Міністерство освіти і науки України

АВТОМОБІЛІ. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ, РОБОЧІ ПРОЦЕСИ ТА ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ АВТОМОБІЛІВ

для студентів всіх форм навчання

за напрямком підготовки

«Автомобільний транспорт»

ЗМІСТ

Вступ…… 4
Тема 1. Загальні відомості …… 5
Тема 2. Зчеплення ……..…… 22
Тема 3. Коробка переміни передач і роздавальна коробка …… 36
Тема 4 Карданні передачі ……..… 56
Тема 5. Головна передача, диференціал і привод ведучих коліс …….. 67
Тема 6 Мости ……. 91
Тема 7. Підвіска ……...…….. 104
Тема 8. Гальмове керування ……..…… 137
Тема 9. Рульове керування ……..……. 169
Тема 10. Несучі системи …… 201
Тема 11. Автомобільні колеса …….. 225
Перелік посилань…… 240

Вступ

Дисципліна “Автомобілі. Аналіз конструкцій, робочі процеси та основи розрахунку автомобілів” є однією з основних дисциплін, необхідних для підготовки кваліфікованих інженерних кадрів за напрямом підготовки 274 “Автомобільний транспорт”.

Метою засвоєння дисципліни є вивчення:

- робочих процесів, які проходять в агрегатах та вузлах автомобілів;
- навантажувальних режимів роботи агрегатів, вузлів і деталей автомобілів;
- методів розрахунку вузлів і деталей автомобілів;
- основних матеріалів, які застосовуються в автомобілебудуванні.

В результаті вивчення дисципліни студенти зобов’язані знати:

- стан і шляхи розвитку автомобілебудування в Україні та за кордоном;
- конструкційні особливості агрегатів і вузлів автомобілів та робочі процеси, що в них проходять;
- навантажувальні режими при розрахунку вузлів і деталей;
- методи розрахунку вузлів і деталей автомобілів у характерних експлуатаційних умовах;
- матеріали, які використовуються в автомобілебудуванні.

Після засвоєння дисципліни студент зобов’язаний вміти:

- самостійно аналізувати та оцінювати різні конструкції агрегатів і вузлів автомобілів;
- вирізняти характерні умови експлуатації та навантажувальні режими при розрахунку деталей на міцність, жорсткість, довговічність і т. ін.;
- виконувати практичні розрахунки агрегатів, вузлів і деталей автомобілів з метою їх подальшої розробки та проектування.

Вивченню дисципліни “Аналіз конструкції та розрахунок автомобілів” передують курси фундаментальних дисциплін, а також “Основи конструкції автомобілів”, “Теорія експлуатаційних властивостей автомобілів” та інших.

Дисципліна викладається у двох семестрах, тому вона умовно поділена на дві частини. У першій частині розглядається трансмісія автомобілів (зчеплення, коробка передач, карданна передача, інші агрегати) у другій - органи керування, підвіска, несучі системи і колеса.

ТЕМА 1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

1.1 Типаж автомобілів
1.2 Властивості автомобіля
1.3 Вимоги до конструкції автомобіля
1.4 Аналіз компонувальних схем автомобілів
1.5 Стадії та етапи проектування автомобілів
1.6 Поняття про надійність і довговічність автомобіля. Види міцності
1.7 Матеріали деталей автомобілів
1.8 Призначення, вимоги і класифікація трансмісій
1.9 Короткий аналіз безступінчастих трансмісій

1.1 Типаж автомобілів

Виробництво автомобілів організовується в межах типажу, розробленого спільно заводами-виготовлювачами й експлуатаційними організаціями.

Під типажем автомобіля розуміють економічно оптимальну за номенклатурою і технічними параметрами сукупність, яка складає типорозмірні ряди і в які автомобілі об'єднані спільністю функціонального призначення. Типаж складається окремо за видами автомобілів і будується на основі класифікаційних параметрів.

Для легкових автомобілів класифікаційними ознаками будуть:
- габаритні довжина і частково ширина;
- функціональне призначення.

Для вантажних автомобілів:
- повна маса;
- осьове навантаження.

Для автобусів:
- габаритна довжина;
- пасажиромісткість.

У типажі легкових автомобілів відмічається:
- клас (група);
- колісна формула;
- кількість місць і допустима маса вантажу;
- повна маса;
- робочий об'єм і потужність двигуна;
- максимальна швидкість;
- час розгону автомобіля до 100 км/год.

У типажі вантажних автомобілів відмічається:
- повна маса;
- вантажопідйомність;
- базова модель і основні модифікації;
- колісна формула;
- осьове навантаження;
- робочий об'єм і потужність двигуна;
- кількість циліндрів двигуна;
- пробіг до капітального ремонту.

У типажі автобусів відмічається:
- габаритна довжина;
- осьове навантаження;
- призначення;
- кількість місць для сидіння (стоячих і сумарна);
- повна маса;
- робочий об’єм і потужність двигуна;
- максимальна швидкість, час розгону автобуса до 80 км/год.
- пробіг до капітального ремонту.

У зв’язку з постійним удосконаленням конструкції, зміною умов експлуатації та вимог до транспортних засобів типаж періодично переглядається.

1.2 Властивості автомобіля

Автомобіль володіє цілим рядом властивостей, які характеризують його не тільки як транспортний засіб, призначений для перевезення вантажів, пасажирів та спеціального обладнання для виконання нетранспортних робіт, але і як об'єкт безпечного руху індивідуального користування (легковий автомобіль).

Зазвичай розглядають наступні властивості автомобілів: експлуатаційні, споживчі та властивості безпеки.

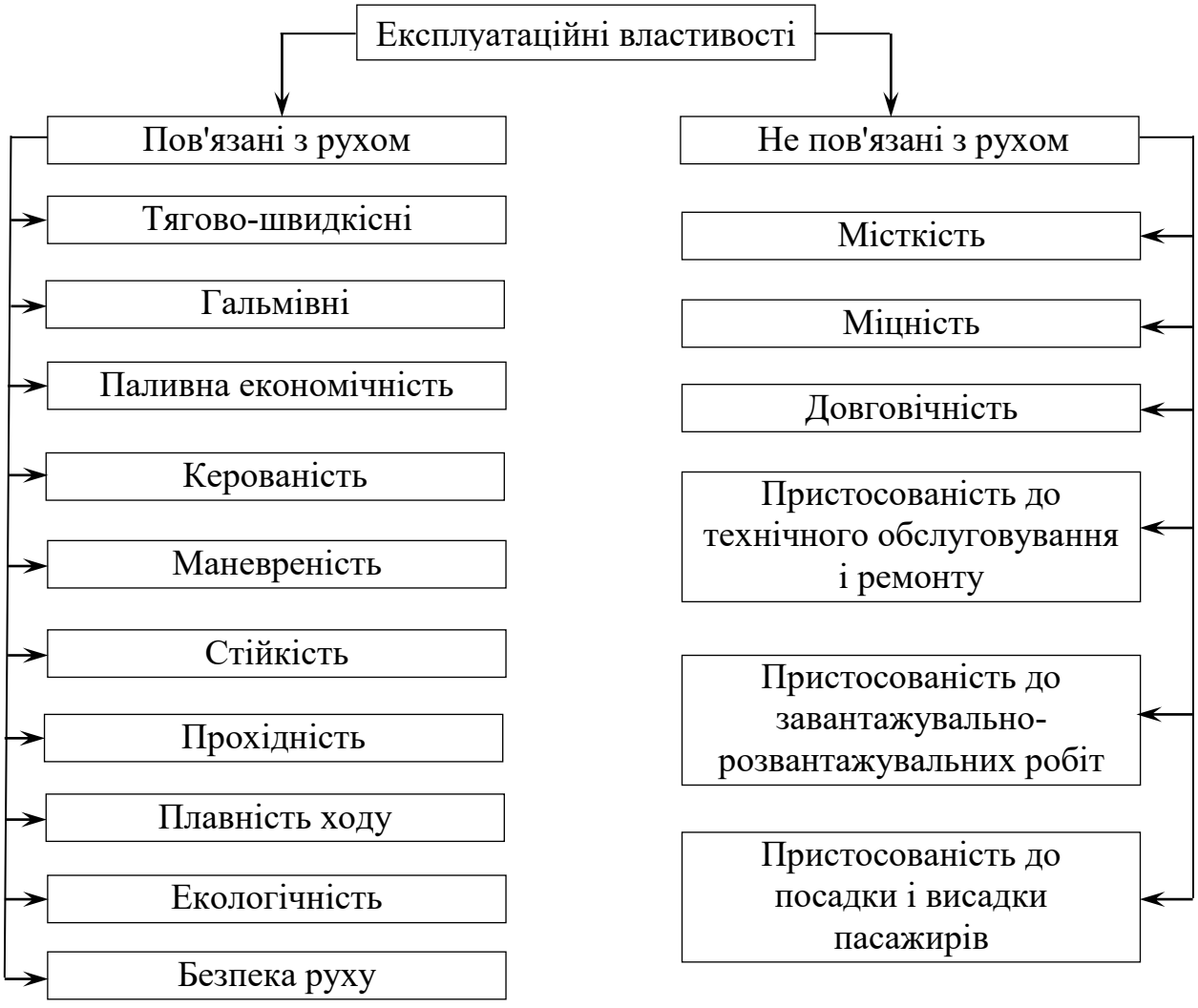


Рисунок 1.1 – Експлуатаційні властивості автомобіля

Експлуатаційні властивості. Ці властивості характеризують виконання автомобілем транспортних і спеціальних робіт. Вони визначають пристосованість автомобіля до умов експлуатації, а також ефективність і зручність використання автомобіля.

Експлуатаційні властивості автомобіля поділяються на дві основні групи (рис. 1.1): експлуатаційні властивості, пов'язані з рухом автомобіля і не пов'язані з його рухом.

Експлуатаційні властивості, що забезпечують рух автомобіля, істотно залежать від конструкції та технічного стану систем і механізмів автомобіля. Чим досконаліша конструкція автомобіля і кращий технічний стан, тим вищі експлуатаційні властивості автомобіля. Системи і механізми автомобіля проектують таким чином, щоб отримати експлуатаційні властивості, необхідні для заданих умов експлуатації та забезпечують ефективне використання автомобіля в цих умовах.

На рис. 1.2 показано зв'язок експлуатаційних властивостей, що забезпечують рух автомобіля, з системами та механізмами автомобіля, конструкція і технічний стан яких мають найбільший вплив на ці властивості.

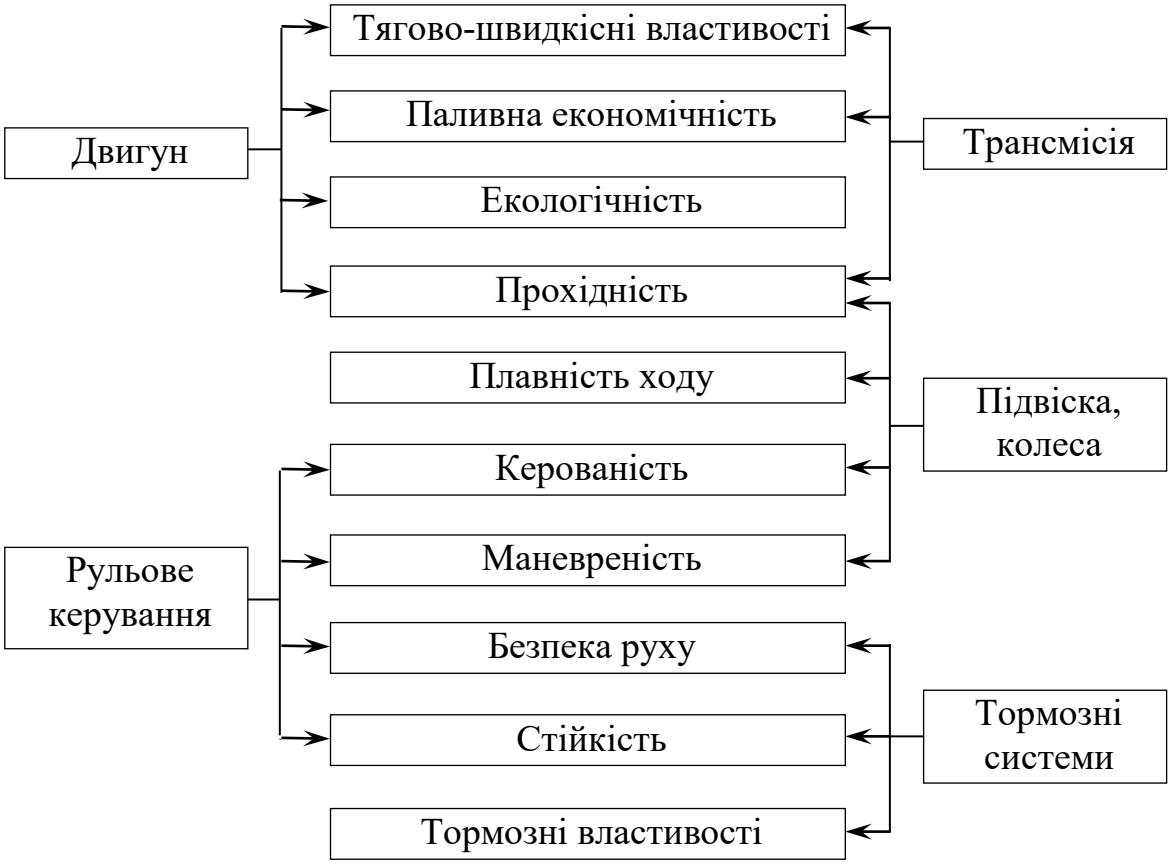


Рисунок 1.2 – Зв'язок експлуатаційних властивостей з системами та механізмами автомобіля

Споживчі властивості. Ці властивості особливо важливі для легкового автомобіля, вони характеризують здатність автомобіля задовольняти вимогам його власників. Так, споживчими властивостями легкового автомобіля є:

зручність посадки і висадки водія і пасажирів, наявність ефективних систем опалення, вентиляції, кондиціювання повітря, склопідіймачі, аудіосистеми, вбудованого телефону, телевізора, а також якість матеріалів оббивки салону кузова, привабливість зовнішнього вигляду автомобіля, його престижність і відповідність моді.

Властивості безпеки. Ці властивості характеризують активну, пасивну та екологічну безпеку автомобіля.

Активна безпека - властивість автомобіля запобігати дорожньо-транспортним пригодам (ДТП). Активну безпеку автомобілю забезпечують його високі тягово-швидкісні та гальмівні властивості, стійкість, керованість, маневреність, висока плавність ходу, хороша оглядовість і комфортабельність.

Пасивна безпека (внутрішня і зовнішня) - властивість автомобіля зменшувати важкість наслідків ДТП, тобто травматизм водія, пасажирів і пішоходів, забезпечувати збереження вантажів та запобігати можливості виникнення пожежі. Пасивну безпеку автомобілю забезпечують висока міцність пасажирського салону, ремені безпеки, надувні подушки безпеки, травмобезпечне рульове керування, підголівники, спеціальні скла, надійне внутрішнє обладнання кузова, що зменшує травмування водія і пасажирів, а також зовнішня форма кузова, що зменшує травмування пішоходів. Пожежобезпека автомобіля забезпечується конструкцією систем живлення двигуна і місця розташування паливного бака на автомобілі.

Екологічна безпека - властивість автомобіля зменшувати шкоду, що наноситься в процесі експлуатації пасажирам, водієві, людям і довкіллю. Крім того, екологічна безпека досягається використанням екологічно нешкідливих матеріалів і пристосованістю автомобіля до утилізації.

1.3 Вимоги до конструкції автомобіля

До конструкції автомобіля пред’являються такі вимоги:

- виробничі;
- експлуатаційні;
- споживчі вимоги;
- вимоги безпеки.

Виробничі вимоги - це:

- відповідність конструкції технологічним можливостям заводу або прогресивним технологіям;
- мінімальні витрати матеріалів;
- мінімальна трудомісткість;
- мінімальна собівартість.

Експлуатаційні вимоги:

- паливна економічність;
- курсова стійкість;
- керованість;
- маневреність;
- плавність ходу;
- прохідність;

- надійність;
- технологічність обслуговування і ремонту;
- мінімальна собівартість транспортних робіт.

Споживчі вимоги:
- невисока вартість автомобіля та його експлуатації;
- надійність і ремонтопридатність;
- комфортабельність;
- легкість керування;
- безпека.

Вимоги безпеки поширюються на активну, пасивну, післяаварійну і екологічну безпеку, які об’єднані під спільною назвою - конструкційна безпека автомобіля.

Активна безпека - це властивість автомобіля зменшувати ймовірність виникнення дорожньо-транспортної пригоди (ДТП).

Пасивна безпека - це властивість автомобіля знижувати важкі наслідки ДТП під час самої пригоди.

Пасивну безпеку автомобілів забезпечує висока міцність пасажирського салону, практично виключає його деформації при аваріях, ремені безпеки, подушки безпеки, травмобезпечне рульове управління, підголівники, безпечні скла, безпечне внутрішнє обладнання кузова, що зменшує травмування водія і пасажирів, безпечна зовнішня форма кузова, що зменшує травмування пішоходів.

Післяаварійна безпека - це властивість автомобіля знижувати важкі наслідки ДТП після самої пригоди.

Екологічна безпека - це властивість автомобіля зменшувати негативний вплив на довкілля.

При проектуванні автомобіля до його систем, агрегатів та механізмів додатково пред'являються загальні та спеціальні вимоги.

Загальними вимогами до всіх систем, агрегатів і механізмів є наступні:
- мінімальні розміри і маса;
- простота конструкції і обслуговування;
- технологічність;
- ремонтопридатність;
- низький рівень шуму.

Спеціальні вимоги пред'являються додатково до кожної системи, кожного агрегату і механізму з урахуванням їх призначення, особливостей конструкції та робочих процесів.

Крім того міжнародними угодами та законодавствами країн до автомобілів пред’являються окремі обмеження:
- по габаритних розмірах;
- по повній масі автомобіля і автопоїзда;
- по осьовому навантаженні.

Ці обмеження мають враховуватися при проектуванні доріг та дорожніх споруд.

1.4 Аналіз компонувальних схем автомобілів
1.4.1 Компонувальні схеми легкових автомобілів

Розміщення силового агрегату, кількість і розміщення ведучих мостів, тип кузова, кількість дверей, розміщення багажника визначають компонувальну схему легкового автомобіля.

За розміщенням силового агрегату і ведучого моста передбачені 4-ри характерні компонувальні схеми показані на рисунку 1.3:

а) класична схема - двигун, зчеплення, коробка переміни передач (КПП), розміщені попереду, ведучий міст задній, його привод здійснюється через карданні вали і головну передачу з диференціалом (автомобілі ГАЗ “Волга”, BMW);

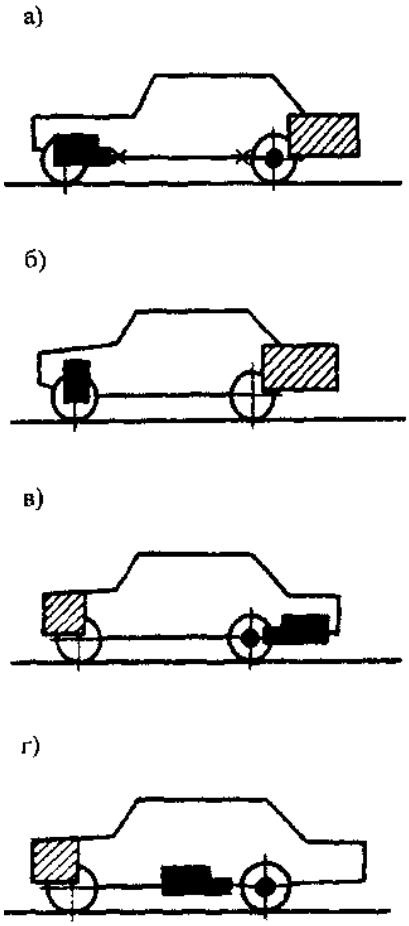


Рисунок 1.3 - Компонувальні схеми легкових автомобілів: а) класична; б) передньоприводна; в) задньоприводна; г) схема “двигун у базі”

б) передньоприводна схема - двигун, зчеплення, КПП, головна передача, диференціал розміщені попереду, поперек або поздовж осьової лінії автомобіля, ведучий міст передній (автомобілі ЗАЗ, PEUGEOT);

в) схема із заднім розміщенням двигуна - Двигун, зчеплення, коробка переміни передач, головна передача, диференціал розміщені позаду поздовж або поперек відносно осьової лінії автомобіля, ведучий міст задній (автомобіль Smart);

г) двигун у базі автомобіля (автомобіль Ferrari-50).

Класична схема компонування дозволяє спростити конструкцію трансмісії автомобіля, а також більш рівномірно розподілити навантаження між осями. Натомість при класичній схемі відбувається збільшення довжини і маси автомобіля, погіршується компонування салону.

Передньоприводна схема має широке застосування з двох основних причин:

- забезпечення недостатньої поворотливості, що покращує стійкість автомобіля;
- покращання умов компонування салону (відсутній тунель для карданної передачі і виступ для головної, великий об’єм багажника).

Четверта компонувальна схема притаманна так званим спортивним автомобілям вищого класу.

Тенденції розвитку компонувальних схем такі: компонування із заднім розміщенням двигуна практично не має перспектив розвитку;

передньоприводна і класична компонування будуть розвиватися як рівноцінні. Сьогодні на світовому ринкові 35-37% моделей автомобілів пропонується з класичною схемою і 53...55% - передньоприводні.

1.4.2 Компонувальні схеми вантажних автомобілів

Залежно від розміщення двиїуна та кабіни, найбільше поширення сьогодні отримали чотири варіанти компонувальних схем вантажних автомобілів, які показані на рисунку 1.4.

Перша схема - двигун над переднім мостом, кабіна за двигуном так зване капотне компонування (див. рис. 1.4, а). Переваги цієї схеми: хороший підхід до двигуна, зручність входу і виходу з кабіни, додатковий "метр життя" для водія, найменше можливе навантаження на передній міст. Недоліки: обмежена передня оглядовість і збільшення габаритної довжини автомобіля.

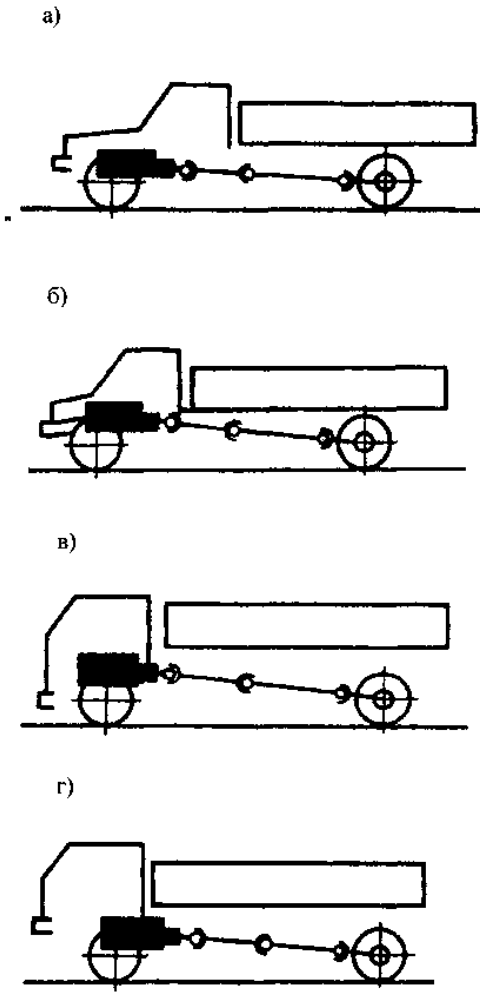


Рисунок 1.4 - Компонувальні схеми вантажних автомобілів: а) капотна; б) короткокапотна; в) "кабіна над двигуном"; г) "передня кабіна"

Друга схема - двигун над переднім мостом, кабіна частково розміщена над двигуном - короткокапотне компонування (див. рис. 1.4, б). Переваги такої схеми: можливість зменшення колісної бази і довжини автомобіля, помірне навантаження на передній міст. Недоліки: збільшена висота підлоги кабіни, утруднений доступ до задньої частини двигуна, менша ширина дверей, підвищений рівень шуму.

Третя схема - двигун над переднім мостом, кабіна над двигуном - схема "кабіна над двигуном" (див. рис. 1.4, в). Її переваги: можливість отримати мінімальну базу і довжину автомобіля, хороша оглядовість, збільшення навантаження на передню вісь *(у* випадку повноприводної трансмісії). Недоліки: велика висота підлоги кабіни та утруднений вхід і вихід, неможливість розмістити в кабіні три особи, потреба у додатковому механізмі відкидання кабіни.

Четверта схема - двигун позаду переднього моста, кабіна максимально зсунута вперед - "передня кабіна" (див. рис. 1.4,г). Переваги такої схеми:

- хороша оглядовість з місця водія, зручність входу і виходу, рівна підлога кабіни у якій вільно можуть розміститися три особи. Недоліки: необхідність піднімання кабіни, щоб добратися до двигуна, вплив на водія великих вертикальних прискорень, навантаження на передню вісь 33...35% повної маси, це впливає на прохідність, тому автомобілі з колісною формулою 4×2 (6×2) повинні проектуватися для хороших доріг.

1.4.3 Компонувальні схеми автобусів

Залежно від розміщення двигуна і ведучого моста застосовується три схеми компонування автобусів.

Перша схема - двигун попереду, ведучі колеса задні. Схема популярна при проектування мікроавтобусів. Недоліки для великої міської моделі: перевантаження переднього моста, високий рівень підлоги, загазованість та шум в кабіні, неможливість розміщення дверей попереду.

Друга схема - двигун під підлогою в межах колісної бази (автобус Ikarus 260). Переваги такої схеми: рівна підлога, просторі накопичувальні площадки біля передніх і задніх дверей, можливість застосовувати типовий задній міст, задовільний розподіл навантаження по осях. Недоліки: необхідність застосування спеціального двигуна з опозитним розташуванням циліндрів, високий рівень підлоги салону, що вимагає три сходинки.

Третя схема - двигун позаду, розміщений поздовж або поперек, горизонтально, або вертикально. Переваги такої схеми: оптимальний розподіл навантаження по осях, невисокий рівень підлоги, незначні шум та загазованість в салоні. Недоліки: нестандартний задній міст, необхідність піднімати підлогу над двигуном, утруднене розміщення дверей і практична відсутність накопичувальної площадки позаду.

1.5 Стадії та етапи проектування автомобілів

Проектування автомобіля охоплює весь комплекс конструкторсько-експериментальних робіт із створення промислового зразка - від складання технічного завдання до коректування технічної документації у відповідності з технологічним процесом виготовлення. Існує чотири основні стадії проектування автомобіля, які поділяються на етапи.

Перша стадія - це технічне завдання. Вона складається з одного етапу, а саме безпосередньо складання технічного завдання. Для цього попередньо аналізуються вимоги замовника, директивні документи і тенденції розвитку автомобілів даного класу.

Друга стадія - ескізний проект. Вона включає такі етапи:

- ескізне компонування;
- створення пошукових макетів зовнішніх форм;
- макетування зовнішніх форм;
- макетування внутрішнього простору.

Ескізне компонування є початковим етапом розробки загального компонування. При цьому задаються попередні розміри та відносне розміщення основних агрегатів автомобіля, положення водія, пасажирів, вантажу.

Пошукові макети зовнішніх форм створюються для того, щоб знайти спільну ідею архітектурного вирішення кузова (легкового) чи кабіни (вантажного) автомобіля. Макет виконується у масштабі 1:5 з пластиліну та з наступним випробуванням у аеродинамічній трубі.

Після пошукового макету створюється пластиліновий макет зовнішніх форм кузова (кабіни) в масштабі 1:1. Цей макет використовується для уточнення зовнішніх форм і перевірки перших вражень. Він є джерелом інформації про зовнішні поверхні з метою подальшої розробки креслень кузова

(кабіни).

На макеті внутрішнього простору перевіряється комфортабельність посадки, зручність входу та виходу, оглядовість розміщення органів керування і т. д. Макет в масштабі 1:1 виконується з дерева та інших підручних матеріалів. Він має бути доповнений макетом капота і склами з прозорого пластика.

Третя стадія - технічний проект. Він включає такі етапи:

- загальне компонування (завершення);
- макетування шасі;
- розробку конструкції агрегатів.

При загальному компонуванні (завершенні) уточнюються відносне розміщення агрегатів та узгоджуються їх розміри і параметри. З цією метою розробляються плазові креслення та узгоджувальна схема автомобіля. Для шасі кузова (кабіни) виконують окремі плазові креслення, щоб уникнути перевантаження їх зображеннями. Масштаб виконання 1:1, розміри не проставляються, а визначаються по попередньо нанесеній сітці.

Плазове креслення шасі на якому показані контури усіх агрегатів та вузлів дозволяє наочно побачити їх відносне розміщення, розміщення тяг і шлангів, виявити зазори, перевірити розрахунки.

Узгоджувальна схема містить вичерпну інформацію про визначальні розміри агрегатів, розмірні ланцюги, ходи елементів, що переміщуються і зазори. Її виконують у масштабі 1:5 та забезпечують координаційною сіткою.

Крім плазового креслення будується ще макет шасі або хоча б моторного відсіку, враховуючи щільність розміщення в ньому агрегатів. Макет у масштабі 1:1 дозволяє перевірити всі зазори, які не визначаються графічно, знайти правильне розміщення тяг, прокласти трубопроводи та електропроводку, перевірити доступність агрегатів і вузлів.

Головним результатом стадії технічного проекту є розробка конструкції основних агрегатів.

Четверта стадія - це розробка робочої документації. Вона передбачає такі етапи:

- розробка робочих креслень, технічних умов і т. д.;
- виготовлення дослідних зразків агрегатів;
- випробування дослідних зразків агрегатів;
- виготовлення дослідних зразків автомобіля;
- допроводжувальні випробування зразків автомобіля;
- коректування технічної документації.

На основі технічного проекту розробляється комплект робочої технічної документації для виготовлення дослідних зразків автомобіля, яка коректується на наступних етапах проектування.

Дослідні зразки агрегатів і автомобілів виготовляються по обхідній технології (без використання спеціальних станків і інструментів, які передбачені на конвеєрі), але з обов’язковим збереженням всіх вимог технічної документації. Зразки виготовляються кількома послідовними серіями, що дозволяє у кожній наступній серії врахувати досвід раніше виконаних робіт.

Випробування сконструйованих агрегатів проводяться як на стендах, так і на автомобілях. Стендові випробування можуть здійснюватися для визначення

вихідних характеристик, відповідності необхідним вимогам або для усунення конкретного дефекту. Випробуванню на автомобілях піддаються складні агрегати, які вимагають великої доводочної роботи (двигун, гідромеханічна передача тощо).

Експериментальна перевірка і доопрацювання конструкції автомобіля проводяться в ході допроваджувальних випробувань автомобілів: лабораторних, лабораторно-дорожніх і пробігових.

Лабораторні і лабораторно-дорожні випробування призначені для визначення параметрів та вихідних показників автомобіля. При лабораторних випробуваннях виконують обміри, зважування, оцінку оглядовості і інших показників, які не зв'язані з пробігом. Лабораторно-дорожні випробування включають визначення показників динамічності, паливної економічності, оцінки керованості і ефективності гальмування та інших параметрів зв'язаних з пробігом.

Пробігові випробування автомобіля проводяться з метою отримання відомостей про надійність, зручність керування та обслуговування, для складання інструкції з експлуатації, а також виявлення дефектів, що підлягають усуненню. Пробігові випробування проводяться в умовах максимально наближених до реальних умов експлуатації.

1.6 Поняття про надійність і довговічність автомобіля. Види міцності

У процесі експлуатації автомобіля на його вузли та деталі діють навантаження, величина і характер яких обумовлені взаємодією коліс з дорогою, дією водія на органи керування, режими роботи двигуна та іншими фактори. Зрозуміло, що механізми і вузли автомобіля мають бути надійними та довговічними в роботі.

Надійність - це властивість автомобіля зберігати свої експлуатаційні показники (динамічні, екологічні та інші) в заданих межах протягом регламентованого проміжку часу в первинних умовах експлуатації.

Довговічність - це властивість автомобіля зберігати роботоздатність до досягнення граничного стану при встановленій системі технічного обслуговування і ремонтів.

Роботоздатність - це властивість автомобіля, при якій він здатний виконувати задані функції, зберігаючи значення заданих параметрів у регламентованих межах.

Надійність автомобіля залежить від фактичних навантажень які діють на нього під час експлуатації. Умови експлуатації дуже різні і не постійні в часі. Зусилля, які викликають напруження в деталях, можуть бути постійними (від ваги, початкова затяжка болтів) і змінними (зусилля при гальмуванні, розгоні, наявності сил опору, неточності виготовлення деталей).

Довговічність деталей і вузлів автомобіля залежить від величини і часу дії навантажень, що часто повторюються. Це навантаження, які за термін служби механізму повторюються не менше 1000 разів. Довговічність автомобіля обумовлена також жорсткістю конструкції, оскільки деформації картерів валів викликають перекоси, що, у свою чергу, призводить до концентрації напружень.

Розрізняють: а) статичну міцність, тобто здатність деталей опиратися руйнуванню під дією короткострокових максимальних навантажень; б) втомленісну міцність - здатність деталей опиратися руйнуванню під впливом навантажень, що багатократно повторюються.

Втомленісне руйнування можливе при стискові і розтягові, згині і крученні, при їх роздільній чи спільній дії. Різновидом втомленісної міцності є контактна міцність - здатність робочої поверхні опиратися під дією контактних напружень стиску або зсуву, що виникають багатократно в процесі експлуатації (на поверхні зуба, шарика, доріжки підшипника).

Деталі автомобіля мають бути також зносостійкими і жорсткими, тобто опиратися зміні розмірів і форми під дією навантаження, що виникають під час експлуатації.

1.7 Матеріали деталей автомобілів

Для виготовлення деталей автомобілів застосовуються переважно чорні метали, а саме сталь і чавун. Перспективними матеріалами, область застосування яких розширюється є пластмаси, а також легкі сплави на основі алюмінію, магнію, і цинку.

1.7.1 Сталі і чавуни

Із курсу матеріалознавства відомо, що сталь - це залізовуглецевий сплав із вмістом вуглецю до 2%, а чавун - більше 2%.

1.7.1.1 Сталі за застосуванням у конструкції можна розділити на такі групи:

- сталь для зубчатих коліс і валів трансмісії;
- сталь товстолистова для штампування рам;
- тонколистова сталь для штампування кузовів;
- ресорно-пружинна сталь;
- сталь для відливання кронштейнів, картерів і інших силових деталей.

Сталі, які використовують для виготовлення зубчатих коліс, валів хрестовин диференціалів і т. п. повинні мати високу статичну і втомленісну міцність. Для мало навантажених шестерень коробок переміни передач, які найбільше працюють на прямій передачі використовуються середньо вуглецеві і низьколеговані конструкційні сталі. До них відносяться хромисті (Х) сталі з молібденом (М) 35ХМА та бором (Р) 35ХРА поліпшені об’ємним загартуванням і високотемпературним відпуском, хромисті сталі 35Х і 40Х ціановані у рідких ваннах на глибину 0,2...0,4 мм.

Більш навантажені шестірні КПП і головних передач виготовляються з хромомарганцевих сталей з титаном (Т), бором і молібденом (М). Ці сталі наділені підвищеною міцністю. Сталі з малим і підвищеним вмістом вуглецю з присадками марганцю (Г) і титану 18ХГТ, 25ХГТ, 30ХГТ, 20ХГР, 27ХГР, 17ХГМ, 25ХГМ цементуються на глибину 0,7...1,2 мм.

Для валів КПП в основному застосовують ті ж сталі, що і для шестерень 45, 25Х і 15ХА, а також сталі з вольфрамом (В) марок 18ХНВА, 40ХНМА,

Високонавантажені шестірні коробок та головних передач, півосі,

шестірні і хрестовини диференціалів виготовляють з нікелевих (Н) та безнікелевих сталей з високим механічними властивостями. Хромонікелеві сталі 20ХНМ, 12Х2Н4А, 15ХГНТА, 20 ХГНТА, 12ХН3А, 20ХГНТР, 20Х2Н4А додатково цементуються на глибину 0,7... 1,6мм.

Високоякісні безнікелеві сталі типу 20ХГРА, 18ХГТА, які виготовляються у спеціальних умовах (вакуумі, атмосфері інертних газів) цементуються на глибину 0,9...1,6мм.

Товстолистова сталь (товщиною 4 і більше міліметрів) застосовується для штампування лонжеронів, поперечин, косинок рам та інших деталей. Матеріал має бути наділений високою пластичністю і хорошою зварюваністю. Цим вимогам відповідають якісні конструкційні вуглецеві сталі 0,8кп, 20кп, 25кп та інші. Деякі фірми для рам автомобілів великої вантажопідйомності застосовують марганцевисті, термооброблені сталі.

Тонколистова сталь для холодного штампування деталей автомобільних кузовів, кабін, крил, паливних баків виготовляється товщиною від 0,8 до 1,5мм. Це сталі марки 08кп, 08Фкп, 08Ю.

Ресорно-пружинні сталі мають високу границю текучості. Для виготовлення листових ресор та пружин підвісок використовуються кремнієві (С) і марганцеві сталі 50ХГ, 50Г2, 65Г, 5ІС2 та інші; для торсіонних валів - сталі 40ХНМФА, 60С2А, 70С3А.

З метою підвищення втомленістної міцності деталей, які працюють при високих коливальних навантаженнях, необхідно забезпечити у поверхневому шарі створення залишкових стискувальних напружень. Для цього проводять заневолювання пружин і торсіонних валів, обкатку роликами і дробеструминну обробку листових ресор.

Ливарні сталі 35Л, 40Л, 45Л застосовуються для відливання кронштейнів, картерів задніх мостів, маточин і коліс вантажних автомобілів.

1.7.1.2 Сірий чавун марок СЧ21 і СЧ24 використовується для виливок натискного диска зчеплення, гальмівних колодок, шківів, картерів КПП, роздавальних коробок, кришок підшипників, гальмівних барабанів і т.д.

Ковкий чавун КЧ45-6 і КЧ35-10 (чорно-серцевинний) застосовується для виготовлення деталей, які сприймають динамічні навантаження: корпуси диференціалів, картери головних передач, балки ведучих мостів, маточини коліс, кронштейни рам. Перлітний ковкий чавун деякі фірми застосовують для таких відповідальних деталей, як вилки карданів, гальмові диски і барабани, шестерні внутрішнього зачеплення планетарних КПП.

1.7.2 Кольорові метали і сплави

Для виготовлення деталей автомобілів застосовують алюмінієві і цинкові сплави, які відносяться до кольорових.

Залежно від хімічного складу алюмінієві справи наділені різноманітними властивостями. Силуміни (містять 6...12% кремнію Si) мають хороші механічні властивості та технологічні якості. Слав АЛ-4 застосовується для виливок картерів коробок і головних передач, коліс і маточин, картерів рульових механізмів, картерів і робочих коліс гідротрансформаторів.

Мідно-алюмінієві сплави (містять 4...5% міді Cu) застосовуються для

дрібних виливок зміцнених термообробкою: сплав АЛ-7 середньої міцності; АЛ-19 -високої.

До деформованих алюмінієвих сплавів відносяться АМц, АМг, АМг-6 та інші. Сплав АМц (містить 1 ...1,6% марганцю Mn) наділений високою корозійною стійкістю. Застосовується для штампування не навантажених деталей: ковпаків коліс, декоративних деталей ободів фар.

Сплав АМг (містить 2...2,8% магнію Mg) має більш високу міцність і застосовується для штампування зварених середньонавантажених конструкцій, наприклад паливних баків.

Сплав АМг-6 (містить 5,8...6,8% Mg) наділений найбільш високою міцністю. Використовується для штампування деталей, від яких вимагається висока міцність і корозійна стійкість. Це рами, каркаси несучих кузовів автобусів, кузови вантажних автомобілів, цистерни.

Магнієві сплави мають малу густину і порівняно високу міцність. Сплав МЛ4 (містить 5...7% алюмінію Al) використовується для лиття під тиском картерів КПП, коліс, кожухів маховика, гальмівних колодок, кришок підшипників.

Цинкові сплави використовуються для виготовлення методом виливання під тиском кронштейнів корпусів приладів, решіток радіаторів, корпусів фар, декоративних деталей. Для підвищення корозійної стійкості застосовується електролітичне покриття хромом, нікелем, кадмієм.

1.7.3 Гума і пластмаси

1.7.3.1 Гума, як матеріал, здатна до великих деформацій при відносно невеликих напруженнях (відносне видовження при розриванні сягає 350%).

Еластичні властивості гуми залежно від її складу поєднуються з іншими важливими властивостями: зносостійкістю, тепло- і морозостійкістю, стійкістю до паливо-мастильних матеріалів. Силові гумові конструкції армуються металевою арматурою або кордом.

Більшість гумових деталей виготовляється формуванням. Це шини, камери, діафрагми, прокладки, пружні елементи в підвісках, тягово-зчіпних пристроях, з'єднувальних муфтах тощо.

1.7.3.2 Властивості пластмас залежно від їх хімічного складу дуже різноманітні.

Склопластики складаються з полімеру (епоксидна або поліефірна смола) армованого скловолокном та наділені високою питомою міцністю. Застосовуються для кузовів, кабін і окремих крупногабаритних панелей.

Ацеталі (похідні формальдегіду) дозволяють забезпечити хороший зовнішній вигляд деталей. Застосовуються для виготовлення шляхом пресування і виливанням корпусів, кришок невеликих шестерінчастих передач, рульових коліс та інших деталей керування, обладнання і внутрішнього оздоблення кузова (кабіни).

Поліпропілен відрізняється високою хімічною і тепловою стійкістю. З нього виготовляються лопаті вентилятора.

Поліаміди застосовуються для виливання під тиском деталей замків, скло підйомників, втулок і іншої арматури, а також трубопроводів та підшипників.

Наділені високою зносостійкістю і хорошими антифрикційними якостями.

Поліамід-68 і фторопласт-4 використовуються як антифрикційні матеріали. Підшипники з поліаміду при тискові до 12 МПа і швидкості ковзання до 5 м/с можуть працювати без змащування. Підшипники з фторопласту допускають більший тиск. Коефіцієнт тертя їх без змащування складає 0,08...0,04; допустима робоча температура - 200°С.

Акрилові пластмаси добре проводять світло, стійкі до впливу атмосфери і використовуються для розсіювачів ліхтарів, панелей приладів та декоративних деталей.

Карбон і келавр відносяться до легких, але дуже міцних композитних матеріалів, з яких виготовляють захисні кожухи і навіть кузови спортивних автомобілів.

1.7.4 Фрикційні матеріали

Фрикційні матеріали використовуються у вузлах тертя і діляться на три види: азбестові, безазбестові, металокерамічні.

Азбестові фрикційні матеріали в автомобілебудуванні сьогодні не застосовуютьсяоскільки основний їх компонент азбест вважається

канцерогенною (шкідливою для здоров'я) речовиною.

Безазбестові матеріали не містять азбесту, а їх фрикційні властивості забезпечуються іншими компонентами. Так, фрикційна колодка для дискових гальм складається із спеціальної стальної пластини - каркасу і сухої фрикційної суміші до складу якої входить:

- стальна вата (стружка) для міцності і теплостійкості;
- графіт-пластифікатор для зменшення шуму та збільшення зносостійкості;
- порошок термореактивної смоли для склеювання всього в моноліт при нагріванні;
- фрикційний порошок з шкарлупи горіха кеш'ю (горіх росте в Австралії);
- наповнювач - нейтральний і не шкідливий баріт.

Це основні складові фрикційних колодок, зокрема, марки Dafmi, які виготовляє спільне Австралійсько-Українське підприємство.

Металокерамічні фрикційні матеріали на мідній основі застосовуються у багатодискових фрикціонах автоматичних КПП. Вони успішно працюють в оливі і допускають температуру до1000°С, а тиск до 3,5 МПа.

1.8 Призначення, вимоги і класифікація трансмісій

Трансмісія автомобіля - це сукупність агрегатів і механізмів, які передають потужність двигуна ведучим колесам та служать для зміни обертового моменту, частоти і напрямку їх обертання.

Трансмісія має забезпечувати:

- достатній діапазон регулювання моменту який передається до ведучих коліс при високому ККД;
- можливість рушання з місця; рух заднім ходом;
- короткочасне і тривале від'єднання двигуна від ведучих коліс.

У найбільш розширеному варіанті трансмісія може включати такі

агрегати і механізми:

- зчеплення;
- коробка переміни передач;
- роздавальна коробка (при необхідності);
- карданна передача;
- головна передача;
- диференціал;
- віскомуфта (при необхідності);
- півосі або приводи ведучих коліс.

Все це монтується на рамі (кузові) автомобіля та мостах (головна передача, диференціал, півосі).

Загальні вимоги до трансмісії автомобіля такі:

1) агрегати і деталі, які часто піддаються демонтажу при експлуатації, необхідно робити легкоз'ємними;

2) кришки люків потрібно встановлювати на швидкоз'ємних затискачах, які не допускають самовільного відкривання;

3) агрегати і механізми, маса яких перевищує 30кг, повинні мати пристрої для зняття і транспортування вантажопідйомними засобами (захвати, рим-болти, провушини і т.д.);

4) ємності і резервуари, в яких мають контролюватися рівні робочих рідин необхідно оснащувати індикаторами рівня з виведенням інформації при потребі на панель приладів;

5) необхідно передбачати можливість повного зливання рідини із всіх робочих об'ємів;

6) кількість типорозмірів місць "під ключ" різьбових пробок зливних і заливних отворів для всіх систем автомобіля має бути не більше трьох;

7) необхідно забезпечити вільний доступ для роботи інструментом (динамометричними і звичайними ключами) до кріпильних з'єднань;

8) конструкцією має передбачатися виконання кріпильних робіт однією людиною;

9) всі кріпильні деталі, які піддаються дії вологи зобов'язані мати антикорозійне покриття чи виготовлятися з матеріалу, який не піддається корозії;

10) для тросів і тяг приводи керування системами мають бути передбачені направляючі, які не потребують мащення.

Трансмісії автомобілів класифікуються за:

- типом перетворювача моменту;
- місцем розміщення двигуна;
- числом і розміщенням ведучих мостів.

За типом перетворювача моменту трансмісії діляться на дві групи:

- механічні ступінчасті;
- безступінчасті.

Механічна ступінчаста трансмісія має перетворювач моменту у вигляді коробки переміни передач, яка змінює передатне число між вхідними і вихідними валами за рахунок перемикання шестерень. Такі трансмісії прості у виготовленні, дешеві в експлуатації, мають невисоку вартість і поширені в

Європі.

До недоліків ступінчастих механічних трансмісій необхідно віднести ступінчастість передатного числа та, відповідно, складність керування при великій кількості ступенів у КПП.

Безступінчаста трансмісія має перетворювач моменту у вигляді пристрою, який плавно змінює передатне число між вхідними і вихідними валами. Для отримання більш високого діапазону регулювання додатково передбачена ступінчаста коробка передач.

На автомобілях використовують такі типи безступінчастих трансмісій: гідромеханічні, електромеханічні, гідрооб'ємні і механічні.

1.9 Короткий аналіз безступінчастих трансмісій

1.9.1 Найбільш широке застосування отримали гідромеханічні трансмісії. В США автоматичними коробками переміни передач (АКПП) оснащені біля 85% легкових автомобілів, у Японії-80%, в Європі - 15...20% і цей відсоток постійно зростає у зв'язку з масовим застосуванням безступінчастих варіаторів типу CVT - Continuously Variable Transmission.

Гідромеханічна передача (ГМП) складається з гідродинамічної (гідромуфти, гідротрансформатора) і механічної передач. Гідромуфта містить два колеса з лопатнями: (насос і турбіну) та може змінювати лише кінематичне передатне відношення. Гідротрансформатор має не менше трьох коліс з лопатнями (насос-турбіна і реактор) та дозволяє змінювати кінематичне і силове відношення між вхідними та вихідними валами.

Гідромеханічні передачі сприяють:

- збільшенню терміну служби двигуна і трансмісії;
- зменшення числа ступенів у механічному редукторі;
- підвищенню прохідності автомобіля;
- покращення комфортності і легкості керування автомобілем;

Недоліки ГМП порівно з механічними КПП:

- більш складна конструкція і відповідно дорожча в обслуговуванні;
- підвищена маса і вартість;
- погіршення швидкісних характеристик автомобіля;
- підвищена витрата палива.

1.9.2 Електромеханічна трансмісія складається з електричної і механічної передач. В таких трансмісіях електрична енергія виробляється за допомогою генератора, який приводиться в рух двигуном.

Трансмісія виконується за схемами:

- груповий привод ведучих коліс;
- індивідуальний привод ведучих коліс.

За схемою групового привода обертовий момент від одного електродвигуна через механічну передачу передається на кілька коліс. У схемі з індивідуальним приводом обертовий момент на кожне колесо передається від окремого електродвигуна через механічну передачу (редуктор). Колесо, електродвигун, редуктор та інші вузли конструктивно об'єднуються в один агрегат - мотор-колесо.

Електромеханічні трансмісії застосовуються на особливо важких автомобілях, самоскидах (вагою понад 80т), спеціальних автопоїздах високої прохідності, автобусах особливо великої місткості.

Основні переваги електромеханічних трансмісій - це безступінчастість регулювання та інші якості залежно від типів транспортних засобів (покращується загальне компонування і планування салону автобуса, більша свобода у виборі колісної формули, спрощується трансмісія і т.п.).

До недоліків таких трансмісій відноситься:

- велика матеріалоємність (генератор, мотор-колесо і двигун);
- висока початкова вартість;
- великі непідресорені маси.

1.9.3 Гідрооб'ємна трансмісія складається з регульованого гідронасоса і одного або кількох гідромоторів. Найчастіше гідроагрегати розміщують роздільно: насос з'єднують з двигуном, а гідромотори встановлюються або поза колесом, або монтуються у колесі (гідромотор-колесо).

Переваги об'ємних гідропередач:

- плавна (безступінчаста) зміна в широкому діапазоні експлуатаційних режимів швидкості і тяги;
- простота компонування трансмісії;
- простота керування;
- легкість автоматизації;
- надійний захист трансмісії від перенавантажень;
- можливість реверсивного руху і гальмування без спеціальних пристроїв.

Основний недолік таких передач - відносно малий термін служби і висока вартість.

Гідрооб'ємні передачі застосовуються у тракторобудуванні, сільськогосподарських, будівельних і дорожніх машинах, кар'єрних самоскидах.

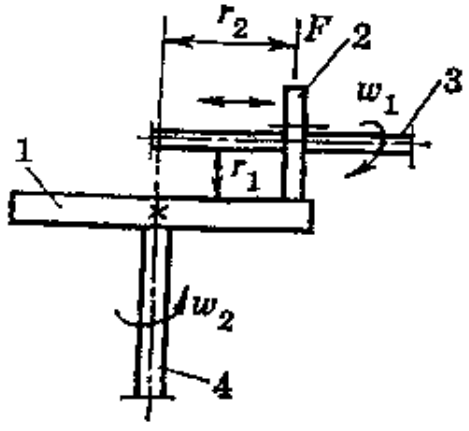


Рисунок 1.5 - Схема фрикційної безступінчастої передачі

1.9.4 Серед механічних безступінчастих передач найбільшого поширення набули фрикційні. Принципова схема фрикційної безступінчастої передачі показано на рисунку 1.5. Передатне число змінюється залежно від зміни віддалі r_2. Момент передається від вала 3 до вала 4 за рахунок сили тертя між дисками 1 і 2, які притискаються один до одного силою F.

Фрикційні безступінчасті передачі можна розділити на три основних групи:

1) передачі з гнучким зв'язком;
2) багатоконтактні;
3) передачі з твердими тілами, які котяться.

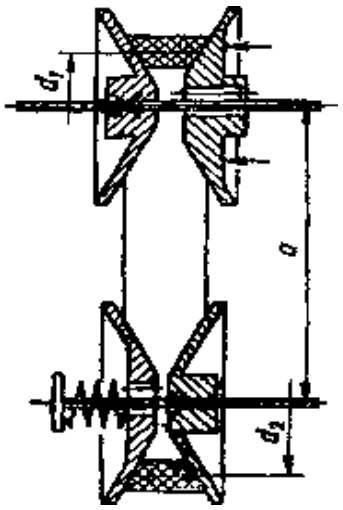


Рисунок 1.6 - Фрикційна передача з гнучким зв’язком

Спільним недоліком двох останніх механізмів є те, що передача потужності забезпечується за допомогою високого тиску на контактних поверхнях. При цьому відбувається ковзання, що призводить до втрати потужності швидкому зношуванню поверхонь як труться. Тому фрикційні передач застосовуються на транспортних засобах з малою потужністю зокрема мотоциклах, мотонартах, скутерах і малолітражних автомобілях.

Більшого поширення набули передачі з гнучким зв'язком (СУТ), схема якої показана на рисунку 1.6. Зміна передатного числа відбувається шляхом зміни діаметрів d_1, d_2. Шківи такого варіатора виготовляються з двох половин, які можуть переміщатися одна відносно одної. А оскільки довжина клиноподібного паса (ланцюга) і міжосьова віддаль постійні, то зменшення діаметра d_2 викликає збільшення діаметра d_1 і навпаки. Таким чином можна отримати значне (4...6) передатне число, яке до того ж змінюється плавно.

ТЕМА 2. ЗЧЕПЛЕННЯ

2.1 Призначення, вимоги і класифікація зчеплень
2.2 Вибір розмірів і параметрів зчеплення
2.3 Розрахунок показників навантаженості зчеплення
2.4 Розрахунок деталей зчеплення
2.5 Розрахунок привода зчеплення

2.1 Призначення, вимоги і класифікація зчеплень

Зчепленням називається силова муфта, в якій передача крутного моменту забезпечується силами тертя, гідродинамічними силами або електромагнітним полем.

Зчеплення призначене для плавного рушання автомобіля, короткочасного роз’єднання двигуна і трансмісії при перемиканні передач та запобіганню впливу на трансмісію великих динамічних навантажень, що виникають на перехідних режимах і при русі по різних дорогах.

На автомобілях застосовуються різні типи зчеплень, котрі класифікуються за різними ознаками (рис. 2.1). Всі щеплення, окрім відцентрових, є постійно замкненими, тобто постійно включеними і вимикаються водієм при перемиканні передач, гальмуванні і зупинці автомобіля.

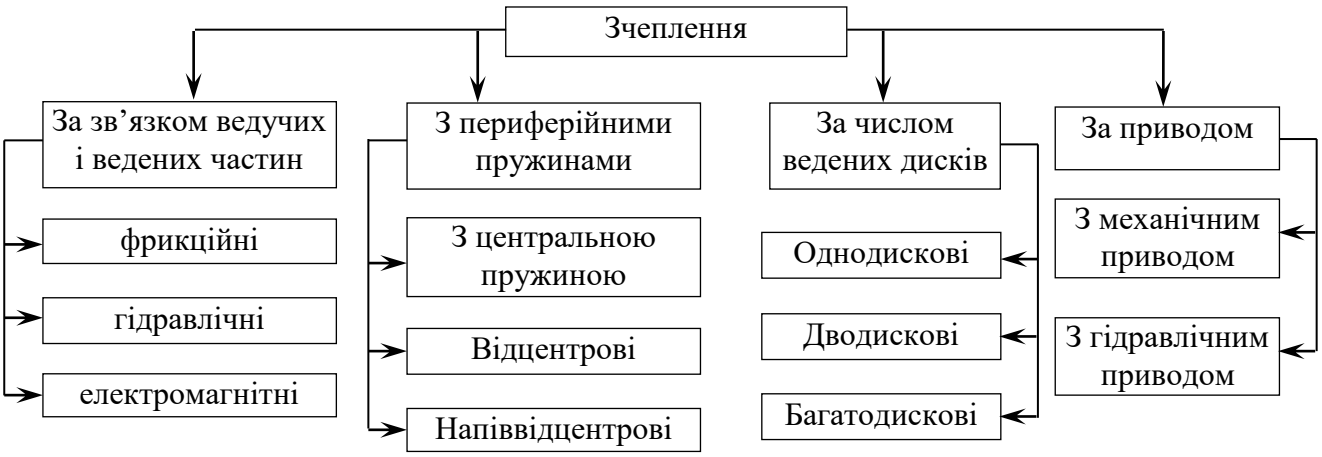


Рисунок 2.1. Типи зчеплень, класифіковані за різними ознаками

Вимоги, що пред'являються до зчеплень:

1) надійна передача обертового моменту від двигуна до трансмісії;

2) плавність і повнота включення;

3) чистота виключення;

4) мінімальний момент інерції ведених елементів;

5) хороше відведення тепла від поверхонь тертя;

6) захист трансмісії від впливу динамічних навантажень;

7) підтримання натискного зусилля в заданих межах у процесі експлуатації;

8) мінімальні затрати фізичних зусиль на керування;

9) хороша урівноваженість.

Крім того до зчеплення, як і до інших механізмів автомобіля, ставляться загальні вимоги:

а) високий коефіцієнт корисної дії (ККД);

б) мінімальні розміри та маса;

в) висока надійність і довговічність;

г) простота конструкції (будови) і обслуговування;

д) технологічність виготовлення;

е) ремонтоздатність;

є) низький рівень шуму.

Зчеплення класифікуються за різними ознаками. За способом передачі обертового моменту зчеплення поділяються на:

- фрикційні;
- гідравлічні;
- електромагнітні.

За способом керування:

- з примусовим керуванням (приводиться в дію водієм з підсилювачем або без підсилювача);
- з автоматичним керуванням (при цьому з органів керування виключається педаль зчеплення);

За способом створення тиску на натискний диск, фрикційні зчеплення поділяються на:

- пружинні (з циліндричними, конічними, діафрагмовими пружинами);

- напіввідцентрові (тиск створюється одночасно пружинами і відцентровими силами);

- відцентрові (тиск створює або відцентрова сила, або пружини на які діє відцентрова сила, що їх звільняє).

За формою поверхонь тертя зчеплення бувають дискові, конусні і барабанні (колодкові). Конусні і барабанні зчеплення наділені підвищеним моментом інерції ведених елементів, тому використовуються як допоміжні фрикційні пристрої.

Дискові зчеплення за кількістю ведених дисків класифікуються на одно-, двох- і багатодискові. У багатодискових зчепленнях важко забезпечити "чистоту" виключення, вони мають більшу довжину, значні моменти інерції ведених деталей, тому застосовуються в основному у автоматичних трансмісіях.

Найбільшого застосування на автомобілях отримали фрикційні зчеплення - однодискові і дводискові.

2.2 Вибір розмірів і параметрів зчеплення

До основних розмірів і параметрів зчеплення відносяться:

- D і d - зовнішній і внутрішній діаметр фрикційних накладок ведених дисків;

- $z_д$ - кількість ведених дисків;

- β - коефіцієнт запасу зчеплення;

- $P_н$ - натискне зусилля пружин;

- μ - розрахунковий коефіцієнт тертя;

- $z_П$ - кількість натискних пружин;

- $c_П$ - жорсткість натискних пружин;

- q - питомий тиск на фрикційні накладки;

- Δl - хід натискного диска.

Окремі з перерахованих параметрів стандартизовані.

У процесі проектування зчеплення в першу чергу вибирається кількість ведених дисків **2**а та розміри фрикційних накладок (D, d і товщина δ) залежно від максимального моменту двигуна M_{emax}. При M_{emax}=465 Нм зчеплення має проектуватися однодисковим, при більшому - може бути одно- або двохдисковим. Максимальний діаметр неперевищує 420 мм, а товщина фрикційних накладок складає:

δ= 3,0. ..3,5 мм - для легкового автомобіля;

δ= 4,0...5,0 мм - для вантажного.

Виготовляються фрикційні накладки із спеціальної безазбестової (волокна "Кевлар" тощо) суміші.

На початку розрахунку зчеплення задаються коефіцієнтом запасу зчеплення β, який дорівнює відношенню:

$$\beta = \frac{M_c}{M_{e\max}},$$

звідки

$$M_c = \beta \cdot M_{e\max},$$

де M_c - статичний момент тертя зчеплення.

Середнє значення коефіцієнта p можна прийняти:

- для легкових автомобілів 1,2...1,75;
- для вантажних 1,5...2,2;
- для автомобілів підвищеної і високої прохідності 1,8...3,0.

Значення β вибирається з урахуванням обов'язкового зменшення коефіцієнта тертя ц накладок у процесі експлуатації. В результаті усадки натискних пружин, зношування накладок сумарне зменшення β сягає 23...25%.

Натискне зусилля $P_н$ визначається, виходячи з моменту тертя M_c:

$$P_н = \frac{M_c}{2 \cdot R_{ср} \cdot \mu \cdot z_m} = \frac{\beta \cdot M_{e\max}}{2 \cdot R_{ср} \cdot \mu \cdot z_m},$$

де $R_{ср} = \frac{1}{3}\frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \approx \frac{D+d}{4}$;

z_m - кількість пар поверхонь тертя (z_m =2 - для однодискового і z_m =4 - для дводискового зчеплення).

Коефіцієнт тертя μ залежить від низки факторів, зокрема властивостей фрикційних матеріалів, стану та відносної швидкості ковзання поверхонь тертя, тиску, температури і складає для картонно-бакелітових накладок μ=0,3...0,5.

Питомий тиск на фрикційні накладки визначається за формулою:

$$q = \frac{P_н}{F_{тр}} = \frac{P_н}{\pi \cdot \left(D^2 - d^2\right)},$$

де $F_{тр}$ - дійсна поверхня тертя.

Допустиме значення питомого тиску на фрикційні накладки складає:

- для сухих зчеплень *q=0,15... 0,30* МПа;
- для металокераміки, яка працює в оливі *q=2,0... 3,5* МПа.

Кількість пар поверхонь тертя знаходиться за формулою:

$$z_m = \frac{16 \cdot M_{e\max} \cdot \beta}{\pi \cdot \mu \cdot q \cdot \left(D - d\right) \cdot \left(D + d\right)^2},$$

а необхідна кількість ведених дисків зчеплення - за формулою:

$$z_д = \frac{z_m}{2}.$$

Отримане значення $z_д$ має бути рівним 1 або 2. При недотриманні цієї умови необхідно прийняти інші розміри накладок.

Кількість периферійно встановлених пружин z_n складає:

- для легкових автомобілів z_n = 6... 18;

- вантажних z_n = 12...28.

Більші значення відносяться до автомобілів з більшою масою.

Жорсткість пружини c_n по можливості необхідно приймати мінімальною, щоб зношування накладок менше впливало на зміну моменту тертя зчеплення *Мс:*

- для легкових автомобілів c_n =30...40 Н/мм;

- для вантажних c_n =20… 40 Н/мм.

Хід натискного диска Δl має забезпечувати повне вимкнення зчеплення. Зазор між поверхнями тертя приймається для однодискових зчеплень 0,75...1 мм, для дводискових 0,5...0,75 мм. Таким чином, в однодискових зчепленнях Δl =1,5... 2 мм, у дводискових - Δl =2,0...3,0 мм.

2.3 Розрахунок показників навантаженості зчеплення

До показників навантаженості зчеплення відносяться:

1) питома робота буксування $a_б$;

2) нагрівання (підвищення температури) ведучого диска Δt при рушанні автомобіля з місця.

Питома робота буксування $a_б$ знаходиться за формулою, Дж/мм^2:

$$a_б = \frac{W_б}{F_{тр}} = \frac{4 \cdot W_б}{\pi \cdot z_m \cdot \left(D^2 - d^2\right)},$$

де $W_б$ - робота буксування, яка визначається за формулою

$$W_б = \int_0^{t_б} M_c(t) \cdot \left(\omega_д - \omega_a\right) dt,$$

(тут $\omega_д$, ω_a - кутові швидкості відповідно ведучих та ведених дисків, є функціями часу);

$M_c(t)$ - момент тертя зчеплення, який змінюється в часі від нуля до максимального значення при включенні зчеплення.

Процес буксування зчеплення при рушанні автомобіля з місця показаний графічно на рисунку 2.2. Спрощено його можна уявити як такий, що складається з двох етапів. На першому етапі тривалістю t_1 моменти тертя зчеплення $M_c(t)$ і обертовий момент $M_д(t)$ двигуна зростають лінійно. Умовно приймається, що $M_c(t) = M_д(t)$. Внаслідок рівності цих моментів швидкість обертання вала двигуна залишається постійною і рівною ω_0. Автомобіль на першому етапі буксування зчеплення залишається нерухомим.

На другому етапі буксування тривалістю $t_2 = t_б - t_1$ ($t_б$ - повний час буксування зчеплення) автомобіль починає рухатись від $\omega_a = 0$ при лінійному зростанні $M_c(t)$ в попередньому темпі і постійному моменті двигуна $M_д = M_ψ$ ($M_ψ$ - момент опору рухові автомобіля приведений до веденої частини зчеплення).

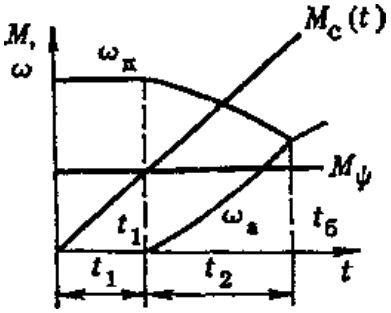


Рисунок 2.2 - Процес буксування зчеплення

Швидкість обертання колінчастого вала двигуна на цьому етапі зменшується через гальмування зі сторони зчеплення. Кінець етапу - закінчення буксування зчеплення в момент часу $t_б$ внаслідок вирівнювання швидкостей $\omega_д$ і ω_a.

Робота буксування на першому етапі визначається за формулою:

$$W_1 = \int_0^{t_1} M_c(t) \cdot (\omega_д - \omega_a)\, d(t),$$

на другому етапі за формулою

$$W_2 = \int_{t_1}^{t_2} M_c(t) \cdot (\omega_д - \omega_a)\, d(t),$$

Повна робота буксування дорівнює сумі робіт на двох етапах:

$$W_б = W_1 + W_2.$$

Для практичних розрахунків $W_б$ може бути використана формула, яка виведена з передумови, що швидкість $\omega_д$, момент $M_д$, M_c і $M_ψ$ у процесі буксування зчеплення залишаються постійними, а $M_д = M_{e\max}$ і трансмісія є жорсткою системою:

$$W_б = \frac{0{,}5 \cdot I_a \cdot \omega_0^2 \cdot M_{e\max}}{M_{e\max} - M_ψ},$$

де I_a - момент інерції приведеного до первинного вала коробки переміни передач умовного маховика, який заміняє масу автомобіля, що рухається поступально,

$$I_a = \frac{M \cdot r_k^2}{u_T^2} = \frac{\sum I_k}{u_T^2},$$

(тут $\sum I_k$ - сума моментів інерції коліс; r_k - радіус кочення колеса; M - повна маса автомобіля; u_T - передатне число трансмісії).

Момент опору рухові автомобіля $M_ψ$ приведений до веденої частини зчеплення можна визначити за формулою:

$$M_ψ = \frac{M \cdot g \cdot ψ \cdot r_k}{u_T \cdot \eta_T},\ \text{Нм},$$

де η_T - ККД трансмісії;

$ψ$ - коефіцієнт сумарного опору дороги;

g - прискорення вільного падіння,

а рекомендовані швидкості обертання колінчастого вала - за формулами:

$\omega_0 = \frac{\omega_M}{3} + 50 \cdot \pi$ - для дизельного двигуна;

$\omega_0 = 0,75 \cdot \omega_N$ - для бензинового,

(тут ω_M і ω_N - кутові швидкості колінчастого вала при, відповідно, максимальному обертовому моменту і максимальній потужності двигуна).

Граничні значення питомої роботи буксування $a_б$ такі:

- для одиночних автомобілів $a_{б_1} < 1,0$ Дж/мм^2;

- для автопоїздів при $a_{б_1} < 1,5$ Дж/мм^2.

Оскільки формула для визначення $W_б$ виведена з певними застереженнями, то для отримання більш точних результатів необхідно враховувати пружні властивості трансмісії, а також змінність параметрів, які не є постійними в часі. Подібний розрахунок доцільно вести на ЕОМ.

Розрахунок ведучого (натискного, проміжного) диска на нагрівання полягає у визначенні підвищення його середньої температури Δt. Приймається, що теплопередача у навколишнє середовище відсутня і вся робота буксування йде на нагрівання деталей. Тоді підвищення температури буде визначатися за формулою:

$$\Delta t = \frac{\gamma \cdot W_б}{m_д \cdot c},$$

де γ - доля теплоти що сприймається натискним (проміжним) диском (γ=0,5 - для однодискового зчеплення; γ=0,25 - для натискного і γ=0,5 для проміжного дисків дводискового зчеплення);

$m_д$ - маса диска, кг;

c= 481,5 Дж/кг°С - питома теплоємність чавуну (сталі).

Допустиме підвищення температури за одне включення зчеплення складає:

- 10°С - для одиночних автомобілів;

- 20°С - для автопоїзда.

2.4 Розрахунок деталей зчеплення

2.4.1 Натискні пружини

У зчепленнях застосовуються циліндричні, конічні і діафрагмові (тарілчасті) пружини, характеристики яких показані на рисунку 2.3.

Циліндрична пружина має лінійну характеристику на всьому робочому діапазоні, конічна пружина до посадки витків має також лінійну залежність, пізніше, внаслідок виключення витків з роботи, жорсткість пружини збільшується (див. рис. 2.3). Це вважається недоліком, оскільки призводить до збільшення зусилля при виключенні зчеплення і значному зменшенні натискного зусилля при зношуванні фрикційних накладок. Найбільш сприятливою характеристикою наділена діафрагмова пружина, зусилля якої в робочому діапазоні суттєво не змінюється при виключенні зчеплення і зношуванні фрикційних накладок.

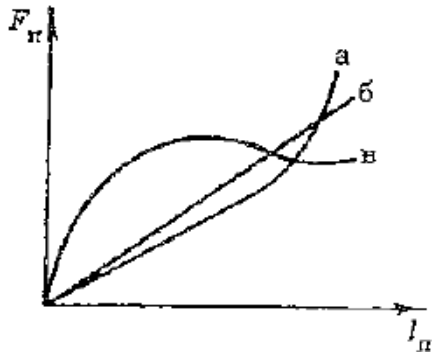


Рисунок 2.3 - Характеристика пружини: а) конічної; б) циліндричної; в) діафрагмової

Для виготовлення пружин використовується сталь марок 65Г, 50ХФА, 60С2А.

Розрахунок пружин полягає у визначенні їх розмірів, які б забезпечували необхідне натискне зусилля і міцність:

- довжини пружини L;
- середнього діаметра пружини D_n;
- діаметра дроту d_n.

Натискне зусилля однієї витої (крученої) пружини визначається за формулою:

$$P_n = \frac{P_н + P_0}{z_n},$$

де $P_н$ - сумарне зусилля відтяжних і відтискних пружин зчеплення;

$P_0 = (0,05...0,08) \cdot P_н$, ;

z_n - кількість натискних пружин.

Методика розрахунку циліндричних і конічних витих пружин вивчається в курсі “Деталі машин”. Зокрема формули для розрахунку циліндричних пружин круглого січення мають вигляд:

- напруга кручення

$$\tau = \frac{8 \cdot \xi \cdot D_n}{\pi \cdot d_n^3} P_n,$$

- натискне зусилля

$$P_n = \frac{G \cdot d_n^4}{8 \cdot D_n^3 \cdot i} l_n,$$

- жорсткість

$$c_n = \frac{G \cdot d_n^4}{8 \cdot D_n^3 \cdot i},$$

де ξ - коефіцієнт який враховує вплив на міцність кривизни витків і залежить від співвідношення D_n / d_n;

G=(8,0...8,5)10^4 МПа - модуль пружності другого роду при крученні;

l_n, - деформація пружини.

Максимальне напруження кручення $\tau_{\max}$ виникає при цілковитому вимикані зчеплення. При цьому

$$P_{n\max} = P_n + c_n \cdot \Delta l,$$

де Δl - хід відтискного підшипника (натискного диска).

