстрація складається з двох частин або більше, їх позначають малими літери українського алфавіту з дужкою (*a*), (*б*),) під відповідною частиною. В такому випадку після найменування ілюстрації ставлять двокрапку та дають найменування кожної частини за формою:

a) – найменування першої частини; *б*) – найменування другої частини або за ходом найменування ілюстрації, беручи букви в дужки:

Рисунок 3.2 – Структурна схема (a) і часові діаграми (б) роботи фазометра

Якщо частини ілюстрації не вміщуються на одній сторінці, то їх переносять на наступні сторінки. В цьому випадку, під початком ілюстрації вказують повне її позначення, а під її продовженнями позначають «Рисунок 3.2 (продовження)». Пояснювальні дані розміщують під кожною частиною ілюстрації.

Якщо в тексті є посилання на складові частини зображеного засобу, то на відповідній ілюстрації вказують їх порядкові номери в межах ілюстрації.

Якщо ілюстрація є фрагментом повної розробленої схеми, то для всіх компонентів вказують ті позиційні позначення, які вказані на схемі.

6.1.6 Оформлення таблиць

Таблицю розміщують симетрично до тексту після першого посилання на даній сторінці або на наступній, якщо на даній вона не вміщується, і

таким чином, щоб зручно було її розглядати без повороту або з поворотом на кут 90° за годинниковою стрілкою.

ДСТУ 3008:2015 пропонує такий запис таблиці:

Таблиця _____ – _____
(номер) (назва таблиці)

На всі таблиці мають бути посилання за формою: «наведено в таблиці 3.1»; «... в таблицях 3.1–3.5» або в дужках по тексту (таблиця 3.6). Посилання на раніше наведену таблицю дають зі скороченим словом «дивись» (див. таблицю 2.4) за ходом чи в кінці речення.

Таблицю розділяють на графи (колонки) та рядки. В верхній частині розміщують головку таблиці, в якій вказують найменування граф. Діагональне ділення головки таблиці не допускається. Ліву графу (боковик) часто використовують для найменування рядків. Допускається не розділяти рядки горизонтальними лініями. Мінімальний розмір між основами рядків – 8 мм. Розміри таблиці визначаються обсягом матеріалу.

Графу «№ п/п» в таблицю не вносять. За необхідності нумерації, номери вказують в боковику таблиці перед найменуванням рядка. Проте створення графи «Ч.ч.» (чергове число) в таблиці дозволяється як виняток (наприклад, за великої кількості параметрів).

Найменування граф може складатися з заголовків і підзаголовків, які записують в однині, симетрично до тексту графи малими буквами, починаючи з великої. Якщо підзаголовок складає одне речення з заголовком, то в цьому випадку його починають з малої букви. В кінці заголовків та підзаголовків граф таблиці крапку не ставлять. Дозволяється заголовки та підзаголовки граф таблиці виконувати через один інтервал.

Якщо всі параметри величин, які наведені в таблиці, мають одну й ту саму одиницю фізичної величини, то над таблицею розміщують її скорочене позначення (мм). Якщо ж параметри мають різні одиниці фізичних величин, то позначення одиниць записують в заголовках граф після коми (Довжина, мм).

Текст заголовків і підзаголовків граф може бути замінений буквеними позначеннями, якщо тільки вони пояснені в попередньому тексті чи на ілюстраціях (D – діаметр, H – висота і т. д.). Однакові буквени позначення групують послідовно в порядку зростання їх індексів, наприклад: (L1, L2, ...).

Найменування рядків записують в боковику таблиці у вигляді заголовків в називному відмінку однини, малими буквами, починаючи з великої і з однієї позиції. В кінці заголовків крапку не ставлять. Позначення одиниць фізичних величин вказують в заголовках після коми.

Для опису визначеного інтервалу значень в найменуваннях граф і рядків таблиці можна використовувати слова: «більше», «менше», «не більше», «не менше», «в межах». Ці слова розміщують після одиниці фізичної величини:

(Напруга, В, не більше),

а також використовують слова «від», «більше», «до»:

(Від 10 до 15; більше 15; до 20)

Дані, що наводяться в таблиці, можуть бути у вигляді тексту або числовими.

Слова записують в графах з однієї позиції. Якщо рядки таблиці не розділені лініями, то текст, який повторюється та складається з одного слова, дозволяється замінювати лапками (»). Якщо текст складається з двох і більше слів, то за першого повторення його замінюють словами «*те ж*», а далі лапками. У випадку розділення таблиці горизонтальними лініями – ніякої заміни не виконують.

Числа записують посередині графи так, щоб їх однакові розряди по всій графі були точно один під одним, за винятком випадку, коли вказують інтервал. Інтервал вказують від меншого числа до більшого з тире між ними:

12–35

122– 450.

Дробові числа наводять у вигляді десяткових дробів, з однаковою кількістю знаків після коми в одній графі. Розміри в дюймах можна записувати у вигляді: $1/2"$, $1/4"$, $1/8"$.

Ставити лапки замість цифр чи математичних символів, які повторюються, не можна. Якщо цифрові чи інші дані в таблиці не наводяться, то ставиться прочерк.

Таблиці нумерують в межах розділів і позначають зліва над таблицею за формою: «Таблиця 4.2 – Найменування таблиці». Крапку в кінці не ставлять. Якщо найменування таблиці довге, то продовжують у наступному рядку починаючи від слова «Таблиця». Номер таблиці складається з номера розділу та порядкового номера таблиці в розділі, розділених крапкою.

Дозволяється нумерувати в межах всього документа.

Таблиця може бути великою як в горизонтальному, так і в вертикальному напрямках або, іншими словами, може мати велику кількість граф і рядків. В таких випадках таблицю розділяють на частини та переносять на інші сторінки або розміщують одну частину під іншою чи поряд.

Якщо частини таблиці розміщують поряд, то в кожній частині повторюють головку таблиці, а у випадку розміщення однієї частини під іншою – повторюють боковик.

Якщо в кінці сторінки таблиця переривається і її продовження буде на наступній сторінці, в першій частині таблиці нижню горизонтальну лінію, що обмежує таблицю, не проводять.

У випадку перенесення частин таблиці на інші сторінки, повторюють або продовжують найменування граф. Допускається виконувати нумерацію граф і на початку таблиці та, у випадку перенесення частин таблиці на наступні сторінки, повторювати тільки нумерацію граф.

У всіх випадках найменування (за його наявності) таблиці розміщують тільки над першою частиною, а над іншими частинами зліва пишуть «Продовження таблиці 4.2» без крапки в кінці.

Інші вимоги до виконання таблиць – відповідно до чинних стандартів на технічну документацію.

6.1.7 Оформлення змісту

Зміст розташовують безпосередньо після анотації, починаючи з нової сторінки. До змісту вносять: перелік умовних позначень, символів, одиниць, скорочень і термінів; вступ; послідовно перелічені назви всіх розділів, підрозділів, пунктів і підпунктів (якщо вони мають заголовки) суті проєкту (роботи); висновки; рекомендації; перелік посилань; назви додатків і номери сторінок, які містять початок матеріалу.

У змісті можуть бути перелічені номери й назви ілюстрацій та таблиць з зазначенням сторінок, на яких вони вміщені.

Назви заголовків змісту мають однозначно відповідати назвам заголовків пояснювальної записки за текстом. Нумерація сторінок має бути наскрізною. Форми подачі розділів та підрозділів в змісті показані нижче.

- 1 Аналіз ...
 - 1.1 Огляд ...
 - 1.1.1 ...
- 2 Заголовок другого розділу ...
 - 2.1 Заголовки підрозділів ...
 - 2.1.1 ...
- 3 Заголовок третього розділу ...
 - 3.1 Заголовки підрозділів ...
 - 3.1.1 ...

Під час виконання курсових робіт обсяг пояснювальної записки враховується до додатків. Якщо додатки курсових робіт підтверджують цінність результату проєктування, то обсяг пояснювальної записки з додатками має мати наскрізну нумерацію.

6.1.8 Перелік літературних джерел

Джерела літератури подаються у списку використаних джерел згідно з ДСТУ 8302:2015 «Інформація та документація. Бібліографічне посилання. Загальні положення та правила складання» з урахуванням правок та ДСТУ 3582:2013 «Інформація та документація. Скорочення слів в українській мові у бібліографічному описі. Загальні вимоги та правила», ДСТУ ГОСТ 7.1:2006 «Система стандартів з інформації, бібліотечної та видавничої справи. Бібліографічний опис. Загальні вимоги та правила складання».

Форма запису «ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ» відповідає формі запису вступу, основної частини та висновків.