Довжину пружини рекомендується брати, дотримуючись залежності $L \le (D_n - d_n)$. Можна брати $L \le 5(D_n - d_n)$, але тоді пружини мають працювати на направляючому стержні або в направляючій гільзі.

Зчеплення з діафрагмовими пружинами, завдяки своїм перевагам, отримали широке поширення, особливо на легкових автомобілях. Використання таких пружин:

1) спрощує конструкцію зчеплення;

2) зменшує розміри і кількість деталей зчеплення;

3) забезпечує плавне включення;

4) дозволяє створити рівномірний тиск на натискний диск;

5) забезпечує незначну зміну натискного зусилля при виключенні зчеплення і зношуванні накладок.

Тарілчаста пружина має форму усіченого конуса і складається з суцільного кільця з меридіонально розміщеними пелюстками, як показано на рисунку 2.4.

Сила, яка діє на натискний диск, позначена буквою $P_{пр}$, а сила прикладена до пружини при виключенні зчеплення - P. Значення цих сил відрізниться одна від одного передатним числом пружини:

$$P = P_{пр}\left(\frac{b-c}{c-e}\right).$$

Кількість пелюсток складає 8...20, а товщина пружини:

- для легкових автомобілів h=2,0...2,5 мм;
- для вантажних автомобілів h=3,0...5,0 мм.

Натискне зусилля діафрагмової пружини визначається за формулою:

$$P_n = \frac{\pi \cdot E' \cdot h}{6(b-c)^2}\lambda_1 \cdot \ln\frac{b}{a}\left[\left(H - \lambda_1\frac{b-a}{b-c}\right)\cdot\left(H - 0{,}5\cdot\lambda_1\frac{b-a}{b-c}\right) + h^2\right],$$

де $E' = E/\left(1-\mu_n^2\right)$ (тут E=2,1·10^5 МПа – модуль пружності 1-го роду;

μ_n =0,25... 0,26 - коефіцієнт Пуансона);

λ_1 - деформація пружини, визначається за формулою

$$\lambda_1 = (c-e)\cdot\Delta\alpha + \frac{P_{вик}}{c_n},$$

(тут $\Delta\alpha$ - кутове переміщення).

При проектуванні рекомендується приймати:

$$b/c = 1{,}2...1{,}5; \quad H/h = 1{,}5...2{,}0; \quad b/e \ge 2{,}5; \quad b/h = 75...100$$

(при $H/h > 2{,}8$ - пружина вивертається.)

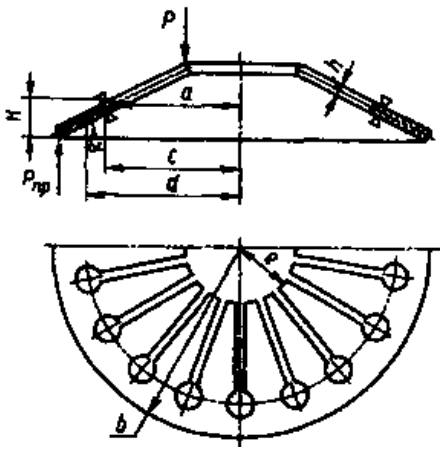


Рисунок 2.4 - Діафрагмова пружина

При розрахунку на міцність визначаються напруги згину $a_к$ і розтягу $a_р$ у найбільш навантаженому місці пружини - в середині основи пелюстка при виключеному зчепленні (максимальні напруги виникають коли пружина стає плескатою):

$$\sigma = \sigma_{зг} + \sigma_р = \frac{P_{вик}}{n^2 \cdot \eta} + \frac{E'(d-a)\cdot\alpha^2 + h\cdot\alpha}{2\cdot a} \le [\sigma]_m \text{ МПа,}$$

де n - кількість пелюстків;

$$d = \frac{b-a}{\ln\left(b/a\right)};$$

$\alpha = arctg\dfrac{H}{(b-e)} \approx 10...12°$ - у вільному стані;

η - коефіцієнт повноти пелюстка, визначається за формулою

$$\eta = S_n \cdot n \Big/ \pi(a+e),$$

(тут S_n - ширина пелюстка на радіусі 0,5 (a+e)).

Отримане значення напруження порівнюється з границею текучості матеріалу при розтягові; для сталі 60С2А $[\sigma]_m$ =*1400* МПа.

2.4.2 Ведучі диски

Ведучі диски (натискний, проміжний) зчеплення передають обертальний момент від двигуна до ведених дисків. Вони виготовляються з сірого чавуну марок СЧ 18, СЧ 21, СЧ 24, СЧ 26.

Радіальні розміри дисків вибираються конструкційно, виходячи з розмірів фрикційних накладок і маховика. Товщину диска попередньо можна прийняти рівною 4,5...6 % від зовнішнього діаметра фрикційної накладки Д пізніше уточнити за результатами теплового розрахунку зчеплення.

Ведучий диск розраховується на зминання елементів, які з'єднують його з маховиком. Це можуть бути виступи, шипи, зубці, шпонки тощо, окремі з яких показані на рисунку 2.5. Розрахунок ведеться за формулою:

$$\sigma_{зм} = \frac{k\cdot M\cdot e_{\max}}{r_{ср}\cdot z_в \cdot z_к \cdot F_к} \le [\sigma]_{зм},$$

де $z_в$ - кількість ведучих дисків;

$z_к$ - кількість контактуючих елементів;

$F_к$ - площа контакту одного елементу;

$r_{ср}$ - середній радіус розміщення контакту;

k - коефіцієнт, який враховує кількість і розміщення ведучих дисків (k =*0,5*

- для однодискового зчеплення, k =0,5 і k =0,25 - відповідно для проміжного і натискного (зовнішнього) дисків двохдискового зчеплення.

Для існуючих конструкцій $[а]_{зм}$=/0... /5МПа.

2.4.3 Ведені диски

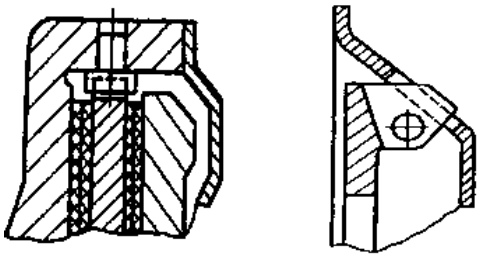


Рисунок 2.5 - Способи з'єднання ведучого диска зчеплення з маховиком

Ведений диск складається з металевого диска (сталь 65 гартована), до якого кріпляться, як правило, заклепками шліцьова маточина (сталь 40, 40Х) і фрикційні накладки.

Для забезпечення кращого контакту поверхонь тертя, запобіганню їх від деформації при нагріванні і плавного включення намагаються збільшити осьову піддатливість. Для цього диски виконуються розрізними, а між диском і фрикційними накладками часто встановлюються пластинчасті пружини.

Розрахунок веденого диска полягає у визначенні напруг зминання $\sigma_{зм}$ і зрізу $\tau_{зр}$:

- заклепок

$$\sigma_{зм} = \frac{k \cdot M_{e_{\max}}}{r_{ср} \cdot z_{д} \cdot z_{з} \cdot \delta_{п}},$$

$$\tau_{зр} = \frac{4 \cdot k \cdot M_{e_{\max}}}{r_{ср} \cdot z_{д} \cdot z_{з} \cdot \pi \cdot d_{з}^{2}},$$

- шліців маточини

$$\sigma_{зм} = \frac{\delta \cdot M_{e_{\max}}}{\left(D_{ш}^{2} - d_{ш}^{2}\right) 2 \cdot l},$$

$$\tau_{зр} = \frac{4 \cdot M_{e_{\max}}}{\left(D_{ш}^{2} - d_{ш}^{2}\right) \cdot z \cdot l \cdot b},$$

де $z_{з}$ - кількість заклепок;

$d_{з}$ - діаметр заклепки;

$\delta_{п}$ - товщина диска, або пластинчастої пружини;

$D_{ш}$ і $d_{ш}$ - відповідно зовнішній і внутрішній діаметри шліців;

z - кількість шліців;

l і b - відповідно довжина і ширина шліців.

Розрахункові напруги не повинні перевищувати допустимі, які складають: $[\sigma_{зм}]$= 20...30 МПа; $[\tau_{зр}]$= 15...20 МПа.

2.4.4 Відтискні важелі

Відтискні важелі призначені для включення і виключення зчеплення. Як правило, по колу кошика встановлюється три-п'ять важелів, виготовлених з ковкого чавуну або сталі 15ХГНТА.

Відтискні важелі розраховують на згин. Для довільного січення важеля напруга згину визначається за формулою:

$$\sigma_{зг} = \frac{P_{H_{\max}} \cdot x \cdot a}{z_в \cdot c \cdot W_{зг}},$$

де $P_{H_{\max}}$ - сила стиснення пружин у вимкнутому зчепленні;

x - віддаль до небезпечного січення (як правило, $x=c$);

a і c - плечі важеля;

$z_в$ - кількість важелів;

$W_{зг}$ - момент опору згину січення.

Напруги згину $\sigma_{зм}$ не мають перевищувати допустимі значення:

- для сталей $[\sigma]_{зм}$=140... 160 МПа;

- для ковких чавунів $[\sigma]_{зм}$=60...80 МПа.

2.4.5 Погашувачі крутильних коливань

Погашувачі крутильних коливань призначені для зниження або повного усунення високочастотних коливань, що виникають у трансмісії від дії періодичних збурень. Незалежно від конструкції всі вони працюють за принципом розсіювання енергії і складаються з:

1) пружного елемента, який забезпечує відносне переміщення ведучої і веденої частин диска;

2) дисипативного елемента, призначеного для розсіювання енергії коливань за рахунок тертя.

Пружними елементами можуть бути пружини, торсіони, гума.

Найбільше поширення в автомобілях отримали погашувачі тертя без мастильного матеріалу з використанням пружин як пружних елементів. Вони характеризуються такими параметрами:

- M_m - момент тертя;
- M_n - момент попередньої затяжки пружини;
- $c_{пп}$ - жорсткість пружини (погашувача);
- $\varphi_{пп}$ - кут змикання погашувача.

В існуючих конструкціях зчеплень:

$$M_m = (0,06...0,17)Me_{\max};$$
$$M_n = (0,05...0,15)Me_{\max};$$
$$\varphi_{пп} = 2°30'...3°40'.$$

Кількість пружин - 6... 10. Відношення середнього діаметра пружини до діаметра дроту $D_{пп} / d_{пп} = 4,5...5,5$.

Розміри пружин знаходяться в межах:

$D_{пп}$=14... 19 мм; $d_{пп}$=3… 4 мм; i=3...4; зазор Δn=3...4 мм.

Пружини встановлюються по колу діаметром 80...120 мм у вікнах веденого диска довжиною 25...27 мм.

Розсіювання енергії відбувається на поверхнях тертя утворених дисками - деталями веденого диска. Стиснення поверхонь тертя здійснюється заклепками, або болтами. Момент тертя визначається за формулою:

$$M_T = P_{зм} \cdot R_д \cdot i \cdot \mu,$$

де $P_{зт}$ - зусилля стиснення;

$R_д$ - середній радіус поверхонь, які зтискаються;

i - кількість пар поверхонь тертя;

μ - коефіцієнт тертя.

Напруга кручення в пружині рахується за вже відомою формулою і має не перевищувати $[\tau]_{max} \leq 650...850$ МПа.

На вказані значення орієнтуються при попередньому виборі погашувача. Ці параметри коректують, розраховуючи амплітудно-частотні характеристики трансмісії, складовою частиною якої є погашувач.

2.5 Розрахунок привода зчеплення

Основними вимогами, які пред'являються до привода, є:

- зручність і легкість керування;
- високий ККД;
- надійність;
- довговічність;
- наявність слідкувальної дії та інші.

У свою чергу зручність і легкість керування оцінюється такими параметрами привода:

1) максимальним зусиллям на педалі зчеплення $[P_{пед}]$. При відсутності підсилювача:

- для легкових автомобілів $[P_{пед}]$=150 Н;

- для вантажних $[P_{пед}]$=250 Н;

2) повним ходом педалі, включаючи вільний хід $[l_{пед}]$:

- для легкових автомобілів $[l_{пед}]$=140... 160 мм.;

- для вантажних $[l_{пед}]$=120... 190 мм.

Приводи зчеплення виконують:

- механічними;
- гідравлічними.

Механічні приводи застосовувалися раніше на легковиках, а зараз використовуються на деяких вантажних автомобілях.

Механічний привод зчеплення, кінематична схема якого показана на рисунку 2.6, простий у виготовленні і надійний в експлуатації, одначе чим далі розміщене місце водія від зчеплення, тим складніша конструкція механічного приводу і нижчий ККД. При механічному приводі складніше виконувати

ущільнення підлоги кузова та здійснювати передачу зусиль від педалі до зчеплення, оскільки двигун змонтований на пружних опорах.

Гідравлічні приводи встановлюються на вантажних автомобілях, а також автобусах. Гідравлічний привод зчеплення, схема якого показана на рисунку 2.7

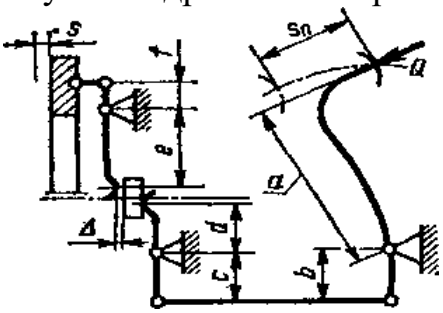


Рисунок 2.6 - Схема механічного привода зчеплення

1) має більш високий ККД;

2) наділений більшою жорсткістю, що тягне за собою зменшення вільного ходу педалі;

3) добре пристосований до дистанційного керування;

4) дає можливість покращити герметизацію кузова;

5) зменшує навантаження трансмісії автомобіля динамічним моментом.

Разом з тим гідропривод складніший у виготовленні й експлуатації.

Для зменшення зусилля на педалі у привод може вмонтовуватися механічний, гідравлічний, пневматичний або вакуумний підсилювачі.

Конструкційне виконання педалі зчеплення і спосіб її кріплення визначаються компонувальними міркуваннями. Для зчеплень з гідроприводом характерне верхнє кріплення педалі на передньому щиткові автомобіля (ВАЗ, ГАЗ, КамАЗ) (див. рис. 2.7). При використанні механічного привода педаль, як правило, має нижнє кріплення (КрАЗ, ЗИЛ) (див. рис. 2.6).

При розрахунку привода зчеплення визначаються кінематичні та силові залежності. Вихідними даними для розрахунку є:

- допустиме зусилля на педалі;
- повний хід педалі;
- переміщення натискного диска.

Загальне передатне число привода складає:

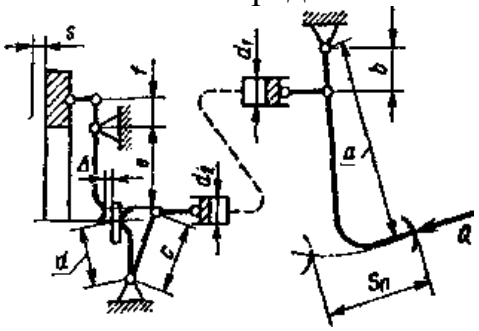


Рисунок 2.7 - Схема гідравлічного привода зчеплення

$$u_{пр} = {l_p}/{\Delta l} = 20...50,$$

де l_p=140...160 мм – робочий хід педалі.

Передатне число механічного привода (див. рис. 2.6) визначається за формулою:

$$u_{мп} = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{e}{f},$$

а хід педалі за формулою

$$l_{пед\,м} = \Delta l \cdot u_{мп} + \Delta \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d},$$

де Δ=2...3 мм - зазор між важелями і відтискним підшипником;

$\frac{c}{d}$=1,4...2,2 - передатне число вилки зчеплення;

$\frac{e}{f}$= 3,8…5,5 - передатне число відтискних важелів.

Передатне число гідравлічного привода визначається за формулою

$$u_{гп} = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{e}{f} \cdot \frac{d_2^2}{d_1^2},$$

а хід педалі - за формулою

$$l_{пед\,Г} = \Delta l u_{гп} + \Delta \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{d_2^2}{d_1^2},$$

де d_1 - діаметр головного циліндра привода;

d_2 - діаметр робочого циліндра.

Діаметри циліндрів знаходяться у межах 19...32 мм і приймаються, як правило, однаковими.

Максимальне зусилля на педалі зчеплення визначається за формулою:

$$P_{пед} = \frac{P_н}{u_п \eta} + \frac{P_в}{u_в \eta_в},$$

де $\eta \approx 0,85$ - ККД привода;

$u_в$ *і* $\eta_в$ - відповідно, передатне число і ККД частини привода від відтяжної пружини із зусиллям $P_в$ до педалі;

$P_в$ - зусилля відтяжної пружини.

Якщо $P_{пед} > [P_{пед}]$ необхідно передбачати підсилювач, причому

$$P_{пд} > \left(P_{пед} - [P_{пед}]\right) u_{пд} \eta_{пд},$$

де $u_{пд}$ і $\eta_{пд}$ - відповідно, передатне число і ККД частини привода від педалі до місця монтажу циліндра підсилювача.

Діаметр циліндра підсилювача визначається за формулою:

$$D_{пд} = 2\sqrt{\frac{P_{пд}}{\pi p_\omega}},$$

де p_ω - тиск робочого тіла в системі (для пневматичних систем $p_\omega = 0,65...0,75$ МПа).

ТЕМА 3. КОРОБКА ПЕРЕМІНИ ПЕРЕДАЧ І РОЗДАВАЛЬНА КОРОБКА

3.1 Призначення, вимоги, класифікація та короткий аналіз коробок переміни передач

3.2 Визначення основних параметрів коробки переміни передач

3.3 Розрахунок валів коробок переміни передач

3.4 Вибір і розрахунок підшипників КПП

3.5 Розрахунок синхронізаторів коробки переміни передач

3.6 Роздавальні коробки. Призначення, вимоги і класифікація

3.7 Розрахунок роздавальних коробок

3.1 Призначення, вимоги, класифікація та короткий аналіз коробок переміни передач

Коробка переміни передач призначена для перетворення обертового моменту і частоти обертання колінчастого вала двигуна з метою отримання різних тягових зусиль на ведучих колесах автомобіля; забезпечення можливості руху заднім ходом та тривалого від'єднання двигуна від трансмісії.

До коробки переміни передач пред'являються такі вимоги:

- забезпечення оптимальних тягово-швидкісних і паливно-економічних властивостей автомобіля при заданій зовнішній характеристиці двигуна;
- безшумність при роботі і перемиканні передач;
- легкість керування;
- загальні вимоги (див. п. 2.1).

Класифікація коробок переміни передач проводиться за різними ознаками (рис. 3.1). Так, за способом зміни передатного числа КПП поділяються на ступінчасті, безступінчасті і комбіновані.

Рисунок 3.1 – Типи коробок передач, класифікованих за різними ознаками

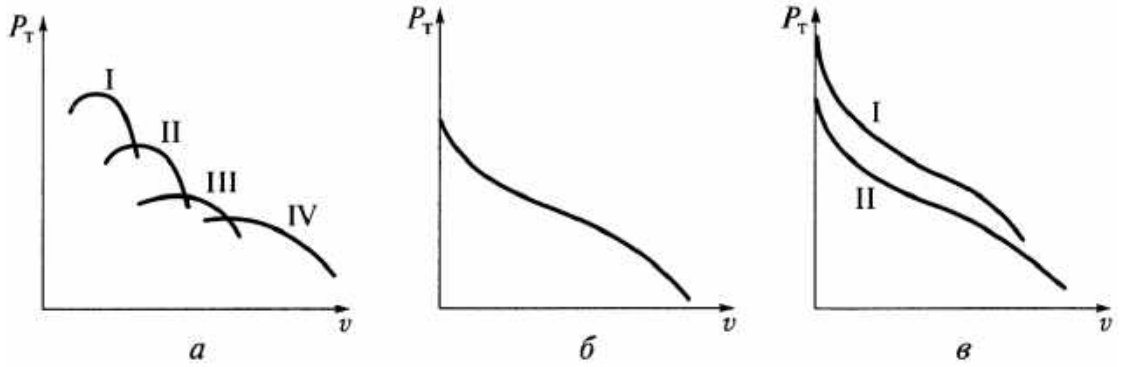


Рисунок 3.2 – Тягові характеристики автомобілів із ступінчастою (а), безступінчастою (б) і гідромеханічної (в) коробками передач:
I-IV - передачі; $P_т$ - тягова сила на ведучих колесах автомобіля;
V - швидкість автомобіля

Зміна тягової сили на ведучих колесах демонструє тягова характеристика автомобіля (рис. 3.2) - залежність тягової сили Рт від швидкості руху V на різних передачах.

У ступінчастих коробках передач передаточне число змінюється ступінчасто і тягова сила на ведучих колесах автомобіля змінюється теж ступінчасто (рис. 3.2, а). У безступінчастих коробках передач передавальне число і тягова сила на ведучих колесах змінюються плавно (рис. 3.2, б), а при гідромеханічних коробках передач – плавно і ступінчасто (рис. 3.2, в).

Рисунок 3.3 – Типи ступінчастих коробок передач, класифікованих за різними ознаками

У свою чергу, ступінчасті коробки (рис. 3.3) за кількістю ступенів переднього ходу діляться на двох-, трьох-, чотирьох-, п’яти- і багатоступінчасті (шести-, семиступінчасті тощо), а за положенням осей на КПП з нерухомими осями валів та з осями, що обертаються (планетарні) і комбіновані. Коробки переміни передач з нерухомими осями валів поділяються на двох-, трьох- і багатовальні.

За способом керування КПП можуть бути з автоматичним, напівавтоматичним, дистанційним і безпосереднім керуванням.

На більшості легкових і вантажних автомобілів встановлюють ступінчасті коробки переміни передач, які простіші і дешевші порівняно з безступінчастими.

Двохвальні КПП з кількістю передач 4-6 застосовуються для передньоприводних автомобілів і з заднім розміщенням двигуна. Вища передача часто підвищувальна (0,7...0,8). Кінематична схема двохвальної коробки передач показана на рисунку 3.4.

Трьохвальні коробки переміни передач використовуються у легкових автомобілях класичної схеми, вантажних автомобілях малої і середньої вантажопідйомності та автобусах. Кількість передач 4-6 для легкових і 5-8 для вантажних автомобілів. Кінематична схема трьохвальної КПП показана на рисунку 3.5.

Багатовальні коробки переміни передач використовуються на автомобілях великої вантажопідйомності для збільшення кількості передач з метою покращення тягових і економічних властивостей.

В основу конструкції багатовальних КПП покладена 4-х, 5- ти або шестиступінчаста трьохвальна коробка, у спільному картері з якою розміщений підвищувальний редуктор (подільник для збільшення швидкості) або понижуючий редуктор (демультиплікатор для збільшення тягового зусилля), а іноді обидва агрегати. При цьому кількість передач може становити 8...24. Багатоступінчасті КПП найчастіше використовуються для автомобілів-тягачів.

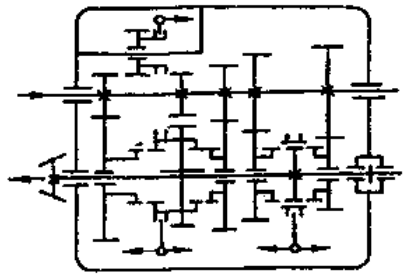


Рисунок 3.4 - Кінематична схема двохвальної КПП

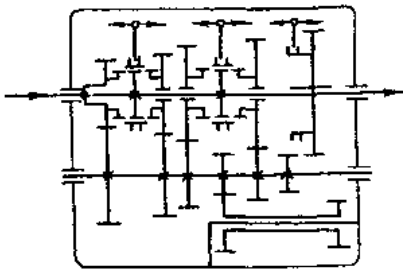


Рисунок 3.5 - Кінематична схема трьохвальної КПП

Двохвальні коробки переміни передач мають:

1) просту конструкцію;

2) низький рівень шуму;

3) підвищений коефіцієнт корисної дії;

4) зручність компонування на передньоприводних, задньомоторних і повноприводних автомобілях.

До недоліків двохвальної коробки необхідно віднести:

а) відсутність прямої передачі, тому зубчасті колеса та підшипники на вищій передачі працюють під навантаженням, що призводить до їх додаткового зношування і шуму;

б) важко отримати велике передатне число на нижчій передачі (u=4...4,5).

У такому випадку необхідно зменшувати передатні числа всіх інших передач і одночасно збільшувати число головної передачі.

Основною перевагою трьохвальної КПП є наявність прямої передачі, яку одержують шляхом безпосереднього з’єднання ведучого і веденого валів. Зубчасті колеса, підшипники і проміжний вал практично не сприймають навантаження, а ведучий і ведений вали передають тільки обертовий момент. Зношування і рівень шуму таких коробок мінімальні.

Другою перевагою трьохвальної коробки переміни передач є відносна простота отримання великого передавального числа на першій передачі при малій міжосьовій відстані за допомогою роботи двох пар зубчатих коліс (одна з них - пара постійного зачеплення), що включаються послідовно.

Недоліком таких коробок є деяке зниження коефіцієнта корисної дії на проміжних передачах, який може складати η=0,94...0,96.

З метою забезпечення необхідних динамічних і економічних показників автомобіля на початку розрахунку коробки визначаються діапазон передавальних чисел, кількість передач та передавальні числа.

Діапазон (частка від ділення передавальних чисел нижчої і вищої передач) сучасних коробок переміни передач складає:

- 3,0...4,5 - для легкових автомобілів;
- 5,0...8,0 - для вантажних автомобілів загального призначення і автобусів;
- 10...20 - для автомобілів високої прохідності і тягачів.

Число передач визначається з умов експлуатації і особливостей двигуна. Для легкових і вантажних автомобілів загального призначення це число дорівнює 5-6, для автомобілів високої прохідності - 6-24.

Збільшення кількості передач сприяє:

1) ефективному використанню потужності двигуна;

2) підвищенню паливної економічності;

3) збільшенню середньої швидкості руху;

4) зростанню продуктивності автомобіля.

З іншого боку, збільшення числа передач ускладнює конструкцію і робить коробку важчою, розміри її зростають, ускладнюється керування. Тому оптимальною верхньою межею числа передач з ручним перемиканням вважається 5-6 передач.

Передавальні числа коробки переміни передач іноді утворюють арифметичний, іноді гармонійний, але найчастіше геометричний ряд з невеликими відхиленнями в напрямку зближення вищих передач.

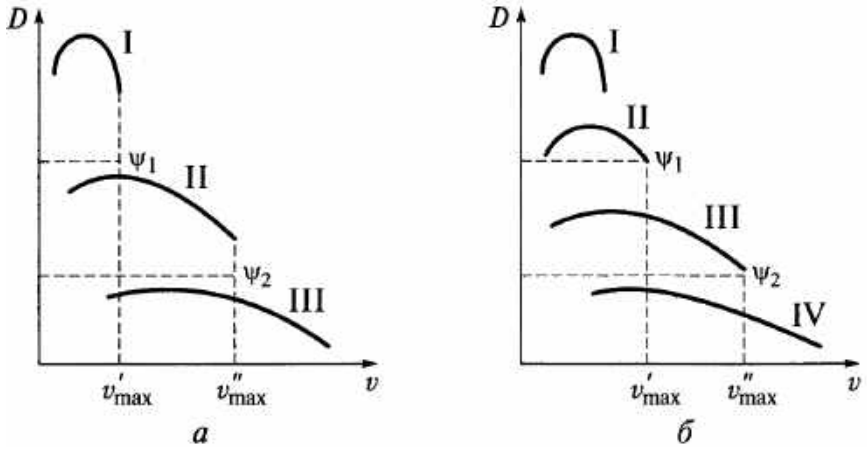


Рисунок 3.6 – Динамічні характеристики автомобіля з триступеневої (а) і чотириступеневою (б) коробками передач:
I-IV - передачі; v'_{max}, v''_{max} - максимальні значення швидкості руху при коефіцієнтах опору дороги Ψ_1 і Ψ_2 відповідно

Вплив числа передач в коробці на швидкість руху автомобіля в різних дорожніх умовах видно з рис. 3.6, на якому представлені динамічні характеристики одного і того ж автомобіля при установці на нього трьох-і чотирьох ступінчастих коробок передач. При цьому перші і останні передачі коробок мають рівні передавальні числа, а динамічні фактори автомобіля на першій та останній передачах однакові.

При порівнянні максимальної швидкості автомобіля на дорогах з різним опором видно перевага чотирьохступінчатої коробки передач. Так, на дорозі з коефіцієнтом опору Ψ_1 максимальна швидкість v'_{max} автомобіля з трьохступінчастою коробкою передач менше максимальної швидкості v''_{max} автомобіля з чотирьохступінчастою коробкою передач. Відповідно менша максимальна швидкість автомобіля при русі по дорозі з коефіцієнтом опору, рівному Ψ_2. Відповідно, збільшення числа передач в коробці передач призводить до зростання середньої швидкості руху автомобіля.

Сьогодні розвиток конструкцій ступінчастих КПП йде шляхом збільшення числа зубчастих коліс постійного зачеплення, що дає можливість виконувати їх косозубими. Косозубі зубчасті колеса довговічніші прямозубих і створюють менший шум. Тому, не зважаючи на відносну складність виготовлення і наявність осьових сил при роботі, косозубі зубчасті колеса практично витіснили прямозубі, які застосовуються лише на нижчих передачах і при задньому ході. Разом з тим, збільшення кількості зубчастих коліс постійного зачеплення призводить до зростання приведеного моменту інерції коробки переміни передач.

Серед безступінчастих передач переважаюче застосування отримали гідродинамічні, які застосовуються у поєднанні з автоматично керованою ступінчастою коробкою - гідромеханічні передачі. Натомість, як вже зазначалося, найбільше поширення на транспортних засобах отримали механічні ступінчасті КПП, тому далі більш докладно розглядаються саме такі коробки.

3.2 Визначення основних параметрів коробки переміни передач

Передатні числа і кількість ступенів КПП, які забезпечували б оптимальні тягові і паливно-економічні якості автомобіля вибираються згідно методики, наведеної у курсі “Теорія автомобіля”. Після вибору схеми коробки настає черга її конструювання, а саме, визначається міжосьова віддаль, модуль зубчастої передачі, ширина вінця, кут нахилу зубців тощо.

3.2.1 Визначення міжосьової віддалі

Для коробки переміни передач з нерухомими осями варів міжосьову віддаль орієнтовно можна визначити за емпіричною формулою:

$$a_{\omega} = a\sqrt{M_{e\max}},$$

де $M_{e\max}$ - максимальний обертовий момент двигуна, Нм;

a - коефіцієнт, який приймається для легковиків 14,5... 16,0, вантажівок 17,0...19,5 і автомобілів з дизельними двигунами 20,5...21,5.

Мінімально допустима міжосьова віддаль визначається з умови забезпечення необхідної контактної міцності зуба. В основу розрахунку покладена залежність Герца-Бєляєва для найбільших нормальних напруг у зоні контакту, які виникають при стисненні двох циліндрів:

$$\sigma_{н} = \sqrt{\frac{q_{н}}{2\pi\left(1-\mu^2\right)}\frac{E}{\rho}},$$

де $q_{н}$ - питоме навантаження за нормаллю до профіля;

μ - коефіцієнт Пуассона (для стальних зубчастих коліс μ=0,3);

E - приведений модуль пружності пари, визначається за формулою

$$E = \frac{2E_1E_2}{\left(E_1+E_2\right)},$$

(тут E_1 і E_2- модулі пружності зубчастих коліс);

ρ - приведений радіус кривизни,

$$\frac{1}{\rho}=\frac{1}{\rho_1}\pm\frac{1}{\rho_2},$$

(тут ρ_1 і ρ_2 - радіуси кривизни шестерень, що розраховуються; знак „+" - для зовнішнього контакту, знак „-" - для внутрішнього).

Розрахунки зубчастих передач проводяться відповідно до стандартної методики, згідно з якою формула Герца-Бєляєва матиме вигляд:

$$\sigma_H = z_M z_\varepsilon z_H \sqrt{\frac{2T_p k_H}{d_{\omega 1}^3 \psi_d}\left(\frac{u\pm 1}{u}\right)},$$

де T_p - розрахунковий момент;

$z_M = \sqrt{\frac{E}{\pi\left(1-\mu^2\right)}}$ - коефіцієнт матеріалу;

$z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha}}$ - коефіцієнт контактної лінії

(тут K_ε =0,9...1,0 - коефіцієнт зміни сумарної довжини контактної лінії для косозубих передач; ε_α =1,6 - коефіцієнт торцевого перекриття для косозубих передач);

$z_H = \sqrt{\frac{\cos\beta_в}{\sin\alpha_\omega \cos\alpha_\omega}}$ - коефіцієнт, який враховує форму робочих поверхонь зубців;

(тут $\beta_в$ - кут нахилу зуба на основному циліндрі; α_ω - кут зачеплення в торцевому січенні);

$k_H = k_{H\alpha} k_{H\beta} k_{Hv}$ - коефіцієнт навантаження;

(тут $k_{H\alpha}, k_{H\beta}, k_{Hv}$ - коефіцієнти, які враховують, відповідно, розподіл навантаження між зубцями, нерівномірність розподілу навантаження по довжині контактної лінії, динамічне навантаження, яке виникає у зачепленні; порядок визначення цих коефіцієнтів наведений у стандарті);

$d_{\omega 1}$ - початковий діаметр шестірні, що розраховується (відповідно $d_{\omega 2}$ - початковий діаметр колеса);

$u = \frac{d_{\omega 2}}{d_{\omega 1}}$ - передатне число;

$\psi_d = \frac{b_\omega}{d_\omega}$ - коефіцієнт ширини зубчастого вінця;

(ψ_d =0,15...0,35 - більші значення рекомендується брати для більше навантажених зубчастих передач);

знак "+" у формулі приймається для зовнішнього зачеплення, знак "-" - для внутрішнього).

З рівняння визначення контактної напруги, підставивши замість $\sigma_H \to [\sigma]_H$, можна знайти діаметр $d_{\omega 1}$:

$$d_{\omega 1} = \sqrt[3]{\left(z_M z_\varepsilon z_H\right)^2 \left(\frac{2T_p k_H}{[\sigma]_H^2 \psi_d}\right)\left(\frac{u \pm 1}{u}\right)}.$$

Оскільки

$$a_\omega = 0,5\left(d_{\omega 1} + d_{\omega 2}\right) = 0,5 d_{\omega 1}\left(u + 1\right),$$

то міжосьова віддаль буде дорівнювати:

$$a_\omega = 0,5\left(u + 1\right)\sqrt[3]{\left(z_M z_\varepsilon z_H\right)^2 \left(\frac{2T_p k_H}{[\sigma]_H^2 \psi_d}\right)\left(\frac{u \pm 1}{u}\right)}.$$

Що стосується параметра T_p, то як розрахункова величина приймається менший з двох моментів:

1) максимальний момент двигуна $M_{e_{\max}}$, прикладений до первинного вала;

2) момент по зчепленню ведучих коліс з дорогою M_φ, приведений до осі колінчастого вала.

Оскільки в реальних умовах діючі моменти менші від прийнятих розрахункових, то виникає необхідність введення не дійсних, а еквівалентних циклів навантаження.

Еквівалентне число циклів навантаження при прийнятому розрахунковому моменті буде визначатися за формулою:

$$N_E = 60 T_S n_p k_{nH},$$

де T_S - тривалість роботи на відповідній передачі, год;

n_p - розрахункова частота обертання, рівна половині частоти обертання при максимальній потужності двигуна ($n_p = 0,5 n_N$);

k_{nN} - коефіцієнт пробігу, який характеризує відношення довговічності деталі при розрахунковому моменті T_p і дійсному навантажувальному режимі.

Значення коефіцієнтів тривалості роботи автомобіля на різних передачах наведені у відповідній літературі.

Еквівалентне число циклів враховується при визначенні допустимої напруги

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} \sqrt[3]{\frac{N_0}{N_E}},$$

де $[\sigma]_{H0}$ - границя контактної міцності, що відповідає базовому числу циклів;

N_0 - базове число циклів;

N_E - еквівалентне число циклів навантаження.

Для зубчастих коліс з твердістю поверхні $H \geq HRC56$ $N_0 = 12 \cdot 10^7$ циклів.

Допустимі напруги для сталі марок 18ХГТ, 20ХН3А, 30ХГТ та інших з цементацією рекомендується вибирати за співвідношенням $[\sigma]_{H0} = 23H_{HRC}$ МПа. При цьому твердість поверхні становитиме $HRC57...63$, а твердість серцевини $HRC32...45$.

Перевірка на статичну контактну міцність σ_{Hnik}, виконується за максимальним навантаженням

$$\sigma_{Hnik} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_p}} \leq [\sigma]_{Hcm},$$

де σ_H - контактна напруга при розрахунковому моменті T_p;

$[\sigma]_{Hcm}$ - допустима контактна напруга з умови статичної міцності;

$$T_{\max} = K_o M_{e\max} u,$$

(тут K_∂ - коефіцієнт динамічності, який дорівнює 1,5...2,0 для легкових автомобілів, 2,0...2,5 - для вантажних і 2,5...3,0 для автомобілів підвищеної прохідності).

3.2.2 Визначення модуля зубчастої передачі

Модуль - це основна характеристика розмірів зубців. Він встановлює зв'язок між їх кроком по ділильному колу p і числом π за відношенням:

$$m = \frac{p}{\pi}.$$

При виборі модуля необхідно враховувати, що його зменшення при збільшенні ширини вінця веде до зменшення шуму. При збільшенні модуля і зменшенні ширини вінця зменшується маса коробки переміни передач. З технологічного погляду доцільно вибирати один модуль для усіх передач.

Модуль визначається з умови забезпечення втомленісної міцності при згині або статичної міцності під дією максимального моменту. Розрахункова напруга згину для зубців визначається за формулою:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{mb_\omega} k_F y_F y_\beta,$$

де F_t - вихідна розрахункова колова сила;

$k_F = k_{F\alpha} k_{F\beta} k_{F\gamma}$ - коефіцієнт навантаження, який враховує, відповідно, розподіл навантаження між зубцями, нерівномірність розподілу по довжині контактної лінії і динамічне навантаження, яке виникає в зачепленні;

y_F - коефіцієнт форми зубця, який визначається за еквівалентним числом зубців:

$$z_{np} = \frac{z}{\cos^3 \beta_\omega},$$

(тут β_ω - кут нахилу зубця косозубої передачі);

y_β - коефіцієнт, який враховує зміну плеча дії навантаження по лінії контакту косозубого колеса,

$$y_\beta = 1 - \frac{\beta_0}{140},$$

(для $\beta \geq 42°\ y_\beta = 0,7$).

Якщо у формулу для визначення напруги згину σ_F підставити вирази

$$F_t = \frac{2T_p}{d_{\omega 1}},\ d_{\omega 1} = \frac{mz_1}{\cos\beta_\omega}\ i\ b_\omega = \psi_m m,$$

тоді

$$\sigma_F = \frac{2T_p k_F y_F y_\beta \cos\beta_\omega}{m^3 \psi_m z_1},$$

звідки модуль

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T_p k_F y_F y_\beta \cos\beta_\omega}{[\sigma]_F m^3 \psi_m z_1}},$$

де z_1 - кількість зубів колеса, яке розраховується;

ψ_m - коефіцієнт ширини (для прямозубих коліс ψ_m=4,4...7,0, для косозубих - ψ_m=7,0...8,6).

Розрахунковий момент T_p вибирається аналогічно, як при розрахунку на контактну міцність.

Допустимі напруги згину визначаються за формулою:

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{rd} \sqrt[9]{\frac{N_0}{N_E}},$$

де $[\sigma]_{rd}$ - допустима напруга згину на втомленісну міцність деталі, яка враховує концентрацію напружень, розміри деталей і т. д.;

N_0 - базове число циклів (N_0=1·10^7 циклів);

N_E - приведене число циклів, визначається за формулою

$$N_E = 60 T_S n_p k_{nF},$$

(тут k_{nF} - коефіцієнт пробігу для розрахунку на опір згину; T_S і n_p - визначаються аналогічно, як і при розрахунку на контактну міцність.

Окрім того, зубчаста передача під дією максимального моменту має бути перевірена на статичну міцність за формулою:

$$\sigma_{Fnik} = [\sigma]_F \frac{T_{\max}}{T_p} \leq [\sigma]_{Fcmam},$$

де $[\sigma]_{Fcmam} \approx 0,6\sigma_в$ - для сталей, які використовуються для зубчастих передач (тут $\sigma_в$ - границя міцності матеріалу).

Знайшовши модуль m, можна визначити міжцентрову відстань за формулою:

$$a_\omega = \frac{mz_c}{2\cos\beta_\omega} = \frac{mz_1(u+1)}{2\cos\beta_\omega},$$

де $z_c = z_1 + z_2$.

Для подальших розрахунків береться більше значення a_ω з двох отриманих із умов контактної міцності та згину зубців.

Зубчасті колеса виготовляються з хромованих сталей 35Х, 40Х і піддаються ціануванню. Вони застосовуються у трансмісіях легкових автомобілів з модулем не більше 3,0...3,75 мм.

Хромо-марганцево-титанові сталі 18ХГТ, 25ХГТ, 30ХГТ рекомендуються для середньомодульних (3,50...4,25мм) зубчастих передач вантажних автомобілів середньої вантажопідйомності. Для виготовлення крупномодульних (4,25...6,00мм) зубчастих коліс рекомендується застосовувати сталі 25ХГМ, 20ХНМ, 12ХЗА з послідуючою цементацією і гартуванням. Окрім того, з метою уніфікації, вибране значення модуля має бути кратним числу 0,25.

Як правило, мінімальну кількість зубців мають шестерні першої передачі і передачі заднього ходу. Мінімальне число зубців без підрізання біля основи складає $z_{\min}$=17; для коригованих коліс приймається $z_{\min}$=12...14.

При виборі кількості зубів необхідно враховувати, що непарне число їх суми передачі краще, оскільки саме непарне число обумовлює рівномірність зношування місць контакту зубців.

Передача, в якій число зубів $z_ш \geq 23$ і передатне число $u \geq 1{,}5$ може виконуватися без зміщення, в інших випадках, як правило, зі зміщенням, головне призначення якого - підвищення міцності зубців.

Підвищення контактної міцності досягається шляхом збільшення кута зачеплення a_ω (зміщення інструменту), що обумовлює у свою чергу збільшення радіуса кривизни пари. Підвищення міцності при згині може бути здійснене шляхом зміни геометрії зачеплення (зміщенням), що впливає на товщину зуба у небезпечному січенні, а також збільшенням радіуса кривизни перехідної кривої при основі зуба

Крім того, на вибір зміщення можуть впливати геометричні умови. Наприклад, при рівних модулях і кутах β необхідно виконати сусідні пари зубчастих коліс з різним сумарним числом зубів. Це досягається також зміщенням.

Зубчаста передача буде рівнозміщена якщо

$$x_ш > 0 \; i \; x_k = -x_ш,$$

або зміщена якщо

$$x_ш > x_k \; i \; x_\Sigma > 0,$$

де $x_ш$ і x_k - коефіцієнти зміщення відповідно шестерні і колеса;

$x_\Sigma = x_ш + x_k$ - сумарне зміщення.

3.2.3 Кут нахилу зубців косозубих передач

Більшість зубчастих коліс у коробці переміни передач автомобілів виконуються косозубими з метою зменшення шуму при роботі та для підвищення міцності. Кут нахилу зубців β_ω вибирається, виходячи з таких умов:

а) ступінь перекриття в осьовому січенні ε_a має бути не менше одиниці для забезпечення плавності роботи контактуючих зубів,

$$\sin\beta_\omega = \pi\varepsilon_a \frac{m}{b_\omega};$$

б) осьові сили, які діють від косозубих шестерень на проміжний вал (для трьохвальних коробок), мають урівноважуватися. Напрямки гвинтових ліній зубців усіх зубчастих вінців проміжного вала мають бути однаковими (зазвичай, правими), а кути косозубих зубчастих вінців кожної передачі, виходячи з умови $F_r = F_n$ мають задовольняти рівняння,

$$\frac{tg\beta_\omega}{tg\beta_{\omega i}} = \frac{r_{ш}}{r_{ш i}}$$

де параметри без "i" відносяться до зубчастого колеса постійного зачеплення, з індексом "i" - до всіх інших коліс, розміщених на цьому валі.

Однак, на ряді автомобілів використовується один і той же кут нахилу зубців, обумовлений деякими технологічними перевагами у виготовленні. Як правило, кут нахилу зубців у КПП складає:

- легкових автомобілів β_ω=30...45°;
- вантажних автомобілів β_ω=20...30°.

3.3 Розрахунок валів коробок переміни передач

Вали КПП передають обертовий момент та піддаються згинові під дією сил, які виникають у зубчастих зачепленнях. Ці сили можна розкласти на три складові, як показано на рисунку 3.7:

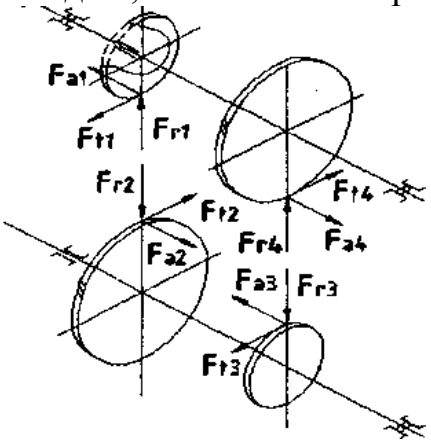


Рисунок 3.7 — Сили, які діють в зачепленні зубчастих передач

- колову

$$F_t = \frac{2M_{e\max}u}{d_\omega};$$

- радіальну

$$F_r = \frac{2M_{e\max}u}{d_\omega \cos\beta_\omega} tg\alpha_\omega;$$

- осьову

$$F_r = \frac{2M_{e\max}u}{d_\omega} tg\beta_\omega;$$

де u - передатне число до розрахункової шестірні діаметром d_ω;

T_e - обертовий момент, прикладений до ведучого валу,

$$T_e = M_{e\max}.$$

Вали коробок переміни передач виготовляються із сталей тих же марок, що і зубчасті колеса та розраховуються на жорсткість і міцність.

Попередньо, діаметр ведучого вала для трьохвальної коробки передач можна визначити з виразу:

$$d = 4...4,6\sqrt{M_{e\max}},$$

де $M_{e\max}$ підставляється у Нм.

Діаметри проміжного і веденого валів у середньому січенні приймаються рівними:

$$d \approx 0,45a_{\omega},$$

Крім того діаметри вибираються, виходячи з віддалей між опорами /:

- для ведучого і проміжного валів

$$\frac{d}{l} = 0,16...0,18,$$

- для веденого вала

$$\frac{d}{l} = 0,18...0,21.$$

Жорсткість валів коробок передач обумовлює правильність зачеплення зубчастих коліс і визначається:

1) величиною стріли прогину вала;

2) кутом перекосу січення вала.

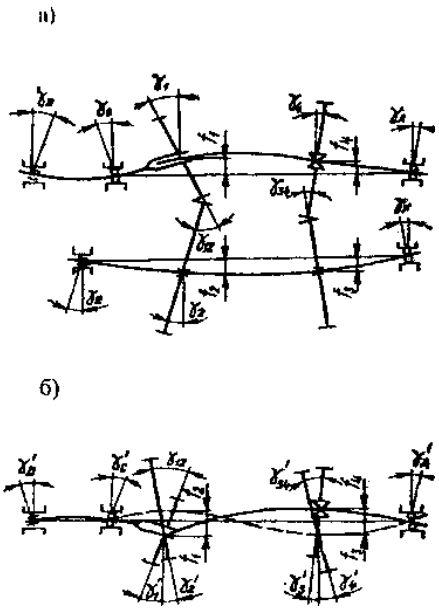


Рисунок 3.8 - Схема деформації валів: а) у вертикальній площині; б) у горизонтальній площині

У першому випадку змінюється віддаль між центрами коліс (спотворюється зачеплення), у другому - відбувається перекіс шестерні і відносно колеса, що призводить до нерівномірності розподілу тиску по довжині зубця. На рисунку 3.8 показана схема деформації валів трьохвальної коробки переміни передач у вертикальній і горизонтальній площинах

Найбільший прогин може спостерігатися посередині вала, а найбільший перекіс січення вала відбувається біля опори. Тому у процесі розрахунків визначаються прогин проміжного і веденого валів у вертикальній та горизонтальній площинах на тій передачі, зубчасте колесо якої розміщене приблизно посередині вала, а також кут повороту січення ведучого і проміжного валів у місці встановлення пари постійного зачеплення (див.

рис. 3.8).

Кути нахилу січень вала γ не повинні перевищувати 0,002 рад, а допустимі значення прогинів валів становлять:

- у вертикальній площині

$$f_в = 0,005...0,10 \text{ мм};$$

- у горизонтальній площині

$$f_г = 0,10...0,15 \text{ мм};$$

- сумарний прогин

$$f = \sqrt{f_в^2 + f_г^2} \le 0,20 \text{ мм}.$$

Вали, які мають велику довжину, перевіряються на кручення за формулою:

$$\varphi = \frac{T_{\max} L}{G I_p} \frac{180}{\pi},$$

де $T_{\max}$ - максимальний обертовий момент;

L - довжина ділянки вала, що закручується;

G - модуль пружності при зсуві;

$I_p = \frac{\pi d^4}{32}$ - полярний момент інерції січення вала.

Допустимий кут скручування на один метр довжини вала складає φ=0,25...0,35°.

Міцність валів коробки передач перевіряються при спільній дії згину і кручення. Для цього визначаються реакції в опорах у вертикальній та горизонтальній площинах і відповідні їм моменти згину $M_г$ та $M_в$. При розрахункові вал розглядається як балка, що лежить на шарнірних опорах.

Результуюча напруга від дії згину і кручення визначається за формулою:

$$\sigma_{рез} = \frac{M_{рез}}{W_{зг}} = \frac{32 M_{рез}}{\pi d^3},$$

де $W_{зг}$ - момент опору згину в небезпечному січенні;

$M_{рез} = \sqrt{M_г^2 + M_в^2 + T_{кр}^2}$

(тут $M_г$ - момент згину в горизонтальній площині; $M_в$ - момент згину в вертикальній площині; $T_{кр}=T_{max}$).

У більшості конструкцій на нижчих передачах $\sigma_{рез} \le 400$ МПа.

Як правило, розміри валів визначаються міркуваннями жорсткості, а не міцності, тому коефіцієнти запасу міцності виходять високими. Тобто у практиці експлуатації втомленісне руйнування валів коробок переміни передач не спостерігається.

3.4 Вибір і розрахунок підшипників КПП

В існуючих трьохвальних коробках переміни передач ведучий вал встановлюється обома кінцями в радіальних підшипниках кочення. Зовнішній діаметр підшипника заднього кінця ведучого вала з умови забезпечення збирання коробок має бути більший зовнішнього діаметра шестерні. Тому

розмір підшипника в цьому випадку завжди більший розрахункового, що дозволяє встановлювати радіальний кульковий підшипник, здатний сприймати осьову силу, яка діє від косозубої шестірні ведучого вала.

Ведений вал переднім кінцем встановлюється в торці ведучого вала на роликовий підшипник, а задній - на кульковий або роликовий радіально-упорний підшипник для сприймання осьових навантажень.

Проміжні вали трьох вальних КПП, як правило, переднім кінцем встановлюються на роликові або кулькові радіальні підшипники, а заднім кінцем - на роликові радіально-упорні підшипники для сприймання осьових навантажень.

Для вибору і розрахунку підшипників необхідно накреслити схеми навантаження валів силами і моментами, а також визначити реакції в опорах - спочатку веденого вала, пізніше - проміжного і ведучого.

Підшипники підбираються за динамічною вантажопідйомністю *C*, яка визначається за формулою:

$$C = R_{екв}\left(\frac{60}{10^6} n_{екв} h\right)^{\frac{1}{p}},$$

де *p* – показник степення (*p*=3 для кулькових підшипників і *p*=10/3 для роликових підшипників);

$n_{екв} = 1000\ хв^{-1}$ - еквівалентна частота обертання підшипника;

h – довговічність підшипника (год), визначається за формулою

$$h = \frac{S}{V_{ср}},$$

(тут *S* міжремонтний пробіг автомобіля; $V_{ср}$ - середня швидкість руху автомобіля ($V_{ср} = 0,4...0,6V_{\max}$);

Ресурс автомобіля до капітального ремонту складає:

- для легкових автомобілів

особливо малого класу *S*=100... 150 тис. км,

малого класу *S*=150... 200 тис. км,

середнього класу *S*=200...250 тис. км;

- для вантажних автомобілів і автобусів *S*=250...500 тис. км.

Еквівалентне навантаження, яке діє на підшипник $R_{екв}$, визначається за формулою:

$$R_{екв} = \sqrt{\alpha_1\beta_1 R_{n1}^p + \alpha_2\beta_2 R_{n2}^p + ... + \alpha_i\beta_i R_{ni}^p}$$

де α_i - доли часу використання *i*-тої передачі (див. табл. 3.1);

R_{ni} - приведене навантаження на підшипник на *i*-тій передачі;

β_i - відносна частота обертання підшипника на *i*-тій передачі,

$$\beta_i = \frac{n_i}{n_{екв}}$$

Частота обертання кільця підшипника, що розглядається на *i*-тій передачі n_i, визначається за формулою:

$n_i = \frac{n_{ср}}{u_i}$ - для заднього підшипника веденого вала;

$n_i' = n_{ср} - n_i$ - для переднього підшипника веденого вала;

Таблиця 3.1 - Частка тривалості використання передач різних автомобілів

Передача	Тип автомобіля		
	легковий	вантажний; автобус	самоскид
перша	0,01	0,006	0,04
друга	0,03	0,018	0,11
третя	0,06	0,076	0,18
четверта	0,15	0,20	0,26
п'ята	0,75	0,70	0,41

$n_i = \frac{n_{ср}}{u_{п.з.}}$ - для проміжного вала;

$n_{ср} = \frac{\vartheta_{ср} u_д u_0}{0{,}377 r_k}$ - середня частота обертання;

(тут u_i, $u_д$, u_0, $u_{п.з.}$ - передатні числа, відповідно, коробки переміни передач, додаткової коробки, головної передачі і пари постійного зачеплення КПП).

Для однорядних радіальних і радіально-упорних кулькових та роликових підшипників приведене навантаження на підшипник буде визначатися за формулами:

$$R_{ni} = \left(VxF_{ri} + yF_{ai}\right)k_б k_t, \text{ при } \frac{F_{ai}}{VF_{ri}} > e;$$

$$R_{ni} = VxF_{ri}k_б k_t \text{ при } \frac{F_{ai}}{VF_{ri}} \le e,$$

де F_{ri} і F_{ai} - відповідно, радіальне й осьове навантаження на кожній передачі;

x і *y* - коефіцієнти радіального і осьового навантажень (визначаються за довідником);

e - параметр осьового навантаження (вибираються за довідником);

V - коефіцієнт обертання (*V*=1,0 при обертанні внутрішнього кільця підшипника, *V*=1,2 при обертанні зовнішнього кільця);

$k_б$ - коефіцієнт безпеки (для коробок переміни передач $k_б$ =1,1...1,3);

k_t - температурний коефіцієнт (при *t*=100°C k_t =1,0, при *t* =250°C k_t =1,4).

При визначенні осьових навантажень необхідно враховувати осьові складові від навантажень радіальних, які для радіально-упорних кулькових підшипників рівні eF_{ri}, а для конічних роликових - $0,83eF_{ri}$.

3.5 Розрахунок синхронізаторів коробки переміни передач

Синхронізатори коробки переміни передач служать для швидкого і безударного з'єднання шестерень з валом при перемиканні передач і діляться на два класи: 1) граничного тиску; 2) інерційного типу.

Синхронізатори граничного тиску мають конуси і зубчасті муфти. Більшого поширення набули синхронізатори інерційного типу, які, крім конусів і муфт, мають ще й замкові пристрої. Останні не дозволяють включати передачу до остаточного вирівнювання кутових швидкостей валів, що з'єднуються.

Вибір основних розмірів синхронізатора залежить від конструкційних умов, и саме розмірів зубчастих коліс, діаметра вала, конструкції зубчастих муфт, типу самого синхронізатора.

Необхідний момент тертя M_μ орієнтовно визначається, виходячи з заданого часу синхронізації t_c, який можна прийняти:

- для вищої передачі КПП легкового автомобіля 0,15...0,13 с;
- для нижчої передачі КПП легкового автомобіля 0,5...0,8 с;
- для вищої передачі КПП вантажного автомобіля 0,3...0,8 с;
- для нижчої передачі КПП вантажного автомобіля 1,0... 1,5 с

і знаходиться за формулою

$$M_\mu = I_з \varepsilon = I_з \frac{\Delta\omega_{поч}}{t_c},$$

де $\Delta\omega_{поч} = |\omega_{впоч} - \omega_{кпоч}|$ - початкова різниця кутових швидкостей вала і встановленого на ньому зубчастого колеса, яке включається, рад/с.

$I_з$ - момент інерції веденого диска зчеплення і приведених до нього мас, визначається за формулою:

$$I_з = \frac{\delta M_a r_k^2}{u_0^2},$$

(тут δ=1,04 - коефіцієнт врахування обертових мас; M_a - маса автомобіля; r_k - радіус кочення колеса; щ- передавальне число головної передачі).

На рисунку 3.9 показана схема синхронізатора. Розрахунковий середній радіус по поверхні тертя визначається за формулою:

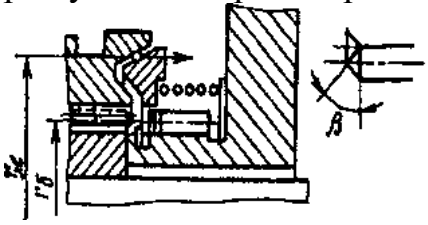


Рисунок 3.9 - Схема синхронізатора

$$r_\mu = \frac{M_\mu \sin\gamma}{\mu Q},$$

де γ - половина кута конуса;

μ - коефіцієнт тертя (для пари тертя сталь-бронза приймають γ=6... 7°, μ=0,08-0,10);

Q - осьова сила на пересувній муфті,

$$Q = P_p u_{р.м.} \eta$$

(тут P_p - нормативне зусилля на важелі перемикання передач, для легкових автомобілів і автобусів P_p=60 Н, для вантажних P_p=100 Н; $u_{р.м.}$ - передатне число від важеля до муфти (хід важеля / хід муфти); η - коефіцієнт корисної дії привода перемикання).

Розрахункове значення r_μ коректується для досягнення відповідності розмірам зубчастих муфт і коліс.

Необхідна ширина кільця по твірній конуса визначається за формулою:

$$b_\mu = \frac{M_\mu}{2\pi\mu p_0 r_\mu^2},$$

де p_0 - допустимий тиск на поверхні тертя, площа якої визначається з припущенням, що на ній відсутні канавки; для пари тертя сталь-бронза p_0≈(1,0...1,5) МПа.

На рисунку 3.10 показані блокувальні пристрої синхронізаторів різних автомобілів. Кут β, під яким розміщені поверхні, що блокуються (див. рис. 3.10), визначається з умови неможливості включення передачі до закінчення процесу синхронізації:

$$tg\beta \le \frac{\mu}{\sin\gamma} \cdot \frac{r_\mu}{r_б},$$

(тут $r_б$ - середній радіус поверхонь, що блокуються) і може складати β=26...42°. Визначення моменту M_μ на початку розрахунку є орієнтовним і використовується для попереднього вибору розмірів синхронізатора. Подальший перевірочний розрахунок виконується з урахуванням зменшення швидкості автомобіля за час синхронізації. При перевірочному розрахунку визначається час синхронізації і питома робота тертя за одне включення.

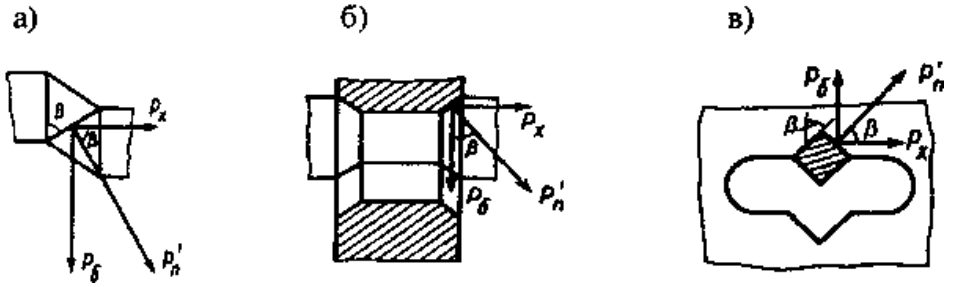


Рисунок 3.10 - Блокувальні пристрої синхронізаторів: а) ВАЗ; б) ЗШІ; в) МАЗ

Час синхронізації знаходиться за формулою:

$$t_c = \frac{I_з \Delta\omega_{поч}}{M_\mu \pm I_з \varepsilon_c},$$

де ε_c - кутове сповільнення вала, на якому розміщений синхронізатор;

M_μ - момент тертя синхронізатора (якщо r_μ відомий, то $M_\mu = \frac{\mu Q r_\mu}{\sin\gamma}$);

(знак “-” у виразі відноситься до перемикання на сусідню вищу передачу, знак “+” - на сусідню нижчу).

Робота тертя синхронізатора за одне включення передачі визначається за формулою, Дж:

$$W_{\mu} = 0,5 M_{\mu} t_c \left(\Delta\omega_{поч} \pm \varepsilon_c t_c \right),$$

де знак „+” у виразі відноситься до перемикання на сусідню вищу передачу, знак „-” - на сусідню нижчу.

Питома робота тертя синхронізатора за одне включення – це відношення роботи тертя W_{μ} до площі поверхні тертя:

$$a_{\mu} = \frac{W_{\mu}}{2\pi r_{\mu} b_{\mu}}.$$

Допустиме значення питомої роботи складає:

- для легкових автомобілів a_{μ}=0,03...0,10 Дж/мм^2;
- для вантажних a_{μ}=0,05...0,35 Дж/мм^2.

Зубчасті муфти синхронізаторів виконуються з прямими зубцями, які мають найбільш технологічний евольвентний профіль.

Модуль муфт коробок передач знаходиться у діапазоні:

- для легкових автомобілів m=2,0...2,5 мм;
- для вантажних m=2,5...5,0 мм.

Величину ділильного діаметра d зубчастого вінця муфти та параметри зубів вибираються конструктивно з урахуванням стандартів, які діють ми підприємстві.

Необхідна довжина зубця l (в мм) попередньо може бути визначена за формулою:

$$l = \frac{2T_{м}}{d \cdot z \cdot h \cdot \sigma_{зм}},$$

де $T_{м}$ - момент, який передається муфтою на режимі максимальної моменту двигуна, Нм;

z - кількість зубців;

h - активна висота зубця;

$\sigma_{зм}$ - номінальна напруга зминання, яка складає для легкових автомобілів $\sigma_{зм}$=10...45МПа, для вантажних - $\sigma_{зм}$=20…100МПа (менші значення відносяться до вищих передач).

3.6 Роздавальні коробки. Призначення, вимоги і класифікація

Роздавальні коробки служать для розподілу та передачі обертового моменту ведучим мостам багатоприводних автомобілів. Як правило, роздавальна коробка об’єднується в одному механізмі з двохступінчастою додатковою коробкою. Причому обидві ступені можуть бути понижуючими або одна з них пряма. Застосування додаткових ступенів розширює діапазон використання тягових і швидкісних властивостей автомобіля.

До конструкції роздавальних коробок висуваються такі вимоги:

- розподіл обертового моменту між ведучими мостами має забезпечувати високу прохідність автомобіля при одночасному виключенні циркуляції потужності;

- збільшення тягових зусиль на ведучих колесах для подолання підвищених опорів при русі розбитими дорогами і бездоріжжям;

- можливість руху транспортного засобу з мінімальною швидкістю $V_{\min} = 2,5...5,0$ км/год. при роботі двигуна у режимі максимального обертового моменту;

- загальні вимоги (див. п. 2.1).

Роздавальні коробки можуть виготовлятися за двома принциповими схемами:

1) коробки з блокованим приводом на ведучі мости;

2) коробки з осьовим диференціальним приводом на ведучі мости.

Особливістю коробки з блокованим приводом є те, що у ній обертові моменти розподіляються по ведучих мостах пропорційно прикладених до них опорів руху, тобто розподіл обертових моментів по ведучих мостах при рівних інших умовах відбувається пропорційно їхнім ваговим навантаженням.

Коробки з осьовим диференціальним приводом застосовуються для повноприводних автомобілів з постійно включеним переднім мостом (ВАЗ "Нива") і в автомобілях, головним чином, для підвищення реалізованої сили ЯГИ на дорогах з твердим покриттям.

Співвідношення між обертовими моментами, які передаються на ведучі дорівнює передатному числу диференціального механізму. Симетричний диференціальний механізм передає на ведучі моста рівні обертові моменти (КрАЗ, ВАЗ "Нива"), а несиметричні - розподіляють обертовий момент у пропорції:

- передній міст - 1/3;

- задній (задні) мости - 2/3 (автомобілі МАЗ, УРАЛ).

Блокований привод забезпечує, практично, повне використання сили зчеплення коліс переднього і заднього мостів але у трансмісії може циркуляція потужності, яка створює додаткові навантаження на неї та шини. Відключення привода переднього моста запобігає можливості циркуляції і здійснюється примусово або автоматично за допомогою муфт вільного ходу. Зчіпна вага при цьому зменшується.

3.7 Розрахунок роздавальних коробок

У більшості випадків роздавальні коробки виконуються двоступінчастими. Передатне число першої передачі вибирається з умови забезпечення мінімальної швидкості руху автомобіля при максимальному обертовому моменті двигуна (рух по бездоріжжю):

$$u_{p1} = \frac{n_м r_к}{9,55 u_1 u_0 V_{a\min}},$$

де $n_м$ - частота обертання колінчастого вала двигуна при $M_{e\max}$;

$V_{a\min}$ =0,75... 1,5 м/с - мінімальна швидкість руху.

Передаточне число другої передачі приймається у межах 1,0...3,0.

Основні конструктивні параметри роздавальної коробки (міжосьова віддаль, модуль, діаметри валів тощо) можуть визначатися за тими ж формулами, що і для основної коробки переміни передач. Так, орієнтовне значення міжцентрової віддалі може бути знайдене за формулою:

$$a_{\omega} = a\sqrt[3]{M_{e\max}},$$

де a=17,0...21,5 - для роздавальних коробок.

Для уточнення конструкційних параметрів іноді використовуються графічні залежності міжосьової віддалі a_{ω}, колового модуля m_t та діаметрів ведучого і веденого валів від максимального обертового моменту, що передається двигуном $M_{e\max}$ або моменту по зчепленню ведучих коліс з дорогою M_{φ}. Максимальний момент на двигуні приймається за умови, що включена перша передача коробки передач, а M_{φ} розраховується при φ=0,7.

Як правило, модуль зубчастих зачеплень приймається однаковим для усіх передач роздавальної коробки. Значення модулів в середньому на 15…25% більші, ніж в КПП тих же автомобілів.

Кут нахилу зубів β знаходиться у межах, характерних для коробок переміни передач. При визначенні діаметрів валів в зонах опор необхідно враховувати умови уніфікації підшипників і приводних фланців.

На міцність деталі роздавальної коробки розраховуються так само як і основні деталі КПП, але працюють вони під навантаженням більше часу. Тому допустимі напруги приймаються приблизно на 20% менші ніж для аналогічних деталей коробки переміни передач.

Матеріали валів роздавальної коробки: 40Х, 40ХНМА, 3ХГТ - термообробка, HRC 40...50; матеріали коліс: 40Х, 30ХГТ, 12Х2Н4А - термообробка, HRC 50...60 на поверхні зубців.

ТЕМА 4 КАРДАННІ ПЕРЕДАЧІ

4.1 Призначення, вимоги і класифікація карданних передач
4.2 Кінематика карданних шарнірів
4.3 Вибір основних конструкційних параметрів карданного вала
4.4 Розрахунок деталей карданних передач

4.1 Призначення, вимоги і класифікація карданних передач

Карданна передача призначена для передачі обертового моменту між агрегатами автомобіля, вали яких не співвісні або не паралельні, причому кут у між валами може змінюватися у процесі руху автомобіля.

Карданна передача складається з:

1) карданних шарнірів;
2) карданних валів;
3) проміжних опор.

Основні вимоги до карданних передач такі:

- забезпечення рівномірного обертання вала агрегату, який приводиться карданною передачею при рівномірному обертанні ведучого вала;

- максимально можлива частота обертання карданної передачі не повинна перевищувати її критичну частоту;

- вібраційні навантаження під час роботи карданної передачі мають бути мінімальними;

- загальні вимоги (див. п. 2.1)

Карданні передачі класифікують за:

- призначенням;

- кількістю карданних шарнірів;

- типом і конструкційними особливостями карданних шарнірів.

За призначенням карданні передачі діляться на основні і допоміжні. До основних відносяться передачі, які використовуються для підведення моменту:

а) до агрегатів, встановлених на рамі (кут γ між валами не перевищує 5° і залежить від точності монтажу агрегатів та деформації рами);

б) до ведучих мостів (γ=15...20°);

в) до ведучих коліс з незалежними підвісками (γ= 20°);

г) до ведучих керованих коліс (γ= 40...45°).

Допоміжні карданні передачі використовуються для привода допоміжного і спеціального обладнання, а саме: лебідки, компресора, вентилятора, механізму перемикання передач, рульового механізму і т.п.

За кількістю карданних шарнірів, які застосовуються, розрізняють карданні передачі одно-, двох-, трьох- і багато шарнірні.

Основним елементом карданної передачі є карданний шарнір (рис. 4.1).

Карданні шарніри класифікуються:

1) за кінематичними властивостями на:

- шарніри нерівних кутових швидкостей (асинхронні),

- шарніри рівних кутових швидкостей (синхронні);

2) за наявністю фіксованих осей коливання на:

- повні карданні шарніри;

- напівкарданні (пружні і жорсткі) шарніри.

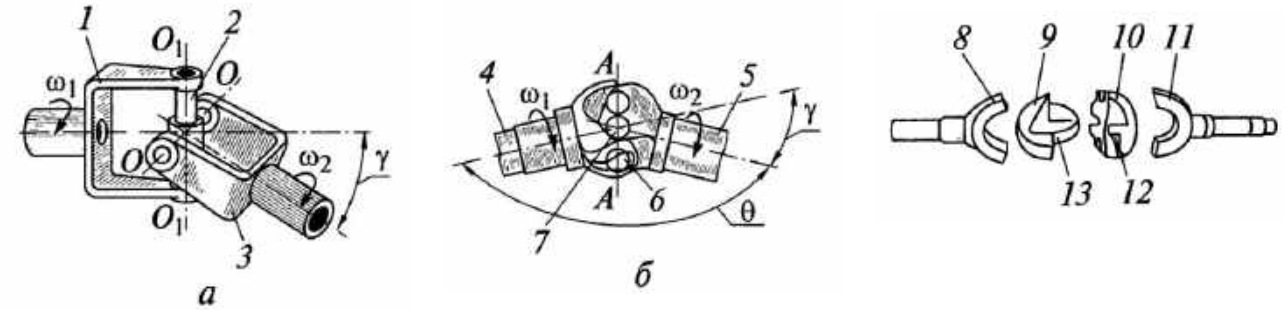
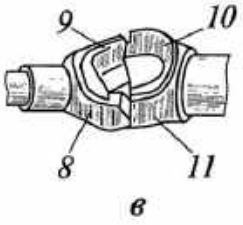


Рисунок 4.1 – Карданні шарніри:
а – нерівних кутових швидкостей, *б*, *в* – рівних кутових швидкостей; 1, 3, 8, 11 – вилки; 2 – хрестовина; 4, 5 – вали; 6, 7 – кульки; 9, 10 – кулачки; 12 – паз; 13 – шип



Карданний шарнір нерівних кутових швидкостей (асинхронний) характеризується тим, що при рівномірній швидкості обертання ведучого

кутова швидкість веденого вала нерівномірна (як приклад, простий шарнір з хрестовиною).

Карданний шарнір рівних кутових швидкостей (синхронний) забезпечує рівність кутових швидкостей ведучого і веденого валів (це здвоєний простий, кулачковий, кульковий та інші шарніри).