Список містить перелік літературних джерел, на які мають бути обов'язкові посилання в тексті пояснювальної записки. Література (книги,

статті, патенти, журнали) в загальний список записується в порядку посилання на неї в тексті. Посилання на літературу наводять в квадратних дужках [...], вказуючи порядковий номер за списком.

Літературу записують мовою оригіналу. В списку кожен літературний твір записують з абзацу, нумерують арабськими цифрами, починаючи з одиниці.

Перелік посилань в курсовій роботі рекомендується оформлювати згідно з ДСТУ 8302:2015.

6.1.9 Додатки

До додатків відносять ілюстрації, таблиці, тексти допоміжного характеру. Додатки оформлюють як продовження документа на його наступних сторінках, розташовуючи в порядку посилань на них у тексті ПЗ.

Посилання на додатки в тексті ПЗ дають за формою: «... наведено в додатку А», «... наведено в таблиці В.5» або (додаток Б); (додатки К, Л).

Кожен додаток потрібно починати з нової сторінки, вказуючи звернувшись до середини рядка слово «Додаток» і через проміжок його позначення. Додатки позначають послідовно великими українськими буквами, за винятком букв І, Є, З, І, Ї, Й, О, Ч, Ь, наприклад, Додаток А, Додаток Б і т. д. Якщо додатків більше, ніж букв, то продовжують позначати арабськими цифрами. Дозволяється позначати додатки латинськими буквами, за винятком букв І і О.

Під позначенням для обов'язкового додатка пишуть в дужках слово (обов'язковий), а для інформативного – (довідковий).

Кожен додаток має мати тематичний (змістовний) заголовок, який записують посередині рядка малими літерами, починаючи з великої.

Ілюстрації, таблиці, формули нумерують в межах кожного додатка, вказуючи його позначення: «Рисунок Б.3 – Найменування»; «Таблиця В.5 – Найменування» і т. п.

Нумерація аркушів пояснювальної записки і додатків, які входять до її складу, має бути наскрізною. Всі додатки вносять у зміст, вказуючи номер, заголовок і сторінки, з яких вони починаються.

6.2 Обов'язки студента

Перед початком роботи студент отримує завдання з конкретною тематикою. Замість виконання КР за запропонованою кафедрою тематикою студент має право на пропозицію власної теми з належним обґрунтуванням доцільності її розробки і можливості виконання. В цьому випадку студент заздалегідь звертається з відповідною мотивованою заявою на ім'я завідувача кафедри.

Відповідальність за правильність прийнятих рішень, обґрунтувань, розрахунків та якість оформлення несе студент.

Студент зобов'язаний розробляти матеріали роботи з урахуванням перспективного розвитку галузі, використовуючи досягнення науки і техніки, реалізуючи свої творчі задуми.

Згідно з затвердженим графіком студент зобов'язаний своєчасно подавати керівникові результати виконання курсової роботи. Якщо студент подає на розгляд (захист) несамотійно виконану КР, про що, зокрема, свідчить його некомпетентність у рішеннях та матеріалах роботи, ухвалою кафедри (за поданням керівника КР) до захисту в комісії він не допускається, що супроводжується записом «не доп.» у заліковій відомості. Такий самий запис робиться у відомості, якщо КР не завершена на час захисту або не може бути допущена до захисту з причин невиконання встановлених нормативних вимог. У всіх названих випадках запис «не доп.» еквівалентний одержанню оцінки «незадовільно», тобто свідчить про появу академзаборгованості, яка може бути ліквідована на загальних підставах.

6.3 Порядок захисту курсової роботи

Порядок захисту курсової роботи визначається робочим планом-графіком виконання КР, підписаним викладачем, завідувачем кафедри та затверджений на засіданні кафедри автомобілів та транспортного менеджменту. Графік подається до відповідного деканату за місяць до захисту КР.

Попередньо здійснюється:

- виправлення помилок КР, що стосуються оформлення і його відповідності нормативно-технічним документам;
- перевірка КР.

Будь-яке переписування матеріалів літературних джерел або електронних документів (електронних книг, INTERNET-сайтів) неприпустимо. Якщо студент вважає за необхідність наведення певної кількості описових матеріалів, то вони розміщуються у додатках.

Курсову роботу, яка допущена до захисту, підписує Керівник у відповідній графі. Для захисту курсових робіт кафедрою призначається комісія у складі не менше двох викладачів.

До захисту допускаються курсові роботи, що виконані в повному обсязі згідно з затвердженим індивідуальним завданням, перевірені керівником і підписані ним на титульному аркуші із зазначенням дати. Рекомендується підписувати КР таким чином: «До захисту», «Дата», «Підпис керівника». КР, які не підписані до захисту керівником, на захист не виносяться.

Захист курсової роботи проводиться публічно за встановленим графіком перед комісією, склад якої затверджується завідувачем кафедрою, і здійснюється таким чином:

- студент робить доповідь з теми до 5–7 хвилин (або допускається інша форма прийому КР, що визначається комісією);
- після доповіді члени комісії задають запитання за темою роботи;

– за результатами захисту комісія на закритому засіданні визначає оцінку, яка потім оголошується студенту;

– у випадку виявлення керівником роботи чи членами комісії факту несамостійного її виконання, студент до захисту не допускається.

Курсова робота оцінюється за 100-бальною системою та шкалою ECTS на підставі критеріїв оцінювання виконання та захисту КР з дисципліни, затвердженої кафедрою автомобілів та транспортного менеджменту.

Критерії оцінювання курсової роботи

Оцінка «А» (90–100 балів). Курсова робота виконана вчасно, забезпечує повне розкриття теми і задання. Студент показав глибокі теоретичні знання з дисципліни «Автомобілі», оволодів навиками науково-дослідницької та проектно-конструкторської роботи, проявив творчий підхід до виконання курсової роботи, всі прийняті рішення обґрунтовані. Пояснювальна записка написана грамотно, літературною українською мовою; оформлення виконано відповідно до чинних вимог. На захисті продемонстрував глибокі знання з теми курсової роботи, твердо і впевнено відповів на запитання членів комісії.

Оцінка «В» (82–89 балів). Курсова робота виконана вчасно, розрахункова частина та висновки, в основному правильні, проте наявні несуттєві недоліки. Студент показав досить високі теоретичні знання з дисципліни «Автомобілі», оволодів навиками науково-дослідницької та проектно-конструкторської роботи, проявив творчий підхід до виконання курсової роботи, всі прийняті рішення здебільшого обґрунтовані. Пояснювальна записка написана грамотно, літературною українською мовою, але наявні нечисленні граматичні та стилістичні помилки; оформлення виконано відповідно до чинних вимог. На захисті продемонстрував добрі знання з теми курсової роботи, відповів на запитання членів комісії.

Оцінка «С» (75–81 бал). Курсова робота виконана вчасно, розрахункова частина та висновки, в основному, правильні, проте наявні певні недоліки. Студент показав досить високі теоретичні знання з дисципліни «Автомобілі», оволодів навиками науково-дослідницької та проектно-конструкторської роботи, творчий підхід до виконання курсової роботи застосовується епізодично, всі прийняті рішення здебільшого обґрунтовані. Пояснювальна записка написана грамотно, літературною українською мовою, але наявні граматичні та стилістичні помилки; оформлення виконано відповідно до чинних вимог. На захисті продемонстрував добрі знання з теми курсової роботи, відповів на більшість запитань членів комісії.

Оцінка «D» (64–74 бали). Курсова робота виконана вчасно, розрахункова частина та висновки, в основному, правильні, але наявні недоліки. Студент показав достатні теоретичні знання з дисципліни «Автомобілі», в основному, оволодів навиками науково-дослідницької та проектно-конструкторської роботи, однак допускає в роботі порушення

принципів логічного і послідовного викладу матеріалу, творчий підхід до виконання курсової роботи застосовується епізодично, прийняті рішення частково обґрунтовані. В пояснювальній записці наявні численні граматичні та стилістичні помилки; наявні відхилення в оформленні. На захисті продемонстрував задовільні знання з теми курсової роботи, але не зумів упевнено й чітко відповісти на більшість запитань членів комісії.

Оцінка «E» (60–63 бали). Курсова робота виконана вчасно або подана до захисту з запізненням, розрахункова частина та висновки виконані з помилками, наявні недоліки. Студент показав достатні теоретичні знання з дисципліни «Автомобілі», в основному, оволодів навиками науково-дослідницької та проектно-конструкторської роботи, однак допускає в роботі порушення принципів логічного і послідовного викладу матеріалу, творчий підхід до виконання курсової роботи відсутній, прийняті рішення необґрунтовані. В пояснювальній записці наявні численні граматичні та стилістичні помилки; також наявні відхилення в оформленні. На захисті продемонстрував задовільні знання з теми курсової роботи, але не зумів упевнено й чітко відповісти на більшість запитань членів комісії.