Повні карданні шарніри мають фіксовані осі коливанні, а в напівкарданних шарнірах вказані осі відсутні. При цьому жорсткі напівкарданні шарніри допускають кутове відхилення валів їх осей до 2°, а пружні - до 5°.

4.2 Кінематика карданних шарнірів

4.2.1 Шарніри нерівних кутових швидкостей

Переважне поширення в трансмісіях автомобілів отримали передачі з карданним шарніром нерівних кутових швидкостей, кінематична схема якого показана на рисунку 4.2. Характерна особливість цього карданного шарніра - асинхронність.

З теорії машин і механізмів відомо, що зв'язок між кутами повороту ведучого φ_1 і веденого φ_2 валів простого одинарного карданного шарніра описується виразом:

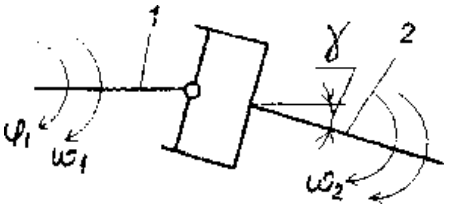


Рисунок 4.2 - Схема карданного шарніра нерівних кутових швидкостей

$$tg\varphi_1 = tg\varphi_2 \cos\gamma \quad \text{або} \quad tg\varphi_2 = \frac{tg\varphi_1}{\cos\gamma},$$

де φ_1 і φ_2 - кути повороту відповідно ведучого і веденого валів.

Продифиринціювавши цю залежність і виконавши певні перетворення, можна отримати:

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{\cos\gamma}{1-\sin^2\gamma\cos^2\varphi_1},$$

де ω_1 і ω_2 - кутові швидкості зазначених валів.

Аналіз наведеної формули свідчить про те, що у шарнірі $\omega_2 \neq \omega_1$, тобто при рівномірній швидкості обертання ведучого вала ведений вал буде обертатися нерівномірно, причому ступінь нерівномірності залежить від кута γ. Швидкість ω_2 досягає максимального значення при $\varphi_1 = 0°; \pi; 2\pi$:

$$\omega_{2\max} = \frac{\omega_1}{\cos\gamma}.$$

Мінімальне значення швидкості ω_2 спостерігається при $\varphi_1 = \frac{\pi}{2}$ і $\frac{3}{2}\pi$.

$$\omega_{2\min} = \omega_1 \cos\gamma.$$

Таким чином, кутова швидкість веденого вала змінюється в інтервалі:

$$\omega_1 \cos\gamma \le \omega_2 \le \frac{\omega_1}{\cos\gamma},$$

а нерівномірність його обертання оцінюється коефіцієнтом нерівномірності, який визначається за формулою:

$$K_{\acute{i}} = \frac{\omega_{2\max} - \omega_{2\min}}{\omega_1} = \frac{1}{\cos\gamma} - \cos\gamma = \sin\gamma tg\gamma.$$

Аналізуючи формулу, можна встановити, що при малих кутах у коефіцієнт $K_н$ буде незначним (при γ= 10° $K_н$ = 3%). Виходячи з цього, при малих кутах між валами використовують лише один карданний шарнір нерівних кутових швидкостей. Для зменшення кута у агрегати (зокрема двигун, ведучий міст) інколи встановлюють на рамі похило.

З метою усунення нерівномірності обертання вихідного вала досить часто застосовують передачу з двома карданними шарнірами нерівних кутових швидкостей, кінематична схема якої показана на рисунку 4.3. При цьому мають бути виконані такі умови:

1) осі всіх трьох валів мають лежати в одній площині;

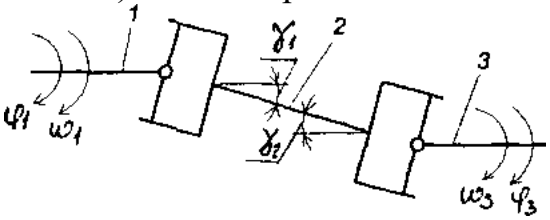


Рисунок 4.3 - Схема карданної передачі з двома шарнірами нерівних кутових швидкостей

2) обидві вилки середнього вала 2 повинні знаходитися також в одній площині;

3) кути γ_1 і γ_2 між осями валів мають бути рівними (γ_1=γ_2).

Дійсно, за теорією машин і механізмів:

$$tg\varphi_1 = tg\varphi_2 \cos\gamma_1;$$

$$tg\varphi_3 = tg\varphi_2 \cos\gamma_2;$$

$$tg\varphi_3 = tg\varphi_1 \frac{\cos\gamma_2}{\cos\gamma_1}.$$

Якщо γ_1=γ_2, то φ_3=φ_1, що забезпечує рівномірність обертання вихідного вала 3 (див. рис. 4.3).

Осі валів 1 і 3 карданної передачі (див. рис. 4.3) можуть бути і не паралельними, однак умова γ_1=γ_2 має зберігатися.

Кути встановлення валів впливають не тільки на нерівномірність обертання карданного вала але і на ККД та термін служби карданної передачі. Якщо кут у між валами не перевищує 8° то, ККД передачі з двома шарнірами наближується до 0,99. При збільшенні γ до 14° ККД≈0,95, а довговічність голчастих підшипників знижується в 3...4 рази. Виходячи з цього, кути встановлення валів з'єднаних шарніром нерівних кутових швидкостей при номінальному навантаженні в статичному стані автомобіля не повинні перевищувати:

- для легкових автомобілів - 3°;
- для вантажних автомобілів і автобусів - 4°;

- для автомобілів високої прохідності - 8°.

Разом з тим, вказані кути не повинні бути меншими 1° щоб запобігти явищу брінелювання в голчастих підшипниках (брінелювання - це руйнування шляхом викришування шипів хрестовини, робочих поверхонь стаканів голчастих підшипників).

4.2.2 Шарніри рівних кутових швидкостей

В основі всіх конструкцій карданних шарнірів рівних кутових швидкостей лежить спільний принцип, а саме: точка контакту, через яку передаються колові сили, знаходиться в бісекторній площині валів. Шарнірний фіксований зв'язок між вилками відсутній, а точка контакту O переміщається по вилках; кінематична схема такого шарніра показана на рисунку 4.4.

Колова швидкість точки контакту O визначається з двох рівнянь:

$$v_0 = \omega_1 r_1;\ v_0 = \omega_2 r_2$$

звідки:

$$\omega_1 r_1 = \omega_2 r_2.$$

Підставивши значення $r_1 = AO\sin\alpha$ і $r_2 = BO\sin\beta$, можна отримати

$$\omega_1 AO\sin\alpha = \omega_2 BO\sin\beta.$$

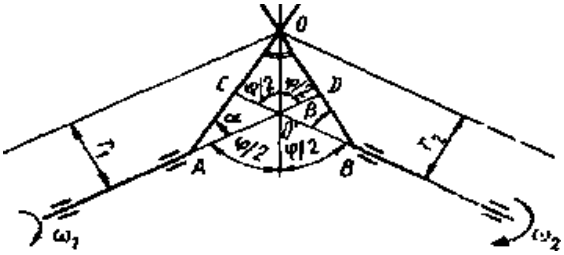


Рисунок 4.4 - Схема карданного шарніра рівних кутових

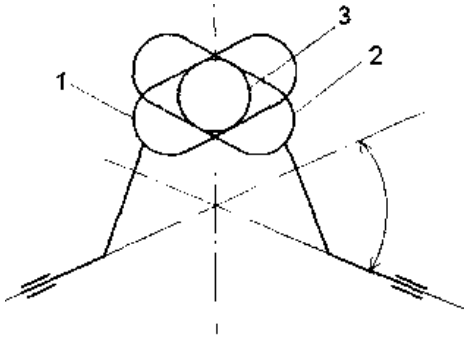


Рисунок 4.5 - Схема карданного шарніра типу "Вейс"

Кутові швидкості ведучого і веденого валів будуть рівні, якщо $AO=OB$ і $\alpha=\beta$. Легко довести, що у цьому випадку точка O лежить в бісекторній площині; це видно з рівності трикутників $OO'C$ і $OO'D$.

Для того, щоб забезпечити рух точки O в бісекторній площині, у шарнірах передбачаються спеціальні ділильні канавки 1 і 2 для кульок 3, як показано на рисунку 4.5 або інше конструкційне рішення.

4.3 Вибір основних конструкційних параметрів карданного вала

До основних розмірів карданного вала відносяться діаметри труби з якої він виготовляється і довжина.

Поперечне січення труби карданного вала характеризується зовнішнім D і внутрішнім d діаметрами та вибирається з ряду стандартних розмірів труб залежно від значення розрахункового обертового моменту $M_{кд}$ на карданному валу:

$$M_{кд} = M_{e\max} u_m,$$

де u_m - найбільше передатне число від вала двигуна до карданного вала який розраховується.

Під довжиною карданного вала L розуміють віддаль між центрами карданних шарнірів, встановлених на кінцях даного вала. При наявності проміжної опори довжина карданного вала визначається віддалю між її центром і центром карданного шарніра.

Довжина карданного вала залежить від компонування автомобіля, кінематичної схеми трансмісії і обмежується критичною частотою його Обертання, під якою розуміють частоту, при якій відбувається втрата стійкості прямолінійної форми осі вала, що обертається.

Як правило центр мас карданного вала не співпадає з його віссю Обертання внаслідок статичного прогину від власної маси, різної товщини Труби, неточності виготовлення і балансування. Тому при обертанні вала виникає відцентрова сила, яка викликає його поперечний згин і вісь вала ввертаючись, описує характерну бочкоподібну поверхню. Із збільшенням частоти обертання прогин вала зростає і при певній частоті, яка називається критичною, карданний вал втрачає стійкість - його прогин починає прогресивно зростати, що може викликати руйнування.

Критична частота обертання трубчастого карданного вала визначається формулою:

$$n_{кр} = 1{,}185 \cdot 10^7 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L^2}, \; хв^{-1};$$

для суцільного вала, який вільно лежить на опорах - за формулою

$$n_{кр} = 1{,}185 \cdot 10^7 \frac{D}{L^2}, \; хв^{-1},$$

(тут значення D, d і L необхідно підставляти у сантиметрах).

При розрахунку $n_{кр}$ карданного вала який має різні січення (трубчастий, суцільний круглий, шліцьовий) необхідно у формулу для $n_{кр}$ замість L підставити приведену довжину вала:

$$L_{пр} = L - l_c + l_T,$$

де l_T - довжина труби, яка заміняє суцільну дільницю вала довжиною l_c і діаметром d_c та визначається за формулою:

$$l_T = l_c \sqrt{\frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{d_c}}.$$

Дійсне значення критичної частоти обертання карданного вала менше розрахункового значення внаслідок піддатливості опор, неточного балансування вала, наявності зазорів у шліцьових з'єднаннях. Тому при виборі параметрів карданного вала рекомендується витримувати співвідношення :

$$n_{\max} \Big/ n_{кр} = 0{,}7,$$

де $n_{\max}$ - максимальна частота обертання карданного вала, яка відповідає максимальній швидкості автомобіля і визначається за формулою

$$n_{\max} = \frac{9,55 V_{a\max} u'_T}{r_к}$$

(тут u'_T - передатне число трансмісії від вала до ведучих коліс; $V_{a\max}$ - максимальна швидкість руху автомобіля, м/с; $r_к$ - радіус кочення колеса автомобіля без проковзування).

З урахуванням $n_{\max}$, максимально допустима довжина карданного вала визначається за формулою:

$$L_{\max} = \sqrt{\frac{0,83 \cdot 10^7 \sqrt{D^2 + d^2}}{n_{\max}}}.$$

Якщо довжина вала у результаті ескізного компонування перевищує $L_{\max}$, то передбачається проміжна опора або встановлюється кришка-подовжувач на коробку переміни передач.

4.4 Розрахунок деталей карданних передач

При розрахунку карданного шарніра як розрахунковий момент $M_к$ приймається менший з двох моментів:

$M_{кд}$ - максимальний обертовий момент визначений по двигуну;

$M_к\varphi$ - максимальний обертовий момент визначений по зчепленню ведучих коліс з дорогою при коефіцієнті зчеплення φ=0,8 і повному навантаженні автомобіля:

$$M_{к\varphi} = \frac{\varphi G_\varphi r_д}{u'_T},$$

де G_φ - зчіпна вага, що припадає на ведучі колеса;

$r_д$ - динамічний радіус колеса;

u' - найбільше передатне число від карданного вала, що розглядається до ведучих коліс.

4.4.1 Хрестовина карданного шарніра

Розрахункова схема хрестовини показана на рисунку 4.5. Максимальне значення результуючої сили *Q*, яка діє в площині хрестовини, визначається з виразу:

$$Q_{\max} = \frac{M_к}{2R\cos\gamma},$$

де *R* - віддаль від центру карданного шарніра до середини шипа (див. рис.4.6).

Шип хрестовини розраховується на згин і зріз. Напруга згину в січенні А-А (див. рис.4.4) визначається за формулою:

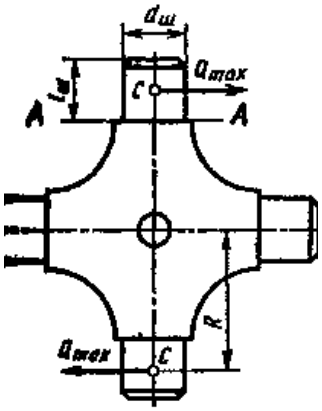


Рисунок 4.6 - Схема розрахунку хрестовини

$$\sigma_{зг} = \frac{Q_{\max} l_ш}{2W_{зг}},$$

де $l_ш$ - довжина шипа;

$W_{зг}$ - момент опору січення згину. Для шипа діаметром $d_ш$ при відсутності отвору для мастила $W_{зг} = 0{,}1d_ш^3$, а для шипа з отвором діаметром d_0

$$W_{зг} = 0{,}1d_ш^3\left[1-\left(\frac{d_0}{d_ш}\right)^4\right].$$

Напруга зрізу в січенні А-А (див. рис.4.5) визначається за формулою:

$$\tau_s = \frac{4Q_{\max}}{\pi d_ш^2} \text{ або } \tau_s = \frac{4Q_{\max}}{\pi\left(d_ш^2 - d_0^2\right)}.$$

Крім того, хрестовина карданного шарніра розраховується на розрив силою P_p за січенням, яке умовно проходить під кутом 45° до осей шипів через її середину за формулою:

$$\sigma_p = \frac{P_p}{F} = Q_{\max}\frac{\sqrt{2}}{F},$$

де F - площа розриву.

Отримані напруги не повинні перевищувати середні статичні значення напруг, які складають:

$\sigma_{зг}$ =250...350 МПа; τ_s =75...120 МПа; σ_p =100...150 МПа.

Хрестовина карданного шарніра виготовляється із сталей типу 12ХН3А, 20Х, 18ХГТ з наступною цементацією (HRC 58...65).

4.4.2 Вилка карданного шарніра

Розрахункова схема вилки показана на рисунку 4.6. Під дією сили Qmax у вилці виникають напруги згину $\sigma_{зг}$ і кручення $\tau_к$ в січенні Б-Б (див. рис. 4.7):

$$\sigma_{зг} = \frac{Q_{\max} c}{W_{зг}}, \tau_к = \frac{Q_{\max} a}{W_к},$$

де $W_{зг}$ і $W_к$ - моменти опору згину і крученню, які для прямокутного січення вилки (див. рис. 4.6) визначаються за формулами:

$$W_{зг} = \frac{bh^2}{2}, W_к = khb^2.$$

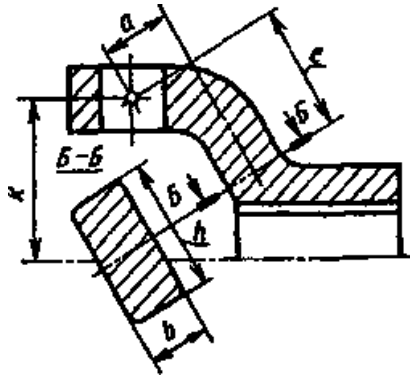


Рисунок 4.7 - Розрахункова схема вилки карданного шарніра

Значення коефіцієнта *k* залежить від співвідношення *h/b* і наближено його можна подати у вигляді

$$k = 0{,}19 + 0{,}025 h/b.$$

Для еліптичного січення вилки:

$$W_{зг} = \frac{bh^2}{10}, W_к = \frac{bh^2}{5}.$$

У виконаних конструкціях вилок напруги складають $\sigma_{зг}$=50...80 МПа; $\tau_к$=80...160 МПа.

Вилки карданного вала виготовляються з середньовуглецевих сталей 35, 40, 45 або легованої сталі 40ХНМА.

4.4.3 Підшипники карданної передачі

Голчасті підшипники карданного шарніра перевіряються за величиною допустимого навантаження:

$$P_{доп} = 79 \frac{z_p d_p l_p}{\sqrt[3]{\frac{n_м}{u_T} tg\gamma}}$$

де z_p - кількість голок (роликів);

d_p - діаметр голки, мм;

l_p - довжина голки, мм;

$n_м$ - частота обертання колінчастого вала двигуна, хв$^{-1}$ при $м_{e\max}$;

u_T - передатне число трансмісії від вала двигуна до шарніра на нищій передачі в коробці передач.

Розрахункове допустиме значення $P_{доп}$, має бути більше максимального навантаження, яке діє на підшипник:

$$P_{доп} > Q_{\max}.$$

Підшипники проміжних опор підбираються конструкційно і розраховуються аналогічно підшипникам інших агрегатів автомобіля. Як правило, це радіальний кульковий підшипник коли проміжна опора одноопорна і роликові конічні підшипники в двохопорних проміжних опорах, оскільки останні сприймають осьові навантаження.

4.4.4 Карданний вал

Труба карданного вала розраховується на кручення при дії розрахункового моменту $M_к$ і максимального динамічного моменту, який визначається за формулою $M_{кj} = k_д M_{e\max} u_T$:

$$\tau_к = \frac{M_к}{W_к} \text{ і } \tau_{кj} = \frac{M_{кj}}{W_к},$$

де $к_д$ - коефіцієнт динамічності (див. п.3.2.1);

$W_к$ - момент опору труби крученню, визначається за формулою

$$W_к = \frac{\pi}{16}\frac{D^4 - d^4}{D},$$

(якщо вал суцільний то $W_к = 0,2d^3$).

Напруги кручення труби не повинні перевищувати 300 МПа.

Окрім того, знаходиться кут закручування труби карданного вала за формулою:

$$\theta_к = \frac{M_к L}{I_к G}\frac{180°}{\pi},$$

де L - довжина карданного вала;

G=8,5·10^4 МПа - модуль пружності при крученні;

$I_к$ - момент інерції січення вала при крученні, визначається за формулою:

$$I_к = \frac{\pi}{32}\left(D^4 - d^4\right).$$

Умова достатньої жорсткості вала при крученні буде забезпечуватися при $\theta_к \le 9°$ на один метр довжини.

При русі автомобіля (коливаннях підвіски) карданний вал, який передає обертовий момент, піддається розтягові-стиску від осьової сили, що виникає у шліцьовому з'єднанні. Напруга стиску (розтягу) визначається за формулою:

$$\sigma_{ст} = \frac{16M_к\mu}{\pi\left(D^2 - d^2\right)\left(d_з + d_в\right)},$$

де μ - коефіцієнт тертя у шліцьовому з'єднанні (при хорошому змащенні μ=0,06...0,10; за його відсутності може виникнути заїдання і коефіцієнт тертя зростає до μ=0,35... 0,4);

$d_з$ і $d_в$ - відповідно, зовнішній і внутрішній діаметри шліцьової частини вилки, яка ковзає.

Бокові поверхні шліців вилки карданного вала, яка ковзає розраховуються на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{8M_к}{\left(d_з^2 + d_в^2\right) l_1 z},$$

де l_1 - робоча довжина шліцьового з'єднання;

z - кількість шліців.

Для виготовлених конструкцій $\sigma_{зм}$ =15...25 МПа.

Трубчаста частина карданного вала виготовляється зі стрічкової низьковуглецевої сталі 20 товщиною 1,6...2,5мм. Шпіцові наконечники рухомих з'єднань виготовляються із сталі 40Х.

4.4.5 Пружні з'єднувальні елементи

У пружних муфтах гумові з'єднувальні елементи розраховуються на розрив і зминання.

Напруга розриву визначається за формулою:

$$\sigma_p = \frac{M_к}{R_0 F_0 i} \le \left[\sigma_p\right],$$

де R_0 - радіус розміщення осей з'єднувальних болтів;

F_0 - площа січення в якому може наступити розрив;

i - кількість гумових пружних елементів.

Пружні з'єднувальні елементи виготовляють з морозостійкої і теплостійкої гуми з границею міцності на розрив не менше 15 МПа і відносним видовженням не менше 35 %.

Напруга зминання визначається за формулою:

$$\sigma_{зм} = \frac{M_к}{iR_0 b d_0},$$

де b - товщина елемента;

d_0 - діаметр отвору під болт.

Для існуючих муфт $[\sigma]_{зм}$ =8 МПа.

Окрім того, регламентується найбільша колова швидкість для Дискових муфт, виконаних з прогумованої тканини, яка не має перевищувати 15м/с.

4.4.6 Розрахунок шарнірів рівних кутових швидкостей

Розрахунок здвоєних карданних шарнірів з хрестовинами аналогічний розрахунку карданних передач з шарнірами нерівних кутових швидкостей.

У кулачкових шарнірах напруги зминання на контактуючих поверхнях Відносно невеликі внаслідок значної площі останніх. Вилки розраховуються аналогічно як і в шарнірах нерівних кутових швидкостей.

Кульковий шарнір з ділильними канавками (див. рис. 4.4) розраховується виходячи з того, що колова сила P передається двома кульками діаметром d, а допустима напруга визначається за емпіричною формулою:

$$[\sigma] \le 5100\sqrt[3]{\frac{P}{d^2}},$$

де $P = M_к / 2\left[R\cos\left(\varphi + 0{,}5\gamma\right)\right]$

(тут R - радіус розміщення кульок, $\varphi = \arcsin\left(l / R\right)$, а l - віддаль між центром карданного шарніра і центром кола по якому розташовані ділильні канавки).

З метою забезпечення заданого терміну служби рекомендується співвідношення між радіусом розміщення кульок і їх діаметрами визначати за емпіричною формулою

$$R / d = 1{,}71$$

при цьому допустиме навантаження (в кН) на кульки не повинно перевищувати $46d^2$.

Основні розміри і розрахункові обертові моменти, які передаються для шарнірів рівних кутових швидкостей (кулькових і кулачкових), що застосовуються у повноприводних автомобілях країн СНД, наведені в галузевій нормалі ОН 025315-68 "Шарниры постоянной угловой скорости. Типы и основные размеры". Розрахункові параметри шарнірів можуть бути зорієнтовані на показники, вказані у цій нормалі.

Вилки кулькових шарнірів рівних кутових швидкостей, як правило, виготовляються із сталі 15НМ, з подальшою цементацією та гартуванням, а кульки із сталі ШХ15.

ТЕМА 5. ГОЛОВНА ПЕРЕДАЧА, ДИФЕРЕНЦІАЛ І ПРИВОД ВЕДУЧИХ КОЛІС

5.1 Визначення, особливості конструкції і вимоги до привода
5.2 Призначення, класифікація і характеристика головних передач
5.3 Визначення основних параметрів головної передачі
5.4 Зусилля в зачепленні зубчастих коліс
5.5 Розрахунок підшипників і валів головної передачі
5.6 Жорсткість елементів головної передачі
5.7 Диференціал. Призначення, вимоги, класифікація і короткий аналіз
5.8 Розрахунок диференціала
5.9 Півосі, карданні передачі привода

5.1 Визначення, особливості конструкції і вимоги до привода

Головною передачею називають шестерінчастий механізм, який підвищує передаточне число трансмісії автомобіля.

Головна передача з диференціалом і півосями здійснює привод до ведучих коліс. Схема привода залежить від типу направляючого пристрою підвіски та нараховує три основних варіанти, які показані на рисунку 5.1:

- варіант 1 - балка моста суцільна, картер головної передачі прикріплений безпосередньо до балки або є її складовою частиною, півосі виконані у вигляді валів повністю або частково розвантажених від поперечних зусиль з боку коліс

(див. рис. 5.1,а). Така схема проста, дешева у виконанні, але має велику непідресорену масу, яка викликає підвищені інерційні навантаження на підвіску;

- варіант 2 - картер головної передачі може бути закріплений на рамі або основі несучого кузова (див. рис. 5.1, б). Балка моста забезпечує паралельне і співвісне розміщення коліс. Півосі не сприймають дію поперечних зусиль і становлять собою вали з двома карданними шарнірами. У таких конструкціях при збереженні залежної підвіски зменшується маса непідресорених частин;

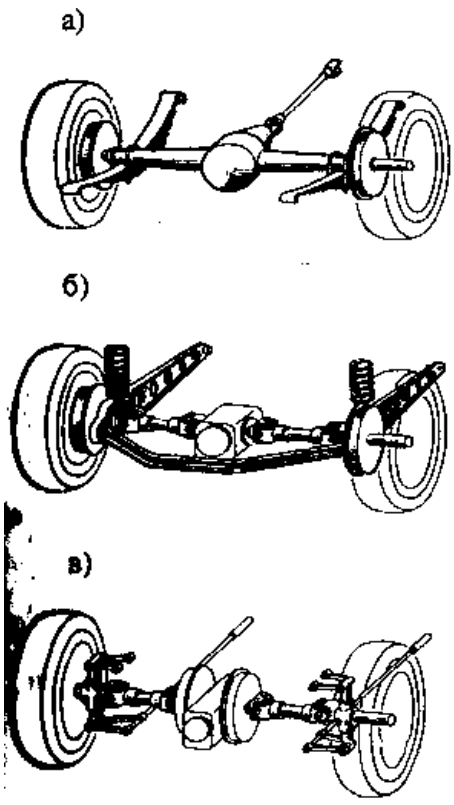


Рисунок 5.1 - Схеми привода ведучих коліс

- варіант 3 - картер головної передачі може бути закріплений на рамі, а колеса переміщуються незалежно одне від одного (див. рис. 5.1, в). Залежно від схеми підвіски, колесо може переміщуватись паралельно площині симетрії автомобіля або коливатися по дузі відносно фіксованої осі, яка перетинається з віссю головної передачі. В першому випадку півосі не сприймають дію поперечних сил і являють собою вали з двома карданними шарнірами, а в другому - півосі, як правило, несуть поперечне навантаження і мають один карданний шарнір, центр якого розміщений на осі колеса.

Головна передача з диференціалом і півосями має відповідати таким вимогам:

1) забезпечувати передатні числа, які дозволяють отримувати оптимальні тягові властивості та паливну економічність;

2) здійснювати кінематичне узгодження з направляючим пристроєм підвіски, а у випадку керованого ведучого моста - із рульовим приводом;

3) не створювати коливань кутової швидкості в трансмісії;

4) володіти достатньою міцністю та жорсткістю при мінімальній масі;

5) мати невеликі габаритні розміри для забезпечення необхідного дорожнього просвіту;

6) загальні вимоги (див. п. 2.1).

5.2 Призначення, класифікація і характеристика головних передач

Головна передача призначена для постійного збільшення обертового моменту та передачі його через диференціал і півосі до ведучих коліс.

Головна передача забезпечує максимальну швидкість ручу автомобіля на вищій передачі і оптимальну витрату палива у відповідності з передаточним числом. Передаточне число головної передачі залежить від типу і призначення автомобіля, а також потужності і швидкохідності двигуна. Передаточне число головної передачі зазвичай становить 6,5 ... 9,0 у вантажних автомобілів і 3,5 ... 5,5 у легкових автомобілів.

Залежно від кількості, виду і взаємного розташування зубчастих коліс, головні передачі поділяються на (рис. 5.2):

- одинарні;
- подвійні з центральними редукторами;
- подвійні з рознесеними редукторами;
- двохступінчасті.

Кінематична схема головної передачі визначає конструкцію ведучого моста автомобіля, тому вибір схеми є одним з важливих етапів проектування головних передач.

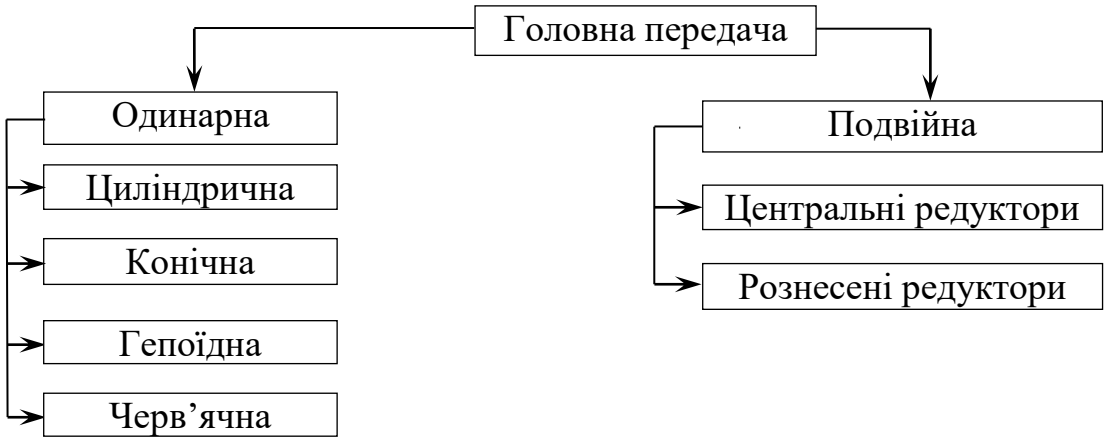


Рисунок 5.2 – Типи головних передач

Одинарна головна передача має мінімальні розміри і масу та невисоку вартість. Вона проста у виробництві і експлуатації. Однак застосування такої передачі обмежене:

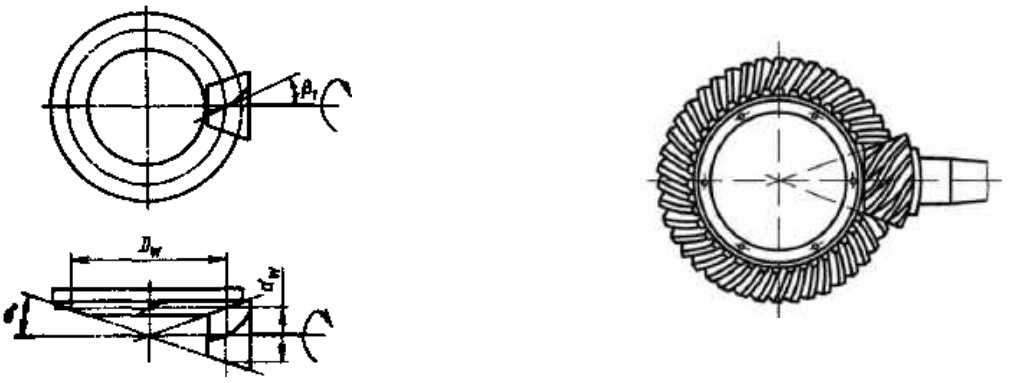
1) величиною передатного числа ($u_0 \le 7$; у черв'ячних передачах може бути більше);

2) несучою здатністю зубчастого зачеплення (при збільшенні обертового моменту необхідно збільшувати модуль зуба, відповідно збільшуються і розміри зубчастих коліс).

Одинарна передача виконується конічною, гепоїдною, циліндричною або черв'ячною. Одинарну конічну головну передачу, кінематична схема якої показана на рисунку 5.3, а, застосовують на легкових автомобілях і вантажівках малої вантажопідйомності.

Більш широке застосування отримала гепоїдна головна передача, схема якої показана на рисунку 5.3, б (вид зверху такої передачі аналогічний виду зверху конічної). Порівняно з конічною, гепоїдна головна передача наділена рядом переваг, зокрема, це:

- підвищена несуча здатність по контактних напругах (менші розміри при однаковій міцності);
- плавність і безшумність роботи;
- кращі компонувальні можливості (для автомобілів класичного компонування).



а)

б)

Рисунок 5.3 - Схеми одинарних головних передач: а) конічна; б) гепоїдна

До недоліків гепоїдної передачі можна віднести більш низький коефіцієнт її корисної дії.

Абсолютна більшість зубчастих коліс конічних і гепоїдних передач мають кругову лінію зубців (див. рис. 5.3). Напрям гвинтової лінії зубця вибирається таким чином, щоб при експлуатації осьове зусилля шестерні було направлене від вершини конуса і відтискало шестерню від колеса не даючи йому заклинюватися.

Зміщення E у гепоїдних передачах (див. рис. 5.3, б) не має перевищувати:

- для легкових автомобілів $E \le 0,2d_{e2}$;

- для вантажних автомобілів $E \le 0,125d_{e2}$,

де d_{e2} - зовнішній ділильний діаметр колеса.

Одинарну циліндричну косозубу головну передачу використовують на легкових автомобілях з переднім приводом при поперечному розміщенні двигуна.

Деякі закордонні фірми (Albion, Tatra) на важких багатоприводних автомобілях і дорогих легкових автомобілях застосовували одинарну черв'ячну передачу, яка дозволяла отримати передатне число $u_0 > 7$. Однак для такої передачі характерні:

- більш низький коефіцієнт корисної дії порівняно з іншими передачами;

- менша навантажувальна здатність тих же розмірах;

- вища вартість виготовлення.

Незважаючи на меншу шумність і кращі компонувальні можливості, зазначені недоліки обмежили область застосування черв'ячних передач. Подвійна з центральним редуктором головна передача:

- наділена більшою навантажувальною здатністю у порівнянні з одинарною (при тих же розмірах коліс);

- дозволяє отримати більші передатні числа ($u_0 \le 12$) без зменшення дорожнього просвіту під картером головної передачі.

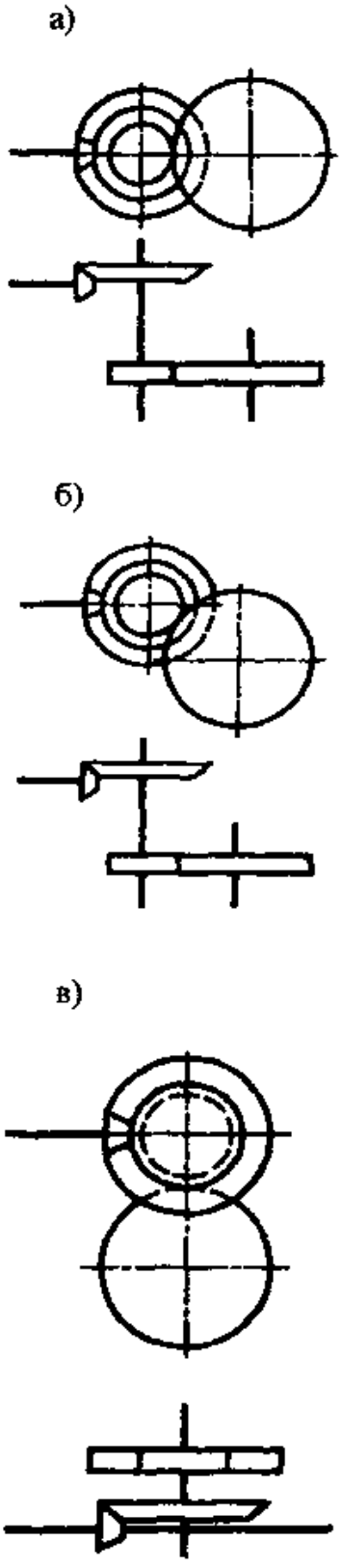


Рисунок 5.4 - Кінематичні схеми подвійних головних передач: а) „плоска”; б) „пістолетного” типу; в) „Г-подібна”

Подібні передачі виконують за такими характерними схемами:

1) перша ступінь конічна або гепоїдна, друга - циліндрична;

2) перша ступінь циліндрична, друга - конічна або гепоїдна;

3) перша ступінь планетарна, друга - конічна або гепоїдна;

4) перша ступінь конічна або гепоїдна чи черв’ячна), друга - етарна.

В автомобілях найбільше поширення отримали подвійні передачі за першою схемою показані на рисунку 5.3. Ці передачі можуть бути “плоскими” (див. рис. 5.4, а), коли всі вали розміщені в горизонтальній площині (автомобіль ЗИЛ-4310), “пістолетного” типу (див. рис. 5.4, б) - вали розміщені у двох неперпендикулярних площинах (автомобіль КрАЗ-25751) і “Г-подібними” (див. рис. 5.4, в), коли вали розміщені в двох взаємно перпендикулярних площинах - горизонтальній і вертикальній (автомобіль КамАЗ-5320). Останній тип головної передачі дозволяє отримати найбільш компактний прохідний середній міст для тривісного автомобіля.

При „плоскій” головній передачі скорочується віддаль між фланцями кріплення карданного вала, що при невеликій базі автомобіля може призвести до великих кутів його нахилу ([γ]=15...20°).

У випадку “Г-подібної” головної передачі пара конічних зубчастих коліс розміщена над балкою моста, внаслідок чого збільшується висота підлоги кузова.

Умови мащення опор вала, шестірні і проміжного вала гірші в схемах „пістолетного” типу і “Г- подібних”.

Планетарно-конічні головні передачі забезпечують хороші умови компонування, але відзначаються підвищеною трудомісткістю їх виготовлення.

В циліндрично-конічних подвійних головних передач пари шестерень розміщені в одному картері в центрі ведучого моста (рис. 5.5).

Ці передачі наділені суттєвими перевагами у відношенні забезпечення необхідної жорсткості конструкції і простоти здійснення привода заднього моста багатовісного автомобіля. Недоліком такої схеми є дещо збільшені габарити конструкції.

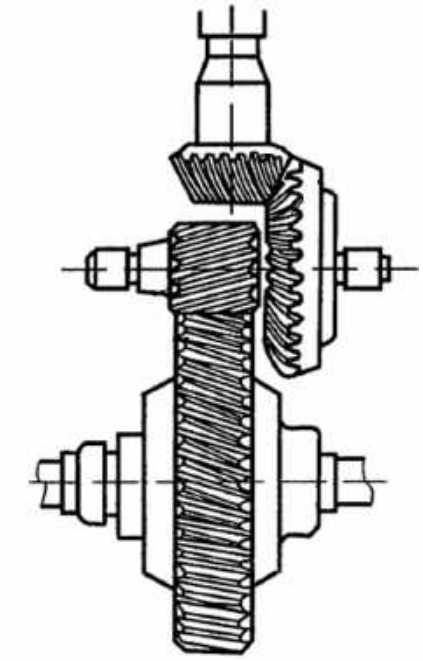


Рисунок 5.5 – Подвійна головна передача

Якщо перша ступінь центральної подвійної головної передачі конічна, То передатне число цієї ступені приймається рівним 1,5...2,7. Передатне Число циліндричної пари в центральних подвійних головних передачах приймається як частка від загального числа:

$$u_ц = (0,45...0,75)u_0,$$

Причому більше значення числового коефіцієнта береться при менших значеннях $u_0\,(u_0 = 5...9)$.

Кінематична схема подвійної рознесеної головної передачі показана на рисунку 5.6. Вона складається з центрального редуктора з одинарною Конічною або гіпоїдною передачею, міжколісного диференціала $Д_1$, за яким розміщені два редуктори Р в приводі кожного ведучого колеса.

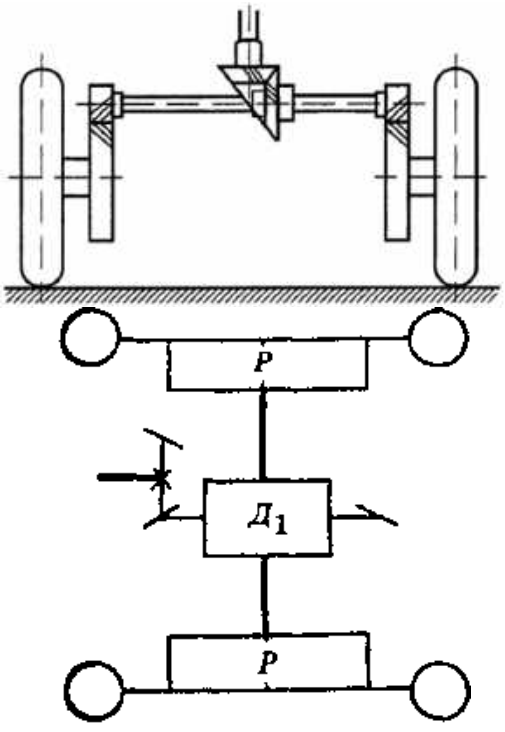


Рисунок 5.6 - Схема подвійної рознесеної головної передачі

Подвійна рознесена головна передача складніша центральної, має більшу кількість зубчастих коліс і підшипників. Не зважаючи на це, вона отримала велике поширення на автомобілях середньої і великої вантажності.

Переваги такої передачі наступні:

а) менші розміри між колісного диференціала і діаметра півосей внаслідок малої степені редукції моменту, який підводиться до між колісного диференціала;

б) компактність центральної частини ведучого моста та досить великий дорожній просвіт під центральною частиною балки ведучого моста;

в) можливість змінити передатне число головної передачі без зміни центрального редуктора і центральної частини балки ведучого моста.

У практиці конструювання привода ведучих коліс редуктори подвійної рознесеної головної передачі розділяють на бортові і колісні. Бортові редуктори розміщуються перед колесами або зразу ж за міжколісним диференціалом; колісні - в маточині колеса або його гальмового барабана.

Використовуються такі види редукторів:

а) з циліндричною передачею зовнішнього зачеплення;

б) з конічною передачею зовнішнього зачеплення;

в) з циліндричною передачею внутрішнього зачеплення;

г) з конічною планетарною передачею;

д) з циліндричною планетарною передачею, в якій коронна шестірня чи водило нерухомі.

Двохступінчаста головна передача дозволяє підібрати передатне число трансмісії найбільш відповідне умовам експлуатації автомобіля. Нижча ступінь такої передачі використовується:

а) при русі автомобіля у важких дорожніх умовах (наприклад, у гірській місцевості);

б) для подолання підвищеного опору рухові;

в) для зменшення використання проміжних передач у коробці.

При використанні вищого ступеня з меншим передатним числом в хороших дорожніх умовах або при неповному завантаженні автомобіля:

- покращується паливна економічність;
- збільшується середня швидкість руху;
- зменшується завантаженість трансмісії автомобіля.

Двохступінчаста головна передача може бути утворена в результаті встановлення додаткової пари циліндричних зубчастих коліс або за допомогою введення блокуючого планетарного механізму між диференціалом та конічним колесом.

До недоліків двохступінчастих головних передач необхідно віднести певну складність конструкції і неможливість здійснення перемикання ступенів при русі автомобіля. Ці недоліки, поряд з широким поширенням багатоступінчастих коробок передач, обумовили обмежене застосування двохступінчастих головних передач.

5.3 Визначення основних параметрів головної передачі

Основними параметрами, які характеризують конічну (гепоїдну) передачу вважаються конусна віддаль і модуль передачі.

Конусна віддаль визначається з умови контактної міцності поверхні зубця. В основу розрахунку покладена вже відома залежність Герца-Бєляєва наведена й описана у третій темі:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q_H}{2\pi\left(1-\mu^2\right)}\frac{E}{\rho}}.$$

Якщо замінити конічну передачу еквівалентною косозубою циліндричною передачею з радіусами початкових кіл r_{g1} і r_{g2} та кутом нахилу зуба, який дорівнює середньому куту нахилу зуба β_ω конічного зубчастого колеса, то за формулою, наведеною раніше (див. тему 3), провівши певні перетворення, можна визначити контактні напруги:

$$\sigma_H = z_M z_H z_\varepsilon \sqrt{\frac{T_p K_H \left(1+u^2\right)^{3/2}}{2 \cdot 0{,}85 R_e^3 \left(1-0{,}5\psi_{\mathrm{Re}}\right) u \psi_{\mathrm{Re}}}}.$$

Звідки конусна віддаль:

$$R_e = \left(1+u^2\right)^{1/2} \sqrt[3]{\frac{\left(z_M z_H z_\varepsilon\right)^2 T_p K_H}{\left[\sigma\right]_H^2 \left(1-0{,}5\psi_{\mathrm{Re}}\right) u \psi_{\mathrm{Re}} 2 \cdot 0{,}85}},$$

де u - передатне число;

z_M - коефіцієнт матеріалу;

z_H - коефіцієнт, який враховує форму робочих поверхонь (зокрема різний для конічної і гепоїдної передач);

z_ε - коефіцієнт контактної лінії;

T_p - розрахунковий обертовий момент;

K_H - коефіцієнт навантаження;

$\left[\sigma\right]_H$ - допустима контактна напруга;

ψ_{Re} - коефіцієнт ширини зубчастого вінця ($\psi_{\mathrm{Re}} = \frac{b_\omega}{R_e} = 0{,}25 \ldots 0{,}33$ - для автомобільних передач).

Встановлено, що навантажувальна здатність конічної пари складає приблизно 0,85 від навантажувальної здатності еквівалентної циліндричної пари, звідси це число у формулі для визначення конусної віддалі R_e.

Розрахункове навантаження T_p визначається за формулою:

$$T_p = \sqrt[m_r]{T_1^{m_r}\left(\frac{N_1}{N_0}\right) + T_2^{m_r}\left(\frac{N_2}{N_0}\right) + \ldots},$$

де T_1, T_2, ... - обертові моменти на карданному валу при включенні 1-ї, 2-ї і т. д. передач у КПП при максимальному обертовому моменті двигуна;

m_r - показник степені контактної витривалості; для сталевих коліс приймається m_r=6,0;

$N_0 = 12 \cdot 10^7$ - базове число циклів при HRC56 і більше;

N_1 і N_2 - кількість циклів при роботі автомобіля на кожній передачі, визначається за формулою:

$$N_1 = 60 T_S n_p K_{nH},$$

(тут T_S - час роботи на відповідній передачі, год; $n_p = 0{,}5 n_N$ - розрахункова частота обертання; K_{nH} - коефіцієнт пробігу, який визначається графічно).

Згідно стандарту, для зубчастих коліс головної передачі, виготовлених І цементованих сталей марок 18ХГТ, 20ХН3А, 20Х2Н4А, 12Х24А, значення Границі контактної витривалості складає $\sigma_{H_0} = 23 H_{HRC}$. Твердість зубця HRC=55...63.

Допустима напруга при границі контактної витривалості визначається за формулою:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H_0}}{S_M} z_K z_\vartheta K_{xn},$$

де z_K, z_ϑ, K_{xn} - коефіцієнти, які враховують вплив, відповідно, параметрів шорсткості поверхні, швидкості і розмірів (при проектуванні приймається, що $z_K z_\vartheta K_{xn} = 1$);

$S_M = 1,2$ - коефіцієнт безпеки для коліс з поверхневим зміцненням. Знаючи R_e і u, можна знайти зовнішній ділильний діаметр шестірні

$$d_{\omega 1} = 2\frac{R_e}{\sqrt{1+u^2}},$$

і кути

$$\sin\delta_1 = \frac{1}{u^2+1} \text{ та } \delta_2 = 90° - \delta_1.$$

Модуль конічної передачі визначається з умови втомленості на згин. В основу розрахунку приймається формула як для циліндричної передачі:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{m_{tm} b_\omega} k_F y_F y_\beta,$$

де F_t - вихідна розрахункова колова сила;

k_F - коефіцієнт навантаження;

y_F - коефіцієнт форми зуба;

y_β - коефіцієнт, який враховує зміну плеча дії навантаження;

m_{tm} - середній коловий модуль.

З коловим зовнішнім модулем m_{te} модуль m_{tm} зв'язаний залежністю:

$$m_{tm} = m_{te}\frac{(R_e - 0,5b_\omega)}{R_e}.$$

Виконавши певні перетворення, можна отримати формулу для визначення середнього колового модуля:

$$m_{tm} = \sqrt{\frac{2T_p \cos\beta_1 k_F y_F y_\beta}{0,85[\sigma]_F z_1^2 \psi_\partial}},$$

де $[\sigma]_F$ - допустима напруга при згині;

ψ_∂ - коефіцієнт ширини, який можна визначити за формулою:

$$\psi_\partial = \frac{\psi_{R_e}\sqrt{u^2+1}}{2-\psi_{R_e}},$$

(тут z_1 - кількість зубів шестірні; для передачі з круговим зубом, z_1=11...15 і може бути доведено до п'яти - для вантажних і дев'яти - для легкових автомобілів;

$\beta_1(\beta_2)$ - кут нахилу зуба шестірні (колеса) - це кут між твірною початкового конуса (див. рис. 5.3,а) і дотичною до зуба в точці з цією твірною, для конічної передачі кути рівні і становлять $\beta_1=\beta_2$=30...40°;

0,85 – числовий коефіцієнт, який характеризує знижену навантажувальну здатність конічної передачі у порівнянні з циліндричною при розрахунку на міцність при згині.

Розрахунковий момент T_p визначається аналогічно розрахункам на Контактну міцність (див. формулу вище). При цьому показник степеня кривої Витривалості на згин приймається m_r=9. Крім того, при визначенні кількості циклів N, замість коефіцієнта K_{nH} підставляється коефіцієнт K_{nF}.

Допустима напруга визначається за формулою:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_0}{S_F},$$

де σ_0=820...920 МПа - границя витривалості по згину для матеріалів головних передач згідно з ГОСТ 21354-75 (18ХГТ, 20ХНЗА, 20Х2Н4А, І2Х24А);

S_F=1,55 - коефіцієнт безпеки.

Коефіцієнти k_y, y_F, y_β визначаються як і для циліндричних передач, ГОСТ 21354-75.

При розрахункові за максимальним статистичним навантаженням напруга визначається за формулою:

$$\sigma_{\max} = \sigma_F \frac{T_{max}}{T_p} \le [\sigma]_{Fcm},$$

де $[\sigma]_{Fcm} = \frac{\sigma^0_{Fcm}}{S_{Fcm}}$; (тут σ^0_{Fcm}=2100...2600 МПа - границя напруги для сталей марок ЦХГТ, 12ХНЗА; S_{Fcm}=1,75...2,2 - коефіцієнт безпеки).

При проектуванні головної передачі конусна відстань R_e береться більша з отриманих при розрахунку на контактну міцність і згин.

Розрахунок зубців на міцність в гепоїдній передачі виконується аналогічно розрахунку конічних зубчастих передач з криволінійними зубами.

Крім того, щоб обмежити спрацювання зубців та зменшити можливість заїдання, передбачається також їх розрахунок на стійкість проти спрацювання.

Циліндричні передачі подвійних головних передач розраховуються за тими ж формулами, що і зубчасті передачі коробки переміни передач.

5.4 Зусилля в зачепленні зубчастих коліс

У конічному зачепленні з прямими і круговими зубами розрізняють три сили. Зокрема, у зачепленні з круговими зубами діють сили: колова F_t, радіальна F_r і осьова F_a, які визначаються за формулами:

- колова:

$$F_{t1} = \frac{T_p}{r_x},$$

де r_x - середній радіус початкового конуса шестірні,

$$r_x = \left[r_{\omega 1} - \frac{b_\omega}{2} \right] \sin \delta_1,$$

(тут $r_{\omega 1}$ - торцевий радіус, $r_{\omega 1} = \frac{d_{\omega 1}}{2}$; δ_1 - половина кута при вершині початкового конуса шестірні);

- радіальна:

$$F_{r1} = \frac{F_t}{\cos \beta} \left(tg\alpha \cos \delta_1 \mp \sin \beta \sin \delta_1 \right);$$

- осьова:

$$F_{a1} = \frac{F_t}{\cos \beta} \left(tg\alpha \sin \delta_1 \pm \sin \beta \cos \delta_1 \right);$$

Осьова сила, залежно від напрямку обертання і напрямку спіралі зубця може бути направлена до основи конуса або до його вершини. При однакових напрямках обертання і спіралі зубця у рівняннях приймається знак “+”, а при різних – знак “-”.

Осьова сила, направлена до основи конуса, виключає можливість заклинювання передачі. Тому в зубчастих колесах конічної передачі, які при русі автомобіля вперед обертаються вправо, використовується лівий напрямок спіралі зуба.

Сили, які діють на зубчасте колесо конічної передачі, будуть рівні відповідним силам, що діють на шестерню, а саме:

$$F_{t2} = F_{t1}; F_{a1} = F_{r1}; F_{r2} = F_{a1}.$$

Для гепоїдної передачі кути спіралі $\beta_1 \neq \beta_2$, тому необхідно визначати окремо шість сил:

$$F_{t2} = F_{t1} \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1};$$

- для шестірні:

$$F_{r1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta_1} \left(tg\alpha \cos \delta_1 \mp \sin \beta_1 \sin \delta_1 \right);$$

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta_1} \left(tg\alpha \sin \delta_1 \mp \sin \beta_1 \cos \delta_1 \right);$$

- для колеса:

$$F_{r2} = \frac{F_{t1}}{\cos\beta_1}\left(tg\alpha\cos\delta_2 \mp \sin\beta_2\sin\delta_2\right);$$

$$F_{a2} = \frac{F_{t1}}{\cos\beta_1}\left(tg\alpha\sin\delta_2 \mp \sin\beta_2\cos\delta_2\right);$$

За позитивне значення сили F_r береться напрямок по радіусу до осі колеса. За позитивний напрямок сили F_a береться напрямок від вершини до осі основи конуса.

5.5 Розрахунок підшипників і валів головної передачі

5.5.1 При розрахунку підшипників спочатку знаходяться реакції в опорах валів головної передачі

Для цього необхідно накреслити схеми валів з прикладеними до них силами і побудувати епюри згинальних моментів. Потім визначаються реакції в опорах і за ними підбираються підшипники. Крім того, реакції в опорах знаходяться не за максимальним моментом, а за розрахунковим обертовим, який визначається за формулою:

$$T_{p.o.} = \frac{T_1\alpha_1 + T_2\alpha_2 + ... + T_n\alpha_n}{\alpha_1 + \alpha_2 + ... + \alpha_n} = \frac{\sum T_i\alpha_i}{\sum\alpha_i},$$

де T_i - максимальний обертовий момент на ведучому валу головної передачі на i-тій передачі, $T_i = T_{e\max}u_i$;

α_i - відносний пробіг автомобіля на заданій передачі.

Підшипник вибирається за динамічною вантажопідйомністю

$$C = R_n\left(\frac{60}{10^6}n_p h\right)^{\frac{1}{p}},$$

де R_n - приведене навантаження на підшипник, яке визначається за формулою:

$$R_n = \left(VxF_r + yF_a\right)k_\delta,$$

(тут V - коефіцієнт обертання; V=1 - коли обертається внутрішнє кільце підшипника і V=l,2 - коли обертається зовнішнє кільце підшипника);

x і y - коефіцієнти, відповідно, радіального й осьового навантаження;

k_δ - коефіцієнт безпеки (k_δ=1,1 - для підшипників ведучого вала головної передачі; k_δ=1,25 - для підшипників проміжного вала; k_δ=1,4 - для підшипників коробки диференціала);

n_p - розрахункова частота обертання, хв$^{-1}$:

$n_p = \dfrac{9,55V_{cp}u_0}{k_к}$ - для підшипників ведучого вала;

$n_p = \dfrac{9,55V_{cp}}{k_к}$ - для підшипників веденого вала;

$V_{ср} = (0,4...0,6)V_{a\max}$ - середня швидкість руху автомобіля;

h - кількість годин роботи підшипника,

$$h = \frac{S}{3,6V_{ср}},$$

(тут S - нормований пробіг автомобіля, км).

При визначенні осьового навантаження на підшипник F_a необхідно враховувати осьову складову від F_r, яка приблизно рівна (0,83... 1,00)F_r:

$$F_a' = F_a + (0,83...1,00)eF_r,$$

де e - параметр осьового навантаження.

Виходячи з отриманої динамічної вантажопідйомності, за таблицями вибирається необхідний підшипник.

5.5.2 Вали головної передачі розраховують на міцність і жорсткість під дією максимально можливого обертового моменту

Суть розрахунку на міцність або так званого уточненого розрахунку валів полягає у визначенні коефіцієнтів запасу міцності при згині n_σ і крученні n_τ (оскільки вали головної передачі працюють на кручення і згин), а також спільного коефіцієнта запасу міцності n у небезпечному січенні.

Небезпечне січення визначається геометричною формою вала і буває, як правило, у місці переходу від одного діаметра до другого (галтелі) або місці, ослабленому шпонковою канавкою, отвором чи шліцами.

Коефіцієнт запасу міцності при згині па визначається з урахуванням зміни напруг по симетричному циклові за формулою:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}\varepsilon_n\beta}{k_\sigma\sigma_p},$$

де σ_{-1} - границя витривалості матеріалу вала (σ_{-1}=(0,5...0,65)σ_T - для легованих термооброблених сталей);

ε_n - коефіцієнт, що враховує якість обробки поверхні вала при тонкому обточуванні і шліфуванні, які застосовуються для обробки валів головної передачі (ε_n =0,75...0,8);

β - масштабний коефіцієнт, для валів з діаметром 30...60 мм він рівномірно зменшується з 0,70 до 0,56;

k_σ - коефіцієнт концентрації напружень у розрахунковому січенні залежить від розмірів січення і характеристик матеріалу;

$\sigma_p = \frac{M_{зг}}{W_0}$ - розрахункове напруження згину (тут W_0 - осьовий момент опору січення вала).

Коефіцієнт запасу міцності при крученні визначається за формулою:

$$n_\tau = \frac{\tau_T}{\tau_P},$$

де τ_T - границя текучості при крученні, τ_T =(0,5...0,75) σ_T ;

τ_P - розрахункове напруження кручення, $\tau_P = \frac{T_{кр}}{W_p}$,

(тут W_p - полярний момент опору січення вала).

Моменти W_0 і W_p визначаються за формулами залежно від наявності в січенні галтелі, шпонкового паза, шліців тощо.

Спільний коефіцієнт запасу міцності и у небезпечному січенні буде визначатися за формулою:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n],$$

де [n]=1,5...2,0 - допустимий коефіцієнт запасу міцності.

Розрахунок валів на жорсткість виконується аналогічно розрахунку валів коробки переміни передач коли визначається стріла прогину f і кут перекосу січення вала γ.

5.6 Жорсткість елементів головної передачі

Жорсткість елементів головної передачі забезпечує правильність зачеплення її зубчастих коліс. Розрізняється кутова й осьова жорсткість валів.

Для збільшення кутової жорсткості вала бажано підшипники встановлювати з обох сторін зубчастого колеса, як показано на рисунку 5.7,б. Однак для ведучого вала-шестерні це не завжди можливо, тому найчастіше вона (шестерня) встановлюється консольно, як показано на рисунку 5.7,а.

а) б) в)

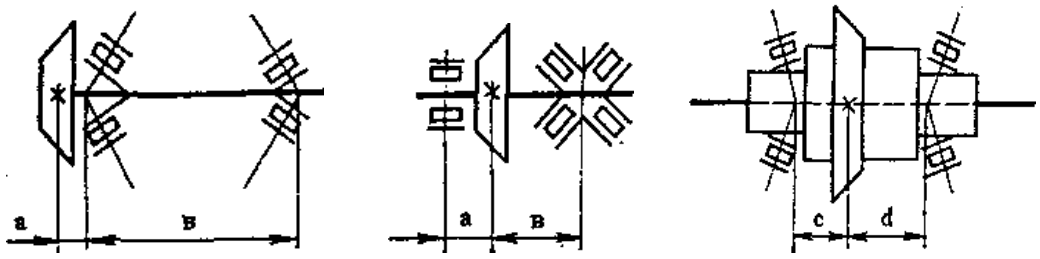


Рисунок 5.7 - Схеми встановлення зубчастих коліс і підшипників головної передачі

Для зменшення консолі і збільшення жорсткості вала підшипники ведучого вала встановлюються вершинами конусів назустріч один одному (див. рис. 5.7, а); підшипники коробки диференціала - вершинами конусів у різні боки (див. рис. 5.7, в).

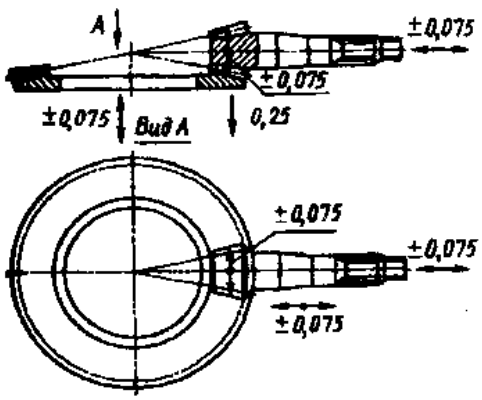


Рисунок 5.8 - Допустимі прогини і переміщення (в мм) валів, шестірні і колеса головної передачі у трьох напрямках

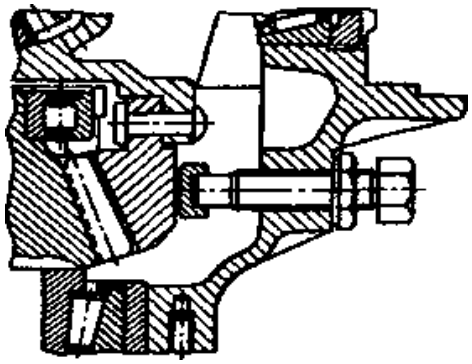


Рисунок 5.9 - Підвищення жорсткості головної передачі за допомогою спеціального упора з бронзовим наконечником

Підвищення жорсткості вузла шестірні головної передачі досягається збільшенням віддалі *b*, зменшенням консолі *a* або зменшенням віддалі *a+b* і *c+d* (див. рис. 5.7).

Допустимі прогини і переміщення валів, шестірні і колеса головної передачі у трьох напрямках показані на рисунку 5.8.

Для підвищення жорсткості валів в осьовому напрямку застосовується попередній натяг підшипників, суть якого полягає у тому, що при регулюванні підшипників не тільки повністю усуваються зазори між кільцями і тілами кочення, але и створюється деяке зусилля, що прижимає кільця до тіл кочення. Значення цього зусилля визначається моментом, необхідним дня провертання вала, який складає 2..4 Нм. Попередній натяг підвищує жорсткість в осьовому напрямку у два рази.

Для підвищення жорсткості головної передачі застосовуються зокрема спеціальні упори як показано на рисунку 5.9, що обмежують зміщення веденого колеса, а також передбачаються ребра в картері головної передачі або на його окремих поверхнях. Положення упора, який має бронзовий наконечник регулюється. Зазор на рисунку 5.9 показаний при нерухомому стані автомобіля.

5.7 Диференціал. Призначення, вимоги, класифікація і короткий аналіз

Диференціал - механізм трансмісії автомобіля, який розподіляє підведений до нього обертовий момент між вихідними валами і забезпечує їх обертання з різними кутовими швидкостями (термін стандартизований).

До конструкції диференціала висуваються такі вимоги:

- здійснення пропорційного розподілу обертових моментів між іксами або осями; для підвищення прохідності автомобіля розподіл моментів по окремих колесах і мостах має здійснюватися пропорційно їх вертикальним реакціям;
- забезпечення різної частоти обертання ведучих коліс при повороті автомобіля, русі його по нерівній дорозі та в інших випадках;
- невеликі габарити (суворе дотримання габаритних розмірів має особливе значення, оскільки диференціали монтуються переважно в середині (вловної передачі або роздавальної коробки);
- загальні вимоги (див. п.2.1).

Залежно від місця встановлення, диференціали бувають:

- міжосьовими (якщо вони розподіляють потужність між ведучими мостами);

- міжколісними (якщо розподіл потужності виконується між ведучими колесами);

- міжбортовими (розподіл відбувається між бортами спеціальних багатоприводних автомобілів).

За конструкцією основних елементів диференціали поділяються на:

- шестерінчасті;

- кулачкові;

- черв'ячні;

- з механізмом вільного ходу;

- віскомуфти (як диференціали).

За характером розподілу обертового моменту між вихідними валами диференціали діляться на:

а) симетричні (обертовий момент розподіляється порівну, наприклад, автомобіль ВАЗ "Нива");

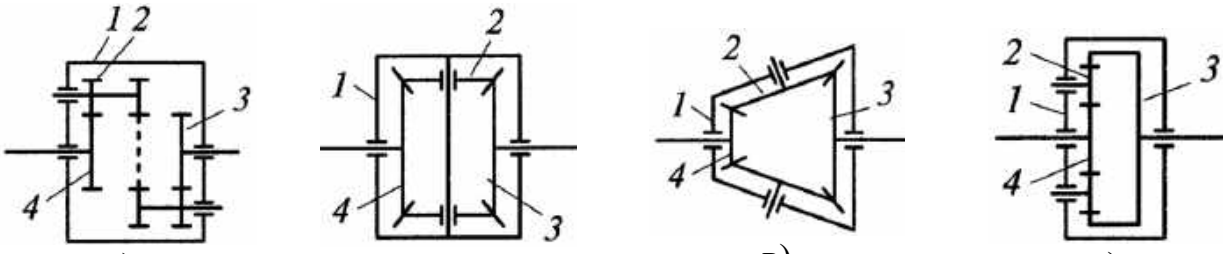
б) несиметричні (обертовий момент між вихідними валами розподіляється у співвідношенні близькому до співвідношення вагових навантажень на відповідні ведучі мости. Наприклад, в автомобіля УРАЛ-4320 цей розподіл складає 40 на 60%);

в) блоковані (з примусовим блокуванням або самоблокуванням, наприклад, в автомобіля МАЗ-7310, колісна формула якого 8×8 чи віскомуфта у Fiat Cupe).

Міжосьові диференціали можуть бути симетричні і несиметричні (рис. 5.10).

Міжколісний диференціал схема якого показана на рисунку 5.11 симетричний, тобто кількість зубців півосевих зубчастих шестірень рівні між собою і у випадку невеликого внутрішнього тертя розподіляє обертовий момент порівну між осями:

$$z_1 = z_2, T_1 = T_2 = 0,5T_0.$$



а) б) в) г)

Рисунок 5.10 – Шестерінчасті диференціали:
а, б – симетричні; в, г – несиметричні; 1 – корпус; 2 – сателіт; 3, 4 – шестерні

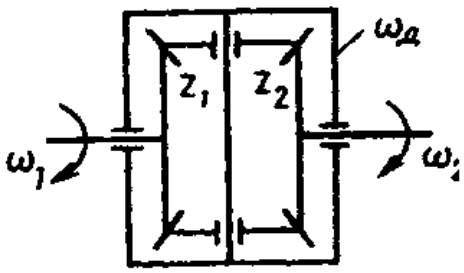
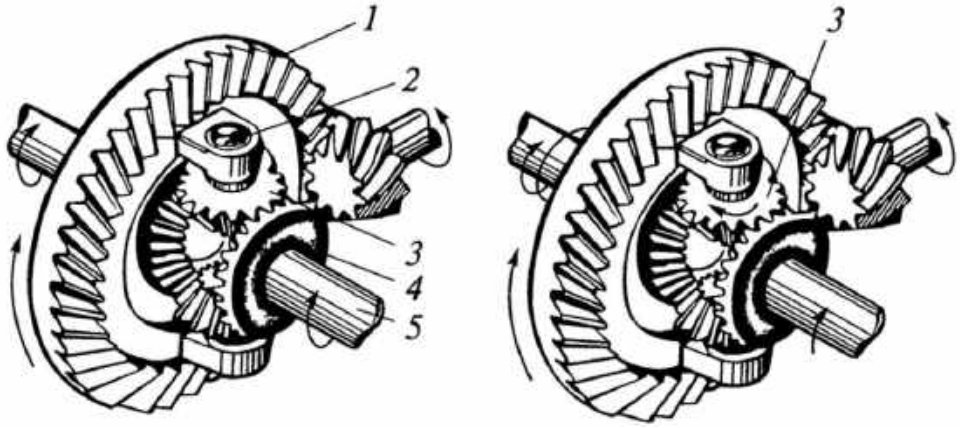


Рисунок 5.11 - Схема симетричного конічного диференціала

При прямолінійному русі автомобіля по рівній дорозі (рис. 5.12, а) колеса моста проходять однакові шляхи, обертаються з однією і тією ж швидкістю. При цьому корпус диференціала, сателіти і шестерні обертаються як одне ціле. Сателіти 3 не обертаються навколо своїх осей, заклинюють осьові шестерні 4 і на обидва ведучих колеса передаються однакові крутні моменти.



а) б)

Рисунок 5.12 – Робота диференціалу при русі автомобіля:
а) – по прямій; б) на повороті; 1,4 – шестерні; 2 – корпус; 3 – сателіт; 5 – піввісь

При повороті автомобіля (рис. 5.12, б) внутрішнє по відношенню до центру повороту колесо, зустрічає більший опір руху. При цьому сателіти 3 починають обертатися навколо своїх осей і прискорюють обертання шестерні півосі зовнішнього колеса. В результаті привідні колеса обертаються з різними швидкостями, що і необхідно при русі на повороті.

При русі автомобіля по нерівній дорозі ведучі колеса також зустрічають різні опори і проходять різні шляхи. Відповідно до цього диференціал забезпечує їм різну швидкість обертання і кочення без проковзування і буксування.

Тому, якщо одне з коліс починає буксувати, то друге зупиняється і автомобіль перестає рухатися.

Для підвищення прохідності автомобіля в умовах, коли праве або ліве колесо попадає на слизький фунт і буксує, застосовується механізм для блокування диференціала, який заставляє обидва ведучих колеса обертатися з однаковими кутовими швидкостями і дає можливість повністю використати зчіпну вагу, що припадає на ведучий міст.

Для прикладу, зчіпні якості одного колеса низькі ($\varphi_{\min}$=0,1), а у другого високі ($\varphi_{\max}$=0,8). Тоді при диференціальному приводі максимальна сила тяги на колесах буде складати:

$$P_{k\max} = G_{зч}\varphi_{\min} = 0{,}1G_{зч},$$

де $G_{зч}$ - зчіпна вага автомобіля.

Якщо заблокувати півосі, щоб ведучі колеса працювали спільно ніби З'єднані між собою жорстким валом, максимальна сила тяги збільшиться за рахунок використання сили зчеплення другого колеса, яке знаходиться в більш сприятливих умовах. Таким чином, при блокованому приводі:

$$P_{k\max} = 0,5G_{зч}\varphi_{\min} + 0,5G_{зч}\varphi_{\max} = 0,45G_{зч}.$$

З рівняння видно, що в результаті повного використання зчіпної ваги максимальне тягове зусилля збільшилося в 4,5 рази. Тому в автомобілях високої прохідності, з метою покращення тягових зусиль, застосовуються блоковані диференціали.

Найбільш простим способом повного блокування є блокування за допомогою зубчастої або штифтової муфти. Однак постійний рух з включеною муфтою може призвести при повороті автомобіля до Інтенсивного зношування шин чи поломки півосей.

Раніше було відзначено, що застосовуються також самоблокуючі диференціали. Диференціали, в яких самоблокування здійснюється внаслідок збільшення внутрішнього тертя, називаються диференціалами з підвищеним внутрішнім тертям. У випадку застосування такого механізму моменти на валах привода ведучих коліс (або півосях) при їх відносному обертанні будуть неоднакові. їх співвідношення залежить від моменту внутрішнього тертя у диференціалі.

Використання тягового зусилля ведучими колесами оцінюється Коефіцієнтом блокування k_δ:

$$k_\delta = \frac{T_2 - T_1}{T_2 + T_1} = \frac{T_r}{T_o},$$

де T_1 - обертовий момент на зовнішній (забігаючій) півосі - менший;

T_2 - обертовий момент на внутрішній (відстаючій) півосі - більший;

T_r=T_2-T_1 - момент тертя в диференціалі;

T_o=T_2+T_1 - обертовий момент на коробці диференціала.

При відсутності втрат на тертя в механізмі диференціала T_r=0 отже k_δ=0. У такому випадку гранична сила тяги автомобіля по зчепленню без буксування одного з коліс може бути досягнута лише при однакових величинах φ під усіма ведучими колесами.

При повністю заблокованому диференціалі T_r=T_o і коефіцієнт блокування диференціала k_δ=1,0.

Збільшення коефіцієнта блокування ке призводить до:

- оптимального використання сили зчеплення ведучих коліс з грунтом;
- збільшення тягової сили;
- покращенню прохідності автомобіля.

Однак при високих значеннях k_δ:

а) погіршується керованість автомобіля;

б) зростає зношування шин;

в) збільшується навантаження на одну з півосей;

г) знижується коефіцієнт корисної дії передачі.

Залежно від величини k_δ диференціали бувають:

- з малим внутрішнім тертям (шестерінчасті) k_δ =0...0,2;
- з підвищеним внутрішнім тертям (кулачкові) k_δ =0,21...0,7;
- блоковані (черв'ячні, муфти вільного ходу, віскомуфти) $k_\delta > 0,7$.

Для симетричного диференціала моменти на півосях визначаються за формулами:

$$T_1 = \frac{T_o}{2} - \frac{T_r}{2} = 0,5T_o\left(1 - k_\delta\right)$$ - забігаюча піввісь;

$$T_2 = \frac{T_o}{2} + \frac{T_r}{2} = 0,5T_o\left(1 + k_\delta\right)$$ - відстаюча піввісь.

З другої формули видно, що момент тертя T_r збільшує момент на відстаючій півосі.

Несиметричні диференціали бувають з конічними і циліндричними шестірнями. На рисунку 5.13 показаний несиметричний диференціал з конічними шестернями, який застосовувався на мотоциклах "Днепр".

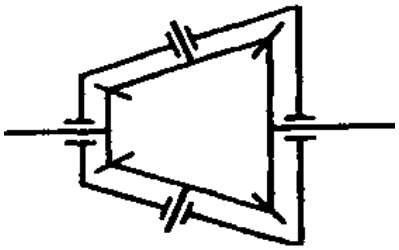


Рисунок 5.13 – Несиметричний диференціал з конічними шестернями

Для подібних диференціалів моменти на півосях визначаються таким чином:

- на забігаючій осі (менший):

$$T_1 = \frac{z_1}{z_1 + z_2}\left(T_o - T_r\right) = \frac{z_1}{z_1 + z_2}T_o\left(1 - k_\delta\right);$$

- на відстаючій осі (більший):

$$T_2 = \frac{z_2}{z_1 + z_2}\left(T_o + T_r\right) = \frac{z_2}{z_1 + z_2}T_o\left(1 + k_\delta\right),$$

де z_1 і z_2 - кількість зубів відповідно на забігаючій і відстаючій осях.

Для симетричного диференціала z_1=z_2, тому

$$\frac{z_1}{z_1 + z_2} = \frac{z_2}{z_1 + z_2} = 0,5.$$

У диференціалах з механізмом вільного ходу тягове зусилля визначається тільки зчіпною вагою, що припадає на колесо, яке не буксує; тягове зусилля на забігаючому колесі не може бути використане.

5.8 Розрахунок диференціала

При розрахунку шестерінчастого диференціала з конічними шестірнями необхідно визначити:

1) модуль шестірень диференціала;
2) тиск на вісь сателіта в сателіті;
3) тиск на вісь сателіта в коробці диференціала;
4) тиск на торці сателіта;
5) тиск на торці шестірні півосі.

Оскільки кожний сателіт передає навантаження через два зубці, то модуль в середньому січенні (середній модуль) визначається, виходячи з максимального обертового моменту, за формулою:

$$m_{tm} = \sqrt{\frac{Me_{\max} u_T (1 + k_\delta) y_F k_F k_\partial}{0{,}85 [\sigma]_{Fcm} q \psi_d z_1^2}},$$

де k_F і y_F - коефіцієнти, відповідно, навантаження і форми зуба;

q - кількість сателітів;

z_1=10... 14 - кількість зубців сателіта;

k_∂ - динамічний коефіцієнт;

$[\sigma]_{Fcm}$ - допустима напруга, визначається за формулою:

$$[\sigma]_{Fcm} = \frac{\sigma^0_{Fcm}}{S_{Fcm}} = \frac{2100...2600}{1{,}75...2{,}2},$$

(тут σ^0_{Fcm} - границя напруження; S_{Fcm} - коефіцієнт безпеки);

ψ_d - коефіцієнт ширини зубчастого вінця (ψ_d =0,15...0,35);

k_δ - коефіцієнт блокування;

$u_T = u_к u_\partial u_o$ - передатне число трансмісії (тут $u_к, u_\partial, u_o$ - передатні числа, відповідно, коробки переміни передач, додаткової коробки і головної передачі).

На рисунку 5.14 показана конструкція диференціала та зазначені параметри необхідні для розрахунку сателітів.

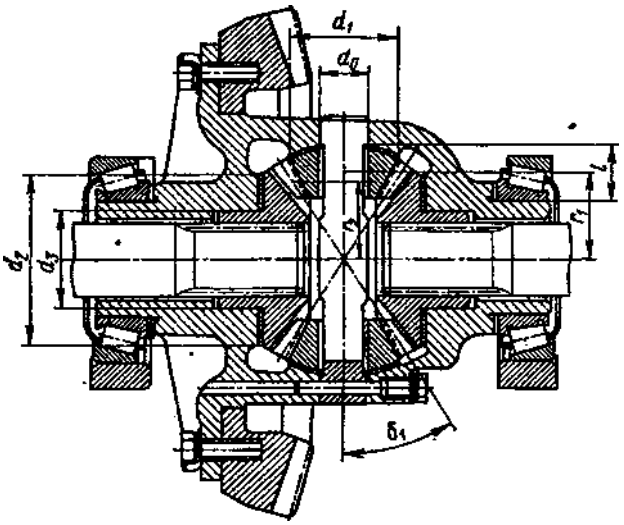


Рисунок 5.14 - Конструкція диференціала

Тиск на вісь сателіта в самому сателіті визначається за формулою:

$$\sigma_1 = \frac{M_{e\max} u_T \eta_T}{r_2 q l d_0};$$

- тиск на вісь сателіта в коробці диференціала - за формулою

$$\sigma_2 = \frac{M_{e\max} u_T \eta_T}{r_1 q l_1 d_0};$$

- тиск на торці сателіта - за формулою

$$\sigma_3 = \frac{4M_{e\max}u_T\eta_T}{rq\pi\left(d_1^2 - d^2\right)}tg\alpha\cos\delta_1;$$

- тиск на торці півосевої шестірні - за формулою

$$\sigma_4 = \frac{2M_{e\max}u_T\eta_T}{r_2\pi\left(d_3^2 - d_2^2\right)}tg\alpha\cos\delta_1,$$

де r_1 - радіус середньої точки осі сателіта в коробці диференціала;

r_2 - радіус середньої точки сателіта; а

α - кут зачеплення;

η_T - коефіцієнт корисної дії трансмісії;

d_0 - діаметр осі сателіта;

d_1 - діаметр торцевої опорної поверхні сателіта;

d_2 і d_3 - відповідно, менший і більший діаметри контактних поверхонь півосей шестірні з корпусом диференціала;

l і l_1 - довжина осі сателіта, що припадає відповідно на сателіт і корпус.

При включених перших передачах, максимальному обертовому моменту $M_{e\max}$ і $K_\partial = 0$ допустимі тиски не мають перевищувати $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 = \sigma_4 = 70$ МПа.

5.9 Півосі, карданні передачі привода

5.9.1 Передача обертового моменту від диференціала на ведучі колеса може здійснюватися за допомогою:

а) півосей (у приводі некерованих коліс із залежною підвіскою);

б) карданних передач з асинхронними карданними шарнірами (у приводі некерованих коліс з незалежною підвіскою);

в) карданних передач з синхронними шарнірами (у приводі керованих коліс).

Оскільки карданні передачі розглядалися раніше, то далі мова піде про півосі - вали, які з'єднують безпосередньо ведуче колесо з диференціалом (рис. 5.15).

При взаємодії ведучих коліс з дорогою у точці контакту виникають сили, які своєю чергою викликають згинальні моменти. Залежно від ступеня сприймання цих моментів півосями останні умовно діляться на:

а) напіврозвантажені;

б) на три четверті (3/4) розвантажені;

в) повністю розвантажені.

Конструкційно це досягається за допомогою різного виконання підшипникових вузлів (зокрема розміщення підшипників), як показано на рисунках 5.16, 5.17 і 5.18.

Повністю розвантажена піввісь (див. рис. 5.16) використовується у вантажних автомобілях. Завдяки тому, що підшипники дещо рознесені, згинальні моменти на піввісь практично не діють, а сприймаються лише картером (хоча, внаслідок неспіввісності маточини і півосей шестірні, неперпендикулярності фланця до півосі, можуть виникати напруги згину в межах 5...70 МПа).

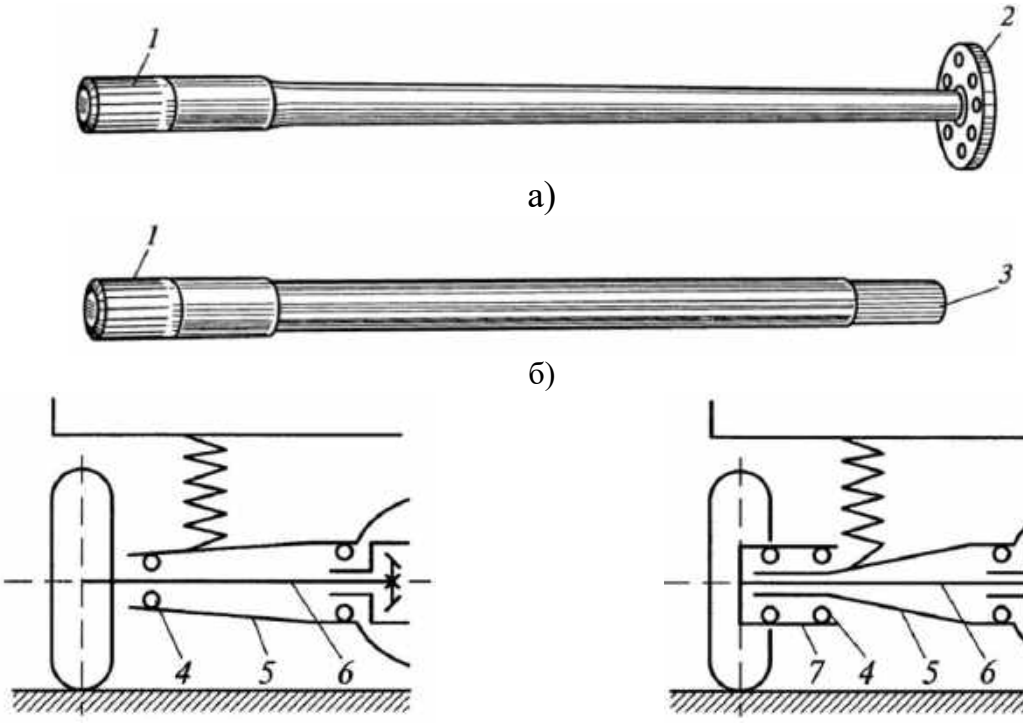


Рисунок 5.15 – Півосі: в) – фланцева; г) – безфланцева; напіврозвантажена; повністю розвантажена; 1, 3 – шліцові кінці; 2 – фланець; 4 – підшипник; 5 – балка, 6 – піввісь; 7– ступиця

Розвантажена на три четверті піввісь (див. рис. 5.17) відрізняється від першої тим, що замість двох підшипників стоїть лише один. У цьому випадку згинальні моменти від сил взаємодії колеса з дорогою сприймаються одночасно піввіссю і картером ведучого моста. Такі схеми мають обмежене застосування (легкові автомобілі високого класу).

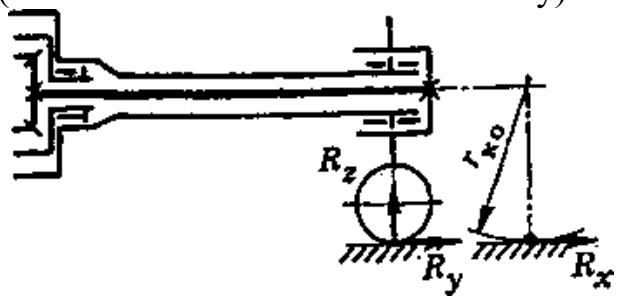


Рисунок 5.16 - Повністю розвантажена піввісь

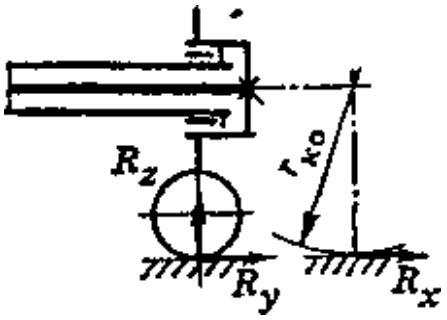


Рисунок 5.17 - На 3/4 розвантажена піввісь

Напіврозвантажена піввісь (див. рис. 5.18) на зовнішньому кінці має шийку, на яку встановлені підшипники, розміщені у внутрішній розточці картера ведучого моста До кінця півосі кріпиться маточина колеса, тому згинальні моменти від сил взаємодії колеса з дорогою сприймаються безпосередньо піввіссю. Моменти від вертикальної R_z і поздовжньої R_x сил незначні, оскільки плече a виконують по можливості малим (див. рис. 5.18). Натомість момент від поперечної сили R_Y може досягати великого значення.

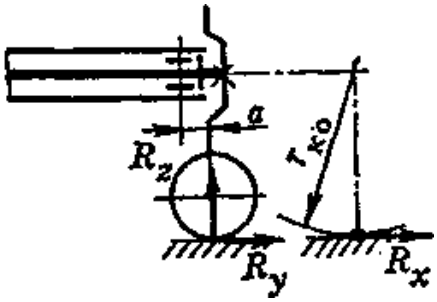


Рисунок 5.18 - Напів-розванатажена піввісь

Подібна схема є найбільш простою і її широко застосовують у легкових автомобілях.

У загальному випадку руху на колесо діють:

- обертовий момент від тягової T_K або гальмівної T_τ сил;
- тягова P_K або гальмівна P_τ сили;
- бокова сила P_Y, яка виникає при поворотах або заносах;
- вага $G_1(G_2)$, яка припадає на ведучий міст або відповідні їм реакції R_X, R_Y, R_Z.

Розрахунок півосей виконується на статичну міцність, рідше - втомленість.

5.9.2 При розрахунку на міцність повністю розвантаженої півосі визначаються напруга кручення τ і деформація при крученні θ, оскільки на таку вісь діє лише обертальний момент:

$$\tau_{\max} = \frac{R_X r_K}{W_r} = \frac{T_{K\max}}{0,2d^3},$$

$$\theta_{\max} = \frac{T_{K\max} l}{Gl} \cdot \frac{180}{\pi},$$

де R_X - поздовжня сила [R_X=P_K(P_τ)];

W_τ - момент опору січення півосі при крученні;

$I = \frac{\pi d^4}{32}$ - полярний момент інерції січення;

G=8,5·10^4 МПа - модуль пружності при крученні (2-го роду);

l - довжина півосі;

d - діаметр півосі;

$T_{K\max}$ - максимальний обертовий момент, орієнтовно можна прийняти:

$$T_{K\max} = 0,5 M_{e\max} u_T k_\partial \left(1 + k_\delta\right).$$

Отримані значення не мають перевищувати: $\tau_{\max} \le 500...700$МПа; $\theta_{\max} \le 8°$ на 1 м довжини півосі.

5.9.3 При розрахунку на міцність напіврозвантаженої півосі (див. рис. 5.18) розглядаються три характерні режими навантаження:

1) інтенсивне гальмування (або розгін);

2) занос автомобіля на повороті;

3) переїзд через перешкоду.

Приймається, що при інтенсивному гальмуванні (розгоні) можливі три варіанти:

а) вертикальна сила R_Z має найбільше значення $R_{Z\max}$ (при відсутності даних для визначення $R_{Z\max}$ можна прийняти $R_{Z\max}$=1,2·R_{Zcm}, де R_{Zcm} - статичне навантаження на колеса);

б) поздовжня сила R_X має граничне значення $R_{X\max}$= $R_{Z\max}$·φ, де φ=0,8;

в) поперечна сила відсутня (R_Y=0 оскільки в місці контакту колеса з дорогою R_X=$R_{X\max}$).

Для такого режиму руху визначається еквівалентна напруга:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2},$$

де напруги згину σ і кручення τ визначаються відповідно за формулами:

$$\sigma = a\frac{\sqrt{R_{X\max}^2 + R_{Z\max}^2}}{W_\sigma}; \qquad \tau = \frac{R_{X\max}^2 r_K}{W_\tau},$$

(тут $W_\tau = 0{,}1d^3$ - момент опору січення півосі при згині).

На рисунку 5.19 показана схема розрахунку півосі при русі автомобіля на повороті. У такому режимі навантаження, тобто при заносі автомобіля на повороті враховується, що:

а) вертикальна сила R_Z має значення, що відповідає повороту автомобіля або заносу ведучого моста. При цьому, до центра мас, які відносяться до ведучого моста, прикладена сила $P_Y = G_2\varphi'$. Сила R_Z визначається окремо для зовнішнього (*з*) і внутрішнього (*в*) коліс:

$$R_{Zз} = G_2\left(0{,}5 + \frac{h_g\varphi'}{B}\right); \quad R_{Zв} = G_2 - R_{Zз},$$

де G_2 - вага, що припадає на ведучий міст;

h_g - висота центра мас;

$\varphi' = 1{,}0$ - поперечний коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою;

B - колія коліс ведучого моста;

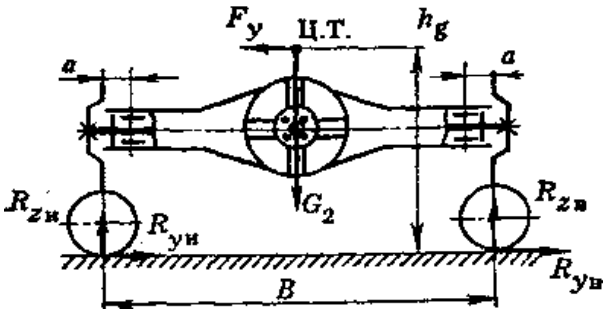


Рисунок 5.19 - Схема розрахунку півосі при русі автомобіля на повороті

б) поперечна сила R_Y має граничне значення:

$$R_{Yз} = R_{Zз}\varphi';$$
$$R_{Yв} = R_{Zв}\varphi';$$

в) поздовжня сила R_X відсутня (R_X=0 і τ=0).

Для такого режиму напруги згину визначаються окремо для півосей зовнішнього і внутрішнього коліс:

$$\sigma_з = \frac{\left(R_{Yз}r_K - R_{Zз}a\right)}{W_\sigma}; \qquad \sigma_в = \frac{\left(R_{Yв}r_K + R_{Zв}a\right)}{W_\sigma}.$$

При переїзді через перешкоду приймається, що:

а) при ударі колеса у перешкоду, яка знаходиться на дорозі, виникає вертикальна сила:

$$R_{Zд} = R_{Zcm}k_д,$$

де $k_д$ - коефіцієнт динамічності (див. п. 3.2.1);

б) поздовжня R_X і поперечна R_Y сили відсутні (R_X=0; R_Y=0).

Для цього режиму руху визначається тільки напруга згину:

$$\sigma_{\max} = \frac{R_{Z\partial} a}{W_\sigma}.$$

У виконаних конструкціях напіврозвантажених півосей напруги Знаходяться у межах $\sigma_з = \sigma_в = \sigma_{\max} = \sigma_{екв} = 600...750$ МПа.

Розміри півосей визначаються, виходячи з найбільш небезпечного випадку навантаження. Півосі виготовляються з легованих сталей марок ЗОХГС, 40ХМА, 40Х і піддаються гартуванню СВЧ.

Шліци півосей розраховуються на зминання і зріз, допустимі напруги відповідно: $[\sigma]_{зм}$=200 МПа, $[\tau]_{зр}$=70 МПа.

При тривалій експлуатації автомобіля у важких дорожніх умовах можуть виникати поломки півосей втомленісного характеру.

Підшипники півосей і коліс вибираються за статичним навантаженням, що припадає на одне колесо (див. рис. 5.19):

$$R_Z = 0,5 G_2.$$

Інші сили не приймаються до уваги, оскільки вони невеликі (P_K) або короткочасної дії (P_τ, P_Y). Частота обертання підшипників визначається, виходячи із середньої швидкості руху автомобіля.

ТЕМА 6 МОСТИ

6.1 Загальні відомості
6.2 Ведучі мости
6.3 Керований міст
6.4 Керований ведучий міст

6.1 Загальні відомості

Мостом називається вузол автомобіля, який з'єднує колеса однієї осі між собою і через підвіску з несучою системою.

Міст сприймає від коліс сили і реактивні моменти, які виникають у результаті взаємодії коліс з дорогою та передає їх підресореній частині.

За функціональними ознаками мости діляться на:

- ведучі;
- керовані;
- керовані ведучі;
- підтримуючі.

Ведучі мости застосовуються в якості задніх і проміжних. Керовані мости, як правило, передні, встановлюються на вантажних автомобілях. Використовуються і задні керовані мости.

Керовані ведучі мости застосовуються в якості передніх мостів на сучасних передньоприводних легкових автомобілях, на повноприводних автомобілях, або, рідше, як проміжні і задні мости.

Підтримуючі мости використовуються як задні або проміжні з метою підвищення вантажопідйомності автомобіля.

6.2 Ведучі мости

Ведучий міст - це, як правило, пустотіла балка у якій розміщені вузли трансмісії, зокрема, головна передача, диференціал, півосі. Ведучий міст сприймає через підшипники маточини коліс вертикальні, бокові й поздовжні реакції, що виникають у точках контакту коліс з опорною поверхнею, а також реактивний тяговий момент - через підшипники шестерні головної передачі, і реактивні гальмівні моменти, які виникають в опорних дисках чи супортах гальмівних механізмів. Міст передає сили та моменти на підресорену частину через поздовжні листові ресори або через інші направляючі пристрої і пружні елементи.

Балка моста має відповідати таким вимогам:

- надійно захищати від проникнення вологи, бруду і від пошкодження механізмів трансмісії розміщених у балці;
- мати високу жорсткість (максимальний статичний прогин не повинен перевищувати 1,5мм на метр колії) для того, що б забезпечити нормальні умови роботи зубчатих зачеплень і не створювати додаткові напруги згину в півосях;
- забезпечувати достатній дорожній просвіт;
- забезпечувати доступ до всіх закріплених на балці механізмів і пристроїв для обслуговування та ремонту;
- загальні вимоги (див. п. 2.1).

Конструкційно балки ведучих мостів можуть виготовлятися за трьома Кемами:

1) суцільна штампована зварна або лита балка, в середній частині якої кріпиться картер головної передачі;

2) балка утворена картером головної передачі, в якому запресовані кожухи півосей;

3) балка з поперечним роз’ємом, утворена картером головної передачі і кришкою картера з гніздом для підшипника диференціала, в які запресовані кожухи півосей.

При застосуванні суцільної балки можна легко демонтувати головну передачу як окремий вузол, не порушуючи при цьому регулювань підшипників і плями контакту зубів.

Зварні, штамповані з листового металу балки, мають меншу масу та технологічніші у виробництві, ніж литі, тому їх застосовують на легкових і вантажних автомобілях масового виробництва. Сфера застосування литих балок - вантажні автомобілі великої вантажопідйомності.

Балка, утворена картером головної передачі в якій запресовані кожухи півосей, наділена високою жорсткістю. Балки такого типу у поєднанні з ’ напіврозвантаженими півосями застосовують в ряді мостів легкових автомобілів.

Балка з поперечним роз'ємом відповідає вимогам масового виробництва, відносно проста у виготовленні та складанні, має невелику масу. До недоліків такої балки відносяться: неможливість створення попереднього натягу підшипників диференціала, підвищений шум, можливість витікання масла по роз'єму. Подібні балки необхідні при застосуванні півосей виконаних як одне ціле з півосевими шестернями.

Попередньо розміри поперечного січення зварної штампованої балки або кожуха півосі в місці кріплення ресори можна визначити через момент опору згину за емпіричною формулою:

$$W = \frac{M_{n_i} l}{26}; \text{мм}^3,$$

де M_{n_i} - маса підресореної частини автомобіля, що припадає на міст, який розглядається, кг;

l - віддаль від центральної площини колеса до середини опорної площадки ресори, мм.

Поперечне січення таких балок змінюється по довжині - від круглого на кінцях до прямокутного в центральній частині.

Напруги в балці розраховуються для таких трьох випадків навантаження:

1) при максимальному тяговому або гальмівному зусиллю;

2) при заносі автомобіля;

3) при переїзді через перешкоду.

6.2.1 При дії максимальної сили тяги або максимальної гальмівної сили приймається, що φ=0,8; поперечна сила P_y відсутня. Максимально можлива сила тяги або гальмівна сила на колесі визначається за формулою:

$$P_{k(\tau)} = \varphi R_{Z\max} = R_{X\max},$$

де $R_{Z\max}$ - реакція на колесо, вирахувана з врахуванням перерозподілу навантаження між мостами при розгоні або гальмуванні автомобіля:

$$R_{Z\max} = \frac{G_i m_{k(\tau)}}{2} \approx 1,2 R_{Z\max},$$

(тут G_i - доля повної ваги автомобіля яка припадає на колеса моста, що розглядається; $m_{k(\tau)}$ - коефіцієнт перерозподілу навантаження на колеса переднього і заднього мостів, визначається за формулами

$m_{k(\tau)} = 1 \mp \frac{\varphi h_g}{b}$ - для переднього мосту,

$m_{k(\tau)} = 1 \pm \frac{\varphi h_g}{a}$ - для заднього мосту

у яких h_g, a і b - координати центра мас автомобіля, а верхні знаки "+" відносяться до розгону автомобіля, нижні "-" - до гальмування);

На рисунку 6.1 показана розрахункова схема балки моста у режимі максимального тягового (гальмівного) зусилля. Згинальні моменти, які

створюють сили $R_{Z\max}$ і $R_{X\max}$ відповідно у вертикальній (*в*) і горизонтальній (*г*) площинах досягають максимального значення в січенні *I-I*, у місці кріплення ресори (див. рис. 6.1.) і визначаються за формулами:

$$M_в = l \cdot R_{Z\max} \text{ і } M_з = l \cdot \varphi \cdot R_{Z\max},$$

де *l* - відстань від центральної площини колеса до місця кріплення ресори.

Реактивний обертовий момент, створений силою тяги, діє на балку на ділянці від осі шестерні головної передачі до місця кріплення ресори (див. рис.6.1) визначається за формулою:

$$T_{k(\tau)} = \varphi \cdot R_{Z\max} \cdot r_k.$$

При круглому трубчастому січенні балки сумарний момент у небезпечному січенні (місці кріплення ресори), згідно з теорією найбільших дотичних напруг, буде визначатися за формулою:

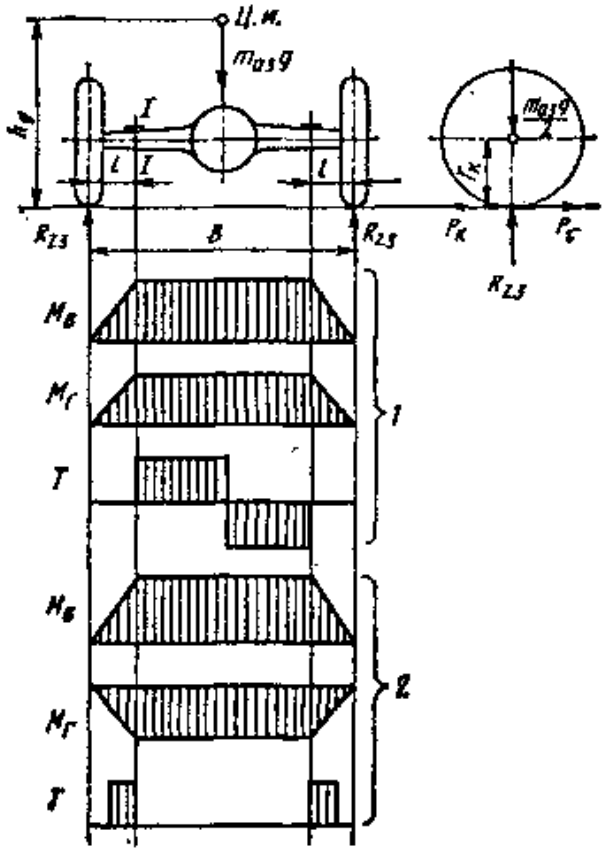


Рисунок 6.1 – Схема сил, які діють на ведучий міст при максимальній силі тяги і гальмівній силі та епюри згинаючих і обертальних моментів: 1 – тяговий режим; 2 - гальмування

$$M_\Sigma = \sqrt{M_в^2 + M_г^2 + T_{к(\tau)}^2},$$

а результуюча напруга у місці кріплення ресори - за формулою

$$\sigma_{рез} = M_\Sigma / W,$$

де *W* - осьовий момент опору круглого трубчатого січення,

$$W = 0{,}1D^3\left[1-\left(\frac{d}{D}\right)^4\right],$$

(тут *D* і *d* - відповідно зовнішній і внутрішній діаметр труби).

При прямокутному січенні балки напруги згину у вертикальних і горизонтальних площинах складаються. Тому необхідно спочатку порахувати моменти опору січення згину у двох площинах та крученню W_K. Потім визначаються напруги $\sigma_{зг}$ згину і кручення т за такими формулами:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_в}{W_в} + \frac{M_г}{W_г};\ \ \tau = \frac{T}{W_K},$$

де $W_в = \frac{\left(BH^3 - bh^3\right)}{6H}$; $W_г = \frac{\left(BH^3 - bh^3\right)}{6B}$ - моменти згину прямокутного коробчастого січення, відповідно, у вертикальній і горизонтальній площинах;

(тут H і B - відповідно, зовнішні висота і ширина коробчастого січення; h і b - відповідно, внутрішні висота і ширина коробчастого січення).

Момент опору крученню для прямокутного січення з однаковою рициною стінок δ визначається за формулою:

$$W_K = 2(h-\delta)(b-\delta)\cdot\delta,$$

де h і b - зовнішні розміри поперечного січення.

6.2.2 При заносі, як видно зі схеми на рисунку 6.2, реакції у поздовжній площині відсутні. Вертикальні і горизонтальні реакції, що діють у точці контакту колеса з опорною площиною для випадку ковзання автомобіля, наприклад, вліво визначаються за формулою:

- для зовнішнього (лівого) колеса

$$R_{Z_З} = G_i\left[0{,}5 + {}^{h_g\varphi}\!\!\diagup\!\!_{B}\right];\quad R_{Y_З} = \varphi R_{Z_З};$$

- для внутрішнього (правого)

$$R_{Z_В} = G_i\left[0{,}5 - {}^{h_g\varphi}\!\!\diagup\!\!_{B}\right];\quad R_{Y_В} = \varphi R_{Z_В};$$

де $G_i = m_{ai}g$ - вага, що припадає на i-тий ведучий міст автомобіля;

φ=1,0 - коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою при боковому ковзанні (заносі).

У випадку ковзання автомобіля вліво згинальний момент на лівій стороні балки досягає максимального значення в січенні *I-I*, яке відповідає центральній площині зовнішнього колеса, а згинальний момент на правій стороні балки - в січенні *II-II* - місці кріплення ресори (див. рис. 6.2). Таким чином:

$$M_I = R_y r_k;\ M_{II} = R_{z_в} l + R_{y_в} r_k.$$

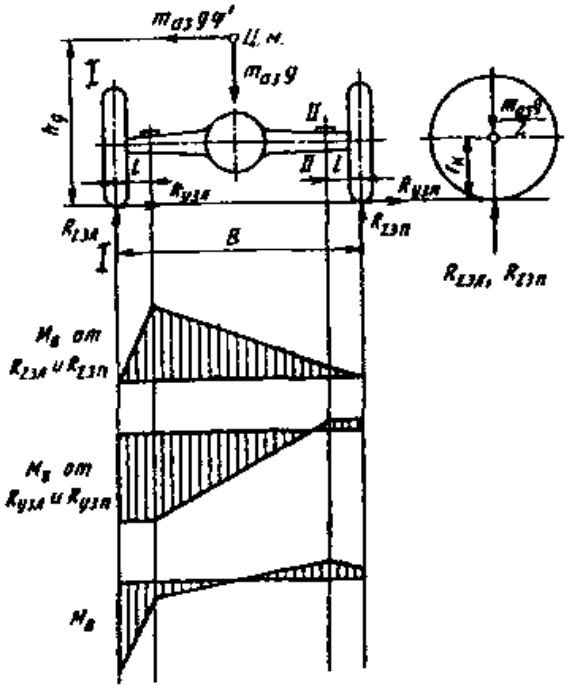


Рисунок 6.2 - Схема сил, які діють на ведучий міст при заносі автомобіля вліво і епюри згинальних моментів

Напруга згину при заносі буде визначатися:

- по зовнішньому (лівому) колесі за формулою

$$\sigma_{зг} = \frac{M_I}{W_{b_i}},$$

де W_{b_i} - осьовий момент опору у вертикальній площині по січенню *I-I*;

- по внутрішньому (правому) колесі за формулою

$$\sigma_{зг_в} = \frac{M_{II}}{W_{b_{II}}},$$

де W_{II} - осьовий момент опору у вертикальній площині по січенню *II-II*.

6.2.3 При переїзді через перешкоду вважається, що поздовжні і поперечні сили у точках контакту коліс з опорною площиною відсутні, а вертикальні реакції досягають максимального значення виходячи з умови $R_{z_a} k_д$, де $k_д$ - коефіцієнт динамічності (див. п. 3.2.1). Епюра згинаючих моментів $M_в$ відповідає першому випадку навантаження (див. ис.6.1), а напруга згину у місці кріплення ресори визначається за формулою:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_в}{W_в} = \frac{R_{Z_{ст}} lk_д}{W_в} = \frac{0,5 G_i lk_д}{W_в}.$$

При русі автомобіля по нерівній дорозі вертикальне прискорення моста може досягати значення $10g$. Тому литі балки ведучих мостів вантажних автомобілів, які мають відносно велику масу повинні бути перевірені з врахуванням власних сил інерції позаяк динамічне навантаження на міст від власної маси може перевищувати статичне навантаження від сили ваги підресореної маси.

З цією метою балка моста умовно ділиться вертикальними площинами на окремі дільниці. Добуток маси цих дільниць моста і закріплених на них деталей та заданих прискорень визначає величину інерційних сил P_j на підставі яких, будуються епюри згинаючих моментів M_j.

Значення моменту M_j додаються до значення $M_в$ при розрахунку напружень у першому випадку навантаження.

Матеріали, які застосовуються для балок ведучих мостів:

- зварна штампована балка - сталь 10, сталь 40 (НВ 187...229).
- лита балка - сталь 30Л, 40Л, модифікований ковкий чавун КЧ 35-10;
- кожухи півосей - сталь 45, 40Х (НВ 179...207).

Отримані розрахункові напруги не повинні перевищувати: $[\sigma]_{зг}$=300...500 МПа, $[\tau]_K$=150...400 МПа. Менші значення відносяться до литих балок з ковкого чавуну, більші - до зварних штампованих із сталі.

6.3 Керований міст

Керований міст складається з балки і поворотних кулаків, які з'єднані з нею шарнірно за допомогою шворнів. Поворотні кулаки виконані разом з центрами підшипників маточин коліс і фланцями для кріплення опорних дисків чи супортів гальмових механізмів сприймають і передають на балку вертикальні, бокові і поздовжні реакції, а також реактивні гальмівні моменти що виникають в опорних дисках чи супортах гальмових механізмів і, які передаються на підресорену частину через елементи підвіски.

Керований міст має задовольняти таким вимогам:

- забезпечувати стабілізацію і розвал керованих коліс;
- забезпечувати необхідні кути повороту кулаків вперед і назад;

- допускати понижене розміщення силового агрегату, що дозволяє зменшити висоту центра мас автомобіля;

- забезпечувати необхідну кінематику коліс при їх вертикальних переміщеннях;

- володіти достатньою жорсткістю щоб не виникали суттєві зміни деформації від зусиль, які діють з боку рульового механізму і реакції коліс;

- загальні вимоги (див. п.2.1).

Балка керованого моста - це поковка у формі двотавра, як показано на рисунку 6.3. На кінцях балки формуються бобишки прямокутної форми з отворами для шворнів. Осі шворнів нахилені в поперечній і поздовжній площинах для створення стабілізаційного моменту і зменшення опору коченню коліс.

Середня частина балки знижується з метою нижчого розташування силового агрегату. Величина зниження обмежується мінімальним дорожнім просвітом. Правильна кінематика керованих коліс при їх вертикальних переміщеннях досягається взаємним розміщенням точок кріплення балки моста до рами і коливанням поздовжньої рульової тяги.

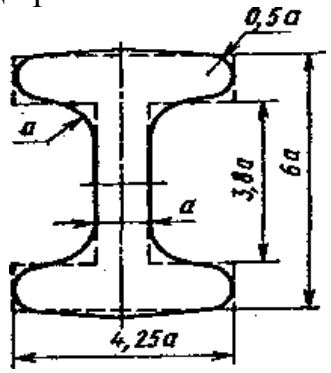


Рисунок 6.3 - Січення балки керованого моста

Двотаврове січення балки забезпечує велику жорсткість і міцність у вертикальній площині при мінімальній масі. Рекомендовані співвідношення розмірів двотавра наведені на рисунку 6.3; штриховою лінією показане еквівалентне січення.

Момент опору січення визначається за формулою:

у вертикальній площині

$$M_в = 20a^3,$$

у горизонтальній площині

$$M_г = 5,5a^3.$$

На ділянці між площадками кріплення ресор балка зберігає постійне січення. При компоновці моста для попереднього вибору моменту опору згину балки в місці кріплення ресори можна скористатися емпіричною формулою:

$$W = M_{ni} \cdot l \,/\, 22, \; мм^3,$$

де M_{ni} - маса підресореної частини автомобіля, що припадає на міст який розглядається, кг;

l - відстань від центра площини колеса до середини опорної площадки ресори, мм.

Висота кінцевої бобишки приймається приблизно рівною висоті поперечного січення балки (≈6a), а діаметр шворня 0,35...0,45 висоти бобишки. Довжина втулок поворотного кулака приймається рівною 1,25... 1,5 діаметра шворня.

Розрахункова схема керованого моста, яка показана на рисунку 6.4, складається з умовою, що кути поперечного і поздовжнього нахилу шворня, а

також розвалу коліс дорівнюють “0^0”, а осі цапф обох поворотних кулаків співпадають і розміщуються з осями шворнів в одній поперечній вертикальній площині.

Завданням розрахунку деталей керованого моста є визначення напруг у балці, поворотних кулаках, шворні, втулках поворотного кулака, опорних підшипниках (шайбах) для трьох випадків навантаження:

1) при гальмуванні;

2) при боковому заносі;

3) при переїзді через перешкоду.

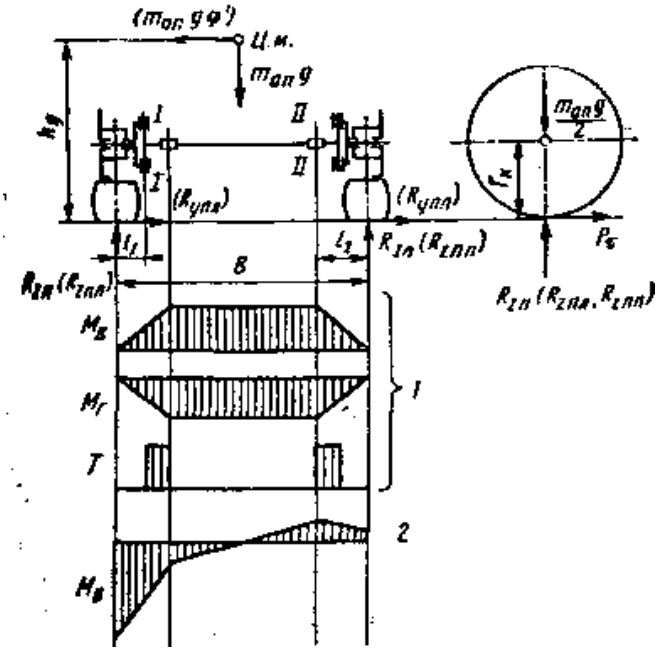


Рисунок 6.4 - Схема сил, які діють на керований міст при гальмуванні і заносі автомобіля та епюри згинаючих і обертальних моментів: 1- гальмування; 2- занос.

6.3.1 Розрахунок балки

6.3.1.1 При гальмуванні на балку діє вертикальна реакція R_Z прикладена до центральної площини колеса і гальмівна сила на колесі R_τ.

З врахуванням перерозподілу навантаження між мостами при гальмуванні автомобіля:

$$R_{Z\max} = \frac{G_1 m_{1\tau}}{2} \approx (1{,}1...1{,}2)\frac{G_1}{2} = 1{,}2R_{Zcm},$$

де $m_{1\tau} = \dfrac{L}{L + \varphi h_g}$;

(тут L - база автомобіля; h_g - висота центра мас; φ=0,7...0,8).

Гальмівна сила на колесі визначається за формулою:

$$P_\tau = \varphi R_{Z\max}.$$

Згинаючі моменти у вертикальній і горизонтальній площинах мають максимальні значення у січенні *II-II*, тобто в місцях кріплення ресори (див. рис. 6.4):

$$M_в = R_{Z\max} l_2;\ M_г = \varphi R_{Z\max} l_2,$$

де l_2 - віддаль від центра площини колеса до місця кріплення ресори.

Реактивний гальмівний момент, який діє на ділянці від отвору для шворня до місця кріплення ресори, визначається за формулою:

$$T_\tau = P_\tau r_к = \varphi R_{Z\max} r_к.$$

Сумарні нормальні напруги у балці моста двотаврового січення від згинаючих моментів у вертикальній і горизонтальній площинах визначаються за формулою

$$\sigma_{зг} = \frac{M_в}{W_в} + \frac{M_г}{W_г},$$

а дотичні - за формулою

$$\tau = \frac{T_\tau}{W_K},$$

де $W_в$, $W_г$ - моменти опору балки згину відповідно у вертикальній і горизонтальній площинах;

W_K - момент опору крученню.

Для балок, які виготовляються з вуглецевих сталей 45, 30Х, 40Х, допустимі напруги не повинні перевищувати

$[\sigma]_{зг} \le 300$ МПа; $[\tau]_{зг} \le 150$ МПа.

6.3.1.2 При заносі вертикальні і горизонтальні реакції, які діють в точці контакту колеса з опорною поверхнею визначаються, аналогічно, як і при розрахункові балки ведучого моста, окремо для зовнішнього (*з*) і внутрішнього (*в*) коліс:

$$R_{Zз} = G_1\left[0{,}5 + {h_g\varphi}\big/{B}\right]; \quad R_{Yз} = \varphi R_{Zз};$$
$$R_{Zв} = G_1\left[0{,}5 - {h_g\varphi}\big/{B}\right]; \quad R_{Yв} = \varphi R_{Zв},$$

а коефіцієнт зчеплення приймається φ=1,0.

У випадку ковзання автомобіля вліво згинаючий момент на лівому боці балки має максимальне значення в січенні *I-I* по осі отвору для шворня, а згинаючий момент на правому боці балки в січенні *II-II* - місці кріплення ресори (див. рис. 6.4):

$$M_I = R_{Zз}l_1 - R_{Yз}r_к;$$
$$M_{II} = R_{Zв}l_2 + R_{Yв}r_к,$$

де l_1 - віддаль від центра площини колеса до осі шворня.

За більшим з цих двох згинальних моментів визначається напруга згину формулою:

$$\sigma_{зг} = M_{I(II)}/W_в \le [\sigma]_{зг}.$$

6.3.1.3 При переїзді через перешкоду, розрахунковий момент має максимальне значення у місці кріплення ресори (див. рис. 6.4, січення *I-I*, $M_в$), а напруга згину буде визначатися за формулою:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_в}{W_в} = \frac{R_{Zcm}l_2k_д}{W_в} \le [\sigma]_{зг},$$

де $k_д$ - коефіцієнт динамічності (див. п. 3.2.1);

$R_{Zcm} = 0{,}5G_1$, (тут G_1 - вага, що припадає на керований міст).

6.3.2 Розрахунок поворотного кулака

Розрахункова схема поворотного кулака показана на рисунку 6.5. Небезпечним січенням кулака є січення *III-III* біля галтелі цапфи, діаметром $d_ц$ (див. рис. 6.5). Оскільки реактивний гальмівний момент прикладається на фланці кріплення опорного диска або супорта гальмівного механізму, то при гальмуванні біля галтелі діють лише згинаючі моменти у вертикальній і горизонтальній площинах, які визначаються за формулами:

$$M_в = R_{Z\max} l_3; M_г = \varphi R_{Z\max} l_3,$$

де l_3 - віддаль від опорної площини колеса до галтелі (див. рис. 6.5).

Напруження згину у такому випадку складатиме:

$$\sigma_{зг} = \frac{\sqrt{M_в^2 + M_г^2}}{W} = \frac{R_{Z\max} l_3 \sqrt{1+\varphi^2}}{0{,}1 d_ц^3},$$

де коефіцієнт зчеплення приймається φ=0,7...0,8.

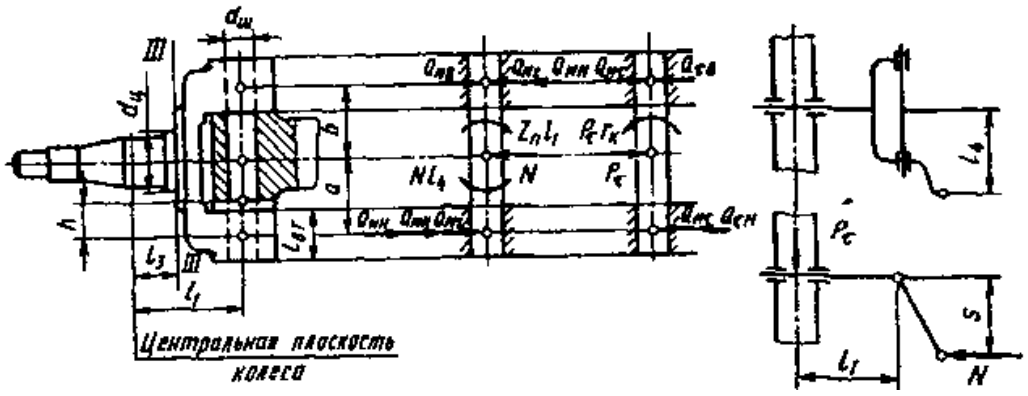


Рисунок 6.5 - Розрахункова схема поворотного кулака, шворня і втулок

При заносі згинальні моменти в небезпечних січеннях правого (внутрішнього) і лівого (зовнішнього) кулаків неоднакові. їх значення можна знайти за формулами:

для лівого (зовнішнього) кулака $M_{IIIз} = R_{Zз} l_3 - R_{Yз} r_к$,

для правого (внутрішнього) $M_{IIIв} = R_{Zв} l_3 + R_{Yв} r_к$ (при визначенні R_x і R_y приймається , що φ'=1,0).

Напруження згину в січенні *III-III* (див. рис. 6.5) буде визначатися за формулою:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{III}}{W} = \frac{M_{III}}{0{,}1 d_ц^3}.$$

У третьому розрахунковому випадку (переїзд через перешкоду) у січенні біля галтелі діє згинальний момент $M_в = R_{Zcm} l_3 k_д.$, який викликає напругу згину:

$$\sigma_{зг} = \frac{R_{Zcm} l_3 k_д}{0{,}1 d_ц^3}.$$

Матеріал поворотного кулака - сталь 30Х, 40Х для якого $[\sigma]_{зг}$=550 МПа.

6.3.3 Розрахунок шкворня і втулок поворотного кулака

При гальмуванні на шворінь у місцях, що відповідають серединам верхньої і нижньої втулок поворотного кулака і які знаходяться одна від одної на віддалі ($a+b$) діють в поперечній і поздовжній площинах зусилля (див. рис. 6.5) перпендикулярні до осі шворня.

Під час гальмування момент створений вертикальною реакцією опорної поверхні, урівноважується моментом пари сил Q_{Mz}, які діють у поперечній площині (див. рис. 6.5):

$$Q_{Mz} = \frac{R_{Z\max} l_1}{(a+b)}.$$

Реактивний гальмівний момент урівноважується моментом пари сил $Q_{M\tau}$, які діють у поздовжній площині (див. рис. 6.5):

$$Q_{M\tau} = \frac{\varphi R_{Z\max} r_к}{(a+b)} = \frac{P_\tau r_к}{(a+b)},$$

і реактивна гальмівна сила P_τ - силами, які діють у середині відповідно, верхньої (*в*) і нижньої (*н*) втулок:

$$Q_{вт} = \frac{P_\tau a}{(a+b)}; Q_{нт} = \frac{P_\tau b}{(a+b)}.$$

Реактивна гальмівна сила P_τ, що діє на плечі l_1 (див. рис. 6.5), створює у тязі рульової трапеції зусилля, якому протидіє таке ж зусилля, створюване на поворотному кулакові протилежного колеса. При русі автомобіля по прямій, сила в тязі рульової трапеції визначається за формулою:

$$N = \frac{P_\tau l_1}{S},$$

де S - плече прикладання сили N (див. рис. 6.5).

Ця сила діє у поперечній площині на віддалі l_4 нижче осі цапфи. Її можна перенести в точку пересічення осей шворня і цапфи, приклавши Nl_4 (див. рис. 6.5), що, своєю чергою, врівноважується моментом пари сил, які діють у поперечній площині:

$$Q_{вт} = \frac{Nl_4}{(a+b)},$$

а зусилля N - силами, які діють у серединах, відповідно, верхньої і нижньої втулок:

$$Q_{вт} = \frac{Na}{(a+b)}; Q_{нт} = \frac{Nb}{(a+b)}.$$

Згідно рисунка 6.5, результуюче зусилля на нижній втулці буде визначатися рівнянням

$$Q_н = \sqrt{\left(Q_{M_Z} + Q_{M_N} + Q_{K_N}\right)^2 - \left(Q_{M_\tau} + Q_{H_\tau}\right)^2},$$

а на верхній втулці рівнянням

$$Q_в = \sqrt{\left(Q_{M_Z} + Q_{M_N} - Q_{в_N}\right)^2 + \left(Q_{M_\tau} + Q_{в_\tau}\right)^2}.$$

Очевидно, що сила, яка діє на нижню частину шворня більша ніж сила яка діє на верхню. Співвідношення між цими силами значною мірою залежить від співвідношення розмірів *a* і *b*. Щоб зрівняти навантаження, які діють на шворінь у верхній і нижній частинках необхідно приймати *a*>*b*.

При заносі сили і моменти діють тільки в поперечній площині (див. рис. 6.5). Для шворнів лівого і правого (зовнішнього і внутрішнього) поворотних кулаках сили Q_{M_Z} різні і визначаються за такими формулами:

$$Q_{зв} = \frac{R_{Z_з} l_1 - R_{y_з} r_к}{a+b} = \frac{\left(1{,}0 + \varphi 2h_m / B\right)\left(l_1 + \varphi r_к\right) G_1}{2\left(a+b\right)};$$

$$Q_{вн} = \frac{R_{Z_в} l_1 - R_{y_в} r_к}{a+b} = \frac{\left(1{,}0 + \varphi 2h_m / B\right)\left(l_1 + \varphi r_к\right) G_1}{2\left(a+b\right)}.$$

При переїзді через перешкоду у місці контакту колеса з дорогою виникає динамічна сила $P_{дин} = G_1 / 2\, k_д$ яка викликає в опорах шворня реакції (сили) Q_{M_Z}:

$$Q_{дин} = Q_{M_Z} = \frac{G_1}{2} k_д \left(\frac{l_1}{a+b}\right).$$

Шворінь діаметром $d_ш$ розраховується на згин і зріз в січенні, яке співпадає з нижнім торцем бобишки балки. За розрахункове зусилля Q_p приймається найбільша сила з визначених $Q_н, Q_в, Q_{зв}, Q_{вн}, Q_{дин}$:

$$Q_p = \left(Q_н, Q_в, Q_{зв}, Q_{вн}, Q_{дин}\right).$$

Напруги згину $\sigma_{зг}$ і зрізу $\tau_{зр}$ визначаються відповідно, за формулами:

$$\sigma_{зг} = \frac{Q_p h}{0{,}1 d_ш^3}; \quad \tau_{зр} = \frac{4Q_p}{\pi d_ш^2},$$

де *h* - відстань від нижнього торця бобишки до середини втулки кулака (див. рис. 6.5).

Шворінь виготовляється із сталей 45, 50 з наступним загартуванням СВЧ на глибину 1,5...2,0 мм. HRC 57...65 або 20Х, 20ХН, 18ХГТ - цементація.

Напруги не повинні перевищувати: $[\sigma]_{зг} \le 500$ МПа; $[\tau]_{зр} \le 100$ МПа.

Втулка розраховується на зминання за формулою:

$$\sigma_{зм} = \frac{Q_p}{l_{вт} d_ш} \le [\sigma]_{зм},$$

де $l_{вт}$ - довжина втулки (див. рис. 6.5). при цьому для сталі 30Х, 40Х (НВ 241...285) $[\sigma]_{зм}$=50 МПа.

6.3.4 Розрахунок опорного підшипника поворотного кулака

При розрахункові підшипника визначається еквівалентне статичне навантаження P_0 згідно з ГОСТ 18854-82 “Подшипники качения. Методи расчета статической грузоподёмности и эквивалентной статической Нагрузки”. При цьому осьове навантаження на опорний підшипник знаходиться за формулою:

$$P_0 = F_a = 0,625G_a,$$

де G_a - повна вага автомобіля.

У зв’язку з відносно невеликим кутовим переміщенням і небезпекою поверхневого руйнування кілець, розрахункова статична вантажопідйомність підшипника приймається:

$$C_0 = (1...2)F_a.$$

Виходячи із знайденого C_0, за таблицями вибирається необхідний опорний підшипник.

Якщо замість підшипника використовується опорна бронзова шайба, то статичне навантаження на неї визначається при повній вазі автомобіля:

$$F_a = \frac{G_a}{2}.$$

При цьому напруга зминання знаходиться за формулою:

$$\sigma_{зм} = \frac{4F_a}{\pi\left(D^2 - d^2\right)} \le [\sigma]_{зм},$$

де D і d - відповідно, зовнішній і внутрішній діаметри шайби.

Допустиме значення напруги $[\sigma]_{зм}$=30 МПа.

6.4 Керований ведучий міст

На повноприводних автомобілях керований міст виконується одночасно й ведучим. Балки таких мостів можуть бути або роз’ємними, зварними штампованими, або литими.

На кінцях балки передбачені фланці, до яких болтами кріпляться кульові опори поворотного пристрою керованих коліс. До опори приварені два шипи, які виконують функції шворня. Шипи розміщують на опорі таким чином, щоб отримати необхідні кути його поперечного і поздовжнього нахилу.

Поворотні кулаки, як правило, виконуються збірними - корпус і цапфа з фланцем. Корпус кулака встановлюється на шипах кульової опори за допомогою роликових конічних підшипників. У центральні отвори опори і цапфи запресовані втулки з антифрикційного матеріалу, які використовуються для центрування шарніра рівних кутових швидкостей.

Для визначення напруг, які діють у деталях керованого ведучого моста, використовуються залежності, наведені вище для ведучого і керованого мостів.

Для передньої незалежної підвіски, яка має кулак, шворні й інші деталі розрахунок їх аналогічний, як і для залежних підвісок.

ТЕМА 7. ПІДВІСКА

7.1 Загальні відомості
7.2 Коливання і плавність ходу автомобіля
7.3 Пружна характеристика підвіски
7.4 Кінематичні схеми підвісок
7.5 Пружні елементи
7.6 Кутова жорсткість підвіски і стабілізатор поперечної стійкості
7.7 Амортизатори

7.1 Загальні відомості

Підвіскою автомобіля називають сукупність пристроїв, що забезпечують пружний зв'язок між несучою системою і мостами чи колесами автомобіля; зменшення динамічних навантажень на несучу систему і колеса і затухання їх коливань, а також регулювання положення кузова автомобіля під час руху.

На автомобілях в залежності від їх класу і призначення застосовують різні типи підвісок (рис. 7.1).

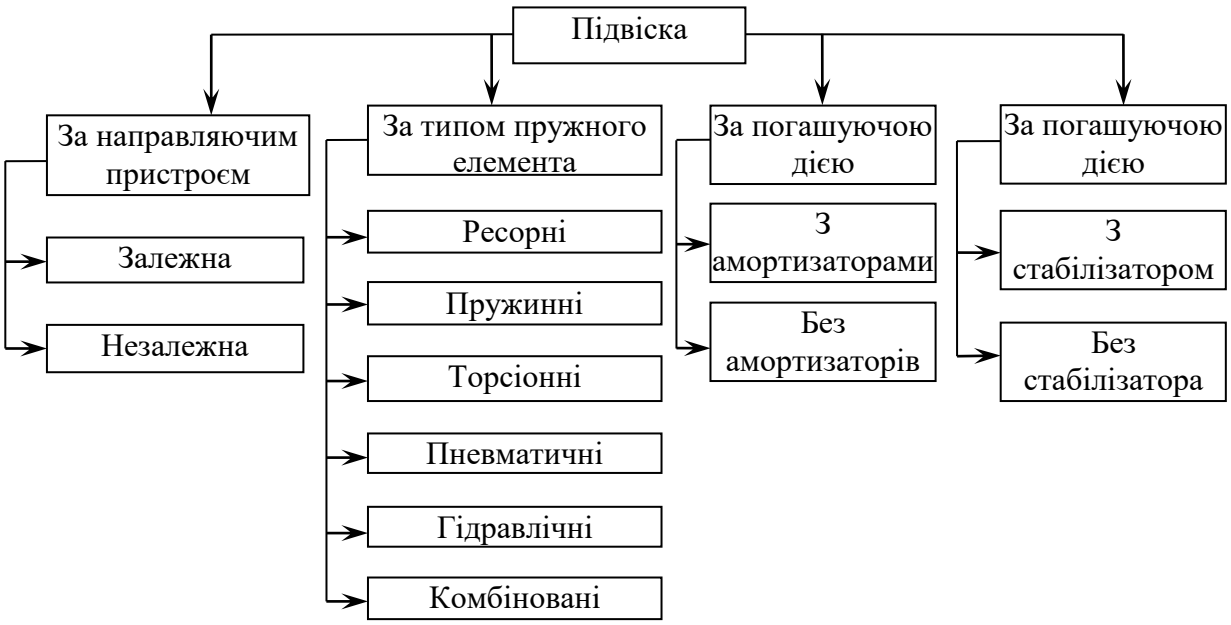


Рисунок 7.1 – Типи підвісок, класифіковані за різними ознаками

За призначенням деталі підвіски поділяються на пружний елементи, що включає в себе стабілізатор поперечної стійкості, направляючий пристрій і погашуючий пристрій.

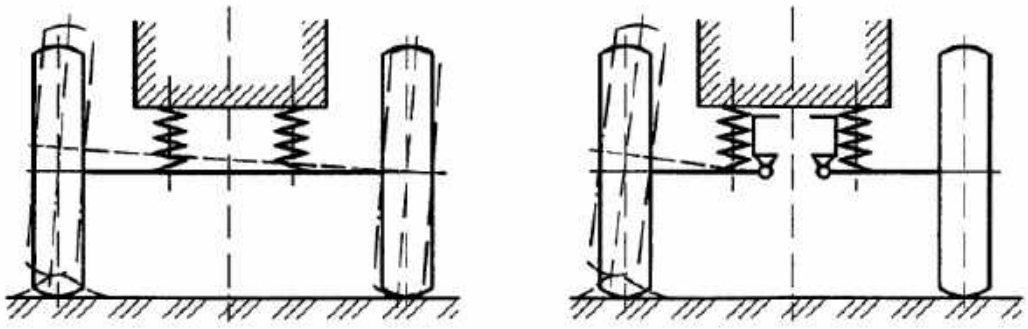
Пружний елемент передає вертикальні навантаження і зменшує рівень динамічних навантажень, що виникають при русі автомобіля по нерівностях

поверхні дороги, забезпечуючи при цьому необхідну плавність ходу автомобіля.

Направляючий пристрій підвіски передає несучій системі автомобіля сили і моменти між колесами і кузовом, і визначає характер переміщення коліс відносно несучої системи автомобіля. Залежно від конструкції направляючий пристрій повністю або частково звільнює пружний елемент від додаткових навантажень, що передаються від коліс до кузова автомобіля.

Погашуючий пристрій, а також тертя в елементах підвіски забезпечує затухання коливань кузова і коліс авто, при якому механічна енергія коливань перетворюється в теплову. Підвіски за типом пружного елемента розділяються на ресорні, пружинні, торсіонні, гумові, пневматичні, гідравлічні та комбіновані.

Залежно від типу направляючого пристрою всі підвіски діляться на залежні та незалежні (рис. 7.2). Особливістю залежної підвіски коліс є наявність жорсткої балки, яка з'єднує праве і ліве колеса, тому переміщення одного колеса в поперечній площині передається іншому.



а) б)

Рисунок 7.2 – Схеми залежної (а) і незалежної (б) підвісок

При незалежній підвісці відсутній безпосередній зв'язок між колесами. Кожне колесо даного моста переміщується незалежно одне від другого.

Незалежні підвіски по характеру переміщення колеса розділяються на підвіски з переміщенням колеса в поперечній, поздовжній або в двох площинах (поперечній і поздовжній).

Погашуюча дія в підвісці забезпечується головним чином амортизатором. За характером роботи розрізняють амортизатори односторонньої і двохсторонньої дії. Амортизатори односторонньої дії створюють опір і гасять коливання тільки при ході відбою, а двохсторонньої дії – як при ході відбою, так і при ході стиску.

Основні вимоги, що висуваються до підвісок такі:

1. пружна характеристика повинна забезпечувати високу плавність ходу, відсутність ударів в обмежувачі ходу, протидіяти кренам, «присіданням» при рушанні з місця і «клювкам» при гальмуванні;
2. кінематична схема повинна створювати умови для можливої мінімальної зміни колії і кутів установки шворнів і керованих коліс, а також забезпечувати відповідність кінематики переміщення коліс кінематиці рульового привода;

3. оптимальна величина затухання коливань кузова і коліс;
4. надійна передача від коліс до кузова чи рами поздовжніх чи поперечних зусиль і їх моментів;
5. мала маса елементів підвіски й особливо непідресорених частин;
6. достатня міцність і довговічність деталей підвіски і особливо пружних елементів, що відносяться до найбільш навантажених деталей автомобіля.

На організм людини впливають амплітуда, частоти, прискорення і інтенсивність прискорень коливального руху.

Коливання кузова при русі авто по нерівностях дороги відбувається з частотами власних коливань. Зменшення цих частот сприяє зменшенню прискорень коливань кузова автомобіля при русі будь-якою дорогою і призводить до покращення плавності ходу автомобіля.

З фізіологічної точки зору, найбільш звичними для людини є коливання з частотами, які виникають при ходьбі.

При хорошій якості підвіски значення частоти власних коливань складає для легкових автомобілів – $0{,}8 \div 1{,}2$Гц, а для вантажних автомобілів та автобусів – $1{,}2 \div 1{,}9$Гц. Якщо частота власних коливань лежить у вказаних межах, то людський організм добре переносить коливання.

7.2 Коливання і плавність ходу автомобіля

При побудові основної еквівалентної коливальної системи для визначення частоти власних коливань підресорених мас, що характеризують плавність ходу автомобіля, достатньо відобразити в ній тільки фактори, що викликають лінійні переміщення z і кутові переміщення φ підресореної маси і розглядати її без урахування впливу непідресорених мас і збуджуючих факторів. Приймаємо, що автомобіль симетричний відносно поздовжньої площини, тому розглянемо плоску модель (рис.7.3).

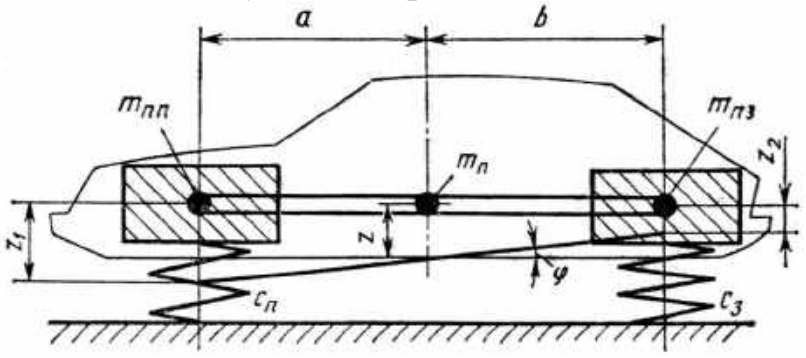


Рисунок 7.3 – Приведена модель автомобіля

Підресореною частиною автомобіля є всі його елементи, маса яких передається пружними елементами підвіски (кузов, рама). Ті елементи, маса яких не передається через пружні елементи підвіски, називають непідресореними елементами автомобіля (колеса в зборі, деталі направляючих пристроїв, включаючи непідресорені мости, частина маси пружних елементів і амортизаторів). Для складання рівняння руху розглянутої системи скористаємось рівнянням Лагранжа.

Її кінетична і потенціальна енергія:

$$\begin{cases} K = 0,5m_n \cdot \dot{z}^2 + 0,5m_n \cdot \rho^2 \cdot \varphi^2 \\ П = 0,5c_n(z + a\varphi)^2 + 0,5c_з(z - b\varphi)^2. \end{cases} \quad (1)$$

Диференціюючи систему рівнянь (1) по узагальнених координатах і підставляючи значення похідних в рівняння Лагранжа отримаємо систему диференційних рівнянь вертикальних і поздовжньо-кутових коливань:

$$\begin{cases} m_n \cdot z + z(c_n + c_з) + \varphi \cdot (c_n \cdot a - c_з \cdot b) = 0 \\ m_n \cdot \rho^2 \cdot \ddot{\varphi} + \varphi(c_n \cdot a^2 + c_з \cdot b^2) + z \cdot (c_n \cdot a - c_з \cdot b) = 0, \end{cases} \quad (2)$$

де $c_n = c_{рп} \cdot c_{шп} / (c_{рп} + c_{шр});$

$c_з = c_{рз} \cdot c_{шз} / (c_{рз} + c_{шз});$

m_n – підресорена маса

$c_{рп}, c_{рз}$ – приведена жорсткість пружних елементів відповідно передньої і задньої підвісок;

$c_{шп}, c_{шз}$ – жорсткість шин відповідно передніх і задніх коліс;

ρ – радіус інерції підресореної маси автомобіля.

Система диференційних рівнянь показує, що в загальному випадку координати *z* і φ пов'язані між собою. Якщо змістити кузов паралельно самому собі в напрямку вертикальної осі, а потім різко відпустити, то виникають не тільки вертикальні переміщення *z*, а й кутові з кутом повороту φ , координати *z* і φ незалежні тільки при $c_n \cdot a - c_з \cdot b = 0$. В цьому випадку сила, прикладена до центра мас, викликає тільки вертикальні переміщення *z*.

Тоді рівняння (2) набудуть вигляду

$$\begin{cases} m_n \cdot z + z(c_n + c_з) = 0 \\ m_n \cdot \rho^2 \cdot \ddot{\varphi} + \varphi(c_n \cdot a^2 + c_з \cdot b^2) = 0. \end{cases} \quad (3)$$

Відповідні цим рівнянням власні частоти:

$$\text{вертикальних коливань} - \omega_z = \sqrt{\frac{c_n + c_з}{m_n}};$$

$$\text{кутових коливань} - \omega_\varphi = \sqrt{\frac{c_n \cdot a^2 + c_з \cdot b^2}{m_n \cdot \rho^2}}. \quad (4)$$

Умову рівності частот вертикальних і кутових коливань отримаємо, якщо порівняємо ω_φ і ω_z.

$$\frac{c_n + c_з}{m_n} = \frac{c_n \cdot a^2 + c_з \cdot b^2}{m_n \cdot \rho^2}. \quad (5)$$

Приймаючи, що коливання передніх і задніх підресорених частин незалежні (тобто справедлива умова $c_n = c_з \cdot (b / a)$), із рівняння (5) визначаємо, що вертикальні та кутові коливання будуть рівні при $\rho^2 = b \cdot a$.

Частоти власних коливань передньої і задньої частин підресорених мас можна виразити через відповідні маси і жорсткості:

$$\omega_{zn} = \sqrt{\frac{c_n + c_n \cdot a / в}{m_n}} = \sqrt{\frac{c_n}{m_{nn}}};$$
$$\omega_{zз} = \sqrt{\frac{c_з + c_з \cdot в / a}{m_n}} = \sqrt{\frac{c_з}{m_{nз}}}, \qquad (6)$$

де $m_{nn} = m_n \cdot b / (a+b);$

$m_{nз} = m_n \cdot a / (a+b).$

Таким чином, при прийнятих вище умовах еквівалентну систему автомобіля можна подати як складену із двох підресорених передньої і задньої мас m_{nn} і $m_{nз}$, які опираються відповідно на пружини з приведеною жорсткістю c_n і $c_з$.

При значеннях $\varepsilon = \rho^2 / ab = 0,8 \div 1,2$ коливання підресорених мас над передньою і задньою осями є практично не пов'язаними, і значить для знаходження частоти вільних коливань можна користуватися формулами (6).

Частота коливань за хвилину n_n пов'язана з кутовою частотою співвідношенням

$$n_n = \frac{30\omega_n}{\pi} = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{c_n}{M_n}}.$$

Якщо виразити n_n через статичний прогин f_{cm}, то

$$n_n = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{m_{nn} \cdot g}{f_{cm} \cdot m_{nn}}} \approx \frac{300}{\sqrt{f_{cm}}}.$$

При проїзді автомобілем нерівності її вплив передається спочатку на передні колеса, а потім на задні колеса автомобіля і викликає кутове переміщення кузова. Різниця за часом між двома впливами залежить від бази автомобіля і швидкості руху автомобіля.

Якщо $\omega_n < \omega_з$ (тобто, чим менше співвідношення $\omega_n / \omega_з$), то при малих швидкостях кутові коливання збільшуються, а при великих зменшуються.

Для швидкохідних автомобілів передні підвіски виконують з меншою жорсткістю. Притому частота власних коливань $\omega_n = (0,85 \div 0,95)\omega_з$.

7.3 Пружна характеристика підвіски

Пружна характеристика підвіски являє собою залежність вертикального навантаження R_z на колеса від деформації підвіски f, виміряної безпосередньо над віссю колеса. Підвіска характеризується статичним прогином f_{cm}, динамічним прогином $f_Д$, коефіцієнтом динамічності $K_Д$. Коефіцієнт динамічності $K_Д = R_{z\max} / R_{zcm}$.

Пружна характеристика підвіски повинна проходити через точку *a*, що відповідає повному статичному навантаженню і статичному прогину, який

характеризує задану плавність ходу. З іншого боку для усунення небезпеки доторкання металевих деталей при максимальній деформації пружного елемента характеристика повинна пройти через точку b, яка визначається коефіцієнтом динамічності $K_Д$, притому $K_Д = 1,75 \div 2,5$.

Виконати ці умови можна тільки при нелінійній характеристиці. При лінійній характеристиці Ob коефіцієнт $K_Д$ буде мати задане значення , але плавність ходу буде незадовільна (точка a_b). І навпаки, при характеристиці Ob' статичний прогин дорівнює заданому, але можливі часті пробої, викликані малою динамічною ємністю підвіски (коефіцієнт $K_Д < K_Д = 1,75 \div 2,5$).

Динамічну ємність підвіски можна підвищити збільшенням динамічного прогину, але це призведе до значного збільшення ходу підвіски.

Під ємністю підвіски розуміють роботу, яку необхідно затратити, щоб деформувати повністю розвантажений пружний елемент (до моменту доторкання деталей, що обмежують деформацію пружного елемента).

В загальному випадку $U = \int_0^{f_{max}} \Phi(f)df ...,$

де $\Phi(f)$ – аналітичний вираз характеристики підвіски.

Якщо характеристика підвіски лінійна, тобто $\Phi(f) = cf$, то ємність підвіски $U = 0,5cf_{max}^2$,

де c – жорсткість підвіски.

Ємність підвіски обмежена жорсткістю і максимальним ходом підвіски. Зростання ходу підвіски призводить до значних переміщень кузова відносно коліс, що зменшує стійкість авто, підвищує вимоги до направляючих пристроїв підвіски, ускладнює умови роботи рульового привода і збільшує межі зміни кліренсу при незалежній підвісці коліс.