Оцінка «FX» (35–59 балів). Курсова робота подана до захисту із запізненням, в розрахунковій частині та висновках наявні суттєві помилки та недоліки. Студент показав незадовільні теоретичні знання з дисципліни «Автомобілі», зовсім не оволодів навиками науково-дослідницької та проектно-конструкторської роботи, відсутня логічність і послідовність викладу матеріалу, творчий підхід до виконання курсової роботи відсутній, прийняті рішення необґрунтовані. В пояснювальній записці наявні численні граматичні та стилістичні помилки; наявні значні відхилення в оформленні. На захисті продемонстрував незадовільні знання з теми курсової роботи, не зумів відповісти на запитання членів комісії.

Оцінка «F» (0–34 бали). Курсова робота подана до захисту з запізненням, в розрахунковій частині та висновках наявні суттєві помилки та недоліки. Студент показав незадовільні теоретичні знання з дисципліни «Автомобілі» та повне незнання з теми курсової роботи, не зумів задовільно відповісти на поставлені питання, що свідчить про несамотійне виконання курсової роботи, або коли роботу до захисту не подано.

Підсумки захисту й оцінка оголошуються головою екзаменаційної комісії після обговорення оцінок на закритому засіданні комісії.

ГЛОСАРІЙ

Автомобіль (car) – механічний транспортний засіб на 3, 4 чи більше колесах, призначений для перевезення людей, вантажів або спеціального обладнання.

Вантажопідйомність (load rating) – здатність транспортного засобу перевозити певну масу вантажу.

Варіатор (stepless transmission) – безступінчаста механічна передача.

Вага зчіпна (adhesion weight) – вага, що припадає на ведучі колеса транспортного засобу і забезпечує зчеплення їх з дорогою.

Гідротрансформатор (fluid converter) – гідродинамічна передача, яка перетворює за величиною крутний момент, що передається.

Гідромуфта (fluid coupling) – гідродинамічна передача, яка не перетворює за величиною крутний момент, що передається.

Головна передача (final drive) – передача в трансмісії транспортного засобу, призначена для збільшення крутного моменту і зменшення кутової швидкості до значень, необхідних для ведучих коліс.

Двигун (engine) – машина, яка перетворює який-небудь вид енергії в механічну роботу.

Демультіплікатор (demultiplier) – елемент трансмісії автомобіля, що розширює діапазон перетворення крутного моменту та частоти обертання, що здійснюється коробкою передач. Може розташовуватися безпосередньо в коробці передач, роздавальній коробки, в головній передачі.

Дільник (мультиплікатор) (divider) – додаткова двоступінчаста коробка передач (частина коробки передач), яка встановлюється перед основною коробкою передач і призначена для зменшення розриву між передаточними числами сусідніх передач, незначно збільшуючи діапазон.

Діапазон коробки передач (gearbox range) – відношення найбільшого передаточного числа коробки передач до найменшого.

Диференціал (differential mechanism) – механізм трансмісії, який розподіляє крутний момент між двома веденими валами в заданому співвідношенні та забезпечує їм можливість обертатися з різними кутовими швидкостями.

Зазор (clearance) – відстань між поверхнями спряжених деталей, що регламентована для правильного функціонування або виникла в результаті експлуатації, неправильного виготовлення чи складання.

Зчеплення (clutch) – пристрій для короткочасного роз'єднання вала двигуна і трансмісії транспортного засобу та плавного їх з'єднання.

Карданна передача (driveline) – передача, призначена для передавання руху від одного агрегата до іншого, якщо осі їх валів змінюють своє взаємне положення або не лежать на одній прямій; складається з двох і більше карданних шарнірів з карданними валами.

Картер (case, casing, housing) – нерухома частина пристрою, звичайно закритого коробкового перерізу, для опори рухомих деталей і захисту їх від ушкоджень і забруднень.

Колесо автомобільне (car wheel) – колесо, яке складається з пневматичної шини, обода, маточини та з'єднувального елемента.

Колісна база (wheelbase) – відстань між передньою та задньою осями автомобіля. Простіше кажучи, це відстань від центра переднього колеса до центра заднього.

Колія (track) – відстань між середніми лініями слідів колісного чи гусеничного транспортного засобу.

Компонування (assembling, arrangement) – взаємне розташування окремих частин пристрою та місце, яке ними зайняте.

Коробка передач (gearbox) – механізм трансмісії, що змінює при русі автомобіля співвідношення між швидкостями обертання колінчастого вала двигуна й ведучих коліс. Коробка передач служить для зміни крутного моменту на ведучих колесах автомобіля, тривалого роз'єднання двигуна й трансмісії при одержанні заднього ходу.

Коробка передач автоматична (automatic transmission) – коробка передач, в якій перемикання передач і вибір моменту перемикання відбувається автоматично без участі водія.

Коробка передач механічна (mechanical gearbox) – коробка передач, перетворення крутного моменту в якій відбувається механічними (наприклад, зубчастими) передачами.

Коробка роздавальна (transfer case) – агрегат трансмісії, призначений для розподілу крутного моменту між ведучими мостами, візками, бортами.

Коефіцієнт демпфування (damping ratio) – величина, яка показує, у скільки разів знизиться амплітуда коливання за один цикл.

Коефіцієнт нерівномірності обертання (rotational variation factor) – відношення різниці між максимальним і мінімальним значеннями кутової швидкості до її середнього значення за один цикл.

Коефіцієнт опору коченню (coefficient of rolling resistance) – відношення сили опору перекочуванню тіла по деякій поверхні до сили нормальної реакції з боку цієї поверхні.

Коефіцієнт зчеплення (adhesion factor) – величина, яка відповідає коефіцієнту тертя ковзання шини по поверхні дороги, тобто, при коефіцієнті ковзання, рівному одиниці; зазвичай це поняття розповсюджують на всі значення при коефіцієнтах ковзання: від одиниці до значення, яке відповідає максимальному коефіцієнту зчеплення.

Коефіцієнт врахування обертальних мас (rotational inertia coefficient) – відношення суми мас, що поступально рухаються і обертаються, приведених до ланки з основною масою, що рухається поступально, до цієї основної маси.

Кузов (body) – частина автомобіля, призначена для розміщення водія, пасажирів і різних вантажів, а також для захисту їх від зовнішніх впливів.

Крім того *несучий кузов* слугує для кріплення всіх агрегатів і механізмів автомобіля. Несучий кузов сприймає всі навантаження й зусилля, які діють на автомобіль при русі.

Люфт (looseness; play) – сумарний зазор між декількома спряженими послідовно розташованими деталями.

Люфт рульового колеса (steering wheel play) – кут повороту рульового колеса, при якому ще не відбувається поворот керованих коліс автомобіля.

Механізм гальмовий (brake gear) – механізм, який служить для зменшення швидкості руху транспортного засобу чи для утримання його в нерухомому стані.

Механізм рульовий (steering gear) – механізм, який забезпечує легке обертання рульового колеса при повороті керованих коліс автомобіля.

Міст автомобіля (1 – axle, 2 – axle assembly): 1. Елемент ходової частини автомобіля, який служить для підтримання рами чи кузова і сприймає всі сили, що діють між підвіскою та колесами. 2. Складальна одиниця, яка містить в собі автомобільний міст, а також колеса і деталі для їх приводу чи керування.

Накладка фрикційна (friction facing) – неметалевий елемент зчеплення чи гальмівного механізму, який має велику тепло- і зносостійкість при роботі по металевій поверхні та забезпечує великий коефіцієнт тертя.

Несуча система автомобіля (vehicle carrier system) – частина автомобіля, призначена для розміщення всіх вузлів, агрегатів і систем автомобіля і з'єднання їх в єдину конструкцію, яка, насправді, і є автомобілем. Як несуча система можуть виступати рама або кузов автомобіля.

Підвіска автомобіля (suspension) – система механізмів і деталей з'єднання опорних елементів (коліс, катків) з корпусом машини, призначена для зниження динамічних навантажень і забезпечення рівномірного розподілу їх на опорні елементи при русі.

Пневматична шина (tyre) – пружна оболонка, яка встановлюється на ободі колеса транспортного засобу і заповнюється повітрям або іншим газом під тиском. Залежно від способу герметизації пневматичні шини виготовляються в камерному або безкамерному виконанні.