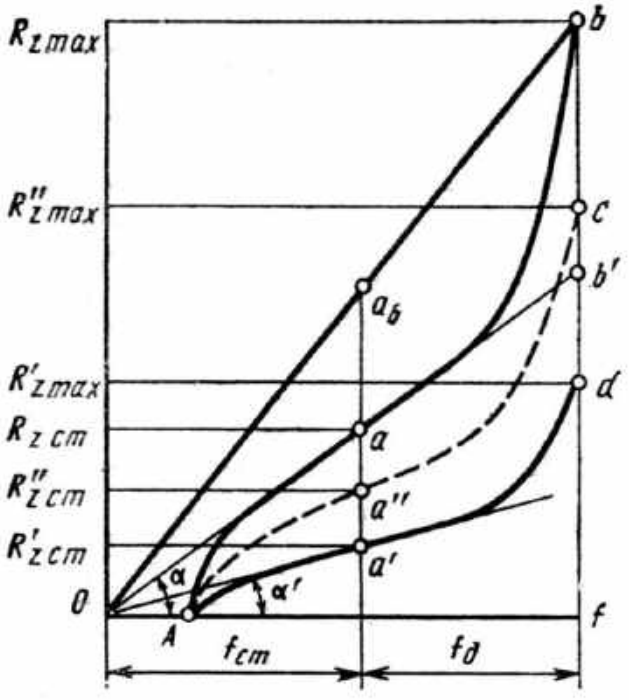


Рисунок 7.4 – Оптимальна форма пружної характеристики підвіски

Динамічний прогин по відношенню до статичного для легкових авто складає $f_Д = 0,5\, f_{ст}$, для автобусів $f_Д = 0,75\, f_{ст}$, для вантажних авто $f_Д = f_{ст}$.

У пружну характеристику підвіски включений буфер відбою, що зменшує хід підвіски на величину *OA*.

Маса підресореної частини, що визначає величину статичного прогину, змінюється для легкових автомобілів для передніх підвісок в середньому на $10 \div 30\%$, а для задніх на $45 \div 60\%$; в автобусів на $200 \div 250\%$; у вантажних автомобілів на $240 \div 400\%$.

Значна зміна маси має великий вплив на пружну характеристику підвіски. На рис.7.4 наведені бажані форми кривих характеристик для порожнього ($Aa'd$) і напівзавантаженого ($Aa''c$) авто.

Для збереження оптимальної частоти власних коливань кузова при змінному навантаженні необхідно підтримувати постійність статичного прогину підвіски, змінюючи її жорсткість, тобто жорсткість підвіски повинна змінюватися пропорційно до навантаження.

В загальному випадку характеристика повинна бути нелінійною і повинна виконуватись умова

$$\frac{R_z}{c_m} = f = f_{ст} = const, \qquad (7)$$

де $c_m = dR_z / df$ – жорсткість підвіски в довільній точці характеристики.

Рівняння (7) запишемо у вигляді $dR_z / R_z = df / f$.

Інтегруючи цей вираз і використовуючи початкові умови, за яких $f = f_0$ і $R_z = R_{z_0}$, отримаємо $\ln R_z = (f / f_0) + c.$ Звідки $c = \ln R_{z_0} - 1$.

Тоді $R_z = R_{z_0} \cdot e^{(f/f_0)-1}$.

Таким чином, для того, щоб кузов автомобіля мав, незалежно від навантаження, постійну частоту власних коливань, характеристика підвіски повинна змінюватись за законом степеневої функції.

Існує ряд способів отримання нелінійної пружної характеристики бажаного вигляду. Для того, щоб при лінійній характеристиці основного пружного елемента отримати задану нелінійну характеристику підвіски, зазвичай застосовують декілька пружних елементів.

Додатковий пружний елемент може застосовуватись для збільшення ємності підвіски і для отримання заданого статичного прогину. Для зміни жорсткості задньої підвіски вантажного авто застосовують додаткову ресору (підресорник) з опорами, що мають криволінійну поверхню (рис.7.5*а*). Робоча довжина підресорника із збільшенням навантаження зменшується, а жорсткість збільшується. На деяких авто такі опори застосовуються і для основної ресори.

Існують конструкції ресор, в яких передбачені додаткові нижні листи з радіусами кривизни, значно більшими, ніж у верхніх листів (рис.7.5*б*). Нижні листи виконують функції підресорника, забезпечуючи більш плавне збільшення жорсткості при повному статичному навантаженні. Додаткові опори і підресорники включаються в роботу при ході $f_{в.п.} \approx 0,6\, f_Д$.

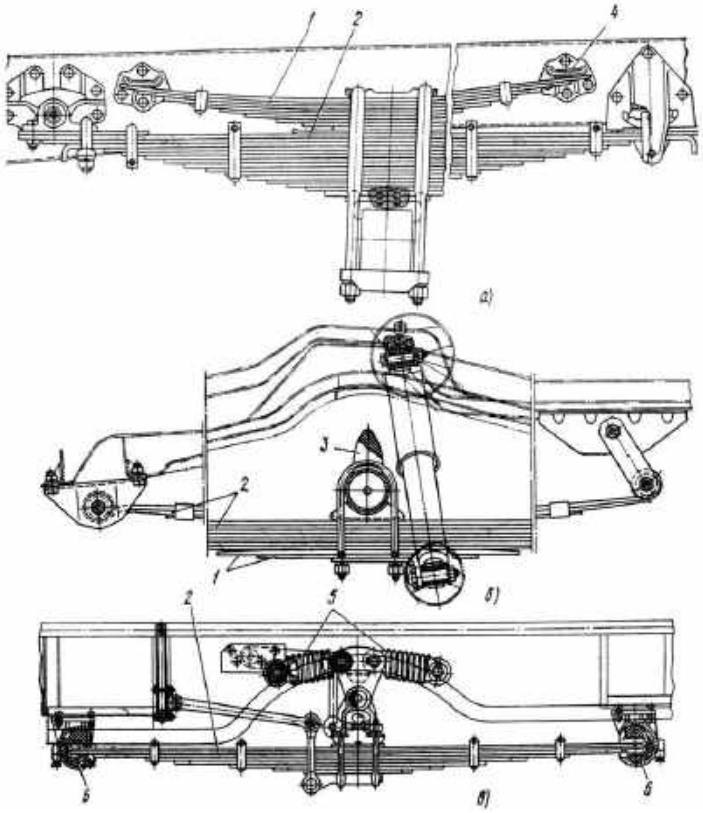


Рисунок 7.5 – Ресорні підвіски з додатковими пружними елементами: 1, 2 – додаткова і основна ресори;3 – буфер стиску; 4 – криволінійна опора;5 – коректуючі пружини; 6 – гумова опора

Криву пружної характеристики, близьку до заданої, можна отримати використанням підвіски з коректуючими пружинами (рис.7.5*в*, рис.7.6). Коректуючі пружини можуть працювати або на розтяг або на стиск, а в статичному положенні розташовані горизонтально.

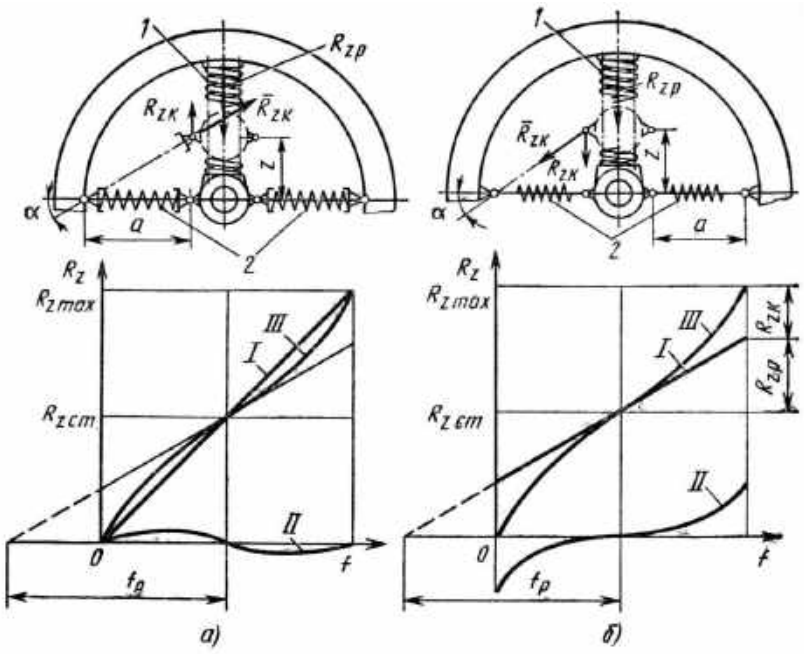


Рисунок 7.6 – Схеми підвісок з коректуючими пружинами і їх пружні характеристики: а) розтяг;б) стиск;1 – основна пружина; 2 – коректуючі пружини

Підвіска з коректуючими пружинами зручна при малих змінах підресореної маси.

Регулювання жорсткості підвіски в залежності від маси підресореної частини найбільш просто можна здійснити шляхом застосування пневматичного пружного елемента.

За видом пружного елемента пневматичні підвіски можуть бути розділені на підвіски з гумовокордовими пневматичними пружними елементами балонного і діафрагмового типу (рис.7.7, рис.7.8) та підвіски з гідропневматичними пружними елементами телескопічного типу (рис.7.9).

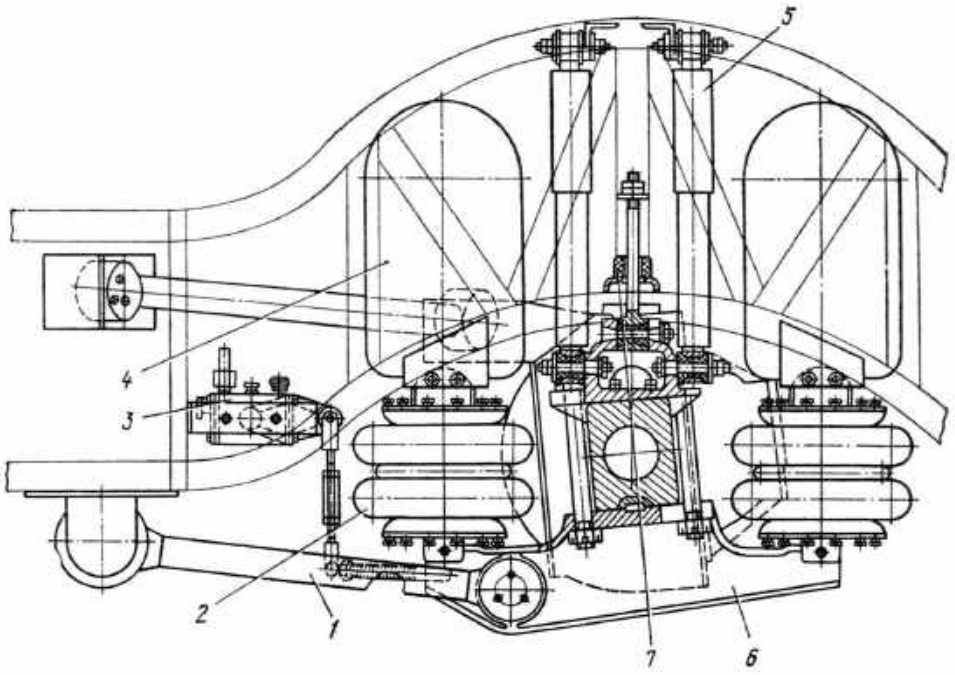


Рисунок 7.7 – Залежна пневматична балонна підвіска ведучих коліс автобуса ЛАЗ – 699: 1 – тяга; 2 – балон; 3 – регулятор; 4 – резервуар; 5 – амортизатор; 6 – балка; 7 – буфер відбою

Стиснене повітря або газ в балоні перебувають під тиском $0{,}5 \div 0{,}8$МПа. Зі збільшенням осадки балона його внутрішній об’єм зменшується, а тиск повітря і жорсткість підвіски збільшується. Наявність додаткового резервуару компенсує збільшення тиску повітря в балоні при його осадці і зменшує жорсткість підвіски.

Перевагою пневматичних підвісок є відсутність тертя в пружних елементах, незначна їх маса і незначний рівень шуму.

До недоліків таких підвісок слід віднести необхідність автономного розташування направляючого і погашуючого пристроїв підвіски, велику вартість і складність конструкції, а також малу довговічність елементів підвіски.

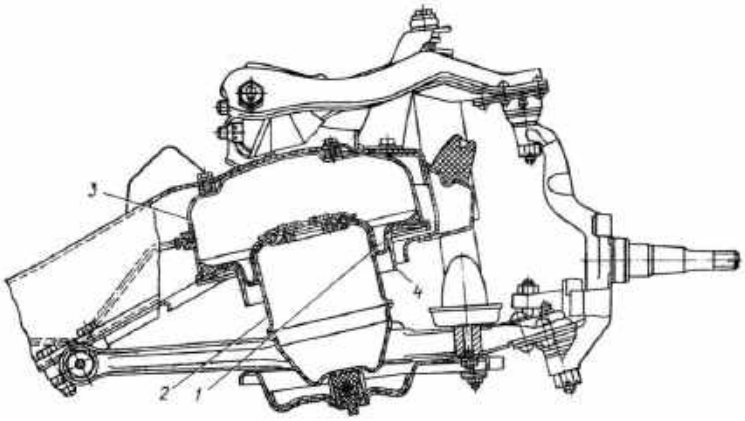
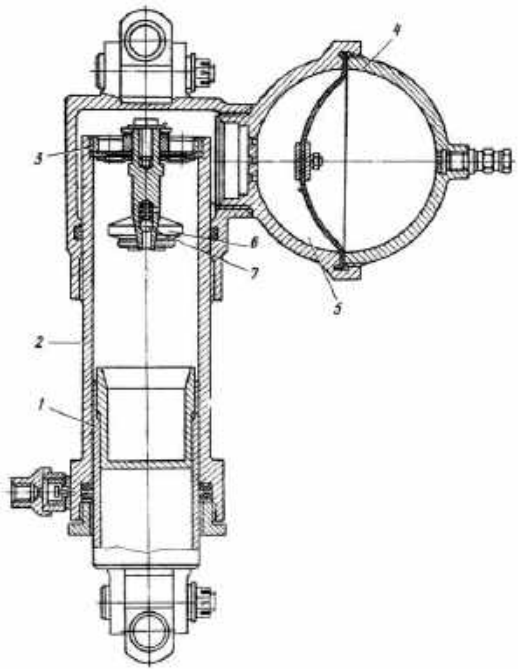


Рисунок 7.8 – Передня пневматична підвіска автомобіля з діафрагмовим пружним елементом: 1 – гумово кордова діафрагма; 2 – поршень; 3 – корпус; 4 – направляюча



1 – поршень;
2 – циліндр;
3 – диск;
4 – сферична кришка;
5 – гідравлічний резервуар;
6 – демпфер;
7 – перепускний клапан.

Рисунок 7.9 – Гідропневматичний пружний елемент

7.4 Кінематичні схеми підвісок

Від схеми підвіски залежить компоновка автомобіля, параметри плавності ходу, стійкості, керованості, маси автомобіля і т.п.

Наведемо характерні схеми підвісок (рис.7.10).

Залежна (рис.7.10, *а*) і одноважільна незалежна (рис.7.10, *б*) відрізняються тим, що вертикальне переміщення коліс, яке супроводжується зміною кута λ, викликає в другому випадку ще й зміну колії.

У двохважільній підвісці з важелями рівної довжини – паралелограмній (рис.7.10, *в*) – кутове переміщення відсутнє, але велике поперечне переміщення Δl колеса, що веде до швидкого зношування шин і зменшення бокової стійкості.

У двохважільній підвісці з важелями різної довжини (рис.7.10, *г*) при $\lambda = 5...6^{\circ}$ і $\rho / \rho_1 = 0,55...0,65$ гіроскопічний ефект, що збуджує коливання

колеса відносно шкворня, гаситься моментом сил тертя в системі, а поперечне переміщення $\Delta l = 4...5мм$ компенсується пружністю шин.

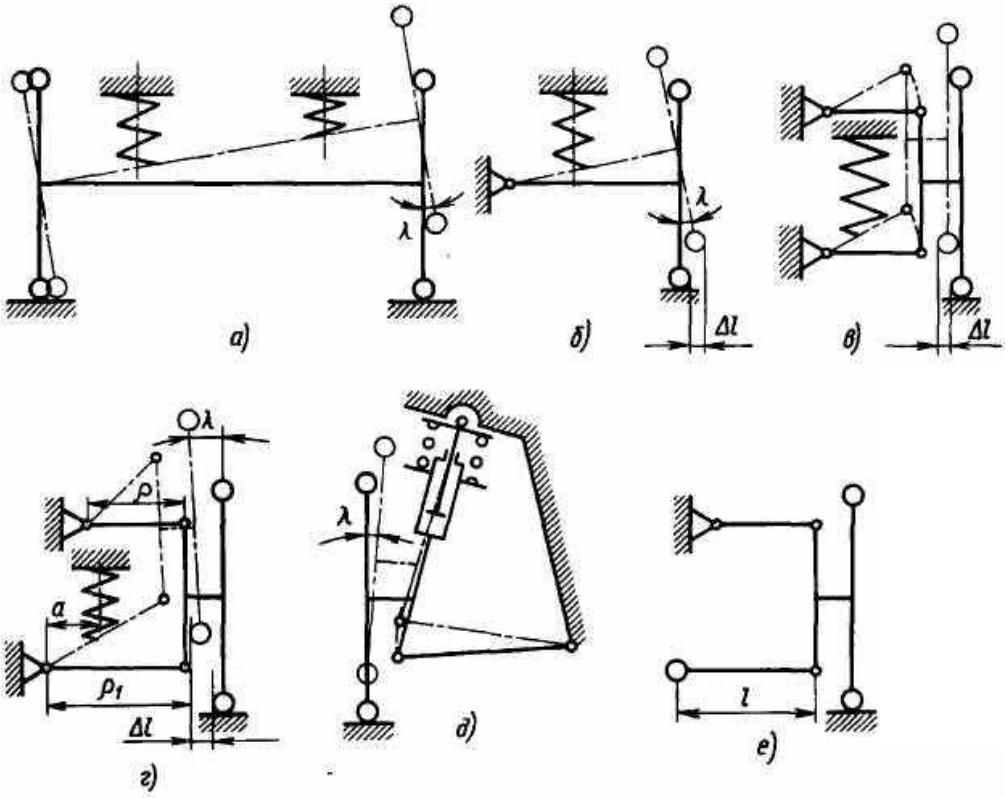


Рисунок 7.10 – Кінематичні схеми підвісок:
а) залежна; б) одноважільна незалежна; в) двохважільна незалежна з важелями рівної довжини; г) двохважільна незалежна з важелями різної довжини; д) незалежна важільно-телескопічна; е) незалежна двохважільна з торсіоном

Важільно-телескопічна підвіска передніх коліс легкового авто – «свічка» (рис.7.10, *д*) – забезпечує незначну зміну колії, розвалу і сходження коліс, при цьому зменшується інтенсивність зношування шин, покращується стійкість авто.

Підвіска має один поперечний важіль знизу. Її основний елемент – амортизаційна стійка, що має верхнє шарнірне кріплення під крилом. У верхній опорі розміщується підшипник, необхідний для запобігання закручування пружини, яке могло б викликати стабілізуючий момент і додаткові згинальні навантаження. Малі розміри і маса, велика віддаль по висоті між опорами, великий хід також відносяться до переваг цієї підвіски. Конструктивні труднощі обумовлені навантаженням крила в точці кріплення верхньої опори.

Покажемо зусилля, що діють у важільно-телескопічній підвісці (рис.7.11).

По лінії *eA* діє сила $P_в$, яка може бути розкладена на дві складові сили: $P_{пр}$, що діє на пружину і $Q_{пр}$, перпендикулярну осі стійки, прикладену в точці *A* до опори стійки. Під дією цієї сили підвищується тертя штока поршня в направляючій стійки. В результаті погіршується реагування підвіски на дрібні дорожні нерівності.

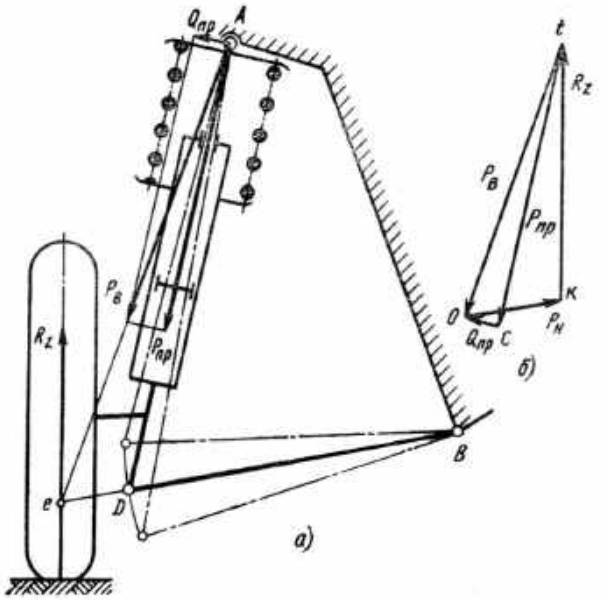


Рисунок 7.11 – Розрахункова схема важільно-телескопічної підвіски

При суміщенні осьової лінії підвіски з лінією eA сили $P_в$ і $P_{пр}$ співпадуть, а поперечна сила $Q_{пр}$ зникне. Для цього пружини розміщують під кутом або зміщують пружину в сторону колеса (рис.7.12 рис.7.13).

Для вантажних авто найбільше застосування отримали залежні підвіски (рис.7.10, *а*), а для легкових – двохважільні трапецієподібні (рис. 7.10, *г*) і важільно телескопічні (рис.7.10, *д*).

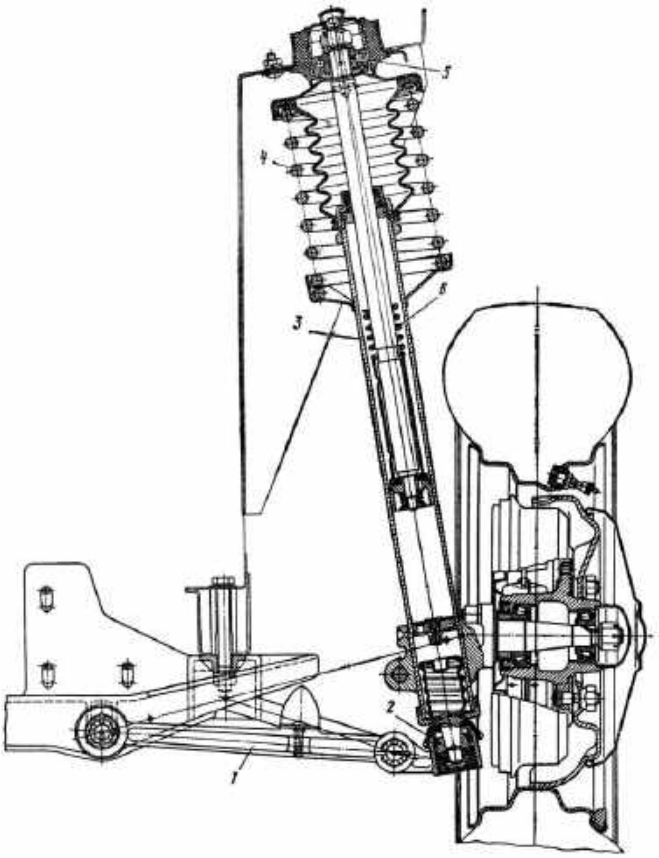
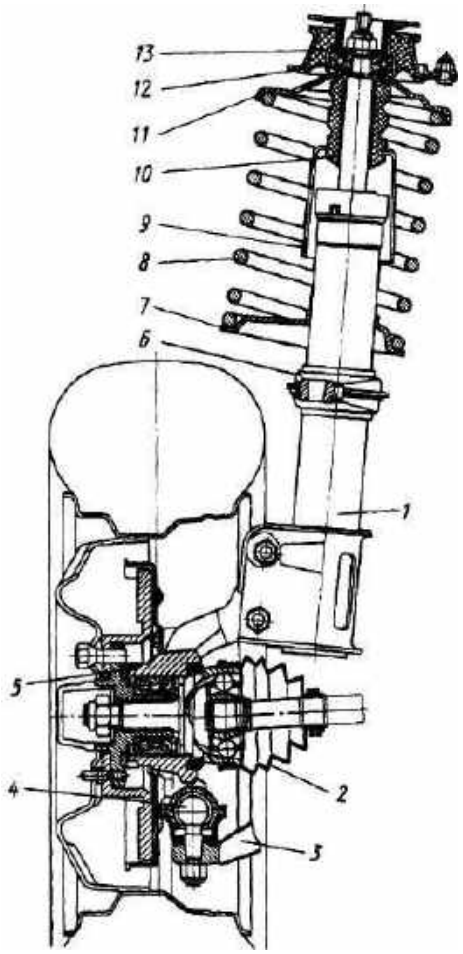


Рисунок 7.12 – Важільно-телескопічна передня підвіска:
1 – поперечний важіль; 2 – кульова опора; 3 – амортизаційна стійка;
4 – пружина; 5 – верхня опора; 6 – буфер відбою



1 – телескопічна стійка;
2 – поворотний кулак;
3 – нижній важіль;
4 – кульова опора;
5 – маточина;
6 – поворотний важіль;
7 – нижня опорна чашка;
8 – пружина;
9 – захисний кожух;
10 – буфер стиску;
11 –верхня опорна чашка;
12 – підшипник верхньої опори;
13 – верхня опора стійки.

Рисунок 7.13 – Важільно-телескопічна підвіска автомобіля ВАЗ-2108

На рисунках 7.14 – 7.18 зображено різноманітні схеми підвісок, що набули широкого застосування на автомобілях.

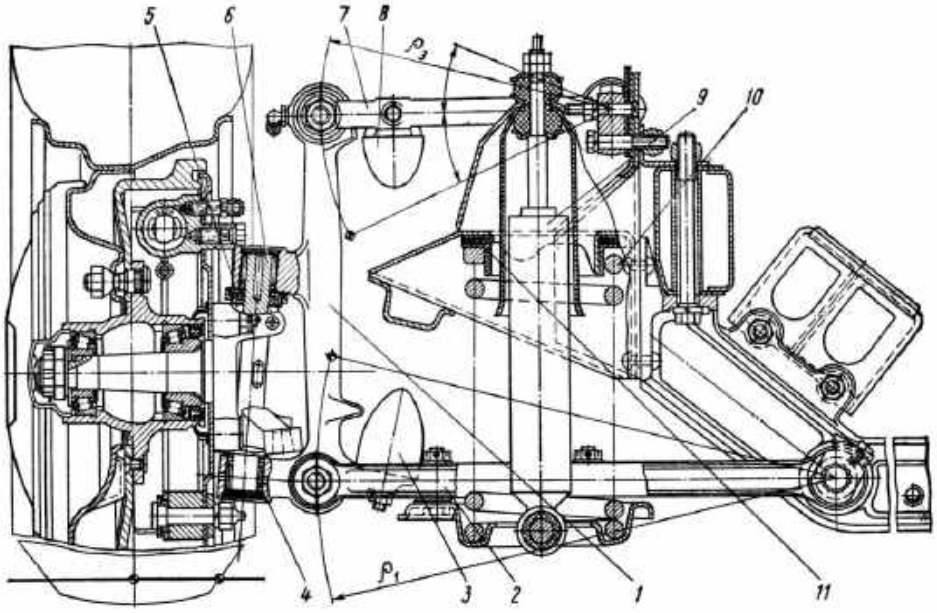


Рисунок 7.14 – Шкворнева передня підвіска автомобіля ГАЗ-24 з поперечними важелями:
1 – вертикальна стійка; 2 – нижній важіль; 3 – буфер стиску; 4 – голчастий підшипник; 5 – кульковий опорний підшипник; 6 – шкворень; 7 – верхній важіль; 8 – буфер відбою; 9 – амортизатор; 10 – пружина; 11 – прокладка

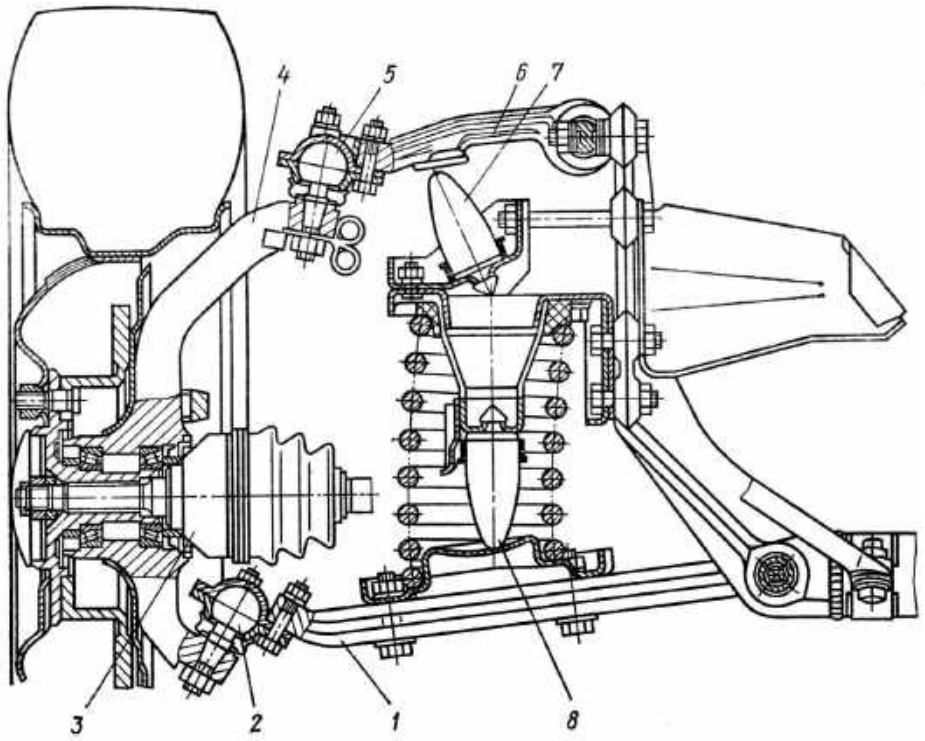


Рисунок 7.15 – Безшкворнева передня підвіска ведучих коліс з поперечними важелями:
1 – нижній важіль; 2 – нижня кульова опора; 3 – шарнір рівних кутових швидкостей; 4 – вертикальна стійка; 5 – верхня кульова опора; 6 – верхній важіль; 7 – буфер стиску; 8 – буфер відбою

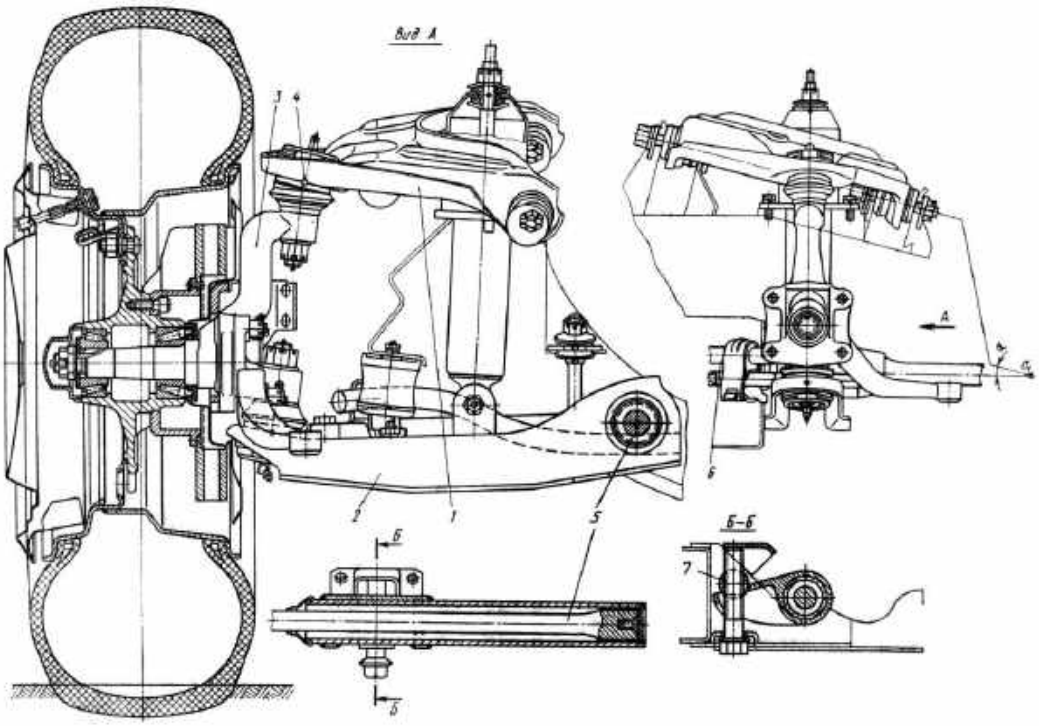


Рисунок 7.16 – Безшкворнева торсіонна підвіска з похилою віссю хитання верхнього важеля:
1 – верхній важіль; 2 – нижній важіль; 3 – вертикальна стійка; 4 – кульові шарніри (опори); 5 – торсіон; 6 – стабілізатор;
7 – пристрій для закручування торсіона

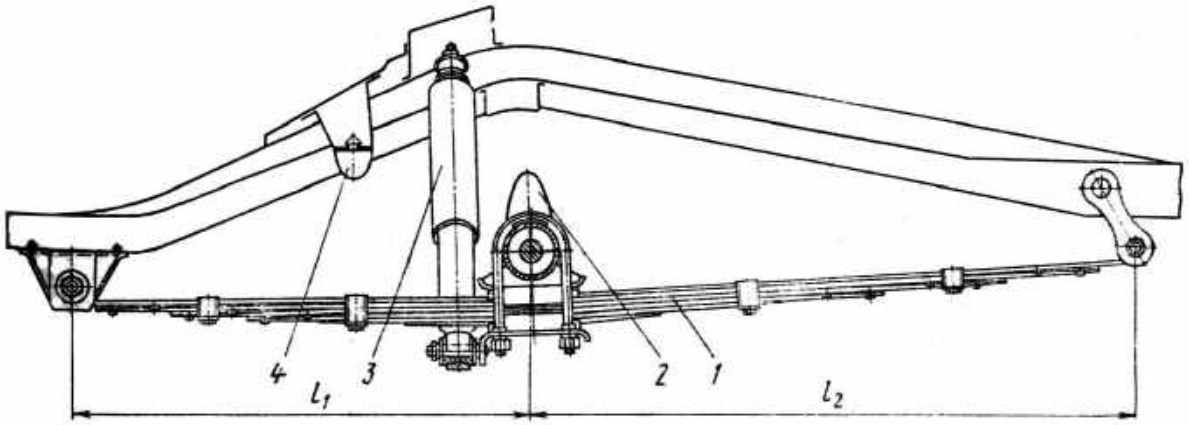


Рисунок 7.17 – Задня підвіска легкового автомобіля з несиметричною листовою ресорою: 1 – ресора; 2 – буфер стиску; 3 – амортизатор; 4 – додатковий буфер

При направляючому пристрої будь-якого типу підвіска коліс називається блокованою, якщо переміщення двох чи декількох коліс різних осей пов'язані між собою. (У випадку балансирної підвіски двох коліс (рис.7.18) їх вертикальне переміщення, рівне за величиною і протилежне за знаком, не викликає деформації пружних елементів підвіски.)

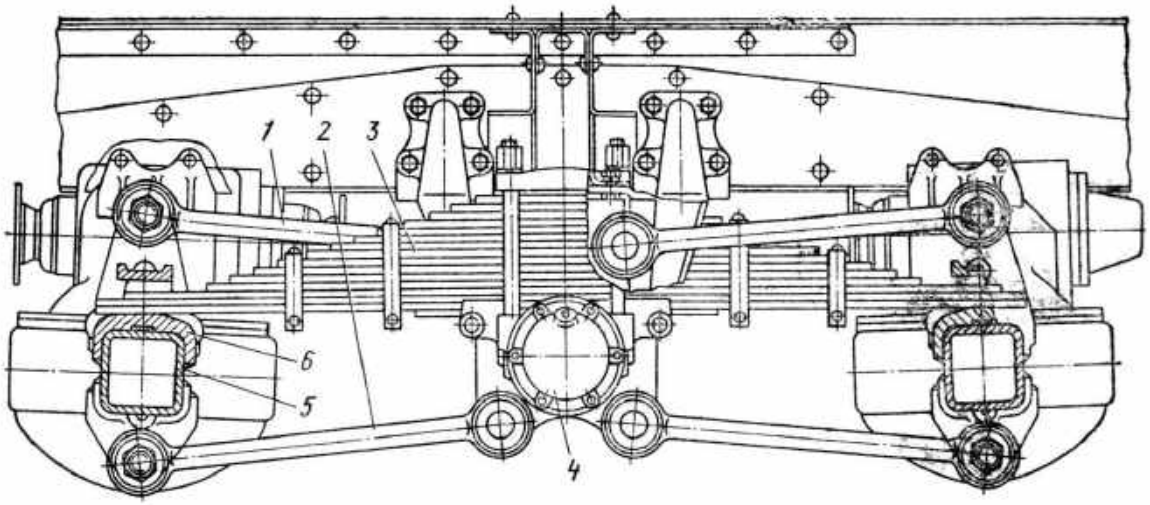


Рисунок 7.18 – Балансирна ресорна підвіска:
1 – верхня реактивна штанга; 2 – нижня реактивна штанга; 3 – ресора; 4 – вісь балансира; 5 – балка ведучого моста; 6 – опора ресори

До переваг незалежних підвісок можна віднести: можливість великого прогину (ходу), зменшення гіроскопічного моменту, покращення стійкості і керованості, зменшення маси непідресорених частин, хороша взаємодія коліс з нерівностями дороги.

7.5 Пружні елементи

До металевих пружних елементів належать: листові ресори, спіральні пружини, торсіони. Для залежних підвісок частіше використовуються листові ресори, а для незалежних – пружини і торсіони. До неметалевих пружних елементів належать гумові і пневматичні елементи з гумовокордовою оболонкою.

7.5.1 Листові ресори

Вони набули широкого розповсюдження, оскільки можуть виконувати функції пружного елемента, направляючого і погашуючого пристроїв. Листові ресори прості у виготовленні і зручні при проведенні ремонтних робіт. Недоліками листових ресор є велика металомісткість, велика непідресорена маса і малий термін служби.

Питома потенційна енергія для листової ресори $A_{пит} = \frac{1}{6} \cdot (\frac{\sigma^2}{E})$, а для пружини та торсіона $A_{пит} = \frac{1}{4} \cdot (\frac{\tau^2}{G})$, (де σ і τ - відповідно нормальні та дотичні напруження; E і G - модулі пружності при розтягу і крученні).

Якщо прийняти співвідношення між модулями пружності $G = 0{,}385E$, то при $\sigma = \tau$ енергія, що знаходиться в одиниці об'єму пружного елемента для пружини чи торсіона буде в 4 рази більша порівняно з листовою ресорою, що обумовлює збільшення її металомісткості.

Недостатня довговічність листових ресор визначається великим тертям між листам і складним напруженим станом, оскільки ресора сприймає вертикальні, поздовжні і бокові зусилля і їх моменти.

В основу розрахунку багатолистових ресор покладено розрахунок однолистової ресори, що є собою балкою рівного опору.

Двохплеча однолистова ресора (рис.7.19, *а*) складається із двох ресор трикутної форми, прикладених одна до другої основами. Загальна довжина такої ресори – *L*.

Напруження і прогин для одноплечої трикутної консольної ресори з заміщенням в січенні *КК*:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W_{зг}} = \frac{6Pl}{Bh^2};$$

$$f = \frac{Pl^3}{2EJ_0};$$

де $J_0 = Bh^3 / 12$.

Для двоплечої однолистової ресори (врахувавши, що *P=0,5Q* і *l=0,5L*):

$$\sigma_{зг} = (3/2) \cdot (Q \cdot L / Bh^2);$$

$$f = (3/8) \cdot (Q \cdot L^3 / EBh^3).$$

Однолистова ресора може бути замінена багатолистовою (рис.7.19, *б*). Якщо в центрі ресори прикласти зусилля *Q=2P*, то можна прийняти, що прогин *f* і напруження $\sigma_{зг}$, що виникають в ресорі, будуть такі ж, як і в однолистовій двохплечій ресорі, тобто:

$$\sigma_{зг} = (3/2) \cdot (Q \cdot L / nbh^2);$$

$$f = (3/8) \cdot (Q \cdot L^3 / Enbh^3),$$

де n і b- відповідно число і ширина листів багатолистової ресори. Відповідно жорсткість ресори

$$c = Q / f = 32EJ / L^3 = 8 / 3\left(\frac{E \cdot n \cdot b \cdot h^3}{L^3} \right).$$

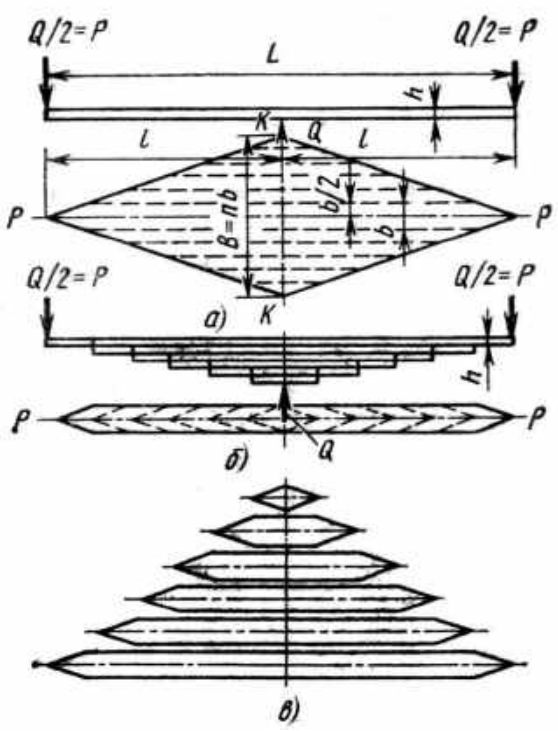


Рисунок 7.19 – Розрахункові схеми двохплечих ресор рівного опору

Таким чином, задаючись необхідною жорсткістю ресори, навантаженням і допустимими напруженнями можна визначити розміри багатолистової ресори рівного опору. Практично багатолистову ресору рівного опору виконати неможливо, оскільки кінці корінного листа повинні мати опори. Тому реальна ресора в плані має трапецієподібну форму.

Прогин ресори:

$$f = \delta \cdot \frac{QL^3}{48EJ_0} = \delta \cdot \frac{QL^3}{4Enbh^3}, \tag{8}$$

де δ – коефіцієнт прогину.

Коефіцієнт прогину залежить головним чином від конструкції кінців ресори. Для ресори рівного опору згину δ=1,5; для реальних ресор δ=1,25…1,4. При використанні другого листа для підсилення корінного δ=1,25.

Жорсткість і напруження в такій ресорі відповідно:

$$c = Q / f = \frac{1}{\delta} \cdot \frac{Enbh^3}{4L^3}; \tag{9}$$

$$\sigma_{зг} = \frac{QL}{4W_0} = \frac{1{,}5QL}{nbh^2}. \tag{10}$$

Для деяких моделей авто використовуються несиметричні ресори.

Прогин і напруження в таких ресорах:

$$f = \delta \cdot \frac{4l_1^2 l_2^2 Q}{4Enbh^3 L};$$

$$\sigma_{зг} = \frac{6Ql_1 l_2}{nbh^3 L}.$$

Застосування несиметричних ресор дозволяє зменшити підйом передньої частини заднього моста, а відповідно і заднього шарніра карданної передачі при ході стиску, що покращує роботу карданної передачі і зменшує висоту тонеля в кузові.

У несиметричної ресори жорсткість переднього кінця ресори більше жорсткості заднього кінця. Це дозволяє ефективно протидіяти «клювкам» при гальмуванні і «присіданням» при розгонах. Для попереднього визначення довжини ресори скористаємось залежностями (8) і (10).

Таким чином:

$$f = \delta \cdot \frac{\sigma_{\max} L^2}{6Eh};$$

$$L = \sqrt{\frac{6\,fEh}{\delta\sigma_{\max}}},$$

де E – модуль пружності при розтягу, E=2,05*10^5 МПа;

f – загальна деформація ресори, що відповідає повному ходу колеса ($f = f_{ст} + f_{д}$);

$\sigma_{\max}$ – максимально допустиме напруження згину.

Збільшенням довжини ресори при постійних інших параметрах можна значно підвищити товщину листів, що особливо важливо для корінного листа, який сприймає крім вертикальних навантажень бокові, поздовжні і крутильні.

Ресорні листи виготовляють з кремнієвомарганцевих і кремнистих сталей 55ГС, 55С2, 60С2. При максимальному динамічному прогині напруження не повинні перевищувати 900 МПа. Листи ресори іноді мають різну товщину (але не більше трьох товщин).

Ширину листів вибирають з існуючого сортаменту прокату. Бажано, щоб виконувалась нерівність $6<b/h<10$.

У випадку надмірної товщини листів при крені кузова авто збільшується напруження кручення, особливо в корінному листі. При зменшенні ширини листів збільшується їх число в ресорі, підвищується тертя між листами і зростає товщина ресори.

Число листів ресори складає зазвичай $6 \div 14$. Якщо число листів менше 6, то ресора надто велика, а якщо більше 10, то міцність корінних листів недостатня. При циклічному згині листа ресори опір втомлю вальному руйнуванню стискуваних шарів вище, ніж розтягуваних. Для підвищення опору втомлюванню ресор поверхні листів, що працюють на розтяг, після термічної обробки піддають дробоструйній обробці, в результаті якої в поверхневому

шарі до 0,8мм створюються попередні напруження стиску. Крім того поверхневе зміцнення зменшує дефекти на поверхні листа, що впливає на опір втомлюваності. Напруження стиску, рівне 9МПа на поверхні листа, є оптимальним.

Використання ресорних профілів із спеціальною формою поперечного січення (рис.7.20) порівняно з прямокутною дозволяє отримати економію сталі і підвищити довговічність ресори. Зміна форми профілю поперечного січення призводить до зміщення нейтральної осі січення і перерозподілу напружень розтягу і стиску. Допустимим рахується відношення напружень стиску і розтягу $\sigma_{ст} / \sigma_{р} = 1{,}27 \div 1{,}30$, і це може дати економію сталі до $14 \div 16\%$.

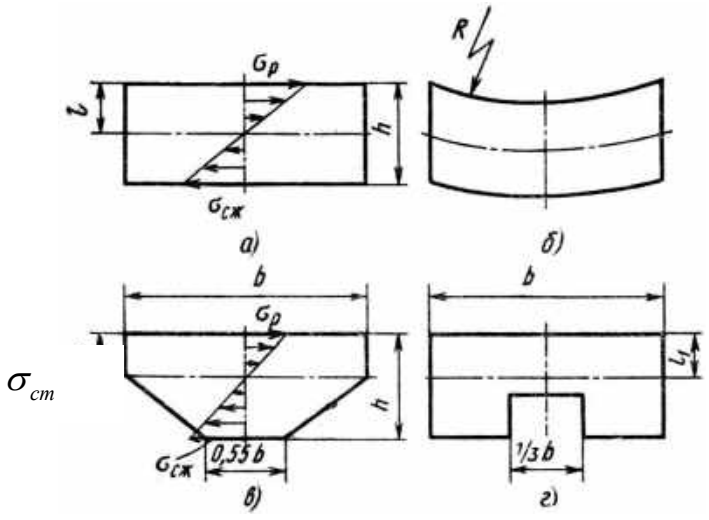


Рисунок 7.20 – Форма профілів ресор:
а) прямокутне січення; б) спотворення прямокутного профілю під дією мембранних напружень; в) трапецієподібне січення; г) профіль з канавкою

При великих деформаціях листи прямокутного січення приймають ввігнуту форму, тому на поверхні листа одночасно з напруженням згину виникають $\sigma_{ст}$ анні напруження.

Якщ іль ресори має трапецієподібне січення, то ці напруження за абсолютною величиною можуть бути в три рази менші напружень ресор, що мають прямокутне січення, причому напруження розподіляються по поперечному січенню рівномірно.

Для того, щоб в ресорі, яка складається з листів різної товщини, розвантажити корінний лист і забезпечити рівномірний розподіл навантаження, при виготовленні їм надають різної кривизни.

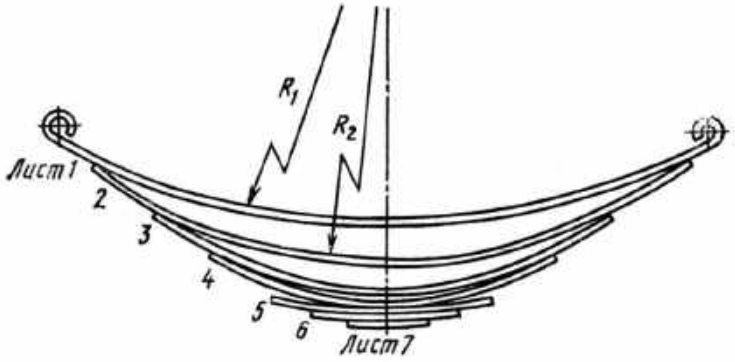


Рисунок 7.21 – Ресора з листами різної кривизни у вільному стані

Однак після збирання ресори всі листи будуть мати однакові радіуси кривизни. Якщо радіус кривизни зменшився, то внутрішня поверхня листа додатково сприйме напруження стиску, а листи із збільшеним радіусом – напруження розтягу.

Попереднє напруження в листах, яке викликане різними їх радіусами кривизни:

$$\sigma_{inp} = \frac{Eh_i}{2}\left(\frac{1}{R_i} - \frac{1}{R_0}\right),$$

де R_i і R_0 – радіуси кривизни листів відповідно до і після збирання.

При розрахунку ресор необхідно враховувати додаткові напруження, що виникають у результаті передачі їм горизонтальних зусиль. Складне напруження $\sigma_{скл}$ в корінному листі біля вушка, викликане поздовжньою силою R_x (рис.7.22), складається із напружень згину $\sigma_{зг}$ і стиску $\sigma_{ст}$ (розтягу).

$$\sigma_{скл} = \frac{3R_x(d+h)}{bh} + \frac{R_x}{bh}, \qquad (11)$$

де R_x – горизонтальне зусилля;

d – діаметр пальця ресори;

b – ширина листа;

h – товщина листа.

При передачі через вушко гальмівного чи тягового зусилля поздовжня сила R_x обмежена силою зчеплення коліс з дорогою. Вушко ресори починає розкриватися, коли $\sigma_{ск}$ досягає межі текучості матеріалу. Напруження, отримані при статичному навантаженні за формулою (11), не повинні перевищувати 350МПа.

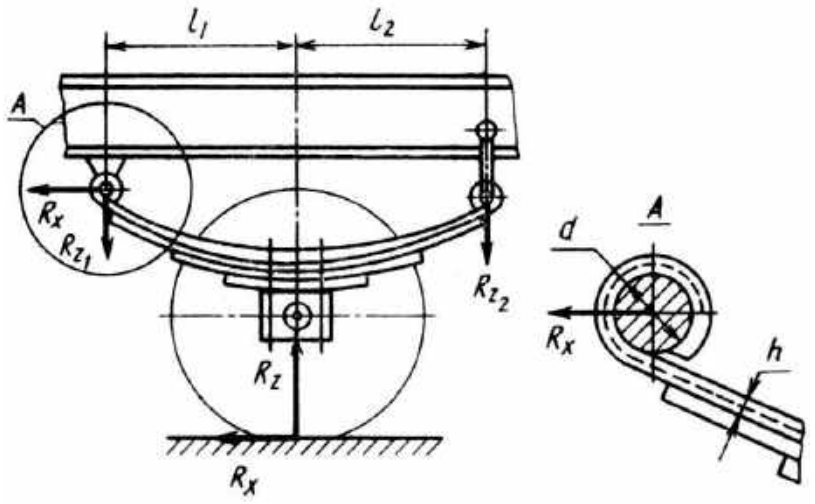


Рисунок 7.22 – Розрахункова схема вушка ресори

У вантажних авто й автобусах вушка ресор підсилюють. Зазвичай, кінець другого листа огортає вушко з певним зазором. Зазор при великих деформаціях ресори усувається і проходить підсилення вушка. Іноді на вантажних авто на передньому кінці ресори встановлюють накладне вушко.

Ресорний палець виготовляють із вуглецевої легованої сталі з наступною цементацією. Для забезпечення малого зношування напруження зминання не повинні перевищувати $\sigma_{зм}$=7,5÷9МПа. Для сталей типу „Сталь 30” з ціануванням $\sigma_{зм}$=3,0÷4,0МПа. При цьому напруження визначають з урахуванням дії на пальці тільки статичних сил.

На рис. 7.23 зображено опори листових ресор.

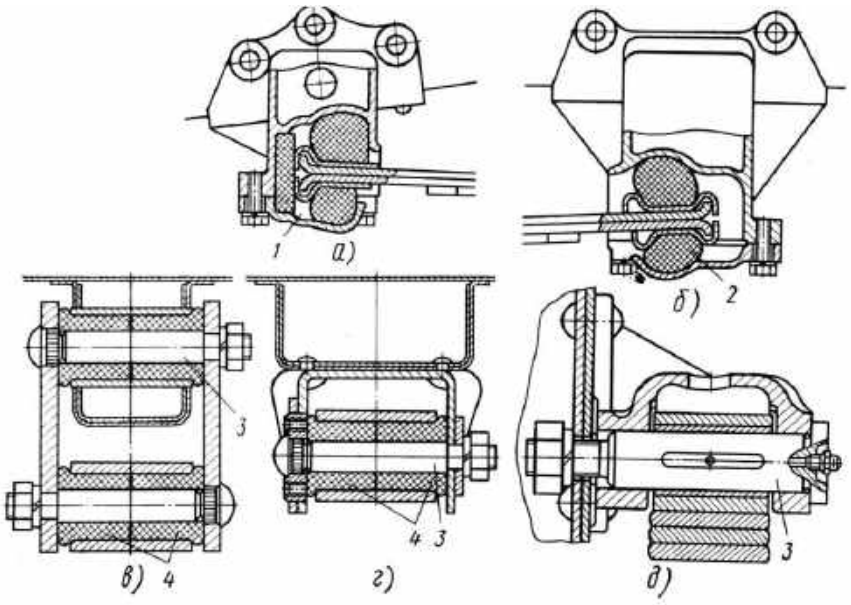


Рисунок 7.23 – Опори ресор:
а – гумова опора передньої ресори передня; б – гумова опора передньої ресори задня; в – кріплення кінців задньої опори заднє; г – кріплення кінців задньої опори переднє; д – переднє кріплення ресори; 1, 2 – гумові опори; 3 – палець; 4 – гумові втулки

7.5.2 Пружини і торсіони

Пружини і торсіони порівняно з листовими ресорами мають більшу питому енергоємність.

Торсіони порівняно з пружинами більш трудомісткі у виготовленні. Підвіски з торсіоном мають меншу масу непідресорених частин, більш сприятливий розподіл навантажень на раму (при поздовжньому розташуванні торсіонів), оскільки моменти від вертикальних навантажень передаються не в навантажені зони кріплення важелів, а через протилежний кінець торсіона. Основним недоліком пружин і торсіонів є необхідність мати автономний направляючий пристрій. Тому, не дивлячись на простоту конструкції пружних елементів, ці підвіски вцілому мають більш складну конструкцію, ніж ресорні.

За розташуванням торсіони бувають поздовжні і поперечні. Вони мають кругле, пластинчасте, пучкове і складене січення. Найбільше розповсюдження отримали торсіони круглого січення.

При використанні пружини у важільних підвісках вона піддається не тільки стиску, але й згину внаслідок того, що один кінець пружини закріплений на рухомому важелі. Цей згин виявляє вплив на жорсткість підвіски і на напруження в пружині. Для зменшення таких напружень вісь пружини при

динамічному прогині повинна бути майже прямолінійною. Тому при максимальному основному напруженні в пружині можна звести до мінімуму додаткові напруження від згину.

Діаметри пружини і витка визначаються із умови міцності:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{\omega_{кр}} = 8P_{пр}DK / (\pi d^3),$$

де $P_{пр}$ – зусилля, що діє на пружину;

D – середній діаметр пружини (діаметр навивки);

d – діаметр дроту (прутка);

K – коефіцієнт, що враховує збільшення напруження на внутрішній поверхні пружини.

Для пружин підвісок використовуються такі ж сталі, що і для ресор, а саме 55ГС, 50С2, 60С2 з допустимим напруженням $[\tau]$=1000МПа при максимальному прогині.

Число витків пружини визначається з умови забезпечення необхідної частоти власних коливань, коли

$$n_{П} = (30 / \pi)\sqrt{c_{П} / m_{ПП}}. \qquad (12)$$

Із виразу (12) при заданій частоті $n_{П}$, масі $m_{ПП}$ можна знайти значення приведеної жорсткості підвіски $c_{П}$, а потім приведену жорсткість пружного елемента:

$$c_{рп} = c_{П}c_{Ш} / (c_{П} + c_{Ш}),$$

де $c_{Ш}$ – жорсткість шини.

У незалежній підвісці приведена жорсткість $c_{рп}$ пов’язана з жорсткістю пружного елемента c наступним виразом (див. рис.7.5, *г*):

$$c = c_{рп}(\rho_1 / a)^2.$$

В загальному випадку приведена жорсткість підвіски при постійній жорсткості пружного елемента змінюється в залежності від переміщення колеса внаслідок зміни передатного числа важеля. При статичному навантаженні важіль підвіски повинен розміщуватися горизонтально. Це положення використовується для оцінки комфортабельності авто.

Прогин і жорсткість пружин:

$$f = \frac{8P_{пр}D^3 i}{Gd^4}; \qquad c = \frac{P_{пр}}{f} = \frac{Gd^4}{8D^3 i}. \qquad (13)$$

Із формули (13) визначимо число робочих витків:

$$i = Gd^4 / (8cD^3),$$

де G – модуль пружності зсуву, G=78000МПа

Повне число витків пружини $i_n = i + (1{,}5 \div 2)$.

Підвіска торсіона може мати направляючий пристрій з поперечним і поздовжнім розташуванням важелів. Торсіони можуть розміщуватися як у верхньому, так і в нижньому важелі (рис.7.10, *е*).

Діаметр торсіона круглого січення вибирають з умови міцності:

$$\tau_{\max} = 16T_{\max} / (\pi d^3),$$

де $T_{\max}$ – максимальний скручуючий момент;

d – діаметр торсіона.

Для матеріалів, які використовуються для виготовлення торсіонів, допустимі напруження в торсіоні з загартуванням, поліруванням, обробкою дробом складають $1000 \div 1050$МПа. Жорсткість торсіона визначається із умови заданої частоти власних коливань за формулою(12).

$$n_П = (30 / \pi)\sqrt{c_П / m_{ПП}}.$$

Зміна плеча дії сили в направляючому пристрої важільної торсіонної підвіски в загальному випадку дає нелінійну характеристику підвіски.

Кут закрутки і жорсткість торсіона:

$$\varphi = \frac{TL}{GJ};$$
$$c = \frac{T}{\varphi} = \frac{GJ}{l} = G\pi d^4 / (32l), \qquad (14)$$

де d – діаметр торсіона;

l – довжина торсіона.

З формули (14) визначається робоча довжина торсіона l (без шліцевих кінців). Діаметр і довжину шліцевих кінців рекомендується вибирати залежно від діаметра торсіона:

$$d_ш = (1{,}2 \div 1{,}3)d;$$
$$l_ш = (0{,}6 \div 1{,}2)d.$$

Для зручності складання шліцеві кінці торсіона виготовляють різних діаметрів. Найбільшого поширення набуло шліцеве з'єднання у важелі і рамі з трикутними шліцами і кутом між гранями 90°. В цьому випадку забезпечується рівномірний розподіл навантаження по довжині шліців.

Застосування пластинчастих торсіонів значно зменшує жорсткість при заданій довжині, і це дає можливість використовувати їх з направляючими пристроями на поздовжніх важелях, при яких обмежене місце розташування торсіонів.

Пластинчастий торсіон має просте кріплення з важелем і рамою, що обумовлює виключення концентрації напружень.

Напруження і жорсткість у пластинчастому торсіоні:

$$\tau = 3T_{\max}\frac{(1+0,6\frac{h}{b})}{ih^2b};$$

$$c = \frac{T_{\max}}{\varphi} = \frac{Gb^3h}{3l}(1-0,6\frac{l}{R})i,$$

де b – ширина листа торсіона;

h – висота листа торсіона;

I – число листів торсіона.

7.5.3 Пневматичні пружні елементи

Допустимо, що пружному елементу у вигляді гнучкої оболонки, наповненому повітрям (рис. 7.24), навантаженому зусиллям P, придамо малий прогин ds. Тоді робота сили P складе P/ds, а робота сили тиску $p_H dV$.

На основі принципу можливих переміщень:

$$Pds + p_H dV = 0, \tag{15}$$

де p_H – надлишковий тиск повітря в пружному елементі;

dV – зміна об'єму пружного елемента.

При цьому нехтуємо роботою деформації самої оболонки, незначною в порівнянні з роботою сил тиску.

З рівняння(15) отримаємо

$$\frac{P}{p_H} = A_{еф} = -\left(\frac{dV}{ds}\right).$$

Таким чином, ефективна площа $A_{еф}$ дорівнює похідній зміни об'єму по прогину.

Рівняння вантажопідйомності пружного елемента

$$P = p_H \cdot A_{еф} = (p - p_a)A_{еф} = \left(\frac{p_0 V_0^n}{V^n} - p_a\right)A_{еф}, \tag{16}$$

де p – абсолютний тиск повітря в пружному елементі;

p_a – атмосферний тиск;

n – показник політропи;

V – об'єм повітря в пружному елементі;

V_0 – об'єм повітря в пружному елементі при статичному навантаженні;

p_0 – тиск повітря в пружному елементі при статичному навантаженні.

Знайдемо жорсткість пружного елемента, продиференціювавши рівняння (16) по переміщенню.

$$c = dP / ds = (dp / ds)A_{еф} + (p - p_a)(dA_{еф} / ds) \qquad (17)$$

Оскільки $p = p_0\left(\frac{V_0}{V}\right)^n$, то $\frac{dP}{ds} = -\frac{np_0V_0^n}{V^{n+1}}\frac{dV}{ds} = \frac{np_0V_0^n}{V^{n+1}}A_{еф}$.

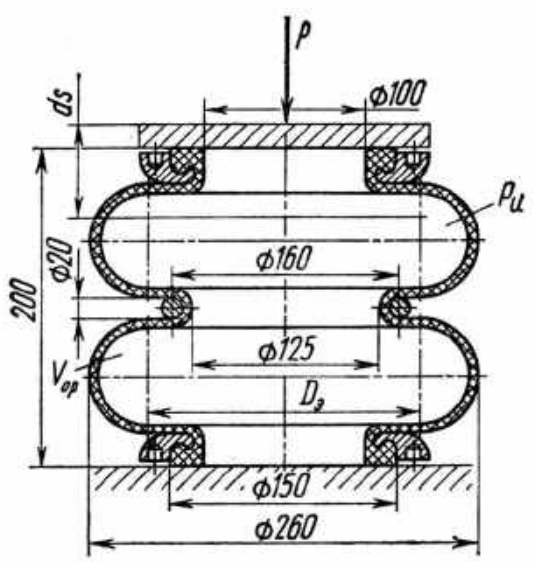


Рисунок 7. 24– Балонний пружний елемент

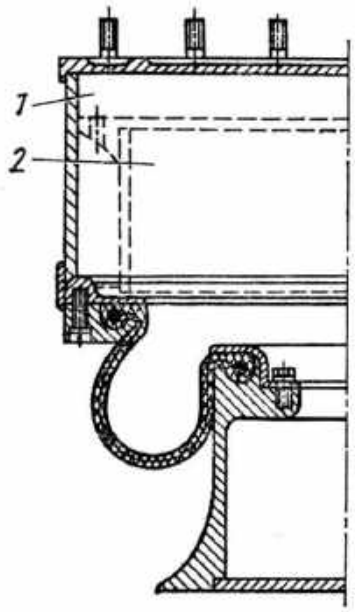


Рисунок 7.25 – Діафрагмовий пружний елемент

Підставивши даний вираз в рівняння (17), отримаємо

$$c = \frac{np_0V_0^n}{V^{n+1}}A_{еф}^2 + \left(\frac{p_0V_0^n}{V^n} - p_a\right)\frac{dA_{еф}}{ds}.$$

Перший член виразу характеризує вплив об’єму пружного елемента, а другий – вплив форми балона на жорсткість.

Жорсткість c_0 при дії статичного навантаження

$$c_0 = \frac{np_0}{V_0} A_{еф}^2 + (p_0 - p_a) \frac{dA_{еф}}{ds}. \qquad (18)$$

У формулі (18) замість V_0 можна підставити $V_0 = V_{ор} + V_e$,

де $V_{ор}$ – об'єм пружного елемента;

V_e – об'єм приєднаного додаткового елемента.

Тоді із рівняння (18) можна знайти необхідний додатковий об'єм при заданій із умови плавності ходу жорсткості пружного елемента.

Показник політропи n залежить від швидкості протікання процесу. При динамічному прикладанні навантаження процес можна рахувати адіабатичним. Для гумовокордових пружних елементів балонного типу n=1,4.

7.6 Кутова жорсткість підвіски і стабілізатор поперечної стійкості

Використання підвісок з малою жорсткістю призводить до збільшення кута крену при повороті. Кут поперечного крену визначається, як відношення момента бокової сили, що викликає боковий крен кузова, до кутової жорсткості підвіски.

$$\alpha = M_\alpha / c_\alpha , \qquad (19)$$

де $M_\alpha = R_y h + m_П g h\alpha$;

R_y – бокове зусилля;

$m_П$ – підресорена маса;

h – віддаль від центра крену до центра ваги кузова(підресореної маси).

Підставивши значення M_α у формулу (19), отримаємо

$$\alpha = R_y h / (c_\alpha - m_П g h).$$

Зменшення кута крену можна отримати не тільки збільшенням кутової жорсткості, але й зменшенням віддалі від центра крену до центра ваги кузова (підресореної маси).

На рис. 7.26 наведено схему незалежних підвісок з вказанням положення центра крену і розмірів, необхідних для розрахунку кутових жорсткостей підвісок. Варто відмітити, що для більшості приведених на схемі підвісок, висота центра крену залежить від деформації пружних елементів і, що з цього витікає, від навантаження авто.

Кутова жорсткість (без урахування жорсткості стабілізатора і жорсткості шин) для зображених на рис. 7.26 схем незалежних підвісок (крім схем рис. 7.26, *в,д,з*) $c_{\alpha_1} = 2c_П \cdot d^2$.

Для підвісок, показаних на рис. 7.26, *в,д,з* $c_{\alpha_1} = 2c_П \cdot (bd / a)^2$.

Кутова жорсткість залежної підвіски:

$$c_{\alpha_1} = 0{,}5 c_П \cdot B^2,$$

де B – приведена до осі коліс віддаль між пружними елементами;

$c_{П}$ – жорсткість підвіски.

Для зменшення поперечного крену підресореної частини під дією бокової сили використовують стабілізатори поперечної стійкості, які дозволяють збільшити жорсткість підвіски.

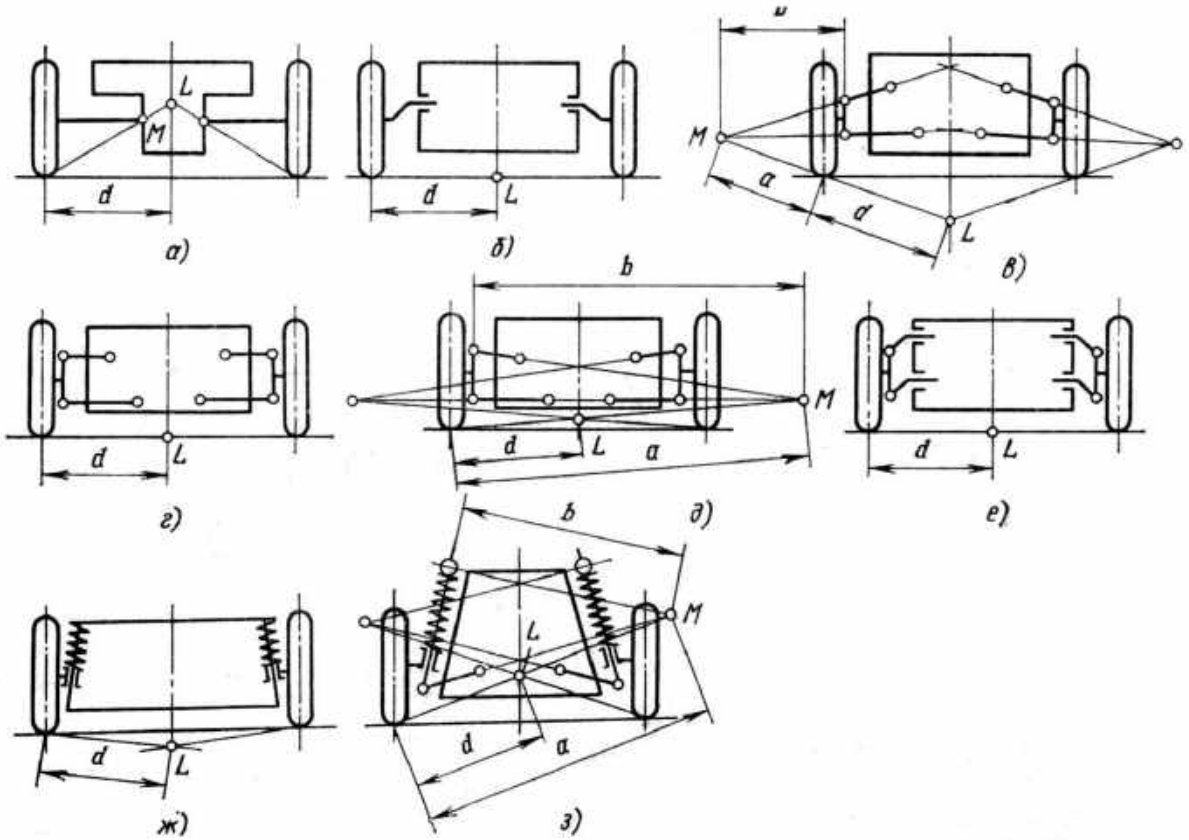


Рисунок 7.26 – Схема для визначення положення центра крену L і кутової жорсткості незалежної підвіски

Момент бокової сили, що викликає крен кузова, розподіляється по осях пропорційно кутовій жорсткості підвіски:

$$M_{\alpha_1} = M_{\alpha} \frac{c_{\alpha_1}}{c_{\alpha_1} + c_{\alpha_2}};$$

$$M_{\alpha_2} = M_{\alpha} \frac{c_{\alpha_2}}{c_{\alpha_1} + c_{\alpha_2}}.$$

Розподіл кутових жорсткостей повинен бути таким, щоб задовольнялась нерівність $M_{\alpha_1} > M_{\alpha_2}$. При цьому більший перерозподіл реакції буде на передні керовані колеса, що призведе до збільшення бокового відведення коліс і збільшить схильність авто до часткової втрати керованості. Необхідне збільшення жорсткості c_{α_1} порівняно з c_{α_2} досягається застосуванням стабілізатора, головним чином в передній підвісці авто. Стабілізатор діє

паралельно з пружним елементом підвіски, тому сумарна кутова жорсткість $c'_{\alpha} = c_{\alpha} + c_{ст}$.

7.7 Амортизатори

У підвісці наявні два основних види опору руху підресорених і непідресорених мас – тертя без змащувального матеріалу і опір, створюваний амортизаторами.

Тертя без змащувального матеріалу погіршує плавність ходу авто. Зусилля, які менші ніж сили тертя, передаються від коліс до кузова жорстко, без пом'якшення пружними елементами. Тому слід зменшувати тертя без змащувального матеріалу в підвісці і погашення коливань здійснювати за допомогою амортизаторів.