Повна маса (gross weight) – споряджена маса автомобіля разом із повним багажником і максимальною кількістю пасажирів (передбачених конструкцією).

Підсилювач (booster) – пристрій, який полегшує керування механізмами за рахунок використання додаткової енергії, що отримується від стороннього джерела; складається з джерела енергії, розподільного пристрою та виконавчого механізму.

Привід (actuator) – пристрій, який складається в загальному випадку з двигуна, передавальних механізмів і системи керування для приведення в рух машин та механізмів.

Привід гальмівний (brake gear) – частина гальмівної системи, що передає енергію, яка розподіляється пристроєм керування. З'єднує пристрій керування чи енергопостачальний пристрій з гальмівними механізмами, в яких створюються зусилля, спрямовані проти руху автомобіля. Він може бути механічного, гідравлічного, пневматичного, вакуумного, електричного чи комбінованого, наприклад, гідромеханічного, гідропневматичного, типів.

Процес робочий (operation, working procedure) – сукупність фізичних, фізико-хімічних та інших явищ, які виникають під час роботи в агрегатах і системах, їх послідовність, причинність, взаємозв'язок.

Рама (frame) – несуча система, елементи якої міцно зв'язані між собою й служать для розміщення вузлів і агрегатів транспортного засобу.

Регулятор (controller, tuner) – пристрій для підтримання в заданих межах якого-небудь параметра машини чи процесу.

Синхронізатор (synchronizer) – пристрій коробки передач для безударного ввімкнення передачі шляхом попереднього вирівнювання кутових швидкостей за допомогою з'єднувальних деталей; при цьому блокувальний пристрій не дозволяє зубцям зубчастих муфт дотикатись, поки кутові швидкості з'єднувальних деталей не стануть рівними.

Система гальмівна допоміжна (secondary brake system) – устаткування, що дозволяє водію підтримувати швидкість руху автомобіля чи зменшувати на протяжних дорожніх спусках.

Система гальмівна запасна (emergency brake system) – устаткування, що дозволяє водію зменшувати швидкість руху транспортного засобу і зупиняти його при несправності робочої гальмівної системи.

Система гальмівна робоча (service braking system) – устаткування, що дозволяє водію знижувати швидкість руху транспортного засобу і зупиняти його при звичайному режимі експлуатації.

Система гальмівна стоянкова (parking brake system) – устаткування, що дозволяє утримувати транспортний засіб в нерухомому стані на похилій поверхні і при відсутності водія.

Споряджена маса (curb weight) – маса повністю заправленого й готового до експлуатації автомобіля, але без вантажу та пасажирів (також водія).

Трансмiсія (transmission) – з'єднання механізмів та агрегатів (зчеплення, коробки передач, карданної передачі, головної передачі, диференціала та півосей), які служать для передавання крутного моменту від двигуна до рушія транспортного засобу.

Шасі (chassis) – частина транспортного засобу, яка складається з трансмісії, ходової частини і системи керування.

ЛІТЕРАТУРА

1. Автомобили : Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия : учеб, пособие для спец. «Автомобили и тракторы». / А. И. Гришкевич и др. ; под ред. А. И. Гришкевича. Мн. : Выш. шк., 1985. 240 с.
2. Автомобілі. Теорія експлуатаційних властивостей : навчальний посібник / Біліченко В. В., Добровольський О. Л., Огневий В. О., Смирнов Є. В. Вінниця : ВНТУ, 2015. 163 с.
3. Автомобілі. Робочі процеси та основи розрахунку. Проектування підвіски автомобіля / Біліченко В. В., Добровольський О. Л., Смирнов Є. В., Огневий В. О. Вінниця : ВНТУ, 2015. 78 с.
4. Буренніков Ю. А., Кашканов А. А, Ребедаило В. М. Автомобілі: робочі процеси та основи розрахунку : навчальний посібник МОНМС України. Вінниця : ВНТУ, 2013. 283 с.
5. Вахламов В. К. Автомобили. Конструкция и элементы расчета : учебник для студ. высш. учеб, заведений. М. : Издательский центр «Академия», 2006. 480 с.
6. Вахламов В. К. Автомобили. Эксплуатационные свойства : учебник для студ. высш. учеб. заведений. М. : Издательский центр «Академия», 2005. 240 с.
7. Гришкевич А. Л. Автомобили: Теория : учебник для вузов. Мн.: Выш. шк., 1986. 208 с.
8. Литвинов А. С., Фаробин Я. Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойства: учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство». М. : Машиностроение, 1989, 240с.: ил.
9. Лукин П. П., Гаспарянц Г. А., Родионов В. Ф. Конструирование и расчет автомобиля : учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобили и тракторы». М. : Машиностроение, 1984. 376 с., ил.
10. Осепчугов В. В., Фрумкін А. К. Автомобілі: Анализ конструкций, элементы расчета : учебник для студентов вузов. М. : Машиностроение, 1989. 304с.
11. Кошарний М. Ф. Основи механіки та енергетики автомобіля : навч. пос. К. : Вища шк., 1992. 200 с.
12. Чижик В. В., Гель П. В. Фізичні основи автомобільного транспорту : навч. посібник. К. : УМК ВО, 1990. 131 с.

Додаток А
Приклад титульного аркуша

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

КУРСОВА РОБОТА

з дисципліни: «Автомобілі»
на тему:

**ПРОЄКТ ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ СЕРЕДНЬОЇ
ВАНТАЖОПІДЙОМНОСТІ**

Студент 3-го курсу групи 1АТ-186
спеціальності 274 «Автомобільний
транспорт»

_____ А. С. Іванов
(підпис)

Керівник: к.т.н, доцент

_____ Є. В. Смирнов

Кількість балів _____

Оцінка: ECTS _____

Члени комісії: _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

_____ (підпис) _____ (прізвище та ініціали)

м. ВІННИЦЯ – 2022 рік

Додаток Б
Приклад індивідуального завдання

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри АТМ
к.т.н., доц. С. В. Цимбал

(підпис)

«27» вересня 2022 р.

ІНДИВІДУАЛЬНЕ ЗАВДАННЯ

на курсову роботу з дисципліни
«Автомобілі»

студенту Іванову Сергію Івановичу групи 1АТ-196

ТЕМА Проект легкового автомобіля середнього класу

Вихідні дані:

Автомобіль – прототип: УАЗ-3153
Максимальна швидкість автомобіля V_{\max} [км/год] 155
Коефіцієнт дорожнього опору ψ_v 0,022

Перелік питань, які підлягають розробці:

1. Вибір і обґрунтування основних параметрів автомобіля.
2. Тяговий розрахунок і визначення тягово-швидкісних властивостей автомобіля.
3. Розрахунок експлуатаційних властивостей автомобіля.
4. Розробка конструкції коробки передач

Дата видачі «28» вересня 2022 р.

Керівник _____ Смирнов Є. В.
(підпис)

Завдання отримав _____
(підпис)

Календарний план-графік виконання курсової роботи

Назва етапів курсового проєктування	Термін виконання	Примітка
Ознайомлення з методичною, нормативною та довідковою літературою. Уточнення завдання	28.09.22–04.10.22	
Вибір і обґрунтування основних параметрів автомобіля	05.10.22–16.10.22	
Тяговий розрахунок і визначення тягово-швидкісних властивостей автомобіля	17.10.22–13.11.22	
Розрахунок експлуатаційних властивостей автомобіля	14.11.22–04.12.22	
Розробка конструкції окремого вузла автомобіля	05.12.22–31.12.22	
Оформлення пояснювальної записки	02.01.23–08.01.23	
Захист роботи	згідно з графіком	

*Електронне навчальне видання
комбінованого використання.
Можна використовувати в локальному та мережному режимах*

**Смирнов Євгеній Валерійович
Огневий Віталій Олександрович
Борисюк Дмитро Вікторович**

АВТОМОБІЛІ КУРСОВЕ ПРОЄКТУВАННЯ

Навчальний посібник

Рукопис оформлено *Є. Смирновим*

Редактор *В. Дружиніна*

Оригінал-макет виготовлено *Т. Старічек*

Підписано до видання 03.03.2023 р.
Гарнітура TimesNewRoman.
Зам. № P2023-025.

Видавець та виготовлювач
Вінницький національний технічний університет,
редакційно-видавничий відділ.
ВНТУ, ГНК, к. 114.

Хмельницьке шосе, 95, м. Вінниця, 21021.
Тел. (0432) 65-18-06.

press.vntu.edu.ua;

E-mail: kivc.vntu@gmail.com

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.