Погашення коливань ґрунтується на перетворенні кінетичної енергії підресореної і непідресореної мас в теплову з подальшим її розсіюванням. Призначення амортизаторів підвіски авто полягає в погашенні вертикальних і поздовжніх кутових коливань кузова, а також вертикальних коливань коліс, які виникають під дією дорожніх нерівностей і неврівноваженості коліс.

На сучасних авто широкого застосування набули гідравлічні амортизатори. Сила опору, що створюється таким амортизатором:

$$F_a = k \cdot \dot{z}^i_{відн},$$

де k – коефіцієнт опору амортизатора;

$\dot{z}^i_{відн}$ – швидкість вертикального переміщення кузова відносно коліс;

i – показник степеня.

Залежно від степеня i характеристика амортизатора може бути лінійною ($i=1$), прогресивною ($i>1$) і регресивною ($i<1$).

Тип характеристики залежить від розмірів каліброваних отворів, в'язкості рідини і конструкції клапанів.

За своєю конструкцією амортизатори поділяються на важільні і телескопічні. Важільні амортизатори через малі ходи поршнів працюють з великими тисками, які досягають $15 \div 30$МПа, що призводить до збільшення їх маси. В телескопічному амортизаторі циліндр і поршень зв'язані безпосередньо з підресореною і непідресореною масами авто і мають великий хід, що дає можливість працювати амортизатору при менших тисках ($2{,}5 \div 5{,}0$МПа). Телескопічні амортизатори приблизно в два рази легші важільних, простіші у виготовленні і довговічніші.

Амортизатори також розрізняються за співвідношенням коефіцієнтів стиску k_c і відбою $k_в$, а також по наявності чи відсутності розвантажувальних клапанів.

Зменшення опору при ході стиску має на меті обмеження сили, що передається через амортизатор кузову при наїзді колеса на перешкоду. Співвідношення між коефіцієнтами стиску і відбою $k_c = (0{,}15 \ldots 0{,}25)\, k_в$.

Коефіцієнти опору в амортизаторі визначаються за критичним коефіцієнтом затухання при коливанні підресореної маси на пружних елементах (рис. 7.27, *а*)

Рівняння руху підресореної маси $m_П$ у разі наявності в'язкого тертя $m_П\ddot{z} + cz + k\dot{z} = 0$ або $\ddot{z} + (c / m_П)z + (k / m_П)\dot{z} = 0$.

Позначивши $c / m_П = \omega_0^2$ і $k / m_П = 2n$ отримаємо таке рівняння:

$$\ddot{z} + \omega_0^2 z + 2n\dot{z} = 0. \quad (20)$$

Частота вільних коливань з в'язким тертям

$$\omega = \sqrt{\omega_0^2 - n^2}. \quad (21)$$

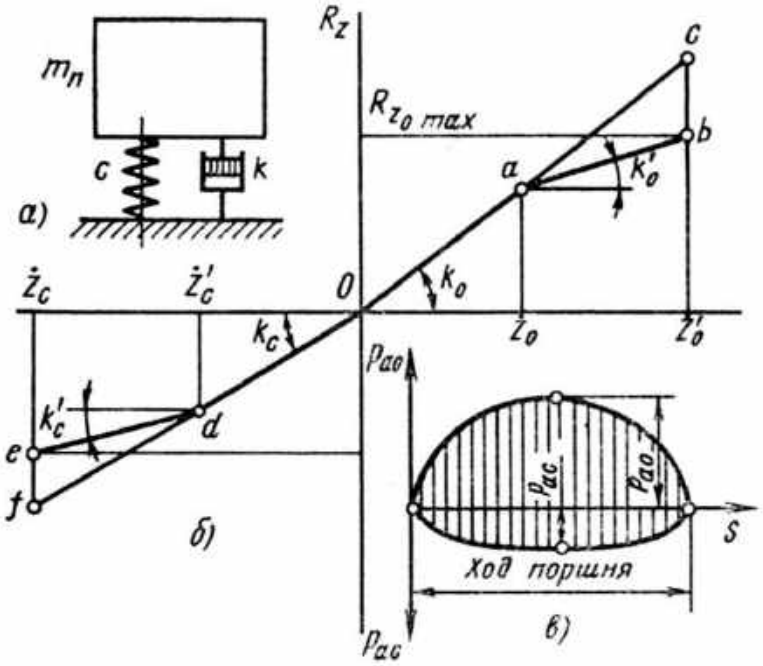


Рисунок 7.27 – Схема для розрахунку амортизатора і його характеристик: а – коливальна система; б і в – характеристики амортизатора відповідно по швидкості і ходу

Критичним затуханням $k_{кр}$ називається затухання, при якому періодичні коливання переходять в аперіодичні, тобто ω =0. Тоді із виразу (21) маємо $\omega_0^2 = n^2$. Підставивши значення ω_0 і n, отримаємо, що $\sqrt{c / m_П} = k_{кр} / 2m_П$.

Тоді

$$k_{кр} = 2\sqrt{c \cdot m_П}. \quad (22)$$

При розрахунку авто коефіцієнт опору амортизатора $k_{сер} = 0,5(k_c + k_в)$.

При цьому відносний коефіцієнт аперіодичності $\psi_0 = k_{сер} / k_{кр}$.

Доведено, що ψ =0,2÷0,3.

Розрахунок амортизатора включає побудову характеристики амортизатора, визначення його конструктивних розмірів, параметрів каліброваних отворів і клапанів. Характеристика амортизатора є залежністю сили опору від швидкості поршня. Зазвичай ця залежність нелінійна, але може бути подана і двома прямими. Характеристика власне амортизатора відрізняється від характеристики демпферування підвіски. Ця відмінність

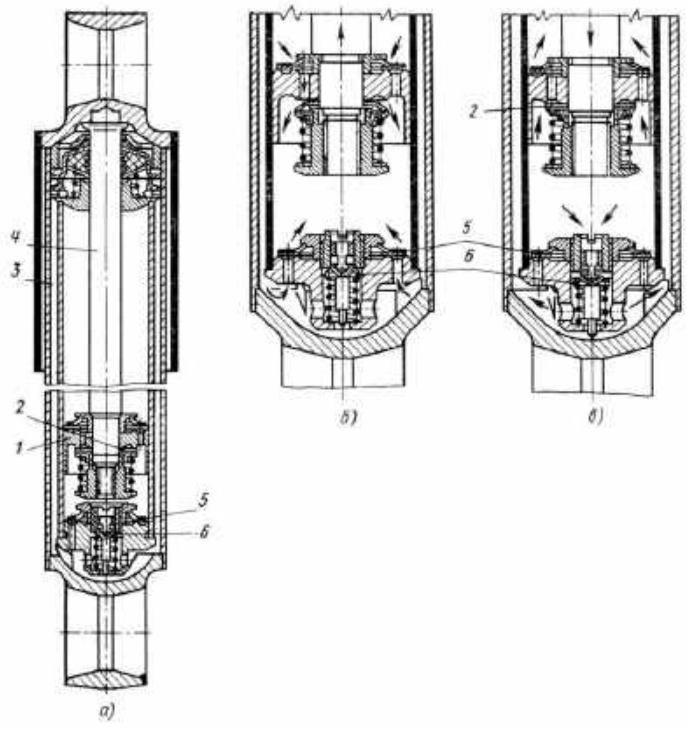
обумовлена типом направляючого пристрою підвіски і місцем розташування амортизатора (співвідношення плечей, нахил амортизатора).

Якщо амортизатор встановлено всередині пружини, то дійсний коефіцієнт опору амортизатора (див. рис.7.10)

$$k_{ОД} = k_0(\rho_1^2 / a^2).$$

Основним конструктивним розміром амортизатора є діаметр поршня $d_П$, який вибирається таким чином, щоб найбільший тиск рідини, що відповідає максимальному зусиллю, діючому на амортизатор, не виходив за рекомендовані межі (2,5÷5МПа), а температура нагріву амортизатора не перевищувала $100^0 C$.

При ході стиску (рис. 7.28), коли поршень рухається вниз і шток входить в робочий циліндр, рідина з-під поршня витісняється у двох напрямках: в простір під поршнем і в резервуар.



1 – поршень;
2 – клапан ходу стиску;
3 – компенсаційна камера;
4 – шток;
5 – впускний клапан;
6 – клапан ходу відбою.

Рисунок 7.28 – Телескопічний амортизатор автомобіля ЗІЛ-130 і схеми роботи клапанів: а – поздовжній розріз амортизатора; б, в – схеми роботи клапанів відповідно при ході стиску і ході відбою

Об’єм рідини, витіснений поршнем, більше звільненого простору над поршнем на величину введеного об’єму штока.

Об’єм рідини, що складає різницю, перетікає через калібровані отвори клапана стиску в компенсаційну камеру. Тиск рідини практично одинаковий над поршнем і під ним при малих швидкостях. Різниця площ верхньої і нижньої поверхонь дорівнює площі штока $A_{ШТ}$.

Тому сила опору стиску

$$R_{Zc\max} = A_П \cdot p_{c\max}. \qquad (23)$$

Рідина, що перетікає при стиску в компенсаційну камеру, піднімає в ній загальний рівень рідини і підвищує тиск повітря до $8 \div 10$МПа. При ході відбою рідина, що витісняється із простору над поршнем у простір під ним, не може його заповнити цілком. Недостача рідини поповнюється із компенсаційної камери через впускний клапан з малим опором. При ході відбою тиск рідини в просторі над поршнем діє на вільну площу поршня (без площі штока).

Зусилля опору

$$R_{Zв\max} = (A_П - A_{ШТ}) \cdot p_{в\max}. \qquad (24)$$

Діаметр штока в залежності від діаметра поршня

$$d_{ШТ} = (0,4 \div 0,5) d_П.$$

З діаметрами штока і робочого циліндра тісно пов'язані розміри компенсаційної камери, яка повинна вміщувати певний об'єм рідини для здійснення процесу рекуперації.

При цьому об'єм повітря повинен бути приблизно в три рази більший об'єму штока при його повному ході (для того, щоб не створювався дуже високий тиск при роботі і нагріві). Конструктивна довжина амортизатора

$$l_a = (3 \div 5) d_П.$$

Вагому роль в надійній роботі амортизатора грає ущільнення. Внутрішня порожнина ущільнення сполучається з компенсаційною порожниною, що дозволяє розвантажити рухомий сальник від високих тисків і забезпечити скидання в компенсаційну порожнину робочої рідини, що проникає із циліндра.

Місце встановлення і кріплення амортизатора визначається компоновкою підвіски. Щоб загальна довжина амортизатора на була дуже великою, амортизатор встановлюють приблизно на половині довжини важеля.

У підвісці з пружиною амортизатор розміщений всередині пружини, що захищає його від випадкових пошкоджень. Похиле положення і віддаль від центра крену сприяє найбільшій ефективності амортизаторів при погашенні вертикальних, поперечних і поздовжніх коливань підресореної маси.

Нормальними умовами здійснення робочого процесу в амортизаторі рахується відсутність в рідині, що заповнює робочий циліндр, повітряних бульбашок. Основними причинами виникнення в рідині повітряних бульбашок є високочастотні коливання, значні опори клапанів, перемішування рідини і контакт її з повітрям в компенсаційній камері амортизатора.

Для запобігання утворенню емульсії в амортизаторах застосовують однотрубні амортизатори, які набувають все більшого поширення (рис. 7.29). Особливістю таких амортизаторів є ізоляція рідини від контакту з повітрям за допомогою гумової оболонки компенсаційної камери. Однак осьове розташування компенсаційної камери дещо збільшує довжину амортизатора.

На рис.7.13, *б*. зображена несиметрична характеристика амортизатора двохсторонньої дії з розвантажувальними клапанами. Вмикання цих клапанів проходить при швидкостях поршня $\dot{z}_в$ і $\dot{z}_c$, значення яких для сучасних авто складає біля 30см/с. Вибір коефіцієнтів опору розвантажувальних клапанів $k_в^{/}$ і

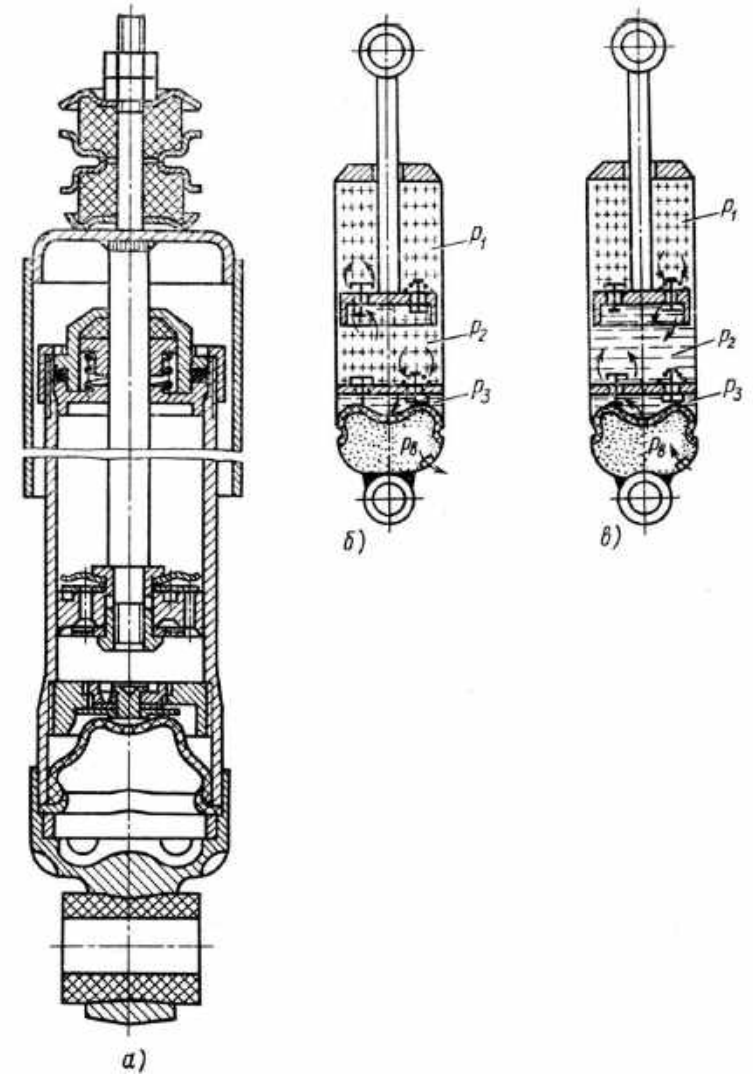
$k_c^{/}$ здійснюється виходячи із умови максимального допустимого вертикального навантаження $R_{Zв\max}$ і $R_{Zc\max}$ і максимальної швидкості переміщення поршня, що лежить у межах $50 \div 60$см/с.

Причому

$$R_{Zв\max} = \dot{z}_в \cdot k_в^{/};$$
$$R_{Zc\max} = \dot{z}_c \cdot k_c^{/}.$$

Коли відносна швидкість коливань при ході відбою $\dot{z}_в$ і ході стиску $\dot{z}_c$ стає значною, відкриваються розвантажувальні клапани, що мають менші коефіцієнти опору.

Зусилля зростає відповідно по прямих *a-b* і *d-e*. Таким чином, розвантажувальні клапани обмежують навантаження, що передаються через амортизатор на кузов, що необхідно при русі з різкими поштовхами і при русі зимою з непрогрітою загустівшою рідиною в амортизаторі.



а – конструкція;
б, в – схеми роботи відповідно при стиску і відбої;
p_1, p_2 – тиск рідини відповідно низький і високий;
p_3 – тиск повітря.

Рисунок 7.29 – Однотрубний амортизатор і схеми його роботи

Для вимірювання і оцінки сили опору амортизатора використовують робочу діаграму (див. рис. 7.27, *в*), яка є залежністю сили опору амортизаторів від ходу поршня при певній частоті коливань (зазвичай 1,5Гц). Найбільше

значення сил опору P_{ac} і $P_{ав}$ на робочій діаграмі мають в середині ходу поршня і відповідають максимальній швидкості його переміщення при даному режимі.

Площі прохідних січень f_c і $f_в$ для робочої рідини:

$$f_c = \frac{A^2{}_П}{k_c \mu_0}\sqrt{\frac{\gamma p_c}{2g}};$$

$$f_в = \frac{(A_П - A_{ШТ})^2}{k_в \mu_0}\sqrt{\frac{\gamma p_в}{2g}},$$

де μ_0 – коефіцієнт витрати, рівний $0{,}6 \div 0{,}75$;

γ – густина рідини;

p_c і $p_в$ – тиски в порожнинах амортизатора.

За основу розрахунку температури робочої рідини береться рівняння теплового балансу

$$N_t / 427 = k_\tau S_0 (t - t_0), \qquad (25)$$

де N_t – потужність, що розсіюється амортизатором;

k_τ – коефіцієнт тепловіддачі стінок в повітря;

S_0 – площа поверхні стінок амортизатора;

t і t_0 – температура відповідно стінок амортизатора і навколишнього середовища.

Для циліндричної поверхні

$$k_\tau = \frac{3{,}4 v_П^{0,7}}{D^{0,3}}.$$

Приймаємо, що швидкість потоку повітря $v_П$ рівна швидкості авто, а $k_\tau = 45 \div 60 Вт/(м^2 \cdot {}^\circ C)$,

де D – зовнішній діаметр амортизатора.

Потужність, що розсіюється амортизатором, відповідає площі між ломаними прямими *Oab* і *Ode* і горизонтальною віссю (див. рис. 7.27, *б*)

$$N_t = 0{,}5(p_в + p_c) v_p = 0{,}5(k_в + k_c) v_p^2.$$

Розрахункова швидкість поршня амортизатора v_p=20÷30см/с, причому остання цифра характеризує напружений режим роботи;

$k_в$ і k_c – коефіцієнти опору амортизатора при ході відбою і ході стиску;

$p_в$ і p_c – сила при ході відбою і ході стиску.

Підставивши отримані значення в формулу (25) знайдемо температуру стінок амортизатора

$$t = (N_t / 427 k_\tau \cdot S_0) + t_0.$$

Температура нагріву стінок не повинна перевищувати $100^\circ C$.

ТЕМА 8. ГАЛЬМОВЕ КЕРУВАННЯ

8.1 Загальні відомості
8.2 Робоча гальмова система
8.3 Запасна гальмова система
8.4 Стоянкова гальмова система
8.5 Допоміжна гальмова система
8.7 Гальмівні механізми
8.8 Принципові схеми барабанних гальмових механізмів
8.9 Розподіл тисків по довжині накладок
8.10 Визначення гальмівних моментів на колодках
8.11 Особливості розрахунку барабанних гальмових механізмів
8.12 Особливості конструкції і розрахунку дискових гальмових механізмів
8.13 Розрахунок гідравлічного привода гальм
8.14 Конструювання і розрахунок гідровакуумних підсилювачів гальм
8.15 Проектування пневматичного привода гальм

8.1 Загальні відомості

Гальмове керування – система керування автомобілем, яка служить для зменшення швидкості руху, зупинки і утримання автомобіля на місці. Гальмівна система забезпечує безпеку при русі і зупинках.

Сучасні автомобілі обладнуються декількома гальмівними системами, мають різне призначення. На рис. 8.1 представлені типи гальмівних систем, застосовуваних на автомобілях.

Рисунок 8.1 – Типи тормозних систем

Гальмове керування складається з чотирьох систем – робочої, запасної, стоянкової і допоміжної. Системи можуть мати спільні елементи, але не менше двох незалежних органів керування. Кожна з цих систем включає в себе гальмові механізми, що забезпечують створення опору руху авто, і гальмовий привод, необхідний для керування гальмовими механізмами.

8.2 Робоча гальмова система

Для зменшення швидкості чи повної зупинки авто в будь-яких умовах призначена робоча гальмова система. Її дія повинна розповсюджуватися одночасно на всі колеса з раціональним розподілом гальмівного моменту по мостах. Розрізняють два види робочого гальмування: екстрене (аварійне), коли гальмування здійснюється з максимальною ефективністю для якнайшвидшої

зупинки авто, і службове – гальмування з помірною інтенсивністю. Діють наступні норми максимально встановленого сповільнення: $7{,}0\,м/с^2$ для легкових авто, їх вантажних модифікацій і автобусів повною масою до 5т; $5{,}5\,м/с^2$ – для вантажних авто.

Оскільки робочою гальмовою системою водій користується в самих різноманітних умовах руху авто, то передбачена можливість керування цією системою за допомогою педалі.

8.3 Запасна гальмова система

Для гальмування авто у випадку відказу робочої гальмової системи призначена запасна гальмова система. Застосування автономної запасної гальмової системи не обов'язкове , якщо її функції може виконувати будь-який контур робочої гальмової системи чи стоянкова гальмова система. Встановлено наступні норми максимального сповільнення авто при його гальмуванні запасною гальмовою системою чи системами, що виконують її функції: $3\,м/с^2$ – для пасажирських авто; $2{,}8\,м/с^2$ – для вантажних автомобілів.

8.4 Стоянкова гальмова система

Для утримання авто нерухомим призначена стоянкова гальмова система, яка повинна надійно і без обмеження по часу утримувати повністю навантажений автомобіль на схилі, заданому технічними умовами на автотранспортний засіб, але не менше 25 %. Приведення в дію гальмових механізмів стоянкової гальмової системи може бути здійснено при використанні будь-якого привода. Однак при використанні гідравлічного чи пневматичного приводів через можливі підтікання робочого тіла приведення гальмового механізму в загальмований стан повинно здійснюватися за допомогою пристрою, що діє механічним способом.

8.5 Допоміжна гальмова система

Для тривалого гальмування авто на затяжних спусках без використання звичайних гальмових систем використовується допоміжна гальмова система. Автобуси з повною масою більше 5т і вантажні автомобілі з повною масою більше 12т оснащені гальмом-сповільнювачем.

8.6 Вимоги до гальмових систем

Гальмівні системи істотно впливають на безпеку руху автомобіля. Тому до гальмівних систем, окрім загальних вимог до конструкції автомобіля, ставлять спеціальні вимоги. Відповідно до цих вимог гальмівні системи повинні забезпечувати:

• мінімальний гальмівний шлях або максимальне уповільнення при гальмуванні;

• збереження стійкості автомобіля при гальмуванні;

• стабільність гальмівних властивостей при неодноразових гальмуваннях;

• мінімальний час спрацьовування при гальмуванні;

• пропорційність між зусиллям на гальмівну педаль і гальмівними силами на колесах автомобіля;

• легкість керування.

8.7 Гальмівні механізми

Гальмівними називаються механізми, що здійснюють процес гальмування автомобіля. Гальмівні механізми служать для примусового уповільнення автомобіля. Сучасні автомобілі обладнуються різними типами гальмівних механізмів (рис. 8.2).

Гальмівні механізми можуть здійснювати примусове уповільнення автомобіля різними способами - механічним (фрикційним), гідравлічним, електричним.

Фрикційні гальмівні механізми (дискові і барабанні) отримали найбільш широке поширення на автомобілях. Дискові гальмівні механізми застосовуються для передніх і задніх коліс легкових автомобілів великого класу і для передніх коліс легкових автомобілів малого та середнього класів. Барабанні гальмівні механізми використовують на вантажних автомобілях, незалежно від їх вантажопідйомності.

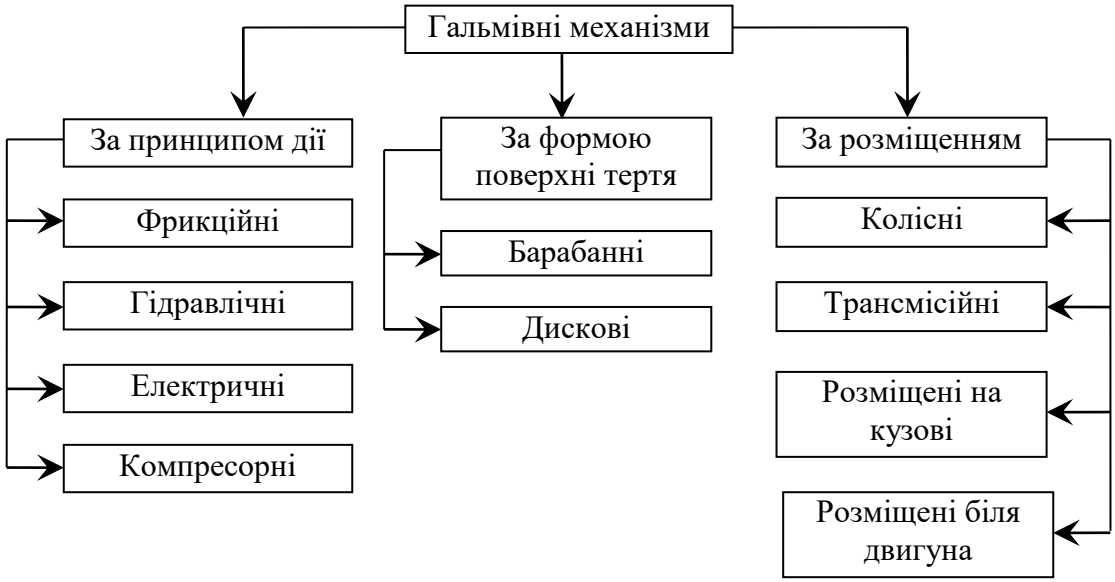


Рисунок 8.2 – Типи гальмівних механізмів

8.8 Принципові схеми барабанних гальмових механізмів

В теперішній час для робочої гальмової системи використовують чотири різновиди барабанних гальмових механізмів, які відрізняються особливостями силової взаємодії колодок з розтискним пристроєм і барабаном (рис. 8.3).

Умовно фрикційні накладки зображені симетрично відносно горизонтальної осі механізму, а рівнодійні нормальних сил N і сил тертя fN прикладені в середині дуги накладки (на радіусі $r_б$). Порівняння різноманітних схем проводять по реверсивності, врівноваженості і коефіцієнту ефективності.

Реверсивність гальмового механізму визначає незалежність величини створюваного ним гальмівного моменту від напрямку руху авто.

Врівноваженість гальмового механізму – це таке поєднання сил взаємодії колодок на барабан, при якому робота гальмового механізму не призводить до навантаження підшипникового вузла колеса.

Коефіцієнтом ефективності називають відношення гальмівного моменту до приводної сили і радіуса барабана.

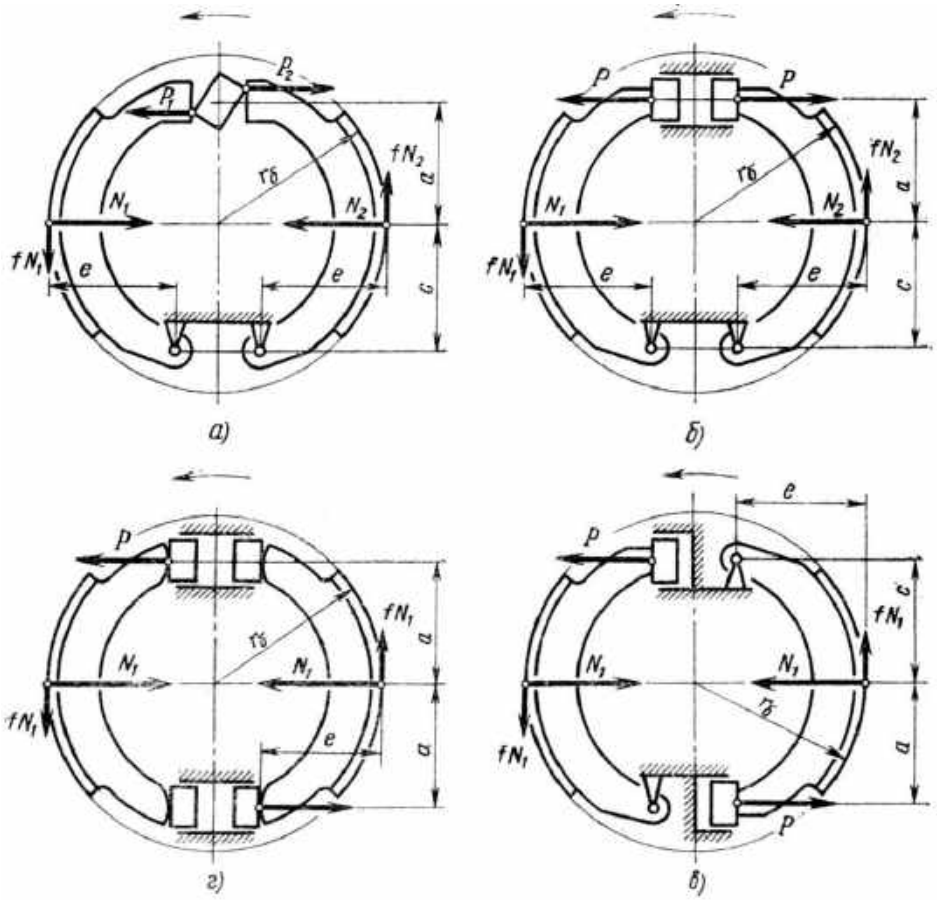


Рисунок 8.3 – Схеми барабанних гальмових механізмів:
а) з рівним переміщенням колодок; б) реверсивного неврівноваженого; в) нереверсивного врівноваженого; г) реверсивного з плаваючими колодками

Із поданих схем видно, що момент сили тертя *fN* відносно опори колодки здійснює на одну колодку дію, еквівалентну збільшенню приводної сили (самопритискна колодка), а на другу – дію, еквівалентну зменшенню приводної сили (самовідтискна колодка). Явище самопритискання і самовідтискання є важливою принциповою особливістю робочого процесу барабанних гальмових механізмів. Нижче наведено формули для підрахунку коефіцієнтів ефективності для колодок і гальмового механізму:

самопритискної $K_{e1} = T_{\tau 1} / (P_1 \cdot r_б)$;

самовідтискної $K_{e2} = T_{\tau 2} / (P_2 \cdot r_б)$;

механізму $K_e = T_\tau / \left[(P_1 + P_2) r_б)\right]$,

де $T_{\tau 1}$, $T_{\tau 2}$, T_τ – гальмівні моменти, створювані відповідно колодками і механізмом;

P_1 і P_2 – приводні сили.

Стабільність коефіцієнтів ефективності є умовою досягнення рівних гальмівних сил на колесах одного моста. Однак значення K_{e1} і K_{e2} залежать від коефіцієнта тертя *f*, значення якого внаслідок великого числа технологічних і експлуатаційних факторів непостійне і відхиляється від номінального в обидві сторони.

Гальмовий механізм (рис. 8.3, *а*) має кулачковий розтискний пристрій, який забезпечує рівне переміщення колодок. Тому нормальні сили, прикладені

до колодок, і гальмівні моменти, створювані ними, однакові. Відношення приводних сил $P_1/P_2<1$ встановлюється автоматично. Внаслідок рівності $N_1 = N_2$, справедливої для будь-якого напрямку обертання барабана , розглянутий механізм є реверсивним і практично врівноваженим. Недоліком такого гальмового механізму є значна приводна сила і порівняно низький ККД кулачкового приводного пристрою, рівний $0,6 \div 0,8$.

Оскільки кулачковий розтискний пристрій викликає необхідність застосування пневматичного привода, то область застосування цих гальмових механізмів обмежується тільки вантажними авто і автобусами з загальною масою рівною або більшою 10т.

Гальмовий механізм (рис. 8.3, *б*) має один гідравлічний чи клиновий розтискний пристрій, який забезпечує рівність приводних сил. Однак гальмівний момент, створюваний притискною колодкою, більше, ніж відтискною, що обумовлює різне зношування накладок.

Такий механізм менш стабільний, ніж механізм з рівним переміщенням колодок. При рівних співвідношеннях основних розмірів і f = 0,35 коефіцієнт ефективності такого механізму $K_e = 0,81$, що складає 116% коефіцієнта ефективності механізму з рівним переміщенням колодок. Оскільки різниця $N_1 - N_2$ не залежить від напрямку обертання барабана, то механізм є реверсивним але неврівноваженим. Такі гальмові механізми застосовують для вантажних авто великої вантажопідйомності, а також для задніх коліс легкових авто.

На рис. 8.3, *в* зображена схема нереверсивного механізму. Принциповою особливістю його конструкції є те, що колодки повернуті приводними кінцями в різні сторони і для розтискання мають індивідуальні гідравлічні пристрої, що створюють рівні приводні сили. Тому обидві колодки є самопритискними (при передньому ході авто) і самовідтискними (при задньому ході).

На рис. 8.3, *г* зображена схема реверсивного механізму, в якому незалежно від напрямку обертання барабана обидві колодки є самопритискними. Це обумовлено використанням однакових розтискних пристроїв, в кожному з яких в залежності від напрямку обертання барабана один плунжер призначений для приводного впливу на колодку, а другий служить опорою для іншої колодки.

Застосування нереверсивного гальмового механізму для задніх коліс, на яких встановлюється стоянкове гальмо, не рекомендується. Гальмові механізми для стоянкової гальмової системи на спускові і на підйомі повинні забезпечувати однакову ефективність гальмування.

8.9 Розподіл тисків по довжині накладок

Аналітичне визначення епюри нормальних тисків утруднене, так, як окрім пружної податливості накладок, на неї мають вплив податливість барабана, колодки і опори. Однак для наближеного розрахунку можна обмежитись врахуванням тільки радіальних деформацій накладок, оскільки деформація останніх деталей в нашому випадку на має суттєвого значення.

Гальмові механізми можуть бути спроектовані з одним або двома ступенями вільності.

Визначимо радіальну деформацію накладки самопритискної колодки, що має два ступені вільності.

Для цього розмістимо початок координат в центрі O гальмового барабана (рис. 8.4, *а*). Вісь координат проведемо так, щоб лінія y_1 проходила через миттєвий центр повороту A_1 колодки.

Під час гальмування колодка, дякуючи можливості накладки деформуватися, одночасно обертається навколо миттєвого центра A_1 і зміщається по опорній площині в сторону дії сил тертя. В результаті цього центр колодки займає положення O_1, а уявний контур поверхні недеформованої накладки (лінія E_1E_1) зсувається в тіло барабана в напрямку OO_1. В цьому напрямку деформація всіх точок поверхні однакова.

Для довільної точки B_1, що лежить на радіусі OB_1, вона характеризується відрізком B_1B_1'. Тому для тієї ж точки радіальна деформація

$$\delta_1 = B_1C_1 = B_1B_1' \cos\psi_1 .$$

Приймаючи до уваги, що

$$\psi_1 = 90^0 - (\alpha_1 + \varphi_1) \quad \text{і}$$

$$B_1B_1' = OO_1 = \delta_{1\max},$$

Отримаємо для самопритискної колодки

$$\begin{aligned} \delta_1' &\approx \delta_{1\max} \sin(\alpha_1 + \varphi_1); \\ q_1 &= q_{\max} \sin(\alpha_1 + \varphi_1), \end{aligned} \tag{26}$$

де $\alpha_1; \psi_1$ і φ_1 – кути відповідно між довільним радіусом OB_1 і віссю y_1; радіусом OB_1 і лінією OO_1 (віссю максимального тиску); віссю x_1 і віссю максимального тиску.

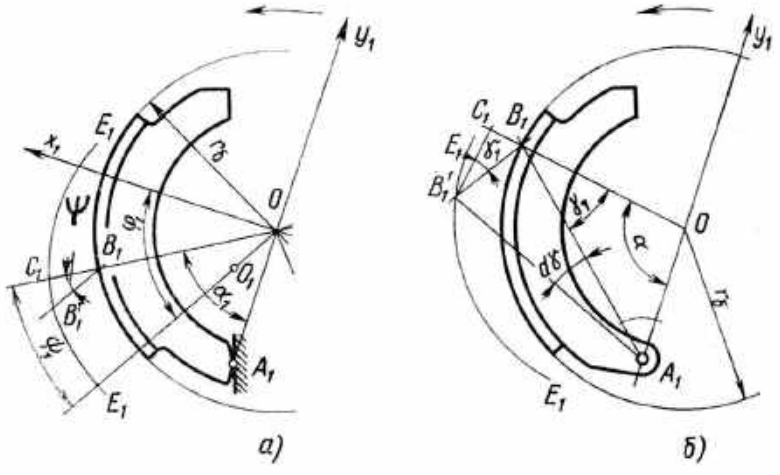


Рисунок 8.4 – Схеми для визначення радіальної деформації накладок:
а) з двома ступенями вільності; б) самопритискна з одним ступенем вільності

Визначимо радіальну деформацію накладки самопритискної колодки, що має один ступінь вільності. В цьому випадку колодка під дією приводної сили і сил тертя повертається навколо центра A_1 опорного пальця на кут $d\gamma$ (рис. 8.4, *б*). Деформації фрикційної накладки в довільній точці B_1 її поверхні в напрямку повороту колодки відповідають відрізку B_1B_1', а в радіальному напрямку – проекції цього відрізка на продовження радіуса OB_1, тобто відрізку B_1C_1.

Через те, що кут $d\gamma$ дуже малий, будемо рахувати, що кут $A_1B_1B_1' = 90^0$. Тоді деформація накладки

$$\delta_1 = B_1C_1 = B_1B_1' \sin\gamma = A_1B_1 \sin\gamma d\gamma .$$

Рахуємо, що $OA_1 \approx OB_1 = r_б$. Тоді, розглядаючи рівнобедрений трикутник A_1OB_1, маємо

$$A_1B_1 / \sin\alpha = r_б / \sin\gamma .$$

Значить радіальна деформація і тиск на поверхні

$$\begin{aligned} \delta_1 &= r_б \sin\alpha d\gamma; \\ q_1 &= q_{1\max} \sin\alpha. \end{aligned} \qquad (27)$$

Узагальнюючи отримані результати можна сказати, що для нової колодки тиск розподіляється по довжині накладки по синусоїдальному закону, вираженому формулами (26) і (27).

Ступінь нерівномірності розподілу тисків по довжині накладки оцінюється коефіцієнтом нерівномірності

$$\Delta = q_{\max} / q_P . \qquad (28)$$

де q_P – умовний рівномірно-розподілений тиск, що створює на колодці такий тиск та гальмівний момент, як і при нерівномірному розподілі тиску;

$q_{\max}$ - максимальний тиск на колодці.

8.10 Визначення гальмівних моментів на колодках

При розрахунку гальмових колодкових механізмів необхідно встановити залежність між гальмівними моментами, що створюються і силами, що притискають колодки до гальмового барабана.

Для визначення моменту T_τ колодки з одним ступенем вільності виділимо на поверхні накладки елементарну поперечну стрічку, розміщену під кутом α до осі *y*. Площа цієї стрічки $br_б d\alpha$,

де *b* – ширина накладки (рис. 8.5).

Зі сторони барабана на стрічку діє нормальна сила

$$dN = qbr_б d\alpha = q_{\max} br_б \sin\alpha d\alpha \ , \qquad (29)$$

а також сила тертя *fdN*, що створює гальмівний момент

$$dT_\tau = dNfr_б = q_{\max} br_б^2 f \sin\alpha d\alpha .$$

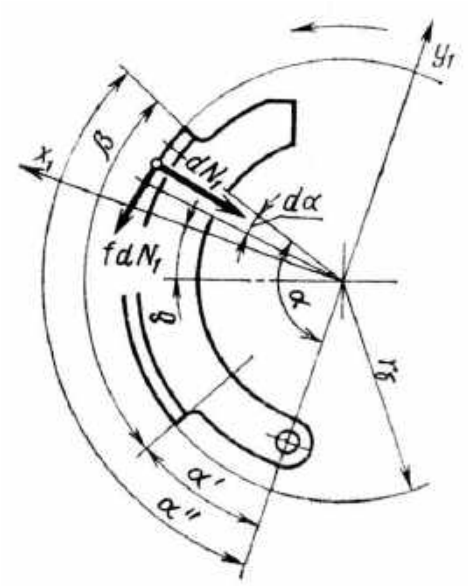


Рисунок 8.5 – Схема для визначення гальмівного моменту

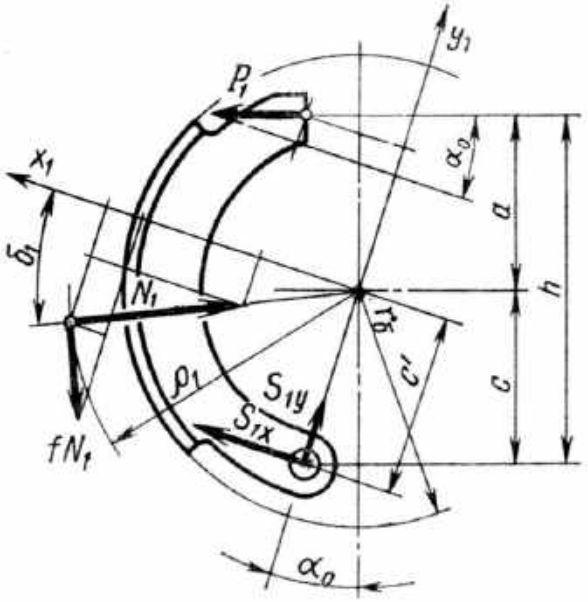


Рисунок 8.6 – Схема для визначення приводної сили

Проінтегрувавши вираз на ділянці від α' до α' отримаємо

$$T_\tau = q_{\max} br_б^2 f(\cos\alpha' - \cos\alpha'') . \qquad (30)$$

При рівномірному розподілі нормального тиску

$$dN = q_P br_б d\alpha; \quad T_\tau = q_P br_б^2 f(\alpha'' - \alpha') . \qquad (31)$$

З рівняння (30) і (31) можна визначити коефіцієнт нерівномірності

$$\Delta = (\alpha'' - \alpha') / (\cos\alpha' - \cos\alpha'') .$$

Формули (30) і (31) дозволяють визначити гальмівні моменти в залежності від тисків. Однак для практичних розрахунків необхідно встановити залежність гальмівного моменту від розтискної сили *P*.

Гальмівний момент $T_{\tau 1}$, що створюється самопритискною колодкою, може бути поданий у вигляді виразу

$$T_{\tau 1} = f_1 N_1 \rho_1 \ , \tag{32}$$

де N_1 – результуюча елементарних нормальних сил;

ρ_1 – радіус прикладання результуючої сили тертя fN_1 (рис. 8.6).

Формула (30) дозволяє вирахувати гальмівний момент колодки, якщо відомі її геометричні параметри і величина нормального тиску.

Для визначення зусилля N_1 в залежності від приводної сили P_1 складемо рівняння рівноваги колодки:

$$\left.\begin{aligned} &P_1 \cos\alpha_0 + S_{1_x} - N_1(\cos\delta_1 + f\sin\delta_1) = 0; \\ &P_1 a - S_{1_x} c' + f\rho_1 N_1 = 0, \end{aligned}\right\} \tag{33}$$

де δ_1 – кут між віссю *x* і лінією дії сили N_1;

S_{1_x} - проекція реакції опори на вісь *x*.

В результаті спільного розв'язку системи рівнянь (33) відносно N_1 маємо

$$N_1 = hP_1 / \left[c'(\cos\delta_1 + f\sin\delta_1) - f\rho_1\right]. \tag{34}$$

Для самопритискної колодки рівняння (32) можна записати в слідуючому вигляді

$$T_{\tau 1} = P_1 fh\rho_1 / \left[c'(\cos\delta_1 + f\sin\delta_1) - f\rho_1\right] = P_1 Б_1 . \tag{35}$$

Аналогічно для самовідтискної колодки

$$T_{\tau 2} = P_2 fh\rho_2 / \left[c'(\cos\delta_2 - f\sin\delta_2) + f\rho_2\right] = P_2 Б_2 . \tag{36}$$

Для визначення δ і ρ необхідно знайти нормальну силу *N* і її складові. Подамо *dN* (див рис. 8.5) як геометричну суму складових dN_x і dN_y, що діють вздовж відповідних осей. Тоді згідно формули (29) маємо

$$N_x = \int_{\alpha'}^{\alpha''} dN\sin\alpha = q_{\max} br_б \int_{\alpha'}^{\alpha''} \sin\alpha^2 d\alpha = \frac{q_{\max} br_б (2\beta - \sin 2\alpha'' + \sin 2\alpha')}{4}; \tag{37}$$

$$N_y = \int_{\alpha'}^{\alpha''} dN\cos\alpha = q_{\max} br_б \int_{\alpha'}^{\alpha''} \sin\alpha\cos\alpha d\alpha = \frac{q_{\max} br_б (\cos 2\alpha' - \cos 2\alpha'')}{4}. \tag{38}$$

Отже

$$\delta = arctg\left(\frac{N_y}{N_x}\right) = arctg\left[\left(\cos 2\alpha' - \cos 2\alpha''\right) / \left(2\beta - \sin 2\alpha'' + \sin 2\alpha'\right)\right],$$

де $\beta = \alpha'' - \alpha'$.

Використовуючи формули (30) і (32) і враховуючи, що

$$N_1 = \sqrt{N_x^2 + N_y^2},$$

маємо

$$\rho = \left[4r_б\left(\cos\alpha' - \cos\alpha''\right)\right] / \sqrt{\left(\cos 2\alpha' - \cos 2\alpha''\right)^2 + \left(2\beta - \sin 2\alpha'' + \sin 2\alpha'\right)^2}.$$

Якщо кути α' і α'' для самопритискної і самовідтискної колодок будуть різні, то значення δ і ρ також будуть різними для обох колодок. Для двоколодкового гальмового механізму гальмівний момент на барабані рівний сумі моментів тертя на першій і другій колодках, тобто

$$T_\tau = T_{\tau 1} + T_{\tau 2} = P_1 Б_1 + P_2 Б_2.$$

Для гідравлічного привода $P_1 = P_2$.

Необхідна приводна сила

$$P = T_\tau / (Б_1 + Б_2).$$

Приводна сила для механізму з кулачковим розтискним механізмом визначається із поданих вище рівнянь за умови рівності моментів, що реалізуються на колодках

$$P_1 = 0{,}5T_\tau / Б_1;$$
$$P_2 = 0{,}5T_\tau / Б_2.$$

При розрахунку колодкових гальмових механізмів необхідно провести перевірку на відсутність самозаклинювання колодок. Умову заклинювання отримаємо із формули (35). Заклинювання колодок може статися, коли знаменник у формулі (35) стане рівним нулю:

$$c'(\cos\delta_1 + f\sin\delta_1) - f\rho_1 = 0.$$

Самозаклинювання не відбудеться, якщо

$$f < \frac{c'\cos\delta_1}{\rho_1 - c'\sin\delta_1}.$$

Із рівнянь (30) і (35) можна визначити максимальний тиск на поверхні самопритискної колодки

$$q_{\max 1} = \frac{P_1 h\rho_1}{br_б^2(\cos\alpha' - \cos\alpha'')\left[c'(\cos\delta_1 + f\sin\delta_1) - f\rho_1\right]}.$$

8.11 Особливості розрахунку барабанних гальмових механізмів

Максимальну гальмівну силу можна отримати, коли зчіпна вага авто використовується повністю. При цьому гальмівні сили повинні бути пропорційні нормальним реакціям на колесах. Стосовно двовісного автомобіля

$$\frac{b + h_g \varphi_{\max}}{a - h_g \varphi_{\max}} = \frac{P_{\tau_П}}{P_{\tau_З}} = \frac{R_{z_П}}{R_{z_З}} \tag{39}$$

Як видно із рівняння (39), це співвідношення залежить від коефіцієнта зчеплення φ, який визначає значення встановленого сповільнення a_H. Зазвичай співвідношення між гальмівними силами для легкових авто складають $1{,}3 \div 1{,}6$, а для вантажних $0{,}5 \div 0{,}7$, що відповідає коефіцієнту зчеплення $\varphi_{сер} = 0{,}40 \div 0{,}55$.

Моменти, які можуть бути реалізовані гальмовими механізмами, обумовлені розрахунковими гальмівними моментами на колесах, тобто

$$T_{\tau P_П} = P_{\tau_П} r_Д, \text{ де } P_{\tau_П} = R_{z_П} \cdot \varphi_{\max};$$
$$T_{\tau P_З} = P_{\tau_З} r_Д, \text{ де } P_{\tau_З} = R_{z_З} \cdot \varphi_{\max}.$$

Визначення основних розмірів гальмівного механізму здійснюється одночасно з розробкою його компоновки. Радіус $r_б$ поверхні тертя барабана вибирають з таким розрахунком, щоб між ободом колеса і барабаном зазор, необхідний для вентиляції, складав не менше $20 \div 30$мм.

Кут обхвату β фрикційної накладки дорівнює $90^0 \div 120^0$.

На колодках з одним ступенем вільності накладку варто розміщувати симетрично відносно осі *x*, а на плаваючих колодках зміщувати до опорного кінця. Ширину *b* фрикційних накладок визначають із умови забезпечення при аварійному гальмуванні тиску, що не перевищує 2,5МПа.

Крім того умовне питоме навантаження *p* на накладки, яке визначається за формулою

$$m_a q / (A_П + A_З) \le [p] \tag{40}$$

не повинне перевищувати 0,25МПа для авто з повною масою до 11т, і 0,3МПа – для авто з повною масою більше 11т.

В формулі (40) m_a – повна маса авто; $A_П$ і $A_З$ – сумарні площі накладок гальмових механізмів відповідно переднього і заднього мостів.

Перевірковий розрахунок на зношування і нагрів здійснюється за наступними показниками – середній тиск на поверхні самопритискної колодки, питома робота тертя (вона визначає і температуру нагріву гальмового барабана).

Середній тиск $q_{сер}$ на поверхні колодки приймається рівним відношенню нормальної сили N_1 до площі A_1 гальмівної накладки. Згідно з технічними вимогами на азбесто-фрикційні накладки повинна виконуватись умова

$$q_{сер} = N_1 / A_1 \le 2\,\text{МПа}.$$

Питома робота тертя дорівнює відношенню роботи тертя, яка виконується при гальмуванні з максимальної швидкості авто до повної його зупинки, до сумарної площі A_Σ всіх накладок, тобто

$$m_a v_{a\max}^2 / 2A_{\Sigma} \le \left[L_{mep} \right],$$

де $\left[L_{mep} \right]$ – допустима величина питомої роботи тертя, яку приймають для легкових авто $1000 \div 1500 Дж/см^2$, для вантажних авто і автобусів $600 \div 800 Дж/см^2$.

Барабани гальмових механізмів повинні мати велику жорсткість і теплоємність. При гальмуванні їх температура не повинна досягати граничних значень. Матеріал барабана в поєднанні з матеріалом фрикційної накладки повинен забезпечувати високий коефіцієнт тертя і рівномірне зношування робочої поверхні.

Згідно з цими вимогами гальмові барабани виготовляють литими з сірого чи легованого чавунів, а також (для легкових авто) литими з алюмінію з наступним встановленням чавунного кільця.

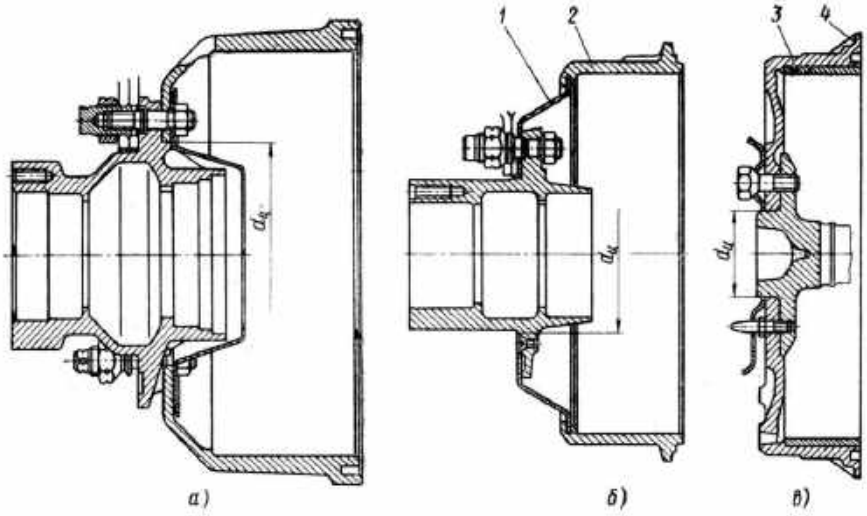


Рисунок 8.7 – Гальмові барабани: а – литі;б, в – комбіновані;
1 – фланець; 2 – лите чавунне кільце; 3 – вставне чавунне кільце;
4 – литий алюмінієвий барабан

Гальмівні барабани перевіряють на нагрівання.

При цьому необхідно уточнити теплоємність барабана, тобто чи задовольняється умова

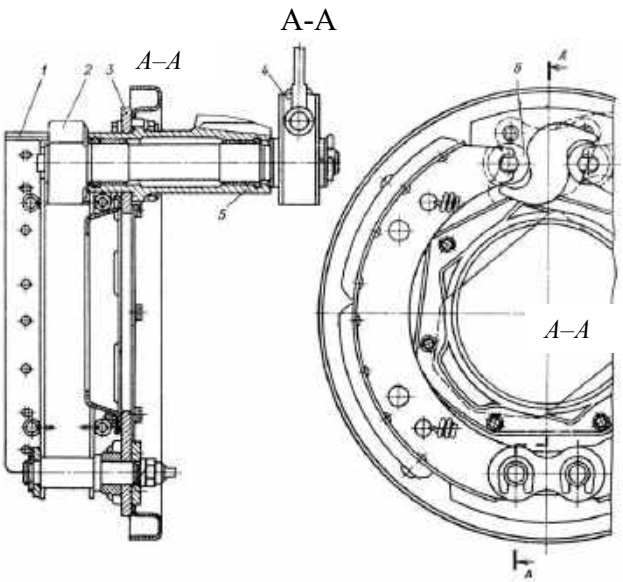
$$(m_б C_б + m_к C_к) \cdot \Delta t \ge L /$$

де $m_б$ і $m_к$ – сумарна маса відповідно барабанів і їх чавунних кілець для даного моста;

$C_б$ і $C_к$ – питомі теплоємності барабана і кільця (для чавуну С=482 Дж/(кг·К), для алюмінієвого сплаву С=880 Дж/(кг·К));

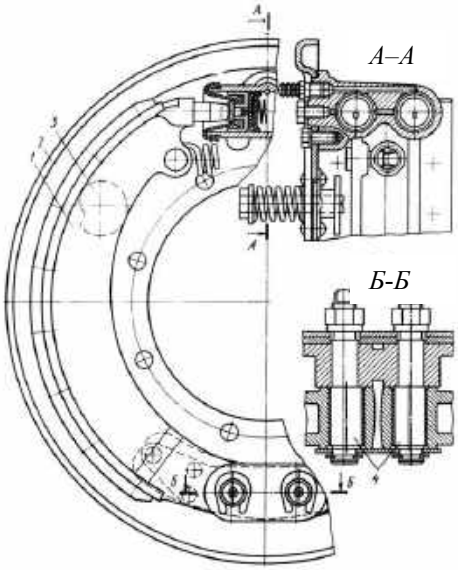
Δt – збільшення температури барабана (за одне інтенсивне гальмування з початкової швидкості v_a=30км/год. до повної зупинки на повинно перевищувати $15^0 C$);

L – частина кінетичної енергії повністю навантаженого авто, яка перетворюється в теплоту гальмовими механізмами даного моста.



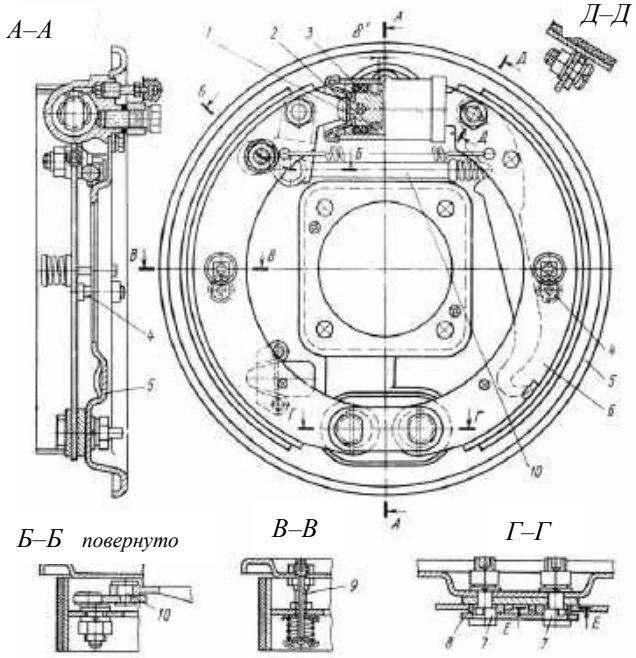
1 – колодка;
2 – розтискний кулак з валом;
3 – супорт;
4 – регулювальний важіль;
5 – кронштейн вала розтискного кулака з і гальмової камери;
6 – ролик.

Рисунок 8.8 – Гальмовий механізм коліс автомобілів КамАЗ



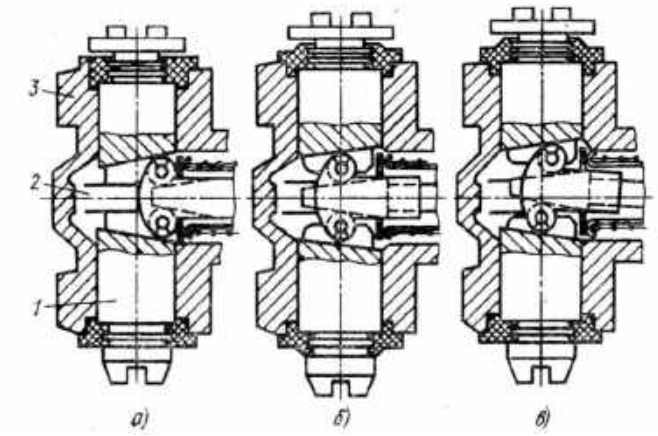
1 –колодка;
2 – супорт;
3 – кулачок регулятора робочого зазора;
4 – ексцентрикові опорні пальці.

Рисунок 8.9 – Гальмовий колісний механізм автомобіля „Урал-375”



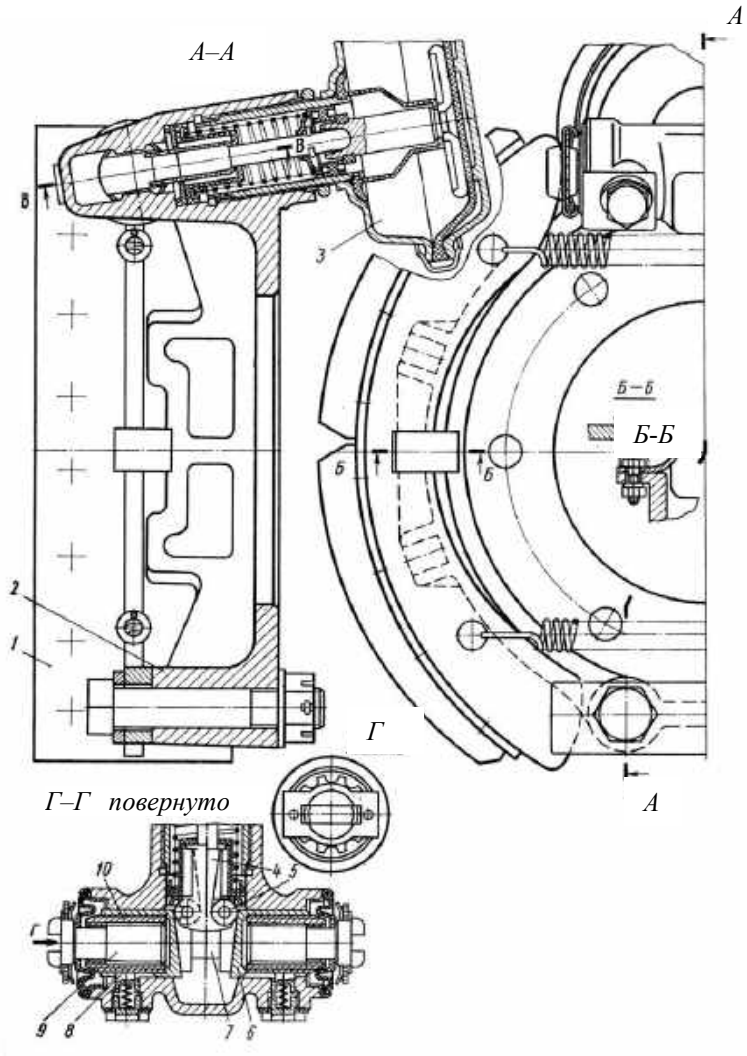
1 –поршень;
2 – упорне кільце поршня;
3 –ущільнювальне кільце;
4 – упор;
5 – супорт;
6 – колодка;
7 – опорні пальці;
8 – бронзовий ексцентрик;
9 – фіксатор колодки;
10 – привод стоянкового гальма.

Рисунок 8.10 – Гальмовий механізм заднього колеса автомобіля ГАЗ-24



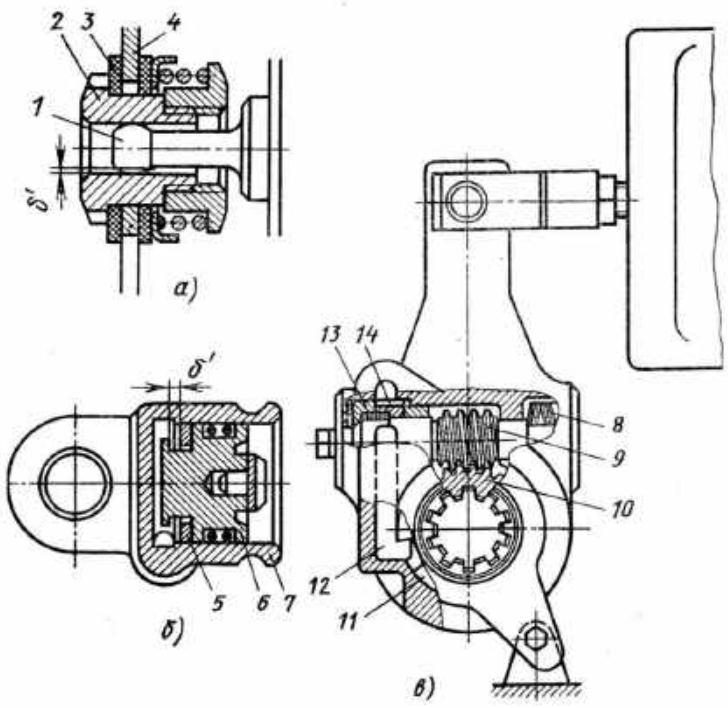
1 – плунжер;
2 – виступ;
3 – корпус.

Рисунок 8.11 – Схема роботи клинового розтискного пристрою: а – початкове положення плунжера; б – положення при початковому синхронному переміщенні; в – робоче положення (гальмування)



1 – гальмова колодка;
2 – супорт;
3 – гальмова камера;
4 – клин;
5 – ролик;
6 – плунжер;
7 – виступ в корпусі;
8 – собачка;
9 – регулювальний гвинт;
10 – регулювальна втулка.

Рисунок 8.12 – Гальмовий механізм з клиновим розтискним пристроєм



1 – стійка;
2 – втулка;
3 – фрикційна шайба;
4 – ребро колодки;
5 – стальне кільце;
6 – поршень;
7 – корпус;
8 – тарілчасті пружини;
9 – черв'як;
10 – черв'ячне колесо;
11 – нерухомий диск;
12 – зубчаста рейка;
13 – зовнішня конусна напівмуфта;
14 – шестерня.

Рисунок 8.13 – Механізм автоматичного регулювання зазора між барабаном і колодками:
а, б – безступінчасте регулювання; в – ступінчасте регулювання

8.12 Особливості конструкції і розрахунку дискових гальмових механізмів

Дискові гальмові механізми встановлюють, зазвичай, на передніх колесах легкових авто. В теперішній час їх стали використовувати на деяких вантажних авто і автобусах.

Схема дискового гальмового механізму зображена на рис. 8.14, *а*.

Гальмівний момент

$$T_\tau = 2\,fNr_{сер},$$

де f – коефіцієнт тертя гальмових накладок по диску;

N – сумарна сила притискання накладок до диска;

$r_{сер}$ – радіус прикладання рівнодійної сил тертя.

Силу притискання накладки необхідно визначити, приймаючи до уваги тиск рідини p, число поверхонь тертя i та діаметр $d_ц$ гальмових циліндрів.

Таким чином $N = 0,25\pi p\sum_{i=1}^{n} d_{ц_i}^2$.

Допускаючи, що тиск розподіляється по площі накладки рівномірно, можна з достатньою для технічних розрахунків точністю рахувати, що сила тертя fN прикладена на середньому радіусі $r_{сер} = (r_з + r_{вн})/2$ ($r_з$ і $r_{вн}$ – відповідно зовнішній та внутрішній радіуси накладок).

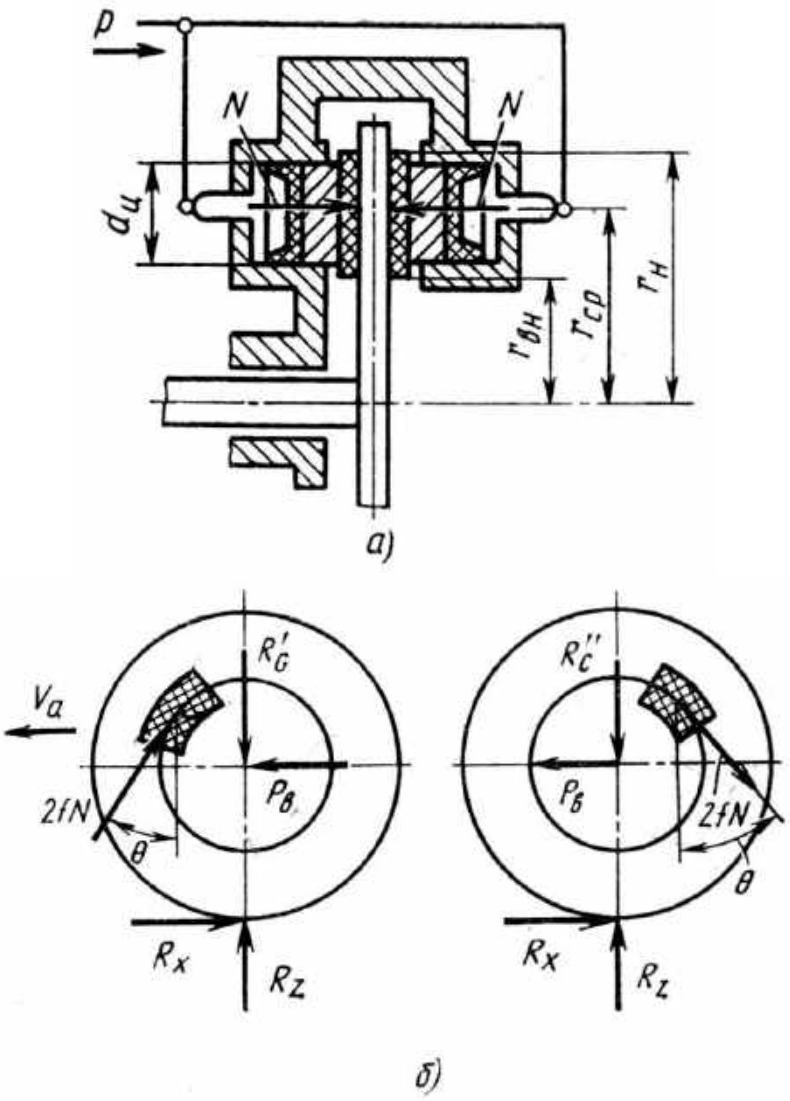


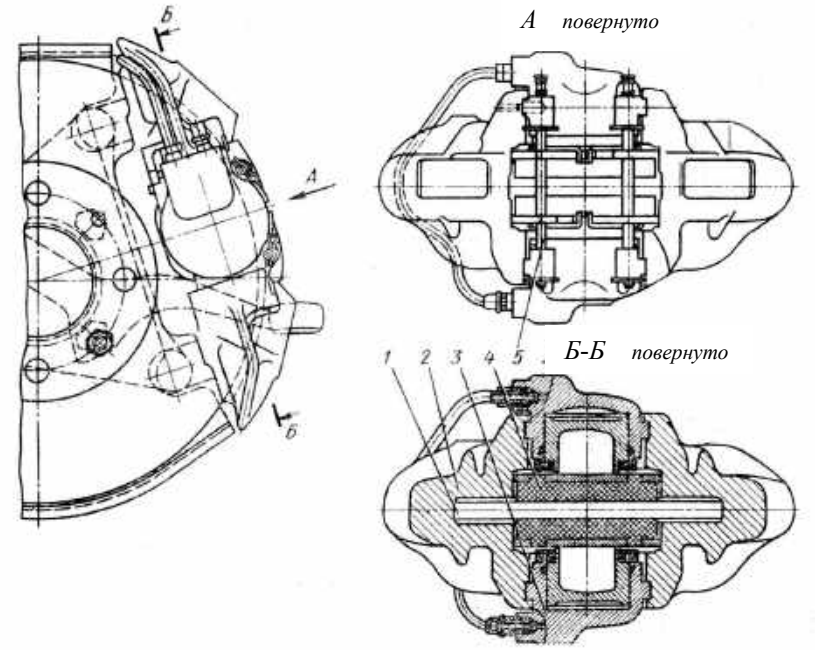
Рисунок 8.14 – Схеми для розрахунку дискового гальмового механізму
а – розрахункова схема; б – схема радіальних сил, що діють на підшипники колеса при гальмуванні

Лінійна залежність гальмівного моменту від коефіцієнта тертя f і приводної сили дозволяє дисковим гальмовим механізмам на відміну від барабанних забезпечити високу стабільність гальмування.

Наведемо конструктивні схеми дискових гальмових механізмів.

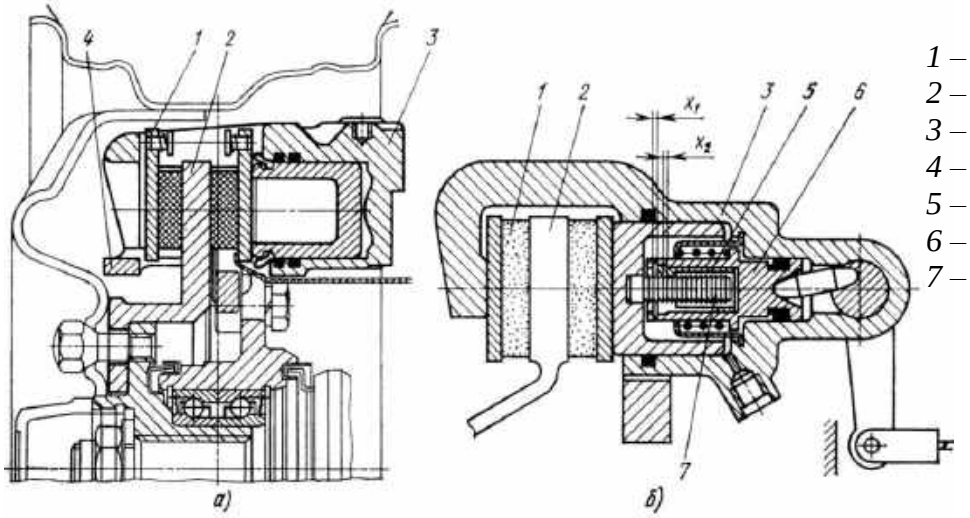
Колодки дискових гальм мають невелику довжину. Площа їх поверхні складає 12÷16% площі поверхні диска, що обумовлює добре його охолодження.

Дискові гальмові механізми мають підвищену енергоємність на одиницю маси, малу металомісткість, велику компактність, простоту обслуговування. Зазори між колодками і дисками рівні 0,05÷0,15мм, що дозволяє скоротити час спрацьовування циліндрів і дає можливість збільшити силове передатне число привода.



1 – гальмовий диск;
2 – скоба;
3 – гальмовий циліндр;
4 – гальмова колодка;
5 – пальці фіксації колодки.

Рисунок 8.15 – Дисковий гальмовий механізм автомобіля ВАЗ-2101



1 – колодка;
2 – гальмовий диск;
3 – гальмовий циліндр;
4 – плаваюча скоба;
5 – цанга;
6 – поршень;
7 – стержень.

Рисунок 8.16 – Дискове гальмо з плаваючою колодкою:
а – компоновка; б – привод стоянкового гальма з автоматичним регулюванням зазора

Дискові гальмові механізми дозволяють виконати багатоконтурні гальмові приводи, які забезпечують плавне, рівномірне гальмування коліс на будь-якій початковій швидкості авто і добре відведення тепла від поверхонь тертя. Широкому використанню гальмових механізмів перешкоджає їх висока чутливість до забруднення і труднощі при використанні їх в якості стоянкового гальма.

Із схем на рис. 8.14, *б* визначимо навантаження на підшипники.

$$R'_G = R_Z + 2\,fN\cos\theta; \qquad R''_G = R_Z - 2\,fN\cos\theta;$$

З цих рівнянь видно, що вертикальне навантаження на підшипники колеса зменшується при розташуванні гальмового механізму позаду центра колеса.

8.13 Розрахунок гідравлічного привода гальм

Для робочої гальмової системи переважаючими є два види приводів – гідравлічний і пневматичний.

Гідравлічний привод відрізняється високою швидкодією, простотою конструкції, малими габаритними розмірами, невеликою масою і вартістю. Однак він має обмежене силове передатне число, що обмежує область його використання.

Пневматичний привод має складну конструкцію, меншу швидкодію, значні габаритні розміри, велику масу і вартість. Він дозволяє отримати великі приводні сили, а також простішими засобами здійснити з'єднання гальмової системи причепа з гальмовою системою тягача.

Для підвищення надійності гідравлічний привод виконують розділеним на два самостійних контури (рис. 8.17).

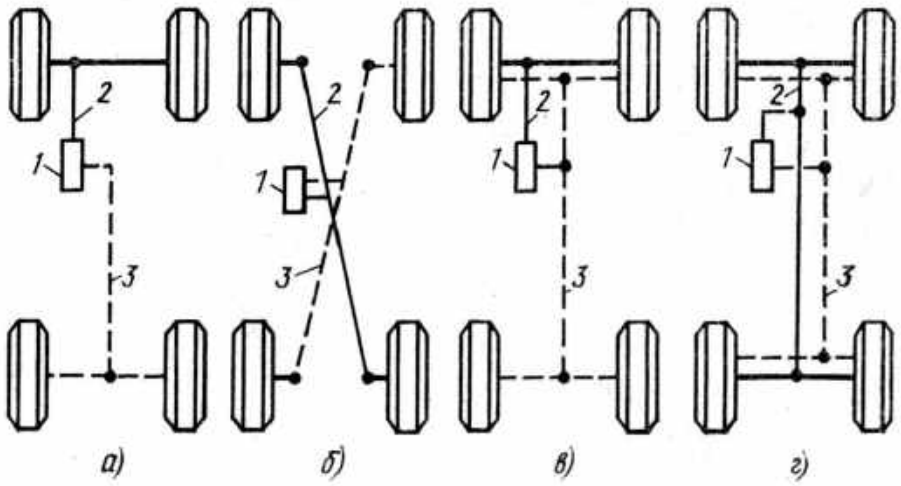


Рисунок 8.17 – Схеми двоконтурних роздільних гідравлічних приводів: а – передніх і задніх гальмових механізмів; б – діагональний; в – з додатковим приводом до передніх гальмових механізмів; г – одночасне гальмування всіх гальмових механізмів; 1 – двосекційний головний гальмовий циліндр; 2, 3 – магістралі до гальмових механізмів

Розрахунок гідравлічного привода виконують для визначення діаметрів головного і колісного циліндрів, зусилля на педаль і її ходу, передатного числа педального привода, необхідності використання підсилювача.

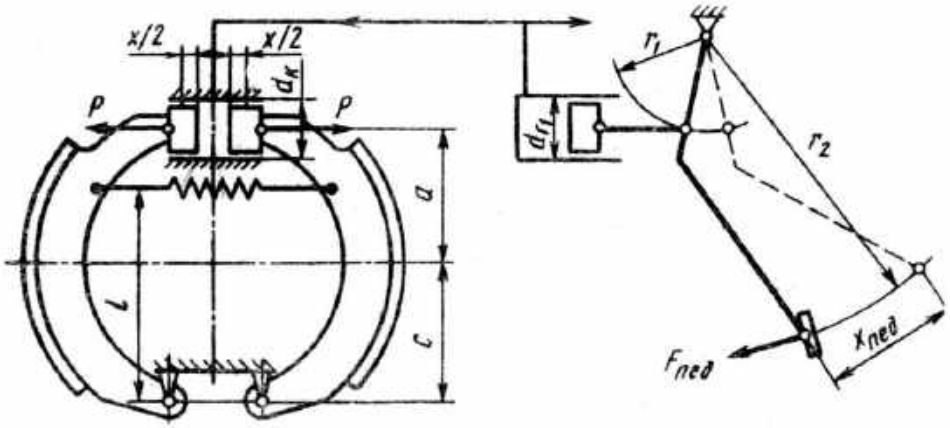


Рисунок 8.18 Розрахункова схема гідравлічного привода

Залежність між діаметром колісного циліндра d_K і створюваною приводною силою P має вигляд

$$d_K = \sqrt{P / (0,25\pi p_K)},$$

де p_K – тиск рідини в циліндрі з врахуванням дії регулятора гальмівних сил, (p_K =8÷12МПа).

Чим більший тиск, тим компактніша конструкція привода, але вище вимоги, що висуваються до трубопроводів (і в першу чергу до гумових шлангів і їх з'єднань).

Зусилля на педалі керування

$$F_{пед} = (r_1 / r_2)(\pi d_Г^2 / 4\eta) p_K,$$

де r_1 і r_2 – плечі (рис. 8.18);

η – ККД гідравлічного привода, (η =0,85÷0,95);

$d_Г$ – діаметр головного гальмового циліндра.

В конструкціях авто з гідравлічним приводом відношення діаметра колісного циліндра до діаметра головного циліндра $d_K / d_Г = 0,9 \div 1,2$. Малі розміри $d_Г$ збільшують хід поршня і відповідно хід педалі.

Робочий хід педалі керування при гальмуванні

$$x_{пед} = \left(2k \frac{d_{K_1}^2 x_1 + d_{K_2}^2 x_2 + ... + d_{K_n}^2 x_n}{d_Г^2} + \Delta + \delta' + \delta'' \right) \frac{r_2}{r_1},$$

де k – коефіцієнт, що враховує об'ємну деформацію трубопроводів, (k=1,07);

Δ – зазор між основним поршнем і його штовхачем, (Δ =1,5÷2,5);

δ' і δ'' - ходи штока педалі при режимі холостого ходу;

x_1, $x_2 \ldots x_n$ – ходи поршнів робочих циліндрів

Причому $x_i = 2(\delta + \alpha)(a + c) / c$,

де δ – радіальний зазор між фрикційною накладкою колодки і гальмовим барабаном;

α – допустиме радіальне зношування фрикційної накладки.

При визначенні об'єму головного циліндра слід враховувати пружні і теплові деформації деталей колісного гальмового механізму і об'ємів рідини, необхідних для спрацьовування сигналізаторів гальмового привода. Тому повний хід педалі (до упору її в підлогу) повинен бути більше робочого на 40÷60% для того, щоб гарантувати дотримання заданого тиску в гальмовій магістралі.

Зусилля $F_{пед}$ і повний хід не повинні перевищувати відповідно 500÷700Н і 150÷170мм (менше значення для легкових автомобілів).

8.14 Конструювання і розрахунок гідровакуумних підсилювачів гальм

На легкових автомобілях і легких вантажівках, що мають гідравлічний гальмовий привод, в тих випадках, коли зусилля водія на педалі недостатнє для забезпечення необхідної ефективності гальмування, застосовують вакуумні підсилювачі гальм, основні переваги яких полягають в тому, що вони, використовуючи розрідження у всмоктувальному трубопроводі двигуна, не потребують додаткових джерел енергії. Проте вони мають і вагомий недолік, який полягає в тому, що силові циліндри чи камери вакуумних підсилювачів мають великі габаритні розміри через малі перепади тисків, створюваних системою впуску двигуна. Крім цього, встановлення вакуумних підсилювачів можливе тільки на автомобілях з карбюраторними двигунами. Зменшення розмірів вакуумних силових камер можливе лише у випадку застосування спеціальних вакуумних помп, які дозволяють використовувати вакуумні підсилювачі і на автомобілях з дизельними двигунами. Однак застосування вакуумних помп значно ускладнює гальмову систему автомобіля.

В теперішній час існує багато самих різноманітних типів вакуумних підсилювачів. Незалежно від схеми і конструктивного виконання вакуумного підсилювача він повинен мати два обов'язкових конструктивних елементи – силову камеру (чи циліндр) і відслідковуючий пристрій. В залежності від розташування відслідковуючого пристрою, силової камери і головного гальмового циліндра всі існуючі вакуумні підсилювачі можна розділити на три основних типи.

Особливість першого типу вакуумних підсилювачів полягає в тому, що відслідковуючий пристрій важільного типу безпосередньо не пов'язаний з гідравлічною системою гальмового привода. Схема такого вакуумного підсилювача наведена на рис. 8.19, *а*.

Особливість другого типу вакуумних підсилювачів полягає в тому, що головний гальмовий циліндр, силова камера, а в деяких випадках і відслідковуючий пристрій розташовані окремо. Схеми таких підсилювачів, які встановлюються на автомобілях ГАЗ-53, ГАЗ-3307, ГАЗ-24, наведені на рис. 8.20 і 8.21.

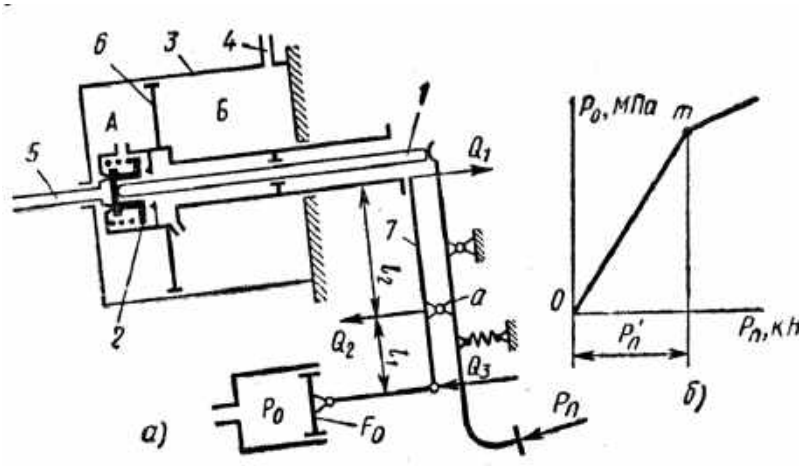


Рисунок 8.19 – Вакуумний підсилювач гальм:
а) схема підсилювача; б) характеристика підсилювача

Особливість третього типу вакуумних підсилювачів полягає в тому, що силова камера, головний гальмовий циліндр і відслідковуючий пристрій, розташовані на одній осі, об'єднані в одному агрегаті. Схеми підсилювачів цього типу наведені на рис. 8.22 і 8.23.

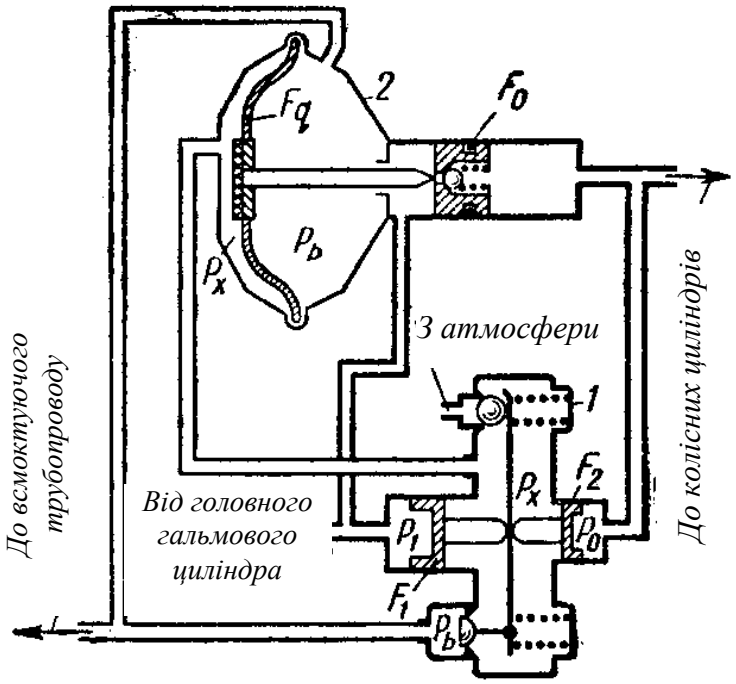


Рисунок 8.20 – Схема гідровакуумного підсилювача гальм з окремо розміщеним відслідковуючим пристроєм

Вакуумний підсилювач, зображений на рис. 8.19, працює наступним чином. При відсутності гальмування, коли P_n=0, стержень *1* під дією гальмової педалі переміщує клапан *2* в крайнє ліве положення. При цьому порожнина *А* силового циліндра *3* з'єднується з порожниною *Б*, а порожнина *Б* через трубопровід *4* з'єднується із впускним трубопроводом двигуна. Таким чином в порожнинах *А* і *Б* силового циліндра створюється однаковий тиск, який дорівнює розрідженню у всмоктуючому трубопроводі – p_B. При гальмуванні автомобіля верхній кінець педалі, рухаючись вправо, дозволяє клапану *2* закрити отвір, що сполучує порожнини *А* і *Б*, та сполучити порожнину *А* через трубопровід *5* з атмосферою. Тиск в порожнині *А* збільшується до значення p_a, внаслідок чого поршень *6*, рухаючись вправо, створює тиск на двоплечий важіль *7* з силою Q_1. Одночасно на цей же важіль передається зусилля Q_2 від гальмової педалі. Нижнім кінцем важіль *7* з зусиллям Q_3 діє на поршень головного гальмового циліндра. Розглянувши рівновагу важеля *7*, можна встановити співвідношення сил Q_1, Q_2 і Q_3. Враховуючи, що сила $Q_2 = P_n i_n$, отримаємо

$$Q_3 = \frac{Q_2 l_2}{l_1 + l_2} = \frac{P_n i_n l_2}{l_1 + l_2}.$$

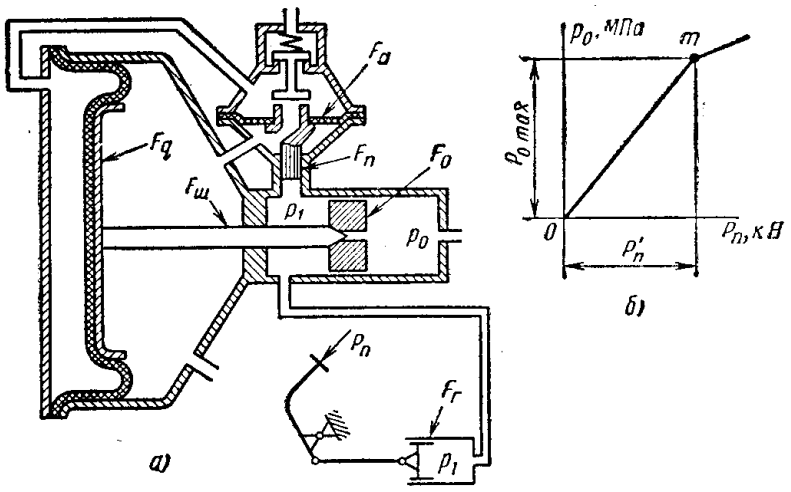


Рисунок 8.21 – Гідровакуумний підсилювач гальм:
а) схема підсилювача; б) характеристика підсилювача.

Тиск рідини в гальмовій системі може бути визначений за формулою

$$P_3 = \frac{Q_3}{F_0} = \frac{P_n i_n l_2}{F_0 (l_1 + l_2)}, \tag{41}$$

де F_0 – площа поршня головного гальмового циліндра.

Таким чином, роль відслідковуючого пристрою в цьому вакуумному підсилювачі виконує двоплечий важіль *7*, який встановлює певний тиск p_0 в порожнині *А*, пропорційний величині сили Q_1.

Характерною особливістю розглянутого вакуумного підсилювача є те, що створювана ним сила Q_3 на поршневі головного гальмового циліндра менша, ніж сила Q_2, яка створюється водієм при натисканні на педаль гальма. Роль вакуумного підсилювача тут полягає в тому, що хід поршня головного гальмового циліндра внаслідок повороту двоплечого важеля *7* відносно точки *а* значно більше ходу педалі в точці *а*. Це дозволяє забезпечити потрібний об'єм витискання рідини в головному гальмовому циліндрові при великому значенні передатного відношення педалі i_n і малій величині площі поршня F_0.

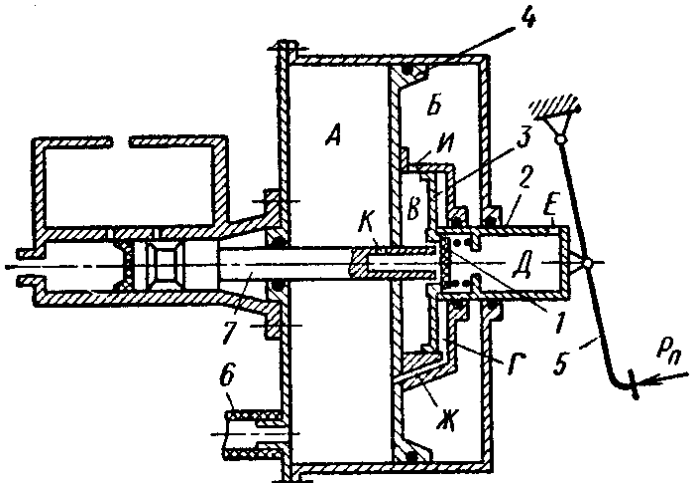


Рисунок 8.22 – Принципова схема співвісного гідровакуумного підсилювача

На рис. 8.19, *б* наведена характеристика вакуумного підсилювача, яка показує зв'язок між зусиллям, прикладеним до педалі, і тиском рідини в головному гальмовому циліндрові. Лінія характеристики *Ot* побудована, використовуючи формулу (41). Злам характеристики в точці *m* обумовлений тим, що при зусиллі на педалі P_n' тиск p_a в порожнині *А* силового циліндра *3* збільшився до атмосферного, внаслідок чого зусилля на штокові підсилювача досягло свого граничного значення. При конструюванні вакуумного підсилювача гальм необхідно забезпечити такі розміри силового циліндра (камери) вакуумного підсилювача, при яких припинення роботи підсилювача відповідало б максимально допустимому зусиллю на педалі гальма. Для даного випадку робоча площа поршня силового циліндра або активна площа діафрагми камери визначається з виразу

$$P_q = \frac{k_n P_n' i_n l_1}{(l_1 + l_2) p_z}, \text{ мм}^2,$$

де P_n' – максимально допустиме зусилля на педалі гальма;

p_z – максимально можлива різниця тисків в камерах *А* і *Б* силового циліндра ($p_z \approx 0{,}05$ МПа);

k_n – коефіцієнт запасу (k_n =1,0...1,2).

Робочий хід поршня силового циліндра x_n визначається наближено за формулою

$$x_n \approx \frac{l_1 + l_2}{i_n l_1} S_n,$$

де S_n – максимальний хід педалі гальма (S_n = 150...170мм).

Для вакуумного підсилювача, зображеного на рис. 8.20, тиск рідини в гальмовій системі можна визначити, розглянувши рівновагу двоплечого важеля відслідковуючого пристрою *1*.

$$p_0 = p_1 \frac{F_1}{F_2} = \frac{P_n i_n F_1}{F_2 F_Г},$$

де p_1 – тиск рідини, що створюється в первинному головному гальмовому циліндрові при натисканні водієм на педаль гальма;

F_1 і F_2 – площі поршнів відслідковуючого пристрою *1*;

$F_Г$ – площа поршня первинного головного гальмового циліндра.

Активна площа діафрагми вакуумного підсилювача *2*, що забезпечує необхідне зусилля, може бути визначена з виразу

$$F_q = \frac{k_n p_{0_{\max}} F_0 \left(1 - \frac{F_2}{F_1}\right)}{p_z},$$

де $p_{0_{max}}$ – максимальний тиск в колісних циліндрах, що створюється підсилювачем в точці m (рис. 8.21, *б*);

F_0 – площа поршня вторинного головного гальмового циліндра.

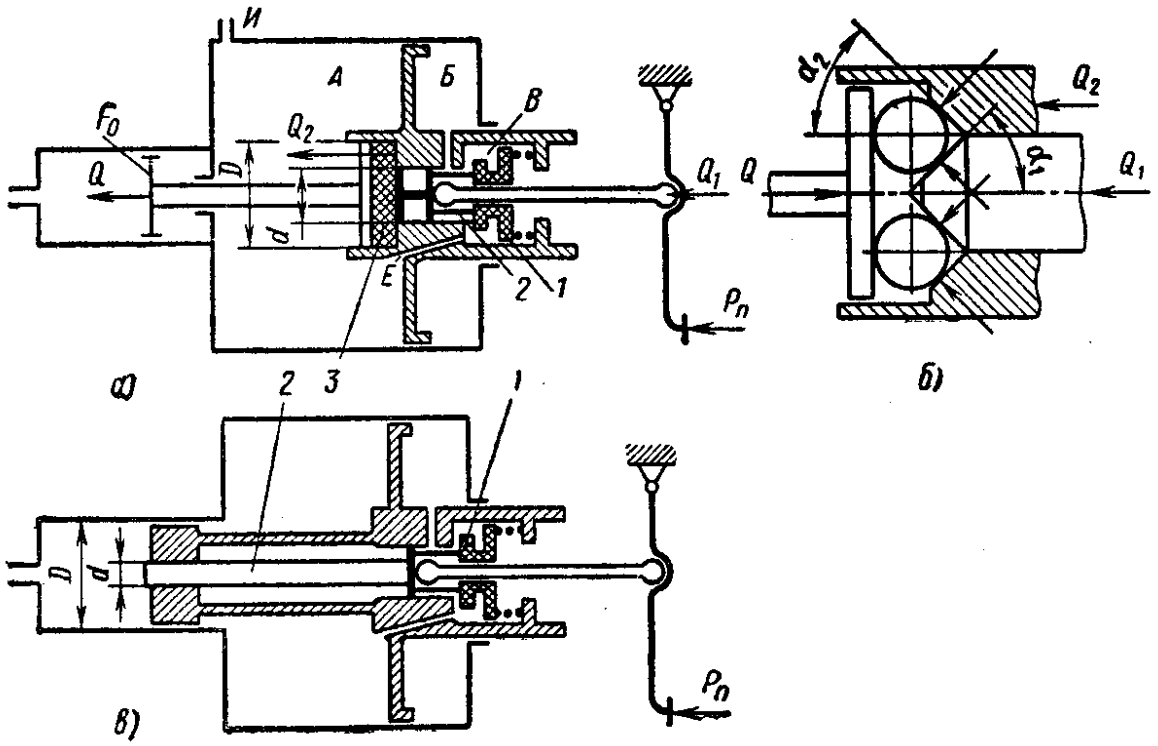


Рисунок 8.23 – Основні схеми співвісних гідровакуумних підсилювачів: а) схема підсилювача з реактивною шайбою; б) схема з кульковим відслідковуючим пристроєм; в) схема з гідравлічним відслідковуючим пристроєм.

Максимальний тиск в колісних циліндрах гальмової системи визначається з виразу

$$p_{0_{max}} = \frac{P_n' i_n}{F_Г} \frac{F_1}{F_2}.$$

Максимальний хід штока діафрагми силової камери s_0 може наближено бути визначений за формулою

$$s_0 = \frac{F_Г}{F_0' i_n} s_n. \qquad (42)$$

Для вакуумного підсилювача, зображеного на рис. 8.21, величину тиску в гальмовій магістралі p_0 можна визначити, розглянувши рівновагу діафрагми F_a, за формулою

$$p_0 = \left(\frac{F_n F_q}{F_a} + F_0' \right) \frac{P_n i_n}{F_Г F_0},$$

де F_n – площа поршня відслідковуючого пристрою;

$F_Г$ і F_0 – площі поршнів первинного і вторинного головних гальмових циліндрів;

F_a і F_q – активні площі діафрагм відповідно відслідковуючого пристрою і силової камери;

F_0' – площа поршня вторинного силового циліндра без врахування площі штока.

Величина активної площі діафрагми вакуумного підсилювача, що забезпечує необхідне значення тиску p_0 на всій ділянці характеристики *От* (рис. 8.21, *б*), визначається за формулою

$$F_q = \frac{p_{0_{\max}} F_0 - p_{1_{\max}} F_0'}{p_z},$$

де $p_{0_{\max}}$ і $p_{1_{\max}}$ – тиски в первинному і вторинному головних гальмових циліндрах при граничному зусиллі на педалі гальма.

Повний хід діафрагми силової камери вакуумного підсилювача визначається за формулою (42).

На рис. 8.22 і 8.23 наведені схеми співвісних гідровакуумних підсилювачів, в яких всі механізми підсилювача скомпоновані в єдиному блокові, що спрощує конструкцію гідровакуумного підсилювача, але дещо утруднює його розташування на автомобілі, яке можливе, зазвичай, лише при підвісній педалі гальма.

Гідровакуумний підсилювач, схема якого наведена на рис. 8.22, працює наступним чином: при відсутності гальмування клапан *1* впирається в сідло поршня *3*, який разом зі штоком *2* знаходиться в крайньому правому положенні. В цьому положенні порожнина *А* силового циліндра (сполучається трубопроводом *6* з впускним трубопроводом двигуна) через отвір *К* з'єднана з порожниною *В* відслідковуючого пристрою і далі через отвір *И* з'єднана з порожниною *Б* силового циліндра. Порожнина *Г* відслідковуючого пристрою сполучається з порожниною *А* через отвір *Ж*. Таким чином, в незагальмованому стані в порожнинах *А*, *Б*, *В*, і *Г* створене розрідження, а порожнина *Д* через отвір *Е* сполучена з атмосферою.

При гальмуванні, коли до педалі *5* прикладена сила P_n, шток *2*, рухаючись вліво, примушує клапан *1* впертися в сідло штока *7* і відійти від сідла поршня *3*. В цьому положенні порожнини *В* і *Б* сполучаться з порожниною *Д*, що призведе до підвищення в них тиску (близько до атмосферного). Тоді поршень *4* силового циліндра, рухаючись вліво, створить тиск через шток *7* на поршень головного гальмового циліндра.

При даній схемі відслідковуючого пристрою зусилля на штокові *7* головного гальмового циліндра визначається за формулою

$$P_{Ш} = P_n i_n \left(\frac{F_q}{F_a} + 1 \right),$$

де F_q – площа поршня *4*;

F_a – площа поршня *3*.

Тиск в гальмовій магістралі може бути розрахований за формулою

$$p_0 = \frac{P_{Ш}}{F_0}.$$

Хід поршня *4* знаходиться за формулою $s_0 = s_n i_n$.

Вакуумний підсилювач, схема якого наведена на рис. 8.23, *а*, працює наступним чином: при відсутності гальмування порожнина *А* (сполучається через отвір *И* з впускним трубопроводом двигуна) через канал *Е* і порожнину *В* сполучається з порожниною *Б*. Таким чином , в порожнинах *А* і *Б* створюється розрідження. При гальмуванні клапан *1*, рухаючись вліво, роз'єднує порожнини *Б* і *В*, сполучаючи при цьому порожнину *Б* з атмосферою. Величина тиску в порожнині *Б* буде залежати від взаємного розташування клапана *1* і його сідла *2*. А це взаємне розташування, в свою чергу, залежить від деформації реактивної шайби *3*, на яку діють три сили: Q_1 – сила на штокові педалі; Q_2 – сила на поршневі вакуумного підсилювача; Q – сила на поршневі головного гальмового циліндра.

Під дією цих трьох сил реактивна шайба *3* повинна знаходитись в певному здеформованому стані, що забезпечує пропорційність зусиль на педалі гальма і на поршневі вакуумного підсилювача. Враховуючи, що питомі тиски на поверхні реактивної шайби повинні бути однакові в кожній її точці, знайдемо співвідношення зусиль на штокові педалі і поршневі головного гальмового циліндра

$$Q = P_n i_n \frac{D^2}{d}.$$

Тиск рідини в гальмовій магістралі визначається за формулою

$$p_0 = \frac{Q}{F_0} = \frac{P_n i_n}{F_0} \frac{D^2}{d^2}.$$

Необхідний розмір площі поршня вакуумного підсилювача може бути знайдений за формулою

$$F_q = \frac{P_n i_n}{p_z}\left(\frac{D^2}{d^2} - 1\right).$$

Хід поршня вакуумного підсилювача визначається так само, як і в попередньому випадку.

Реактивна шайба вакуумного підсилювача, зображеного на рис. 8.23, *а*, може бути замінена кульковим відслідковуючим пристроєм, схема якого наведена на рис. 8.23, *б*. У випадку застосування такого пристрою зусилля на поршневі головного гальмового циліндра визначається за формулою

$$Q = P_n i_n \left(1 + \frac{tg\alpha_2}{tg\alpha_1}\right),$$

де кути α_1 і α_2 вказані на рис. 8.23, *б*.

Тиск рідини в гальмовій магістралі, площа та хід поршня вакуумного підсилювача визначаються так же, як і в попередньому випадку.

На рис. 8.23, *в* зображений гідровакуумний підсилювач, в якому функції відслідковуючого пристрою, разом з клапаном *1*, виконує поршень *2* діаметром d. В цьому випадку тиск рідини в головному гальмовому циліндрові визначається за формулою

$$p_0 = \frac{4P_n i_n}{\pi d^2}.$$

Необхідні площа поршня вакуумного підсилювача визначається за формулою

$$F_q = \frac{0,785(D^2 - d^2)p_{0_{max}}}{p_z},$$

де D і d – розміри, вказані на рис. 8.23, *в*.

Хід поршня вакуумного підсилювача визначається так же, як і в попередньому випадку.

8.15 Проектування пневматичного привода гальм

Пневматичний гальмовий привод використовується для гальмування важких вантажівок, автопоїздів і автобусів великої місткості. Він забезпечує високу ефективність гальмування незалежно від ваги транспортного засобу. Однак пневматичний гальмовий привод має відносно великий час спрацьовування. Тому при його проектуванні необхідні спеціальні конструктивні мірроприємства по зменшенню часу спрацьовування та часу розгальмовування. З цією метою необхідно вибрати оптимальні значення січень трубопроводів та клапанів, застосовувати прискорювальні клапани і клапани швидкого розгальмовування.

Пневматичний гальмовий привод автопоїздів проектується за двома схемами – однопровідній та двопровідній.

В якості органа керування гальмами автопоїзда використовується гальмовий кран, що подає стиснене повітря до робочих органів гальм передніх та задніх коліс не менше ніж по двох окремих магістралях.

Всі автомобілі, призначені для роботи з напівпричепами та розпусками, повинні бути обладнані додатковим гальмовим краном з ручним керуванням пневматичним приводом гальм напівпричепа чи розпуска.

Час спрацьовування гальмового привода, що визначається по самій віддаленій точці, повинен бути не більшим 0,6с. При цьому тиск повинен зростати до 90%.

Допустима несинхронність гальмування тягача і причепа по часу спрацьовування робочих органів складає від + 0,1 до – 0,2с.

Тиск повітря в пневматичному приводі гальм автомобілів та тягачів повинен складати:

а) номінальний розрахунковий тиск – 0,6МПа;

б) тиск, що визначається встановленням регулятора тиску – 0,67...0,73МПа;

в) граничний тиск, що визначається встановленням запобіжного клапана – 0,85МПа;

Тиск повітря в приєднувальній магістралі гальмової системи причепів, напівпричепів та розпусків (розгальмовуючий тиск) повинен підтримуватися в межах 0,67...0,73МПа. Початок збільшення тиску повітря в пневматичному приводі гальм причепів, напівпричепів та розпусків повинен відповідати зменшенню тиску повітря в приєднувальній магістралі на величину не менше 0,06МПа і не більше 0,08МПа.

У випадку використання стисненого повітря для додаткових споживачів (дверні механізми, пневматична підвіска і т. п.) в систему повинен бути включений додатковий ресивер достатньої ємності та встановлений перепускний клапан, який перепускає стиснене повітря в додатковий ресивер при досягненні тиску в основних ресиверах більше 0,60...0,63МПа.

Сумарний об’єм ресиверів повинен бути таким, щоб при повному натисканні на педаль і непрацюючому компресорові падіння тиску в ресиверах автомобіля і тягача (відносно максимального, обмеженого регулятором) було не більше 0,03МПа, а в ресиверах причепа, напівпричепа і розпуска 0,03...0,05МПа.

Тягачі та автомобілі повинні бути обладнані приєднувальною головкою типу А, причепи, напівпричепи і розпуски – приєднувальною головкою типу Б. В автомобілів і тягачів приєднувальна головка повинна розміщуватись позаду, в сідельних тягачах – за кабіною.

Для приведення в дію запасного гальма пневматичний привод може використовуватись при умові забезпечення повної незалежності запасного гальма від пневматичного привода основних гальм.

На панелі в кабіні водія повинен бути контрольний прилад, що показує тиск в ресивері і гальмовій магістралі автомобіля, а також сигнал (світловий або акустичний), який попереджує про зменшення тиску повітря в ресиверах нижче допустимого.

Гальмова система автомобіля і тягача повинна бути обладнана регуляторами гальмівних сил, які змінюють тиск повітря, що підводиться до гальм задніх осей, в залежності від зміни ваги, яка припадає на ці осі.

Причеп повинен бути обладнаний краном, який дозволяє змінювати тиск повітря, що підводиться до гальм осей причепа, в залежності від степені навантаження, а також проводити повне розгальмовування причепа.

Пневматичний привод гальм повинен бути герметичний; падіння тиску повітря при непрацюючому компресорові допускається не більше 0,03МПа від номінального на протязі 30 хвилин при вільному положенні органів керування і

на протязі 15 хвилин при гальмуванні (без врахування падіння тиску за рахунок заповнення гальмової магістралі).

На рис. 8.24 наведена схема однопровідної гальмової системи з одинарним гальмовим краном. Принцип її дії полягає в наступному: при натисканні на педаль гальма діафрагма гальмового крана *1* під дією сили P_2 рухається вниз і з'єднаний з нею двоплечий важіль, закриваючи одним кінцем атмосферний клапан, іншим відкриває клапан, що з'єднує порожнину, розміщену під діафрагмою, з повітряним ресивером. Стиснене повітря (з тиском p_x) з цієї порожнини поступає до гальмових камер тягача і додаткового гальмового крана *2*, який керує гальмуванням причепа. При цьому рухомий поршень крана *2* рухається вліво, сполучаючи порожнину *Б* з атмосферою. Падіння тиску p_y в цій порожнині викликає переміщення вверх рухомого поршня клапана *3*, внаслідок чого тиск p_z в порожнині *В*, сполученій з гальмовими камерами причепа, почне зростати.

Тиск повітря в порожнині *А* гальмового крана, сполученій з гальмовими камерами тягача, залежить від сили, прикладеної до педалі, і визначається з виразу (при рівності плеч двоплечого важеля)

$$p_x = \frac{P_2 - 2\left[G_к f_к + F_к \left(p_к - p_x\right)\right]}{F_Д},$$

де P_2 – сила, прикладена до діафрагми крана (дорівнює добутку зусилля на педалі і передатних відношень педалі і важеля крана);

$C_к$ і $f_к$ – відповідно жорсткість і деформація пружини впускного клапана крана;

$F_к$ і $F_Д$ – площі впускного клапана і діафрагми;

$p_к$ – тиск у ресивері тягача.

Тиск у порожнині *Б* гальмового крана причепа визначається за формулою

$$p_y = \frac{C_П f_П - F_П p_x}{F_a},$$

де $C_П$ і $f_П$ – відповідно жорсткість і деформація пружини крана;

$F_П$ – відповідно площі лівого і правого поршнів.

Максимальний тиск повітря в порожнині *Б* встановиться при $p_x = 0$ (розгальмований стан крана). З дуже малою похибкою можна допустити, що такий же тиск буде й у ресивері причепа, сполученому з порожниною *Б* через повітряний розподільчий клапан.

Тиск повітря в порожнині повітряного розподільчого клапана *В*, сполученій з гальмовими камерами причепа, визначається за формулою

$$p_z = p_x \frac{F_П}{F_a} \cdot \frac{F_б}{F_e}, \qquad (43)$$

де $F_б$ і $F_е$ – відповідно площа поршня й активна площа діафрагми повітряного розподільчого крана причепа.

Приблизний графік зміни тисків p_x, p_y і p_z наведений на рис. 8.24.

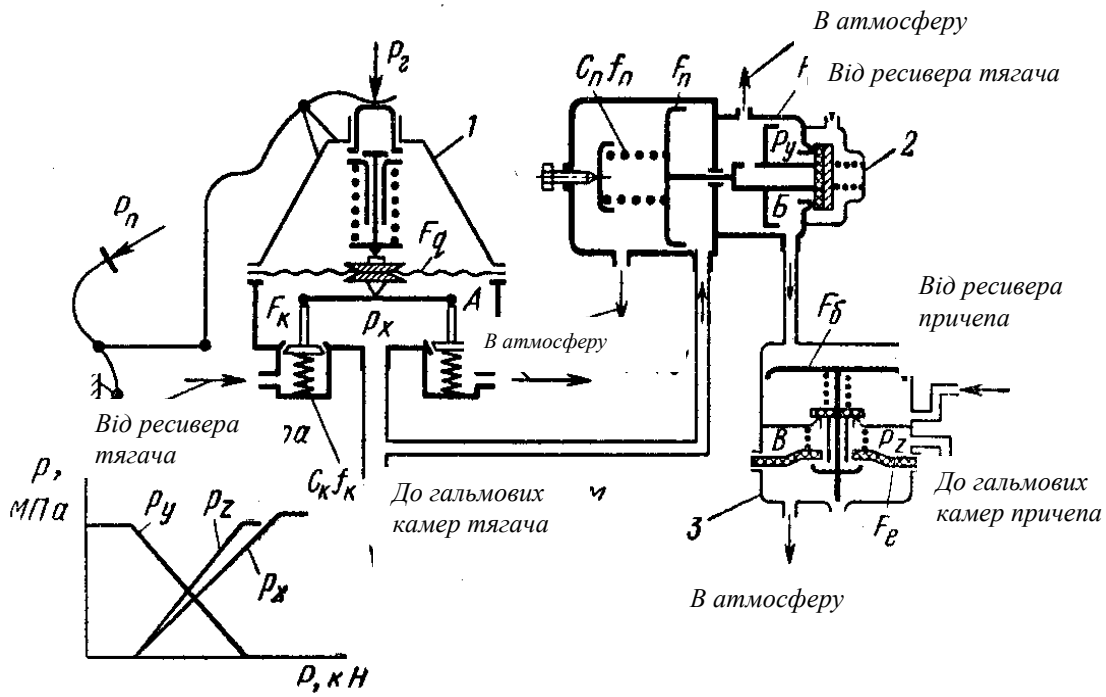


Рисунок 8.24 – Схема пневматичної гальмової однопровідної системи

Одночасне і пропорційне гальмування тягача і причепа повинне бути забезпечене також відповідним розрахунком гальмових камер (чи циліндрів) і гальмових механізмів. Однак статичний розрахунок дозволяє визначити основні параметри гальмового привода тільки в першому наближенні. Повніші і достовірніші дані може дати динамічний розрахунок.

На рис. 8.25 зображено комбінований гальмовий кран однопровідної системи. При натисканні на гальмову педаль верхній кінець важеля крана рухається вліво. Поршень нижнього відслідковуючого механізму, рухаючись при цьому вправо, від'єднує порожнину *А* від атмосфери і відкриваючи клапан, сполучує її з ресивером. З порожнини *А* стиснене повітря надходить до гальмових камер (чи циліндрів) тягача.

Шток верхнього відслідковуючого механізму, рухаючись вліво, стискає пружину *2*, що дозволяє переміститися вліво поршневі і сполучити порожнину *Б* з атмосферою, внаслідок чого в ній починає зменшуватися тиск. При розгальмованому стані порожнина *Б* сполучена з ресивером.

Стиснене повітря з порожнини *Б* надходить до повітряного розподільчого клапана причепа (клапан *3* на рис. 8.24).

Тиск повітря в порожнині *А* визначається за формулою

$$p_x = \frac{P_1 - c_1 f_1}{F_1} = \frac{P\dfrac{a}{b} - c_1 f_1}{F_1}$$

де F_1 – площа поршня;

P – сила, прикладена до важеля крана;

$c_1 f_1$ – сила, створена пружиною *1*; ця сила може змінюватися регулювальним кільцем *3*, при цьому буде змінюватися співвідношення між тисками p_x і p_z.

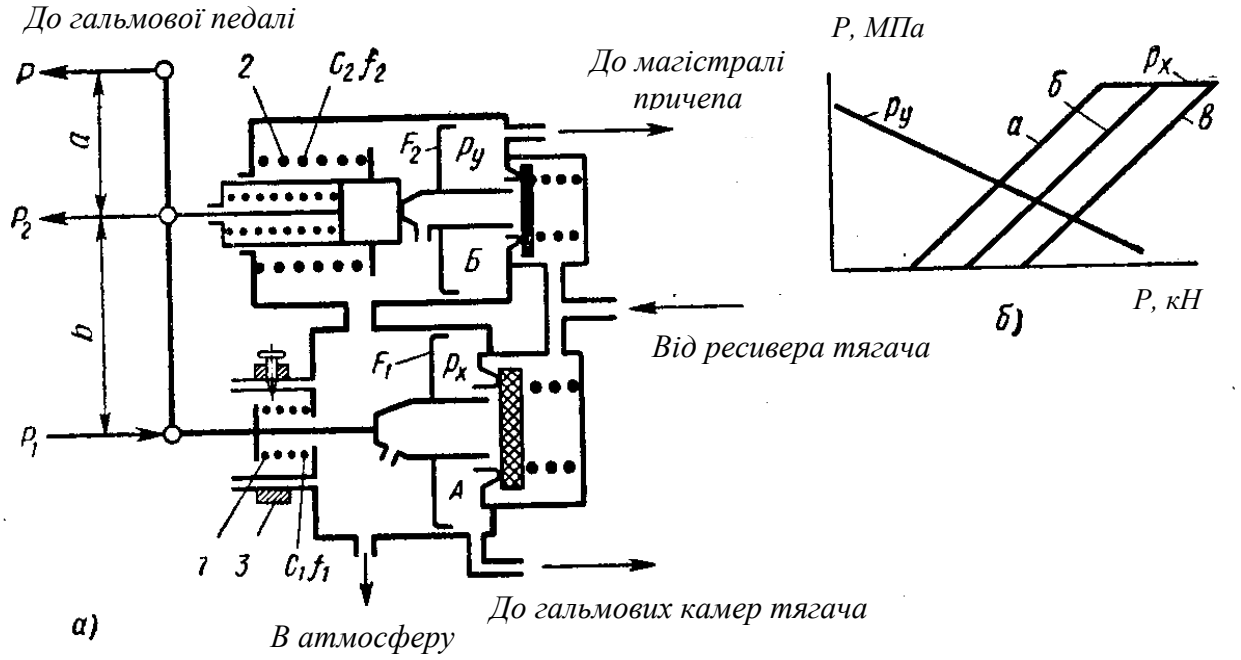


Рисунок 8.25 – Схема здвоєного пневматичного гальмового крана

Тиск у порожнині *Б* визначається за формулою

$$p_x = \frac{C_2 f_2 - P_2}{F_2} = \frac{C_2 f_2 - P\dfrac{a+b}{b}}{F_2},$$

де $C_2 f_2$ – сила, з якою тисне на шток відслідковуючого механізму пружина 2;

F_2 – площа поршня відслідковуючого механізму.

Максимальний тиск p_y буде при розгальмованому стані крана, коли сила, прикладена до важеля крана, дорівнює нулю.

Діаграма зміни тисків p_y і p_x в залежності від сили P і стиску пружини *1* наведена на рис. 8.25, *б*. Лінії *а*, *б* і *в* зображують характер зміни тиску p_x при різному стисканні пружини *1*: лінія *а* – при мінімальному стисканні пружини (причіп розвантажений); лінія *в* – при максимальному стисканні пружини *1* (причіп навантажений).

На рис. 8.26 наведена схема гідропневматичного привода, головна перевага якого полягає у зменшенні часу спрацьовування гальма. При натисканні на педаль сила $P_П$ передається на штоки відслідковуючого механізму і поршня силового циліндра у співвідношенні, обернено пропорційному плечам важеля *2*.

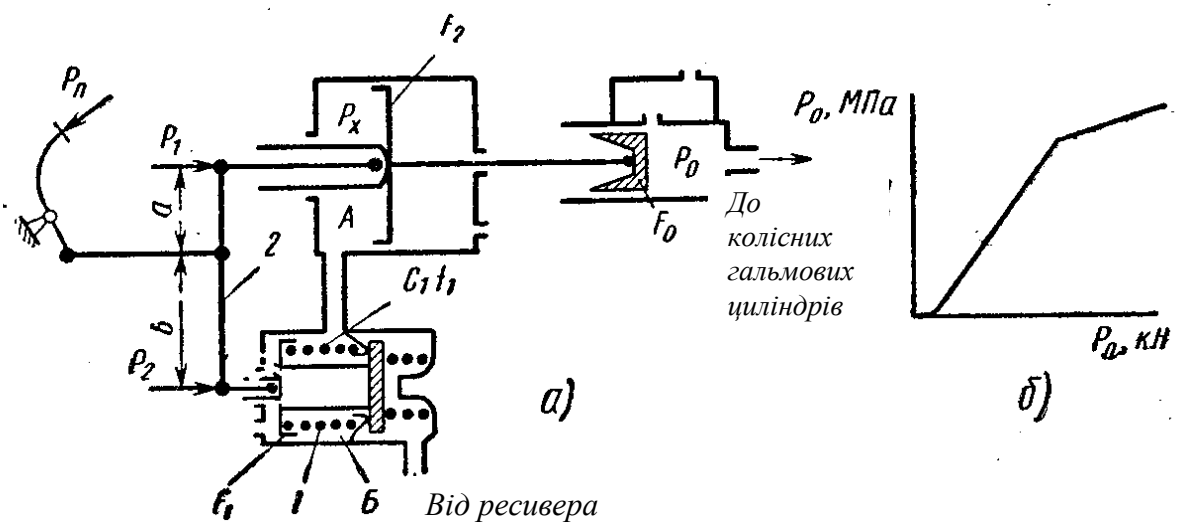


Рисунок 8.26 – Принципова схема гідропневматичної гальмової системи

Тиск у порожнині *Б* клапана відслідковуючого механізму може бути визначений з виразу

$$p_x = \frac{P_2 - C_1 f_1}{F_1} = \frac{P_П i_П \dfrac{a}{a+b} - C_1 f_1}{F_1},$$

де $C_1 f_1$ – сила стиску пружини *1*;

F_1 – площа поршня відслідковуючого механізму;

$i_П$ – передатне відношення педалі гальма;

a і b – плечі важеля *2*.

Тиск у головному гальмовому циліндрові визначається за формулою

$$p_0 = \frac{p_x F_2 + P_П \dfrac{b i_П}{a+b}}{F_0}, \qquad (44)$$

де F_0 і F_2 – площі поршнів головного гальмового і силового циліндрів.

При несправній пневматичній гальмовій системі гальмування можливе лише за рахунок прикладення додаткового зусилля водія до педалі гальма. У цьому випадку тиск рідини може бути визначений за формулою (44), приймаючи, що $p_x = 0$. Діаграма зміни тиску p_0 в залежності від сили $P_П$ наведена на рис. 8.26, *б*.

На рис. 8.27 наведена схема двопровідної гальмової пневматичної системи, що має експлуатаційні переваги перед однопровідною системою.

На затяжних спусках при тривалому пригальмовуванні в однопровідній гальмовій системі ресивер причепа не встигає поповнюватися повітрям. У двопровідній системі це виключено, тому що в процесі гальмування ресивер причепа весь час поповнюється стисненим повітрям.

При однопровідній системі у випадку, коли витрата повітря в автомобілі (тягачі) більша, ніж у причепі, існує небезпека, що при розгальмовуванні магістраль керування не одержить необхідного наповнення і гальмовий клапан причепа не перейде в положення розгальмовування.

У двопровідній системі надійне розгальмовування забезпечується тим, що положенню розгальмовування відповідає підвищений тиск у гальмовому клапані.

Сталість тиску в ресивері причепа при двопровідній системі забезпечує краще узгодження гальмування причепа з гальмуванням автомобіля (тягача)

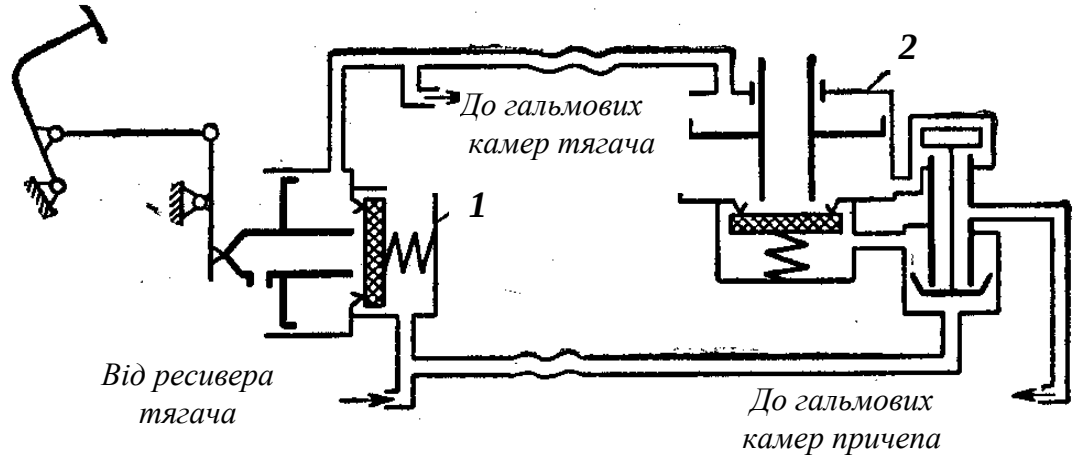


Рисунок 8.27 – Принципова схема пневматичної двопровідної гальмової системи: 1 – гальмовий кран; 2 – прискорювально-аварійний клапан

ТЕМА 9. РУЛЬОВЕ КЕРУВАННЯ

9.1 Загальні відомості

9.2 Основи конструювання і розрахунку рульового привода

9.3 Основи конструювання і розрахунку рульових механізмів

9.4 Основи конструювання та розрахунку гідропідсилювача

9.5 Визначення попереднього натягу пружин та діаметра реактивних плунжерів

9.6 Рульове керування підвищеної безпеки

9.1 Загальні відомості

Рульовим керуванням називається сукупність пристроїв, що здійснюють поворот керованих коліс автомобіля.

Рульове керування призначене для забезпечення необхідного напряму руху автомобіля шляхом роздільного та злагодженого між собою повороту його керованих коліс. Рульове керування складається з рульового механізму з рульовим валом і колесом, рульового привода та підсилювача.

На автомобілях зміна напрямку руху здійснюється поворотом передніх коліс різними типами рульових керувань (рис. 9.1).

Застосування лівого або правого рульового керування залежить від прийнятого в тій чи іншій країні напрямку руху транспорту.

Ліве рульове керування застосовується в автомобілях більшості країн, де прийнято правосторонній рух транспорту (Росія, США тощо), а праве рульове керування - у країнах з лівостороннім рухом транспорту (Японія, Великобританія).

Конструкція рульового керування багато в чому залежить від типу підвіски передніх коліс автомобіля.

Рисунок 9.1 – Типи рульових керувань

При незалежній підвісці передніх керованих коліс в рульове управління без підсилювача входять (рис. 9.2, а) рульове колесо 1, рульовий вал 2, рульова передача (механізм) 3, сошка 7, середня рульова тяга 8, маятниковий важіль 9, бічні кермові тяги 6 і 10, важелі 5 і 11 поворотних цапф.

При обертанні рульового колеса 1 зусилля від нього на поворотні цапфи 4 і 12 передніх коліс передається через вал 2, рульову передачу 3, сошку 7, середню 8 і бічні тяги 6 і 10, важелі 5 і 11. У результаті здійснюється поворот керованих коліс автомобіля.

При залежній підвісці передніх коліс (рис. 9.2, б) рульове керування без підсилювача включає в себе рульове колесо 1, рульовий вал 2, рульову передачу 3, сошку 7, поздовжню рульову тягу 13, поворотний важіль 14, важелі 5 і 11 поворотних цапф і поперечну рульову тягу 15. При обертанні рульового колеса 1 разом з ним обертається вал 2. Зусилля від валу через рульову передачу 3 передається на сошку 7, яка через поздовжню тягу 13 переміщує важіль 14 з поворотною цапфою лівого колеса. Одночасно через важелі 5 і 11 і поперечну тягу 15 повертається цапфа 12 правого колеса.

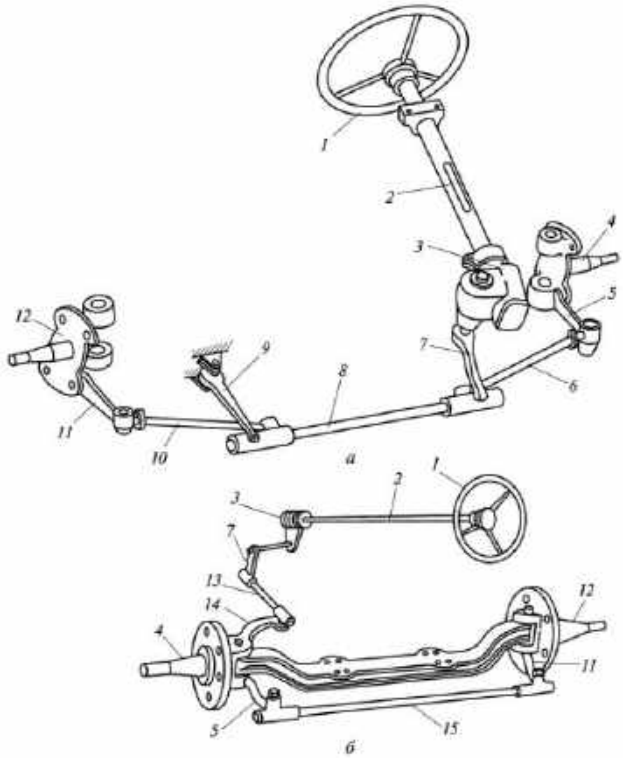


Рисунок 9.2 – Рульове керування при незалежній (а) і залежній (б) підвісках керованих коліс: 1 – рульове колесо; 2 – вал, 3 – рульова передача; 4, 12 – цапфи; 5, 9, 11, 14 – важелі; 7 – сошка, 6, 8, 10. 13, 15 – тяги

9.1.1 Вимоги, що висуваються до рульового керування

Рульове керування повинне задовольняти наступні вимоги:

• мінімальний радіус повороту для високої маневреності автомобіля;

• легкість керування автомобілем;

• пропорційність між зусиллям на рульовому колесі і опором повороту керованих коліс;

• відповідність між кутами повороту рульового колеса і керованих коліс;

• мінімальну передачу поштовхів і ударів на рульове колесо від дорожніх нерівностей;

• запобігання автоколивань керованих коліс навколо осей повороту;

• мінімальний вплив на стабілізацію керованих коліс;

• травмобезпека, що виключає травмування водія при зіткненнях автомобіля.

Також необхідно підтримувати таке співвідношення між кутами повороту коліс, при якому кочення всіх коліс автомобіля не супроводжується їх бічним ковзанням; забезпечувати узгодженість в кінематичному і силовому відношенні між поворотом рульового і керованих коліс; створювати умови для забезпечення легкості керування, високої маневреності автомобіля.

Для забезпечення вимог призначена рульова трапеція, що є частиною рульового привода; друга вимога відноситься до рульового керування з підсилювачем і забезпечується підсилювачем, що має відслідковуючу дію. Легкість керування забезпечується вибором раціональних значень кінематичного та силового передатних чисел і ККД рульового керування. Висока маневреність забезпечується при виконанні двох умов: по-перше, заданням такого найбільшого кута повороту керованих коліс, при якому радіус повороту по колії переднього зовнішнього колеса склав би $2 \div 2{,}5$ бази автомобіля (менші значення беруться для автомобілів з великою базою, а більші – для автомобілів з малою базою); по-друге, вибором такого значення кутового передатного числа рульового керування, при якому число обертів рульового колеса від середнього положення до кожного з крайніх не перевищувало б для легкових автомобілів – 1,8, а для вантажних – 3,0.

Оціночними параметрами рульового керування є кінематичне і силове передатні числа, величина зазора в зачепленні та ККД рульового керування в цілому та його складових частин – рульового привода і рульового механізму.

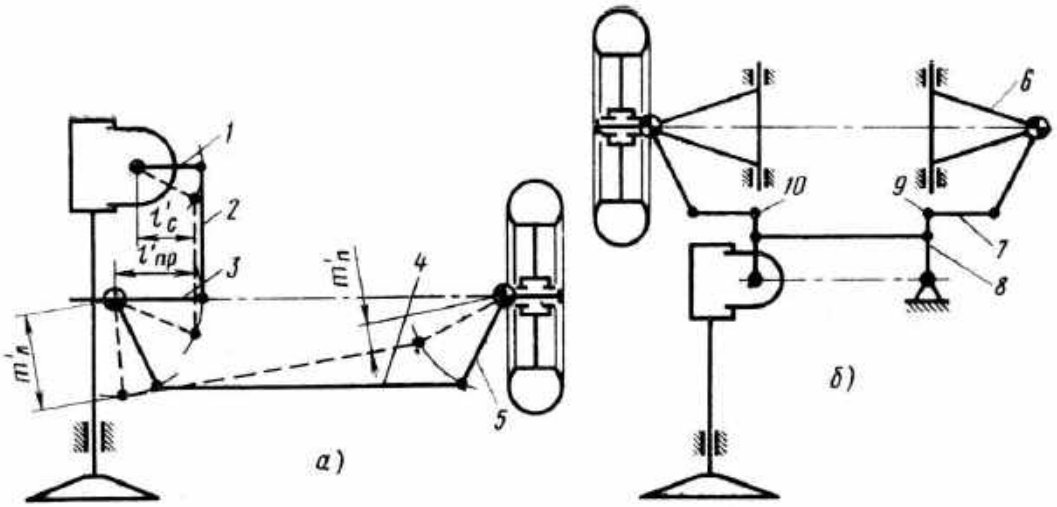
Кінематичне передатне число рульового привода рівне відношенню елементарного кута Ω_c повороту вала сошки до половини суми елементарних кутів α_1 та α_2 повороту відповідно внутрішнього і зовнішнього керованих коліс. Величина $u_{\text{крп}}$ не є постійною і залежить від положення ланок привода. Тому її значення повинні визначатися графічно для різних кутів повороту коліс.

Для рульового привода (рис. 9.3), ґрунтуючись на тому, що в середньому положенні сошка *1* і важіль поворотної цапфи *3* перпендикулярні до поздовжньої рульової тяги *2*, а в крайніх положеннях важеля і сошки кути між ними та тягою однакові, можна приймати, що $u_{\text{крп}} = l_{\text{пр}}/l_{\text{с}}$,

де $l_{\text{пр}}$ та $l_{\text{с}}$ – довжини, відповідно, важеля поворотної цапфи і сошки.

Силове передатне число рульового привода $u_{\text{срп}}$ рівне відношенню

моменту опору повороту $T_{сп}$ керованих коліс до моменту $T_с$ на валу сошки. Воно також залежить від схеми рульового привода і положення його ланок.



1 – сошка; 2 – поздовжня тяга; 3 – важіль поворотної цапфи; 4 – поперечна тяга; 5 – важіль рульової трапеції; 6 – важіль підвіски; 7 – бокова тяга; 8 – маятниковий важіль; 10 – шарніри

Рисунок 9.3 – Схеми рульового привода:
а – при залежній підвісці керованих коліс; б – при незалежній підвісці керованих коліс

Для рульового привода (рис. 9.3, *а*) практичне значення має величина $u_{срп}$, що відповідає початку повороту коліс з правого крайнього положення в ліве. В цьому випадку важелі і тяга займають положення, яке відповідає штриховим лініям. Момент на валу сошки

$$T_c = 0,5T_{сп}\left(l'_c / l'_{пр}\right) + 0,5T_{сп}\left(l'_c / l'_{пр}\right)\left(m'_л / m'_п\right).$$

Силове передатне число рульового привода:

$$u_{спр} = T_{сп} / T_c = 2\left(l'_{пр} / l'_c\right)\left[m'_п / \left(m'_п + m'_л\right)\right],$$

де $l'_{пр}, l'_c, m'_л, m'_п$ – активні довжини ,відповідно, важеля поворотної цапфи, сошки, лівого і правого важелів.

Кінематичне передатне число рульового механізму залежно від принципу, покладеного в основу його конструкції, може бути постійним або змінним і відповідно дорівнює

$$u_{кн} = \Omega_{рк} / \Omega_c \text{ або } u_{кн} = \Delta\Omega_{рк} / \Delta\Omega_c,$$

де $\Delta\Omega_{рк}$ та $\Delta\Omega_c$ – прирости кутів повороту, відповідно, рульового колеса і вала сошки.

Кінематичні передатні числа сучасних рульових механізмів, зазвичай, постійні: $u_{кн} = 13 \div 22$ для легкових автомобілів, $u_{кн} = 20 \div 25$ для вантажних.

ККД рульового керування дорівнює добутку $\eta = \eta_{рп}\eta_{рм}$,

де $\eta_{рп}$ та $\eta_{рм}$ – ККД, відповідно, рульового привода і рульового механізму.

Величина η в середньому складає $0{,}67 \div 0{,}82$ при передачі зусилля від рульового колеса до керованих коліс (прямий ККД), а при передачі зусилля у зворотному напрямку (зворотний ККД) $0{,}58 \div 0{,}63$. Величина $\eta_{рп}$ оцінює втрати на тертя в шарнірах важелів та шкворневих вузлах керованих коліс, які складають, відповідно, $10 \div 15$ і $40 \div 50\%$ загальних втрат в рульовому керуванні.

Необхідність великого значення прямого ККД очевидна. Значення зворотного ККД повинно бути вищим за межу оборотності для того, щоб зберегти стабілізацію керованих коліс і «відчуття дороги», але може бути близьким до межі оборотності. При цьому поворотний момент, що виникає внаслідок наїзду керованих коліс на нерівності дорожнього покриття (зворотний удар), повинен досягати рульового колеса істотно ослабленим.

За наявності в рульовому керуванні підсилювачів вимоги відносно ККД рульового механізму в значній мірі знижуються, оскільки легкість керування і погашення поштовхів та ударів в рульовому керуванні забезпечуються дією підсилювача.

Якщо взяти до уваги лише тертя в зачепленні рульової пари, нехтуючи тертям в підшипниках, сальниках та інших вузлах, то ККД черв'ячних і гвинтових механізмів в прямому напрямку

$$\eta_{1рм} = tg\beta_д \,/\, tg\left(\beta_д + \rho\right);$$

у зворотному напрямку

$$\eta_{2рм} = tg\left(\beta_д - \rho\right) / tg\beta_д,$$

де $\beta_д$ – кут підйому гвинтової лінії черв'яка або гвинта;

ρ – кут тертя.

Зазори у всіх кінематичних ланках рульового керування (від шкворневих вузлів до рульового колеса) повинні відповідними конструктивними рішеннями бути зведеними до можливого мінімуму для того, щоб виключити вихляння керованих коліс.

Найбільшому зношуванню підлягають елементи робочих поверхонь при нейтральному положенні керованих коліс. Тому в цьому положенні зазор повинен бути мінімальним (близьким до нуля). Від середнього положення до периферії зазор в зачепленні поступово збільшується і в крайніх положеннях складає $25 \div 35°$. Це дозволяє при чергових регулюваннях зазора компенсувати зношування в середньому положенні без небезпеки заклинювання рульового механізму при поворотах рульового колеса в ту чи іншу сторону.

Опір повороту керованих коліс визначається для найважчих умов, наприклад, при повороті коліс на місці на сухій шорсткій опорній поверхні. Момент, що перешкоджає повороту керованого колеса $T_{сп}$, складається з стабілізуючого моменту T_3, моменту сили опору коченню колеса відносно осі шворня T_1 та моменту сили тертя ковзання шини по опорній поверхні внаслідок різних відстаней від елементів його відбитка до осі шворня T_2.

Таким чином

$$T_{сп} = T_1 + T_2 + T_3. \qquad (45)$$

В цій формулі $T_1 = G_к fa$; $T_2 = G_к x\phi$;

$$T_3 = aG_к\left[\lambda\left(\sin\alpha_{1ср} + \sin\alpha_{2ср}\right) + \gamma\left(\cos_{1ср} + \cos_{2ср}\right)\right],$$

де $G_к$ – навантаження на керовану вісь;

a – плече обкатки;

f – коефіцієнти опору коченню;

λ та γ – кути нахилу шворня у бік і назад;

$\alpha_{lср}$ і $\alpha_{2ср}$ – середні кути повороту відповідно внутрішнього і зовнішнього коліс автомобіля;

φ – коефіцієнт зчеплення, φ = 0,9.

Плече моменту T_2

$$x = 0,5\sqrt{r^2 + r_c^2},$$

де r та r_c – вільний та статичний радіуси колеса відповідно.

Для практичних розрахунків зручно момент $T_{сп}$ привести до вала сошки (момент T_c):

$$T_c = T_{сп} / \left(u_{срп}\eta_{рп}\right). \qquad (46)$$

Тангенціальне зусилля на ободі рульового колеса, необхідне для повороту керованих коліс,

$$F_{рк} = T_c / \left(\eta_{рм} u_{рм} r_{рк}\right)$$

не повинно перевищувати $150 \div 200$Н для легкових автомобілів і 500Н для вантажних. В іншому випадку застосовують підсилювач рульового керування. Діаметр ($2r_{рк}$) рульового колеса, тип з'єднання рульового колеса з валом, приєднувальні розміри маточини рульового колеса і вала встановлюються галузевими стандартами.

9.2 Основи конструювання і розрахунку рульового привода

Рульовий привод, що являє собою систему тяг і важелів, служить для передачі зусилля від сошки на поворотні цапфи та дотримання заданого відношення між кутами повороту керованих коліс. Частину рульового привода, що забезпечує це відношення, називають *рульовою трапецією.*

Типові схеми рульового привода зображені на рис. 9.3. Схема (рис. 9.3, *а*) стосується автомобілів із залежною підвіскою керованих коліс, а схема (рис. 9.3, *б*) – автомобілів з незалежною підвіскою.

При залежній підвісці рульовий привод складається з сошки *1*, поздовжньої рульової тяги *2*, поворотного важеля *3*, а також двох однакових важелів *5* і поперечної тяги *4*, що створюють рульову трапецію. Рульовий механізм розташовують таким чином, щоб, по-перше, центр кульового пальця сошки при поворотах вала сошки переміщався в площині, паралельній поздовжній площині автомобіля (на рис. 9.3, *а* вона умовно суміщена з площиною рисунка);

по-друге, щоб при нейтральному положенні сошки центр її кульового пальця співпадав з центром хитання колеса на пружному елементі підвіски O_4 (рис. 9.4). Тому при вертикальних коливаннях автомобіля виключена можливість виникнення небажаних кутових коливань коліс навколо шкворнів.

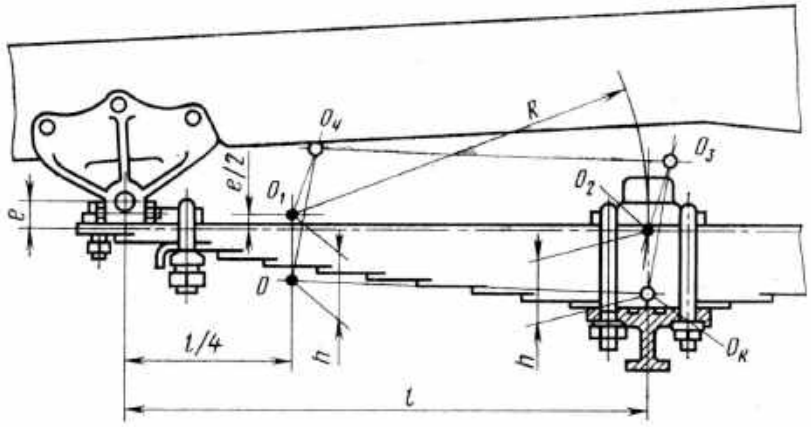


Рисунок 9.4 – Схема для визначення центрів хитання різних точок переднього моста

Положення центра O_4 хитання колеса визначають наступним чином. Спочатку знаходять центр O_1 хитання точки O_2 перетину нейтрального шару корінного листа ресори з віссю центрального болта. Встановлено, що внаслідок пружності ресори центр O_1 знаходиться від нерухомо закріпленого кінця ресори на відстанях: $l/4$ – вздовж нейтральної осі та $e/2$ – перпендикулярно до нього. При цьому $e/2$ від нейтрального шару береться в сторону розташування вушка ресори. При коливаннях симетричної напівеліптичної ресори її середня частина разом з балкою моста переміщається паралельно сама собі. Тому центри O і O_4 траєкторій точок $O_к$ і O_3, пов'язаних з балкою, визначають паралельним перенесенням.

При незалежній підвісці (рис. 9.3, *б*) поперечну тягу виконують розчленованою. Вона складається з трьох шарнірно зв'язаних частин: середньої *4* (поперечної тяги) і двох бокових тяг *7*. Шарніри *9* і *10* розташовані на продовженні осей хитання важелів підвіски, чим виключають можливість виникнення кутових коливань коліс при вертикальних коливаннях автомобіля, що рухається прямолінійно.

Правильне розташування тяг забезпечується сошкою і маятниковим важелем *8*, який розташований симетрично щодо поздовжньої площини автомобіля.

9.2.1 Рульова трапеція

Основним завданням кінематичного розрахунку є визначення оптимальних параметрів рульової трапеції. На стадії проектування вважають, що осі шкворнів вертикальні. Щоб на повороті рух автомобіля не супроводжувався боковим ковзанням його коліс, траєкторії кочення всіх коліс повинні мати єдиний миттєвий центр O (рис. 9.5, *а*). Для цього необхідно, щоб виконувалась умова

$$ctg\alpha_1' - ctg\alpha_2' = B / L\,, \qquad (47)$$

де B – шкворнева колія;

L – база автомобіля.

Виразу (47) задовольняє з достатньою для практики точністю застосування рульової трапеції, яка дозволяє забезпечити таке співвідношення між кутами α_1 і α_2 повороту керованих коліс, при якому точка O перетину їх осей знаходиться від лінії $АБ$ на відстані $L < L_a$ (рис.9.4, *б*). Чим ближче до одиниці відношення $L/L_a = \lambda$, тим досконаліший поворот автомобіля.

З трикутника $ОАБ$

$$OA = B\sin\alpha_1 / \sin(\alpha_1 - \alpha_2);$$
$$L = B\sin\alpha_1 \sin\alpha_2 / \sin(\alpha_1 - \alpha_2);$$
$$\lambda = B / L\sin\alpha_1 \sin\alpha_2 / \sin(\alpha_1 - \alpha_2). \quad (48)$$

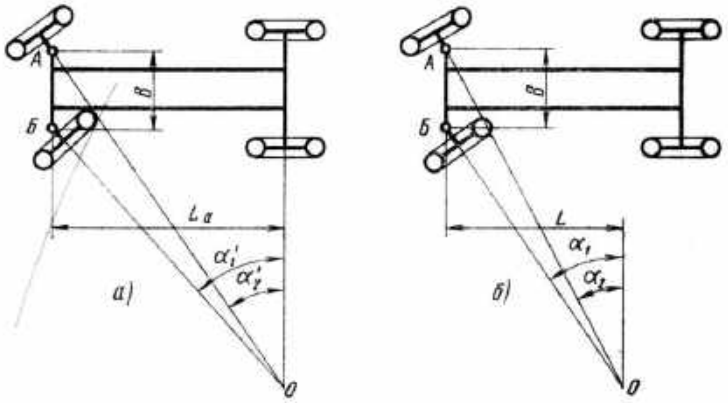


Рисунок 9.5 – Схема повороту автомобіля без врахування бокової еластичності шин: а – при ідеальному співвідношенні між кутами α_1 та α_2 повороту керованих коліс;б – при співвідношенні між кутами α_1 та α_2, обумовленому застосуванням рульової трапеції

Параметрами рульової трапеції є: шкворнева колія B (рис. 9.6), відстань n між центрами кульових шарнірів важелів трапеції; довжина m та кут θ нахилу важелів поворотних цапф.

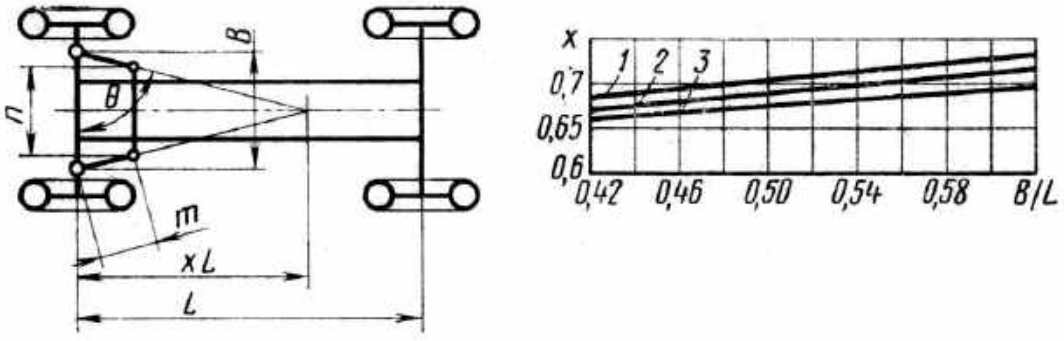


Рисунок 9.6 – Схема рульової трапеції і залежність x від B/L: 1 – 3 при y, рівному відповідно 0,12; 0,14; 0,16

Їх визначають в такій послідовності: спочатку за кресленням керованого моста знаходять розміри шкворневої колії B. Потім для трьох значень відношення $m/n = y$ за графіком (рис. 9.6) визначають значення коефіцієнта x.

Кут нахилу важелів

$$\theta = arctg\left[xL / (0{,}5B)\right];$$

$$n = B / (1 - 2y\cos\theta);$$
$$m = yn.$$

Компонувальні умови обумовлюють розташування рульової трапеції перед керованим мостом. В цьому випадку довжина *n* поперечної тяги більше шкворневої бази, тобто

$$n = B / (1 + 2y\cos\theta).$$

Для ряду послідовних значень кута α_1 графічно слід визначити відповідні їм значення кута α_2, а за формулою (48) – значення λ. Потім на одному графіку для трьох варіантів, що розглядаються, потрібно побудувати криві залежність λ від $\alpha 1$ та пряму $\lambda=1$. При подальшому розгляді приймаємо ті значення параметрів рульової трапеції, які при самих використовуваних значеннях кутів повороту коліс відповідають залежності $\lambda(\alpha_1)$, близькій до прямої $\lambda=1$. При використанні високоеластичних шин форма трапеції наближається до прямокутника. Для нормальної роботи рульового привода максимальні значення кутів α_1 та α_2 обмежуються зазвичай умовою $\alpha_{1\max} + \alpha_{12\max} \le 70^\circ$.

Схематичну компоновку рульового привода виконують для визначення розмірів і розташування в просторі сошки, тяги і важелів, а також передатного числа привода. При цьому прагнуть забезпечити одночасно симетричність крайніх положень сошки щодо її нейтрального положення, а також рівність кінематичних передатних чисел привода при повороті коліс як вправо, так і вліво. Якщо кути між сошкою і поздовжньою тягою, а також між тягою і поворотним важелем в його крайніх положеннях, приблизно однакові, то ці умови виконуються.

Тяги виготовляють з безшовних труб і цим досягають необхідної жорсткості при малій масі. Тягам надають форм, що відповідають компонувальним вимогам; їх виготовляють із сталей 20, 30 або 35.

9.2.2 Шарніри

Шарніри, типові конструкції яких зображені на рис. 9.7, виконують сферичними, оскільки спряжені частини привода здійснюють складні відносні переміщення. Основною відмінною особливістю шарнірів є спосіб усунення зазорів, які можуть утворюватися внаслідок зношування поверхонь тертя.

В сучасних конструкціях постійну щільність з'єднання головки *1* кульового пальця з вкладишами *2* підтримують за допомогою пружин *3,* що діють вздовж осей тяги чи пальця.

Шарніри з пружиною, що діє по осі тяги (рис. 9.7, *а–в),* прості у виготовленні і набули поширення на вантажних автомобілях середньої і великої вантажопідйомності. Проте така конструкція має істотний недолік, який полягає в тому, що зусилля пружини повинне бути значно більше зусилля, яке може діяти вздовж осі тяги під час руху автомобіля в найнесприятливіших умовах. Це позначається негативно на довговічності вкладишів і пальця.

Шарніри з пружиною, що діє по осі кульового пальця (рис. 9.7, *г–и*), не мають вказаного недоліку. В цих конструкціях сила пружності пружини

приймається такою, щоб дія на тягу максимально можливої вертикальної сили інерції, що виникає внаслідок наїзду коліс на нерівності дорожнього покриття, не призводила до появи зазорів в шарнірах.

Корпуси шарнірів поперечної тяги і зовнішніх кінців бокових тяг виконують у вигляді накінечників, що загвинчуються на кінці тяги. Це дозволяє регулювати сходження керованих коліс і виготовити шарнір у вигляді самостійної складальної одиниці. Корпуси решти шарнірів виконують як єдине ціле з тягами. Передбачають можливість мащення шарніра і ефективні заходи, направлені на утримання змащувального матеріалу і запобігання проникненню вологи і бруду всередину корпуса.

Для виготовлення кульових пальців і вкладишів застосовують сталі 12ХНЗА, 18ГТ, 20ХН. Робочі поверхні пальців і вкладишів цементують на глибину 1,5÷3,0мм. Твердість після гартування *HRC*56…63. Можливе застосування сталей 40 і 45 з об'ємним гартуванням СВЧ і зміцненням галтелі пальця накаткою. Корпуси шарнірів виготовляють із сталей 35 і 40.

Підвищення зносостійкості робочих поверхонь головки пальця і вкладишів здійснюється при плазмовому або газоплазмовому напиленні. Для легкових автомобілів перспективним є застосування вкладишів, виготовлених з конструкційних пластмас, які в процесі виготовлення просочуються спеціальним складом (наприклад, нейлонові – дисульфідом молібдену). Такі вкладиші не викликають необхідності у використанні змащувального матеріалу.

Якщо підсилювач відсутній, то розрахункове навантаження для різних елементів привода визначають, беручи до уваги його розташування в приводі, виходячи з максимального значення моменту опору повороту, який визначається за формулою (45).

При наявності підсилювача, коли він суміщений з рульовим механізмом, всі елементи привода навантажені моментом T_c на валу сошки, який є результатом одночасної дії підсилювача при максимальному тиску рідини і граничної тангенціальної сили $F_{рк\ \max} = 0{,}5$кН, прикладеної до обода рульового колеса. Коли силовий циліндр підсилювача розміщений в приводі, то для елементів привода, що знаходяться між рульовим механізмом і силовим циліндром, розрахункове навантаження визначають виходячи з моменту

$$T_c = F_{рк\max} u_{рм},$$

а для елементів, розташованих за силовим циліндром, – виходячи з одночасної дії моменту T_c і силового циліндра при максимальному тиску рідини.

Тягу розраховують на стійкість при поздовжньому згині. При цьому екваторіальний момент J інерції січення тяги знаходять з умови

$$n_ж F_T \geq \pi^2 EJ / l^2,$$

де $n_ж$ – коефіцієнт запасу жорсткості, $n_ж = 1{,}5 \div 2{,}5$;

F_T – сила, що діє вздовж тяги;

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

l – відстань між центрами кульових шарнірів тяги.

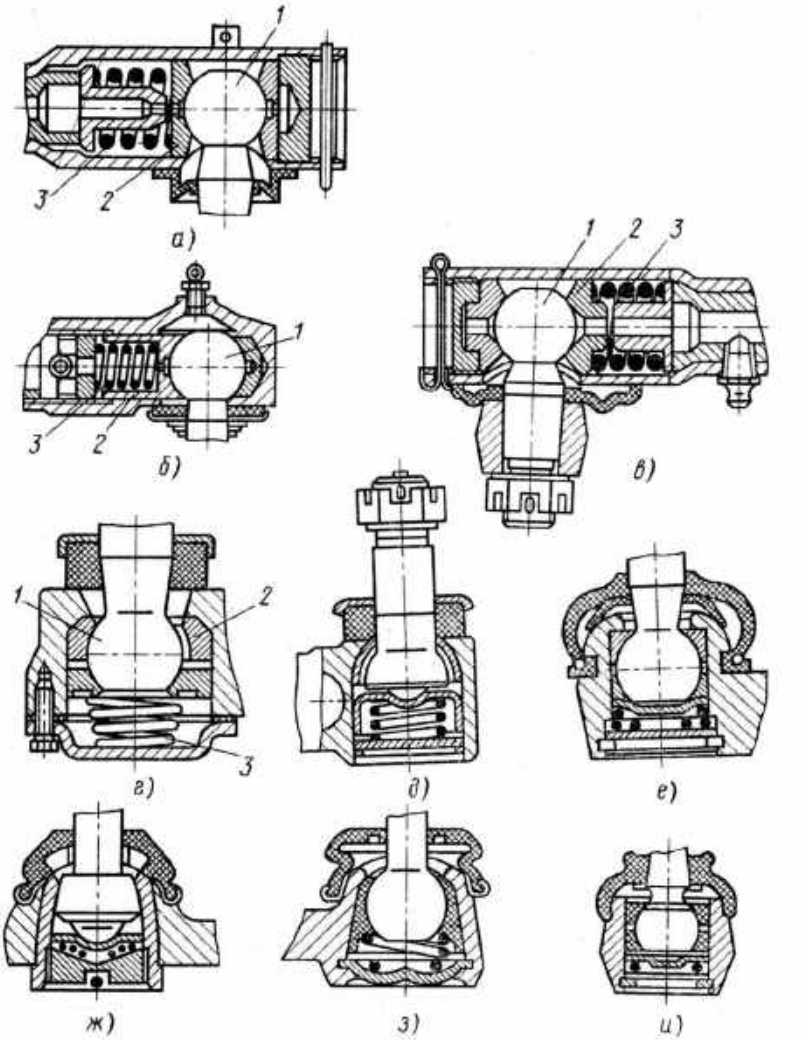


Рисунок 9.7 – Кульові шарніри рульового привода автомобілів:
а–в – з пружинами, що діють по осі тяги відповідно для автомобілів МАЗ-500 (поздовжня тяга), Урал-375 і КрАЗ-257 (поперечна тяга), ГАЗ-53А (поздовжня тяга); г–и – з пружинами, що діють по осі кульового пальця відповідно для автомобілів ЗИЛ-130 (поперечна тяга), УАЗ, ГАЗ-53А (поперечна тяга), ГАЗ-24 “Волга”, ”Жигулі”, і ”Запорожець”

9.2.3 Важелі та сошка

Їх виготовляють кованими із змінним по довжині еліптичним січенням, що є найраціональнішим з точки зору міцності та жорсткості. Матеріал – сталі 35Х, 40, 40Х і 40ХН. Сошку сполучають з валом шліцевим з'єднанням трикутного профілю.

Для посадки без зазора отвір в сошці і кінець вала виконують конічними, а для правильного встановлення сошки на валу на них передбачені відповідні мітки або несиметрично розташовані декілька шліців.

Сошку і важелі розраховують на сумісний згин і кручення (рис. 9.8).

Небезпечним є січення при основі важеля (наприклад, для сошки – січення *А–А*). Згідно третьої теорії міцності для самої напруженої точки *а* січення еквівалентне напруження

$$\sigma_э = \sqrt{F_c l / W_u^2 + 4\left(F_c l / W_к\right)^2} \le \sigma_T / n_T ,$$

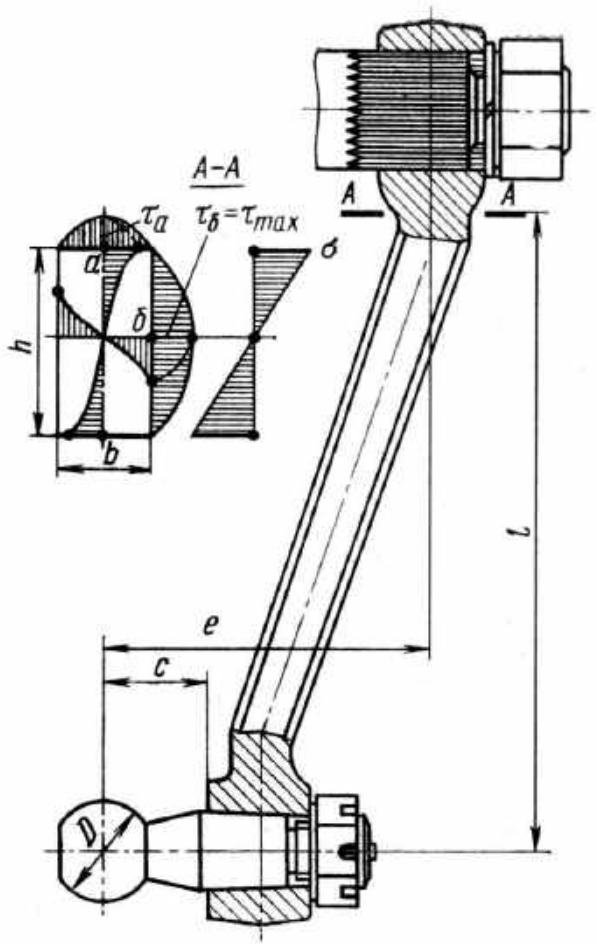


Рисунок 9.8 – Сошка, кульовий палець і епюри напружень в січенні *А–А*

де F_c – сила, прикладена до кульового пальця сошки;

W_a і W_K – моменти опору згину та крученню розрахункового січення;

σ_T – межа текучості матеріалу;

n_m – коефіцієнт запасу міцності відносно межі текучості, n_m = 1,74÷2,4.

Для бруса прямокутного січення в його кутках дотичні напруження рівні нулю, а найбільші напруження виникають по серединах бічних сторін в точці *б*:

$$\tau_{б} = \tau_{max} = \frac{F_c l}{\alpha h b^2}.$$

В точці *а* напруження $\tau_a = \eta\tau_{max}$,

де *h* – велика, *а* та *в* – малі сторони прямокутника.

Коефіцієнти α та η, залежні від співвідношення сторін *h/b*, визначають за довідковими таблицями з опору матеріалів. Якщо *h/b* = 2 то α = 0,246 а η = 0,795. Проте еквівалентні напруження визначають в точці *а,* де напруження досягає найбільшого значення.

9.2.4 Кульові пальці

Кульові пальці виходять з ладу внаслідок зношування сферичної головки або поломки хвостовика. Тому після вибору кульового пальця слід перевірити, чи виконується умова

$$F_ш / A \le 25 \div 30 МПа;$$
$$F_ш c / W_u \le 300 МПа,$$

де $F_ш$ – розрахункова сила, що діє на шарнір;

А– площа проекції навантаженої частини поверхні головки на площину, що проходить через його центр перпендикулярно до напряму сили $F_ш$.

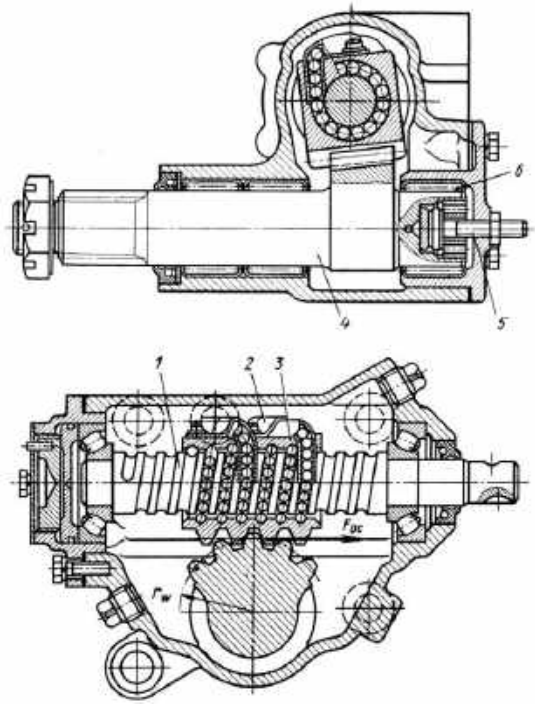
9.3 Основи конструювання і розрахунку рульових механізмів

Виробництво рульових механізмів для вітчизняних автомобілів регламентовано галузевим стандартом ОСТУ 37.001.013 – 86, який визначає рекомендовані типи рульових механізмів залежно від маси автомобіля, що припадає на керований міст, а також ряд параметрів цих механізмів. Передбачено використання тільки двох типів механізмів. На всі автомобілі з

вертикальними реакціями на міст до 25кН за відсутності підсилювача і до 40кН з підсилювачем рульового керування рекомендується встановлювати черв'ячно-роликовий механізм, при більшому навантаженні – гвинторейковий механізм. В деяких випадках для автомобілів з навантаженням на керований міст менше 12кН допускається використання рейкових механізмів, параметри яких стандартом не регламентовані.

9.3.1 Гвинторейковий рульовий механізм

Гвинторейковий рульовий механізм має два ступені – гвинтову передачу з циркулюючими кульками та передачу рейка – зубчастий сектор (рис. 9.9). Механізм відрізняється зручністю компоновки разом з розподільником гідропідсилювача, а при необхідності і з його силовим циліндром. Має високий прямий ККД, достатню надійність і довговічність.



1 – гвинт;
2 – кулькопровід;
3 – гайка-рейка;
4 – сектор з валом сошки;
5 – регулювальний гвинт;
6 – роликовий підшипник.

Рисунок 9.9 – Рульовий механізм гвинторейкового типу

Передатне число даного комбінованого рульового механізму визначимо, керуючись наступним. В результаті повороту рульового колеса на кут $\Omega_{рк}$ гайка з рейкою перемістяться на відстань

$$p' = \left(\Omega_{рк} / 360\right) p, \tag{49}$$

де p – крок гвинтового каналу, утвореного канавками гвинта і гайки.

Внаслідок цього, сектор обернеться на кут Ω_c, якому відповідає довжина дуги його початкового кола. Таким чином

$$\left(\Omega_c / 360\right) 2\pi r_w = p', \tag{50}$$

де r_w – радіус початкового кола сектора.

Вирішуючи спільно вирази (49) і (50), знайдемо шукане передатне число рульового механізму

$$u_{рм} = \Omega_{рм} / \Omega_c = 2\pi r_w / p. \tag{51}$$

9.3.2 Кульково-гвинтова передача

Кульково-гвинтова передача відрізняється від звичайної гвинтової пари тим, що сили передаються від гвинта на гайку через кульки. Доріжками кочення для них слугують гвинтові канавки, виконані на тілі гвинта *1* та в гайці *3,* спільно створюючи гвинтовий канал. При повороті кульки циркулюють в гайці. Через отвір з однієї сторони гайки кульки викочуються із гвинтового каналу в обвідний канал – кулькопровід *2* і по ньому, а потім через другий отвір з іншого боку гайки повертаються в гвинтовий канал.

Кулькопровід штампують з листової сталі, ціанують і кінцями вставляють в отвори, просвердлені в гайці так, щоб їх осі були дотичними до осі гвинтового каналу. Гвинти виконують однозахідними з постійним кроком p = 12÷18мм і кутом підйому осі гвинтового каналу β = 10÷15°. Діаметр кульок рівний 7 – 9мм. Контури канавок в площині, перпендикулярній до осі гвинтового каналу, роблять такими, щоб забезпечувався двох- або чотирьохточковий контакт кульок з доріжками кочення (рис. 9.10). При чотирьохточковому контакті осьові зазори в передачі можна зробити мінімальними. Тому контур (рис. 9.10, *а)* є більш перспективним, не дивлячись на складнощі у виготовленні.

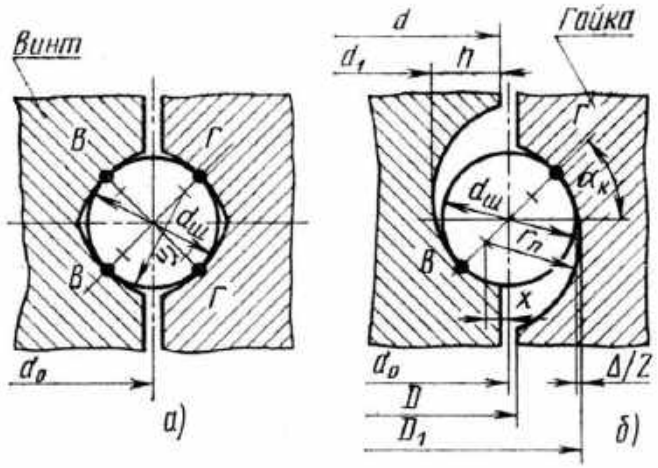


Рисунок 9.10 – Профілі канавок гвинта і гайки:
а – з чотирьохточковим контактом; б – з двох точковим контактом;
В, Г – точки контакту

Для виготовлення гвинтів і гайок використовують зазвичай сталі 25ХГТ або 20ХН3А *(HRC*58…64). Висока надійність передачі, великий термін її служби, малі втрати на тертя, а також спряження гвинта з гайкою практично без зазора (осьовий люфт гвинта не повинен перевищувати 0,02÷0,003мм) досягаються виготовленням доріжок кочення з високою чистотою і точністю, застосуванням стандартних кульок 2-го і 3-го класів точності, а також селективним збиранням гвинтової пари.

9.3.3 Передача рейка-зубчастий сектор

Передача рейка-зубчастий сектор (рис. 9.9) має зазвичай п'ять зубів на секторі *4*. Останній виготовляють як одне ціле з валом сошки із сталі типу 20Х2Н4А *(HRC*56÷62). Зуби сектора виконують із змінною по довжині

товщиною, що дозволяє осьовим переміщенням вала сошки усувати зазор в зачепленні. Середні зуби рейки і сектора зношуються інтенсивніше, ніж крайні. Тому усунення зазора при середньому розташуванні сошки може призвести до заклинювання передачі при поворотах. Щоб не допустити цього, передбачають збільшення бокового зазора в зачепленні при поворотах вала сошки в обидві сторони від середнього положення.

Необхідна зміна бокового зазора в зачепленні отримується при виконанні зубів сектора різної товщини. При цьому їх товщина зменшується до кінців зубчастого сектора. Досягається це шляхом повороту заготовки в процесі зубонарізання навкруги технологічної осі O_1, зміщеної відносно осі O вала сошки до сектора на відстань n. Згідно схеми, зображеної на рис. 9.11, боковий зазор в передачі

$$\Delta s = 2\Delta r tg\alpha = 2tg\alpha\left[r_w - n\cos\Omega_c \pm \sqrt{n^2\cos^2\Omega_c + r_w^2 - n^2}\right], \qquad (52)$$

де Δr – радіальний зазор;

α – кут зачеплення;

r_w – радіус початкового кола сектора;

Ω_c – кут повороту вала сошки.

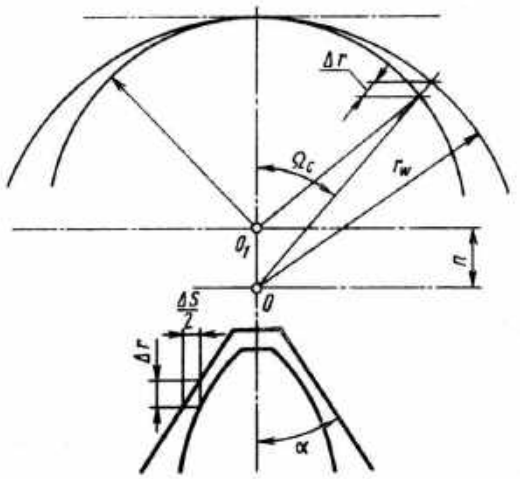


Рисунок 9.11 – Схеми для визначення радіального Δz і осьового Δs зазорів в зубчастій парі при нарізанні зубів сектора з поворотом заготовки навколо зміщеної осі O_1

Після того, як основні розміри передачі визначені, згідно формули (52) будують графік залежності $\Delta s(\Omega_c)$ при різних значеннях n (рис. 9.12).

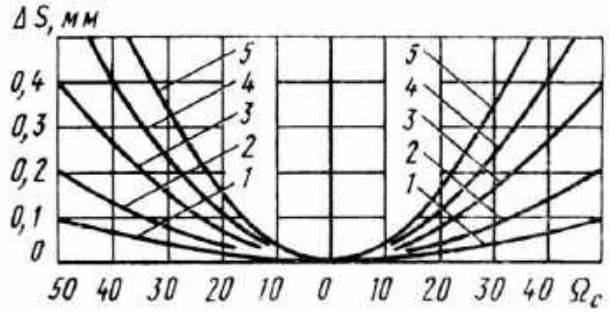


Рисунок 9.12 – Графік для вибору ексцентриситету n
1 – 5 – відповідно при 0,25; 0,5; 1,0; 1,5 і 2,0 мм

Визначають величину ексцентриситету, при якому зазор Δs в крайніх положеннях сошки перевищує найбільшу величину зазора між середнім зубом сектора і середньою впадиною рейки, що усувається регулюванням.

Зміна зазора Δs може бути досягнута також шляхом використання різної ширини впадин рейки при однаковій товщині всіх зубів сектора. Рейку виготовляють як одне ціле з гайкою або як одне ціле з поршнем силового циліндра підсилювача із сталі типу 18ХГТ (HRC56÷62).

9.3.4 Розрахунок гвинторейкового рульового механізму

Модуль зачеплення сектора і рейки визначають по загальновідомій методиці з умови міцності на згин

$$\sigma_u = \frac{F_{oc}}{mb_w} k_F y_F,$$

де $F_{oc} = T_c/r_w$ – сила, що діє на зуб сектора та рейки;

b_w – ширина сектора;

k_F – коефіцієнт навантаження, що враховує розподіл навантаження між зубами (нерівномірність розподілу по довжині контактної лінії);

y_F – коефіцієнт форми зуба.

Допустиме напруження можна прийняти $[\sigma_u]$= 250÷400МПа. Контактне напруження визначається за формулою Беляєва–Герца

$$\sigma_н = \sqrt{\frac{q_н E}{2\pi(1-\mu^2)\rho}},$$

де $q_н$ – питоме навантаження по нормалі до профілю;

μ – коефіцієнт Пуассона (для стальних зубчастих коліс μ = 0,3);

$E = 2E_1E_2 / (E_1 + E_2)$ – приведений модуль пружності пари;

E_1, E_2 – модулі пружності зубчастих коліс;

ρ – приведений радіус кривизни.

Допустиме напруження

$$[\sigma_н] = 23H_{HRC}, \text{ МПа}.$$

Значення кроку гвинта p визначають по заданому передатному числу за формулою (51), задавшись значенням r_w.

За величиною кроку вибирають попереднє значення діаметра кульки $d_ш = (0{,}5÷0{,}6)p$. Отримане значення заокруглюють до величини, передбаченої ГОСТом на сортамент кульок, що поставляються у вигляді вільних тіл кочення. Потім вибирають профіль канавок гвинта і гайки в нормальному січенні каналу (рис. 9.10). Найпоширенішим є напівкруговий профіль, який дає можливість мати простір під кульками, що слугує резервуаром для мащення та збору продуктів зношування. Радіус жолобу r_n у гвинта і гайки для зменшення тертя повинен бути більше радіуса кульок, і по аналогії з радіально-упорними підшипниками можна прийняти $r_n = (0{,}51÷0{,}53)d_ш$.

Внутрішній та зовнішній діаметри канавок гвинта d_1 та d і гайки D_1 та D

відповідно визначаються

$$d_1 = d_0 - 2(r_n - x); \qquad d = d_1 + 2h;$$
$$D_1 = d_0 + 2(r_n - x); \qquad D = D_1 - 2h,$$

де h – глибина канавки ($h = (0{,}3 \div 0{,}35)d_ш$).

Зміщення x центрів профілів канавок відносно центрів кульок та середнього діаметра гвинтового каналу d_0

$$x = (r_n - d_ш / 2)\cos\alpha_к; \qquad d_0 = p / (\pi tg\beta).$$

Мінімальне ціле число кульок в одному витку і необхідне загальне число робочих кульок

$$z_ш = p / (d_ш \sin\beta); \quad z_{шΣ} \geq F_{ос} / (\lambda F_ш \cos\beta \sin\alpha_к),$$

де β – кут підйому гвинтової лінії ($\beta = 10 \div 15°$);

$\alpha_к$ – кут контакту кульок з канавками ($\alpha_к = 45 \div 60°$);

λ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу осьового навантаження між кульками ($\lambda = 0{,}8 \div 0{,}9$);

$F_ш$ – навантаження, що діє на одну кульку по нормалі до поверхні контакту, при якій забезпечується тривалий термін служби гвинтокулькової передачі.

$F_ш$ визначають з умови контактної міцності кульки і гвинта

$$\sigma_к = K\sqrt[3]{F_ш E^2 \left(\frac{2}{d_ш} - \frac{1}{r_n}\right)^2} \leq [\sigma_к],$$

де K – коефіцієнт, що визначається за графіком (рис. 9.13) залежно від відношення приведених головних значень кривизни

$$A / B = 2(d_ш - 1)r_n / 2(d_ш + 1)r,$$

де $\sigma_к$ – допустиме контактне напруження, яке при твердості контактуючих поверхонь *HRC*58…64 змінюється в межах $2500 \div 3500$МПа.

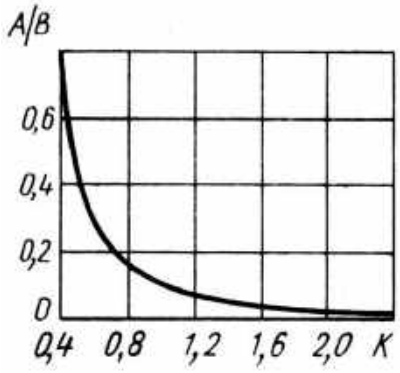


Рисунок 9.13 – Графік для визначення коефіцієнта K

Тоді число робочих витків

$$i_p = z_{шΣ} / z_ш.$$

Для досягнення сприятливого розподілу навантаження між витками передбачають $1,5 \div 2,5$ робочих витки. Якщо необхідне число робочих витків i_p > 2,5, то для збереження високого ККД застосовують два самостійні кола циркуляції з рівними числами витків і кульок. З тієї ж причини сумарне число кульок з врахуванням обвідного каналу не повинне бути більше 60. Інакше необхідно взяти кульки більшого діаметра і розрахунок повторити.

Радіальний зазор Δ (рис. 9.10) не повинен перевищувати $0,02 \div 0,03$мм. Він може бути визначений із співвідношення

$$\Delta = D_1 - \left(2d_ш + d_1\right).$$

Осьовий та радіальний зазор пов'язані виразом

$$c_0 = \sqrt{\left(2r_n - d_ш\right)\Delta}.$$

Після компоновки гвинторейкового рульового механізму перевіряють міцність і жорсткість гвинта.

Гвинт знаходиться в складному напруженому стані. В його небезпечному січенні (рис. 9.9) діє напруження від розтягуючої (стискаючої) сили $F_{ос}$, згинального моменту

$$M_и = F_{ос}n + \left(F_{ос}ltg\alpha\right)/4,$$

та крутного моменту

$$T_к = F_{ос}\left(d_0/2\right)tg\left(\beta + \rho'_к\right) = F_{ос}\left(d_0/2\right)tg\left[\beta + arctgf\left(d_ш\cos\alpha_к\right)\right],$$

де n – відстань від осі гвинта до полюса зачеплення;

l – відстань між опорами гвинта;

α – кут зачеплення;

$\alpha_к$ – кут контакту кульки з канавками;

$\rho'_к$ – приведений кут тертя;

f – коефіцієнт тертя кочення, (f = 0,008 ÷ – 0,01).

При цьому повинна виконуватись наступна умова міцності гвинта по еквівалентному напруженні

$$\sigma = \sqrt{\left[\left(M_и/W_и\right) + \left(F_{ос}/A_в\right)\right]^2 + 4\left(T_к/W_к\right)^2} \le \left[\sigma\right],$$

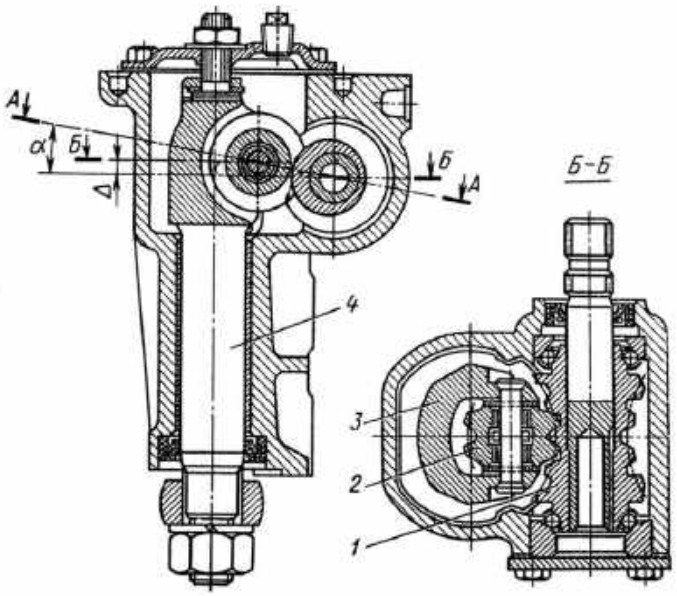
де $A_в$, $W_и$ та $W_к$ – площа і моменти опору відповідно згину та кручення січення гвинта по внутрішньому діаметру d_1 канавки;

$[\sigma]$ – допустиме напруження, ($[\sigma] \le \sigma_т/3$, $\sigma_т$ – межа текучості матеріалу гвинта).

9.3.5 Черв'ячно-роликовий рульовий механізм

Черв'ячно-роликовий рульовий механізм (рис. 9.14) має глобоїдний черв'як і ролик, що обертається. Черв'як *1* називається глобоїдним тому, що його витки розташовані на торовій поверхні. Навантажувальна здатність такої передачі в $1,5 \div 2$ рази вища звичайної циліндричної. Це пояснюється

одночасним зачепленням більшого числа зубів та сприятливим розташуванням лінії контакту. Глобоїдальність обумовлює великий кут повороту сошки. Передача має малі втрати на тертя, оскільки тертя ковзання замінено тертям кочення, і в результаті цього η_n = 0,77÷0,82; при низькому значенні зворотного ККД $\eta_0 \approx 0{,}6$. Можливе застосування простого способу регулювання зазора в зачепленні зміщенням вала сошки вздовж його осі.



1 – черв'як;
2 – ролик;
3 – кривошип вала сошки;
4 – вал сошки

Рисунок 9.14 – Черв'ячно-роликовий рульовий механізм авт. ВАЗ-2101

Для забезпечення регулювання зазора в зачепленні, вал *4* сошки розташовують не перпендикулярно площині *А–А*, в якій відбувається зачеплення ролика *2* з черв'яком, а відхиляють на деякий кут α. Тому вісь ролика по відношенню до осі черв'яка зміщена на Δ = 5÷7мм При осьовому зміщенніі вала *4* змінюється міжосьова відстань і, як наслідок, зазор в зачепленні.

Черв'як нарізають за допомогою спеціального інструменту *1*, виготовленого у вигляді зубчатого колеса із спеціальним профілем ріжучих кромок зубів (рис. 9.15). Площина, в якій лежать ріжучі кромки, проходить через вісь черв'яка *2*. За кожний оберт заготовки черв'яка інструмент повертається навкруги свого центра на один і той же кут і подається в радіальному напрямі перпендикулярно до осі черв'яка.

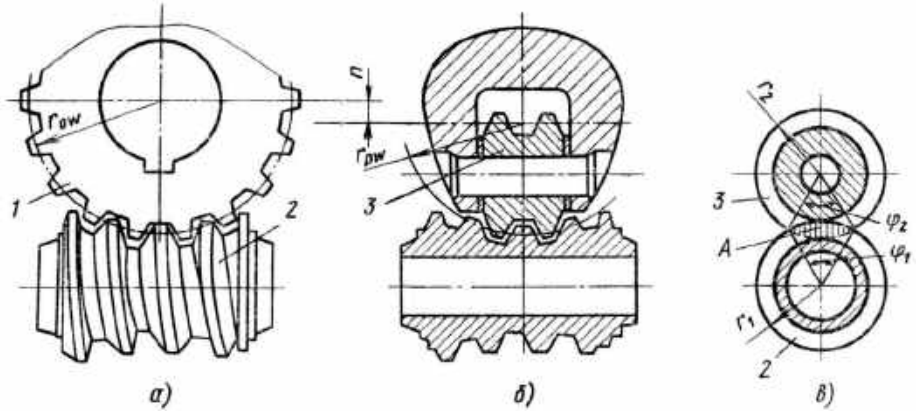


Рисунок 9.15 Схеми черв'ячно-роликових рульових механізмів
а – нарізання черв'яка; б – розташування ролика відносно черв'яка;
в – контакт одного гребеня ролика з черв'яком

Робочі поверхні ролика *3* виконують конічними.

Якщо кут підйому гвинтової лінії глобоїдного черв'яка позначити γ, то передатне число даного рульового механізму

$$u_{рм} = r_{pw} / \left(r_0 tg\gamma_0 \right). \qquad (53)$$

У зв'язку з тим, що коловий крок черв'яка постійний і рівний кроку гребенів ролика, а радіус черв'яка змінний по довжині, то кут γ змінний. Він поступово зменшується від значення γ_0 в горловому січенні черв'яка з радіусом r_0 до його периферійних ділянок. Умовно приймають, що $u_{рм}$ = const. У формулу (53) підставляють середнє значення кута γ і відповідне йому значення радіуса черв'яка. Під таким же кутом відносно осі черв'яка встановлюють і вісь ролика, що забезпечує кращий контакт гребенів ролика з витком черв'яка.

З постійності кута установки осі ролика γ_0 і змінності кута γ витікає неможливість виконання беззазорного зачеплення у всьому діапазоні переміщень ролика. Зазор найбільш небезпечний в середньому положенні рульового механізму, коли здійснюється рух автомобіля з високими швидкостями. Тому в конструкціях передбачають зменшення зазора до нуля в середньому положенні рульового механізму. Радіус r_{pw} початкового кола кривошипа з роликом призначають меншим радіуса r_{0w} початкового кола ріжучого інструменту на n = 2,5÷5,0мм (рис. 9.15, *б*).

Слід зазначити, що зношується в основному горлова частина черв’яка, і після зменшення зазора шляхом регулювання в середній частині при переміщенні ролика в крайні положення може відбутися заїдання механізму. Тому зміщення центра n необхідне і для забезпечення відсутності заїдання, але в цьому випадку задане його значення буде незрівнянно менше вказаного вище.

Глобоїдний черв'як та ролик мають достатню міцність та жорсткість при згині. Тому основна увагу приділяється їх зносостійкості і контактній міцності шляхом обмеження напруження стиску контактуючих поверхонь, що відповідає умові

$$\sigma_{см} = F_{ос} / A \le 300 \div 500 \text{ МПа},$$

де $F_{ос}$ – сила, що діє вздовж осі черв'яка;

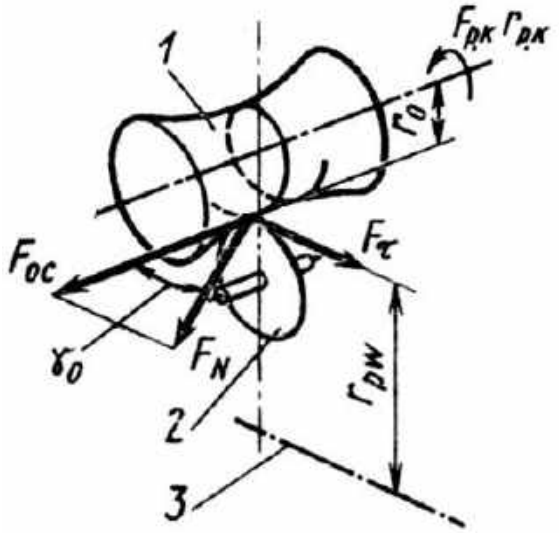
A – площа контакту витка черв'яка з одним гребенем ролика.

Як видно з рис. 9.15, *в* і рис. 9.16.

$$F_{ос} = F_{\tau} / tg\gamma_0 = F_{рк} r_{рк} / \left(r_0 tg\gamma_0 \right);$$

$$A = 0,5\left[\left(\varphi_1 - \sin\varphi_1 \right) r_1^2 + \left(\varphi_2 - \sin\varphi_2 \right) r_2^2 \right].$$

Черв'як виготовляють однозахідним з ціанованих сталей 35Х чи 30ХН. Ролики виготовляють з двома або трьома гребенями із цементованих сталей 12ХНЗА або 15ХМ.



1 – черв'як;
2 – ролик, що обертається;
3 – вісь вала сошки.

Рисунок 9.16 – Схеми для визначення зусиль, що діють в черв'ячно-роликовому рульовому механізмі

9.4 Основи конструювання та розрахунку гідропідсилювача

Підсилювач рульового керування застосовують для полегшення праці водія і підвищення активної безпеки автомобіля. Підсилювач складається з силового циліндра, розподільника і помпи. Основні параметри цих пристроїв передбачені галузевими стандартами.

Помпу з бачком і клапанним регулятором подачі виконують у вигляді окремого агрегату і встановлюють на двигуні.

Найбільш раціональним є поєднання розподільника і силового циліндра з рульовим механізмом (рис. 9.17). Варіант компоновки підсилювача з поєднанням розподільника, силового циліндра і рульового механізму має ряд істотних переваг (компактність, зручність розташування на автомобілі, мінімальна довжина трубопроводів). Проте при такому розташуванні підсилювача всі деталі рульового керування зазнають сумісної дії підсилювача і водія. Тому для автомобілів з великою масою, що припадає на керований міст, передбачено застосування іншого варіанту компоновки – розподільник вбудовують в рульовий механізм, а силовий циліндр встановлюють в рульовий привод. Цей варіант застосовують і для автомобілів з черв'ячно-роликовим рульовим механізмом, в який неможливо вбудувати силовий циліндр.

Підсилювачі повинні виконувати наступні функції:

- забезпечувати кінематичну відслідковуючу дію, що характеризується пропорційністю кутів повороту керованих коліс куту повороту рульового колеса;

- створювати силову відслідковуючу дію ("відчуття дороги"), яка полягає в тому, що із збільшенням опору повороту керованих коліс повинна зростати необхідна тангенціальна сила F_{PK} на рульовому колесі;

- створювати умови для можливості керування напрямом руху автомобіля у разі його несправності;

- вступати в дію лише при умові $F_{PK} \geq 0{,}025 \div 0{,}1$кН (залежно від типу автомобіля).

Для підсилювачів рульового керування основними оціночними

параметрами є наступні:

- показник ефективності $Э = F_{рк6у}/F_{ркcу}$,

де $F_{рк6у}$ та $F_{ркcу}$ – підсилення на рульовому колесі при повороті керованих коліс відповідно без підсилювача і при працюючому підсилювачі;

- показник реактивної дії $\rho = dF_{ркcу}/dT_{сп}$, що характеризує здатність підсилювача забезпечити "відчуття дороги";

- показники чутливості, якими є зусилля $F_{рквк}$ на рульовому колесі і кут $\Omega_{рквк}$ повороту, що відповідають початку включення підсилювача.

Для існуючих конструкцій $Э$ =1÷1,5, ρ=0,02÷0,05Н/(Нм), $\Omega_{рквк}$ = 10÷15°, $F_{рквк}$ = 20÷50Н.

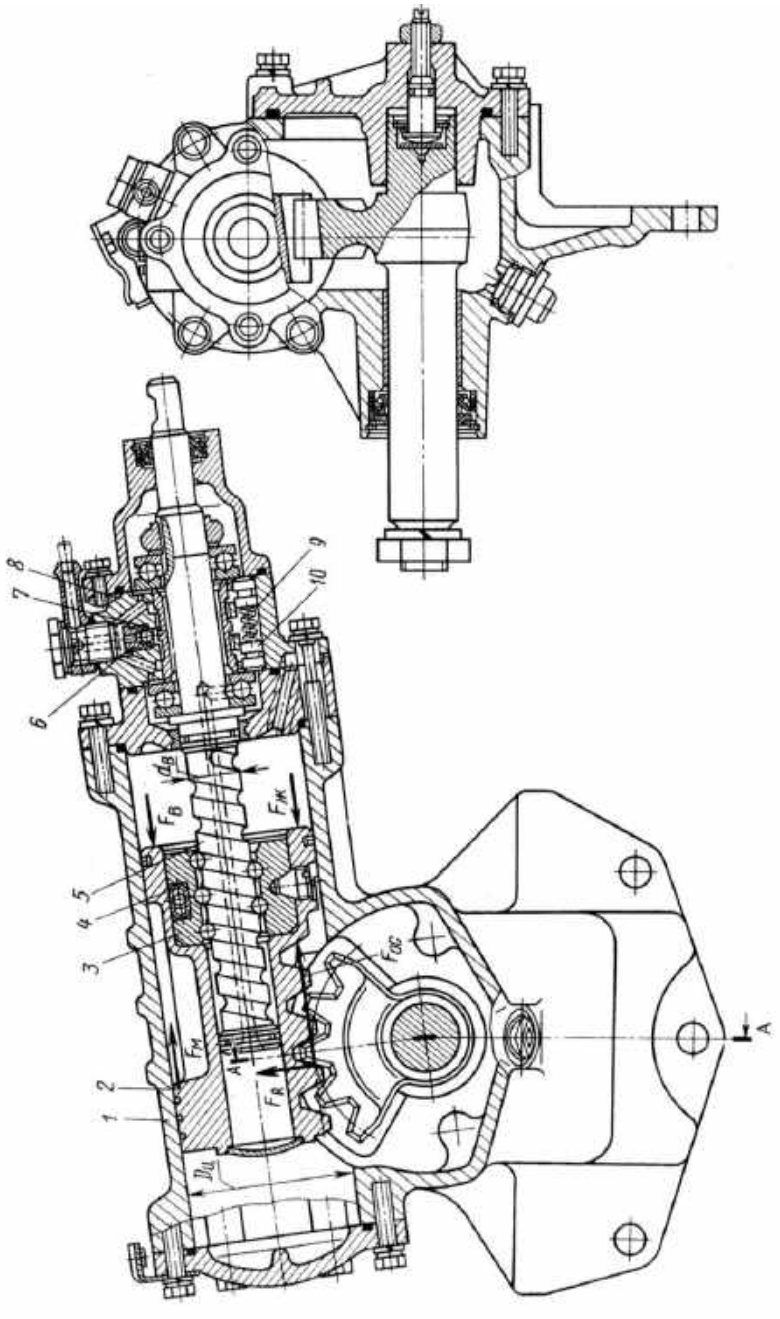


Рисунок 9.17 – Рульовий механізм з підсилювачем автомобіля ЗИЛ-130

1 – корпус; 6 – кульковий клапан; 2 – поршень-рейка; 7 – плунжер золотника; 3 – кулькова гайка; 8 – корпус розподілювача; 4 – кулькопровід; 9 – реактивна пружина; 5 – гвинт; 10 – реактивний плунжер

9.4.1 Силовий циліндр

Силовий циліндр, скомпонованй спільно з рульовим механізмом, має корпус *1*, що виготовляється з чавуну КЧ35-10 як одне ціле з картером рульового механізму, і поршень *2*, що виготовляється як одне ціле з рейкою.

Якщо силовий циліндр виконують у вигляді окремого агрегату (рис. 9.18), то його корпус *1* відливають із сталей 35, 40 або виконують з суцільнотягнутої труби. Дзеркало циліндра обробляють до чистоти поверхні R_a = 0,32÷0,63 при твердості НВ241÷285. Поршень *2* відливають з чавуну СЧ 15.

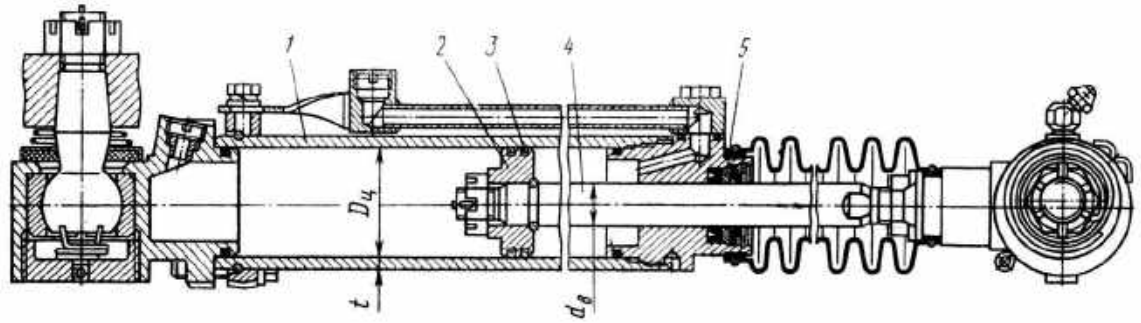


Рисунок 9.18 – Силовий циліндр гідро підсилювача:
1 – корпус циліндра; 2 – поршень; 3 – поршневе кільце; 4 – шток;
5 – ущільнювальне кільце

Для ущільнення зазора між поршнем і дзеркалом циліндра використовують чавунні, стальні або гумові кільця *3*. Шток *4* поршня виготовляють із сталей 40 або 45. Для підвищення надійності і довговічності ущільнювального кільця 5 шток хромують і полірують.

Розрахунок силового циліндра виконують для визначення діаметра $D_ц$ циліндра і ходу S поршня, діаметрс d штока і товщини t стінки корпуса циліндра.

Діаметр робочого циліндра $D_ц$ можна знайти з умови рівноваги всіх сил, що діють на поршень-рейку (рис. 9.17)

$$F_{ос} + F_{\mu} - F_{в} - F_{ж} = 0\,, \tag{54}$$

де $F_{ос}$ – колове зусилля на секторі, що визначається моментом опору повороту керованих коліс;

F_{μ} – сила тертя поршня об стінки циліндра;

$F_{в}$ – осьова сила тиску на поршень від колового зусилля на рульовому колесі;

$F_{ж}$ – тиск рідини на поршень-рейку.

Таким чином,

$$F_{ос} = \frac{T_{сп}}{r_w u_{срп} \eta_{рп}};$$

$$F_{\mu} = F_R f = F_{ос} f tg\alpha;$$

$$F_в = \frac{2F_{рк}r_{рк}}{d_в tg\left(\beta + \rho'_к\right)};$$

$$F_ж = \frac{\pi}{4}\left(D_ц^2 - d_в^2\right)p,$$

де β – кут підйому осі гвинтового каналу;

f – коефіцієнт тертя поршня об стінки циліндра;

α – кут зачеплення зубів сектора;

$d_в$ – діаметр гвинта;

$\rho'_к$ – приведений кут тертя в нарізці гвинта.

Підставивши значення сил у вираз (54) і розв'язавши його відносно $D_ц$, отримаємо

$$D_ц \geq \sqrt{\frac{4}{\pi p}\left[\frac{T_{сп}\left(1+ ftg\alpha\right)}{r_w u_{рп}\eta_{рп}} - \frac{2F_{рк}r_{рк}}{d_в tg\left(\beta + \rho'_к\right)}\right] + d_в^2}\,.$$

Якщо силовий циліндр встановлений в рульовому приводі і діє, наприклад, на поперечну тягу (рис. 9.19), то в результаті спільної дії підсилювача (зусилля F_y) та водія (зусилля $F_{рк}$) момент на валу сошки (рис. 9.3) буде дорівнювати

$$T_c = F_y \cos\alpha m'_л l'_c / l'_{пр} + F_{рк}r_{рк}u_{рм}\eta_{рм}. \qquad (55)$$

Підставивши в (55) замість T_c його вираз з (46) і вирішивши рівняння відносно F_y, отримаємо

$$F_y = \frac{T_{сп}u_{срп}\eta_{рп} - F_{рк}r_{рк}u_{рм}\eta_{рм}}{\cos\alpha m'_л\left(l'_c / l'_{пр}\right)}.$$

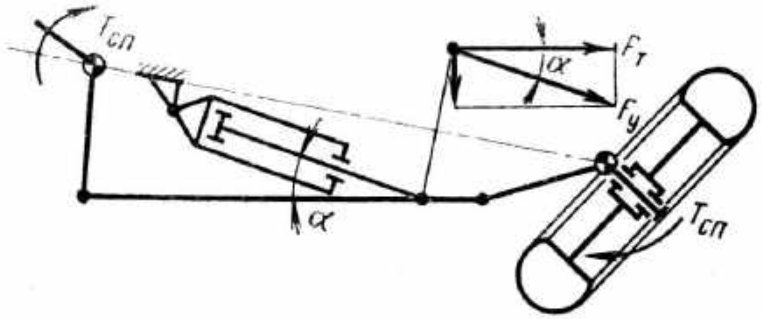


Рисунок 9.19 – Схема рульового привода з вбудованим гідропідсилювачем

Отримана сила на штоку підсилювача дає можливість визначити діаметр циліндра, якщо відомий тиск в гідросистемі.

При встановленні силового циліндра в приводі хід поршня визначають графічно по ескізній компоновці привода. При поєднанні силового циліндра з рульовим механізмом хід поршня знаходять як довжину дуги початкового кола сектора, що відповідає куту $\Omega_с$ повороту вала сошки до крайніх положень

$$S = \left(\Omega_c / 180°\right)\pi r_w .$$

Товщину стінки корпуса циліндра t розраховують з умов міцності корпусу при розтягу в поперечній σ_r та осьовій σ_z площинах і приймають найбільшу, одержану з рівнянь

$$\sigma_r = p\left[\frac{D_ц^2}{2\left(D_ц t + t^2\right)} + 1\right] \le \frac{\sigma_T}{n_T};$$

$$\sigma_z = p\left[\frac{D_ц^2}{4\left(D_ц t + t^2\right)}\right] \le \frac{\sigma_T}{n_T},$$

де p – тиск всередині циліндра;

$D_ц$ – внутрішній діаметр циліндра;

t – товщина стінки циліндра;

σ_T – межа текучості матеріалу корпуса; n_T – запас міцності (n_T =3,5÷5).

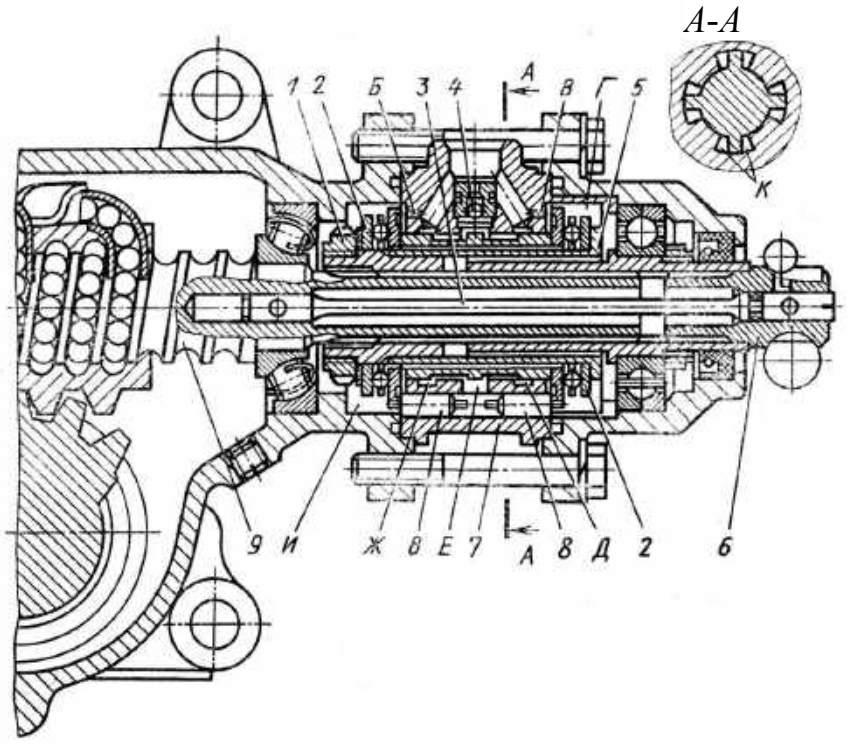
9.4.2 Розподільник

Розподільник являє собою золотниковий пристрій, що керує потоком робочої рідини і складається з плунжера та корпуса. Розподільник включає також центруючий елемент і реактивний пристрій. Для зменшення частоти вмикань при випадкових поворотах керованих коліс галузеві стандарти вимагають вбудовувати розподільник в рульовий механізм так, щоб низький зворотний ККД рульового механізму викликав труднощі при досягненні зворотних дій розподільника.

Принцип дії розподільника обумовлений тим, що повороти рульового колеса супроводжуються зміщенням плунжера золотника у ту чи іншу сторону. Тому напірна щілина золотника, яка відноситься до однієї порожнини силового циліндра, розширюється, а напірна щілина, що відноситься до другої порожнини, звужується. Одночасно зливна щілина, що відноситься до першої порожнини, звужується, а до другої – розширюється. В результаті цього утворюється різниця тиску в обох порожнинах.

У підсилювачі, вбудованому у гвинторейковий механізм (рис. 9.16), осьове переміщення плунжера забезпечується осьовим зазором Δ в опорному вузлі гвинта. Якщо гвинт встановлений на двох радіально-опорних підшипниках або використовується черв’ячно-роликовий механізм, то через відсутність можливості осьового переміщення гвинта (черв'яка) для зміщення золотника застосовують додаткову гвинтову передачу. Подібна конструкція розподільника є перспективною (рис. 9.20).

У корпусі *7* золотника є три кільцеві розточки *Д, Е, Ж*. Середня розточка *Е* з’єднана з каналом для підведення робочої рідини від помпи, а крайні – з каналами для відведення рідини в бачок. У трьох реактивних камерах корпуса вільно (з можливістю осьового переміщення) розташовані реактивні плунжери *8*.



1 – упорна гайка;
2 – упорний підшипник;
3 – торсіон;
4 – плунжер золотника;
5 – втулка;
6 – вал;
7 – корпус золотника;
8 – реактивний плунжер;
9 – гвинт.

Б і В – отвори; Г і И – порожнини; Д, Е і Ж – розточки;
К – зазори

Рисунок 9.20 – Рульовий механізм автомобілів МАЗ з вбудованим розподілювачем гідропідсилювача

Золотник *4* закріплений на втулці *5* між опорними підшипниками *2*. Втулка *5* з боку рульового механізму знаходиться в беззазорному шліцьовому з'єднанні з гвинтом *9* (з можливістю осьового переміщення), а з протилежного боку вона гвинтовим з'єднанням сполучена з валом *6*. Гвинт *9* і вал *6* зв'язані між собою одночасно шліцьовим з'єднанням з бічним зазором *К* та торсіоном *3*. Отворами *Б* і *В* корпус *7* золотника з'єднаний із зливною магістраллю.

При нейтральному положенні плунжера робоча рідина від помпи поступає до середньої розточки *Е* і через розточки *Д* і *Ж* зливається. Одночасно робоча рідина заповнює камери між реактивними плунжерами *8* і через отвори в корпусі золотника, а потім по трубопроводах поступає в порожнини силового циліндра. При повороті рульового колеса торсіон *3* закручується в межах зазора *К*, і завдяки гвинтовому з'єднанню вала *6* і втулки *5* остання зміщується в осьовому напрямі разом із золотником *4*. Торсіон *3* закручується тільки в межах зазора *К*, і далі зусилля передається лише через шліцьові з'єднання. В іншому описаний розподільник діє як конструкція, показана на рис. 9.17.

9.4.3 Центруючі і реактивні елементи розподільника

Центруючі елементи слугують для встановлення плунжера в нейтральне положення. Обумовлена цим сила F_0 відповідає початку включення підсилювача. Реактивні елементи призначені для створення у водія "відчуття дороги". В існуючих конструкціях розподільників центруючими елементами, що виконують одночасно реактивні функції, є реактивні плунжери, що розпираються пружинами і робочим тиском рідини або тільки тиском рідини.

9.5 Визначення попереднього натягу пружин та діаметра реактивних плунжерів

Момент на рульовому колесі врівноважується реактивним моментом розподільного пристрою

$$F_{рк} r_{рк} = z\left(p_n^0 + \frac{\pi d_n^2}{4} p + c\Delta s \right) \frac{d_в}{2} tg\left(\beta + \rho_к'\right), \qquad (56)$$

де p_n^0 – попередня затяжка пружини плунжера;

z – число плунжерів; c – жорсткість однієї пружини плунжера;

Δs – хід золотника;

d_n – діаметр плунжера.

Попередню затяжку пружин p_n^0 вибирають з умови забезпечення сили, при якій вмикається підсилювач, $F_{рк}^0 = 25 \div 100$Н.

На початку вмикання підсилювача $\Delta s = 0$ і $p = 0$. Тоді з рівняння (56)

$$p_n^0 = \frac{2F_{рк}^0 r_{рк}}{d_в z tg\left(\beta + \rho_к'\right)}.$$

З рівняння (56) видно, що сила на рульовому колесі пропорційна тиску p, що діє в силовому циліндрі. У той же час тиск залежить від моменту опору повороту керованих коліс, що забезпечує “відчуття дороги”.

Діаметри плунжерів вибирають так, щоб сила $F_{рк\ max}$ на рульовому колесі досягнувши повного тиску в силовому циліндрі p_{max} не перевищувала $100 \div 150$Н (більше значення вибирається для вантажних автомобілів)

$$d_n = \sqrt{\frac{4}{\pi p_{\max}} \left[\frac{2F_{рк\max} r_{рк}}{d_в tg\left(\beta + \rho_к'\right)} - p_n^0 - c\Delta s \right]}.$$

Залежності, що характеризують робочий процес підсилювача, можна зобразити графічно (рис. 9.21). Такий графік називають *робочою характеристикою підсилювача.* На стадії проектування цю характеристику будують за результатами розрахунків і оцінюють на підставі статистичних даних.

Без підсилювача момент на рульовому колесі $T_{рк}$ прямо пропорційний моменту $T_{сп}$ опору повороту керованих коліс. За наявності підсилювача до точки a підсилювач не працює, і зусилля на рульовому колесі пропорційне $T_{сп}$. В точці a вмикається в роботу підсилювач, і зусилля на рульовому колесі збільшується лише такою мірою, щоб викликати у водія “відчуття дороги”. В точці b можливості підсилювача вичерпані, і подальше подолання опору повороту здійснюється за рахунок різкого збільшення водієм зусилля на рульовому колесі.

Відповідно до характеру зміни зусилля на рульовому колесі змінюється показник ефективності Э. Спочатку він рівний одиниці, потім інтенсивно зростає. В кінці, у зв'язку з обмеженими можливостями підсилювача, Э падає.

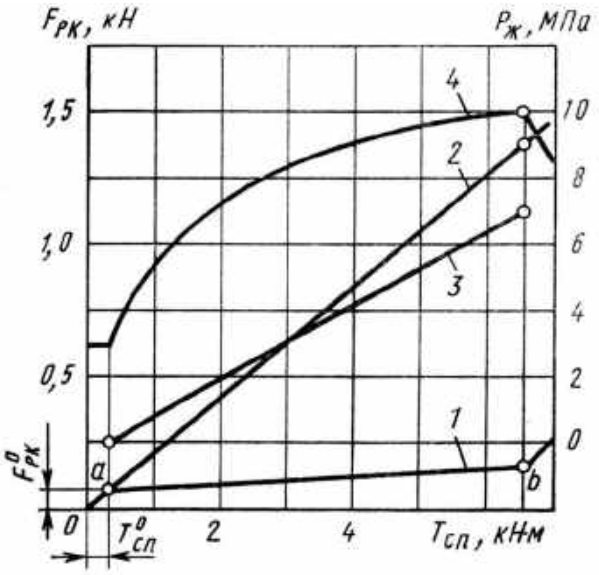


Рисунок 9.21 – Робоча характеристика гідро підсилювача автомобіля “Урал-375”:
1 – момент на рульовому колесі автомобіля з підсилювачем рульового керування; 2 – момент на рульовому колесі автомобіля без підсилювача рульового керування; 3 – зміна тиску р в робочому циліндрі; 4 – показник ефективності дії підсилювача

Продуктивність помпи, що живить гідропідсилювач, повинна бути такою, щоб силовий циліндр забезпечував поворот керованих коліс автомобіля з більшою швидкістю, ніж це може зробити водій. Інакше при швидких поворотах підсилювач створює додатковий опір. Для виконання цієї умови необхідно дотримуватись нерівності

$$Q\eta_{об}\left(1-\Delta\right)\geq\frac{\pi}{4}D_{ц}^{2}\frac{ds}{dt},$$

де Q – розрахункова продуктивність помпи;
$\eta_{об}$ - об'ємний ККД помпи, ($\eta_{об}$ = 0,75÷0,85);
Δ – коефіцієнт витоку, (Δ = 0,05÷0,1);
ds/dt – швидкість переміщення поршня робочого циліндра;
$D_ц$ – діаметр робочого циліндра.

Для підсилювача, показаного на рис. 9.17,

$$ds/dt=\pi d_{в}n_{рк}tg\beta,$$

де $n_{рк}$ – максимально можлива частота обертання рульового колеса.

Для легкових автомобілів $n_{рк}$ = 1,5÷1,7об/с, а для вантажних $n_{рк}$ = 0,5÷1,2об/с. Тоді продуктивність помпи для живлення гідро підсилювача

$$Q\geq\frac{\pi^{2}D_{ц}^{2}d_{в}n_{рк}tg\beta}{4\left(1-\Delta\right)\eta_{об}}.$$

Слід зазначити, що для привода помпи гідропідсилювача втрачається від 2 до 4% потужності основного двигуна.

9.6 Рульове керування підвищеної безпеки

Підвищення безпеки рульового керування досягається установкою спеціальних пристроїв: енергопоглинаючих чи таких, що обмежують силу удару водія (чи пасажира) об кермо. Конструктивну різнозманітність цих пристроїв можна звести до наступних чотирьох груп:

1) пристрої, що виключають переміщення рульової колонки всередину кузова – рульові вали, що складаються, з карданними шарнірами (Porsche, Fiat);

2) пристрої, що обмежують можливі осьові зусилля на рульовому валу чи рульовій колонці та осьові переміщення рульового механізму всередину кузова (телескопічне складання). Такі пристрої містять у собі елементи, що руйнуються під дією заданої осьової сили – шпонки, заклепки, що працюють на зріз, прогумовані тканини, що працюють на розрив, втулки, що випресовуються (на автомобілях ГАЗ, Volvo);

3) пристрої, що обмежують осьове зусилля і переміщення в межах значних за величиною пружних деформацій рульового вала (гофр, встановлених між рульовим валом і кермом автомобіля (Ford));

4) пристрої, що обмежують осьове зусилля з наступним поглинанням енергії удару силами тертя між рухомими (при телескопічному складанні) елементами конструкції й одночасним зменшенням переміщення керма всередину кузова (на автомобілі «Москвич»).

Пристрої першої групи вимагають кінематичної розробки. Всі інші розраховуються на осьове зусилля приблизно 7 – 9кН, яке менше гранично допустимого зусилля в 11,35кН.

У пристроях другої групи елемент, що обмежує задане осьове зусилля, розраховується на руйнування під дією цього зусилля.

9.6.1 Розрахунок з’єднувальної муфти (з еластичного матеріалу) конструкції ГАЗ

Для розрахунку з’єднувальної муфти (з еластичного матеріалу) конструкції ГАЗ скористаємось рис. 9.22.

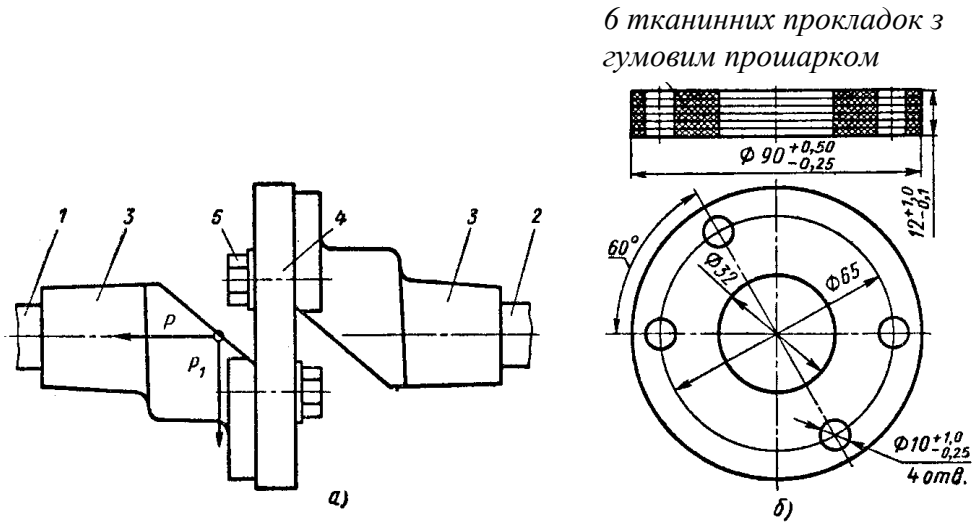


Рисунок 9.22 – З’єднувальна муфта рульового вала, що підвищує безпеку при зіткненнях, конструкції ГАЗ: а) муфта в зборі; б) еластичний елемент

Нижня *1* і верхня *2* частини рульового вала через фланці *3* зі скосами під 45° через еластичну муфту *4* з'єднані між собою чотирма шпильками *5*.

При аварійних навантаженнях на рульовий вал еластична муфта деформується, пом'якшуючи силовий вплив і дозволяючи відносні переміщення верхньої і нижньої частин рульового вала в межах пружних деформацій з'єднувальних деталей.

У випадках важких аварійних зіткнень пружний елемент муфти отримує деформації, що дозволяють дотикання скосів фланців і ковзання їх один відносно іншого аж до руйнування еластичної муфти. При цьому в області контакту скосів фланців виникнуть осьова сила P_A і радіальна сила P_R. При кутах скосів 45° відносно осі вала, якщо знехтувати силою тертя, аксіальна сила P_A дорівнює радіальній P_R. Граничне значення радіальної сили визначається міцністю матеріалу муфти в небезпечному січенні *А-А*. Пружна муфта виготовляється з прогумованої багатошарової тканини бельтинг Б-820. Згідно з ГОСТ 101 – 80 напруження розтягу для цього матеріалу

$$\sigma = \frac{P_A}{a_0 \delta k_1 k_2} 10^{-3}, \text{ МПа},$$

де P_A – розривне зусилля, кН;

a_0 – ширина січення в м;

δ – число прокладок у тканині;

k_1 – коефіцієнт неодночасності розриву прокладок;

k_2 – коефіцієнт, що враховує порушення цілісності ниток на краю небезпечного січення.

9.6.2 Приклад розрахунку з'єднувальної муфти конструкції ГАЗ

При проектуванні прийнято:

1) граничне значення осьової сили P_A = 9кН (за рекомендацією конструкторсько-експериментального відділу ГАЗ);

2) кут скосу з'єднувальної вилки 45°;

3) силами тертя на поверхнях контакту вилок нехтують;

4) розміри січення з'єднувальної муфти дані на рис.9.22, *б*, a_0 = 0,04м;

5) за ГОСТ 101 – 80 k_1 = 0,85; k_2 = 0,8; σ_B = 5,5МПа.

Визначаємо число прокладок у тканині з'єднувальної муфти

$$\delta = \frac{P_A}{a_0 k_1 k_2 \sigma_B} = \frac{9}{0,04 \cdot 0,85 \cdot 0,8 \cdot 5,5} = 6.$$

При випробуваннях даної конструкції отримана гранична сила P_A = 8,75кН.

9.6.3 Розрахунок енергопоглинаючого пристрою типу «сильфон»

Для розрахунку енергопоглинаючого пристрою типу «сильфон» скористаємось рис. 9.23.

Пристрій являє собою тонкостінну трубку з кільцевими гофрами, встановлену між рульовим валом і кермом.

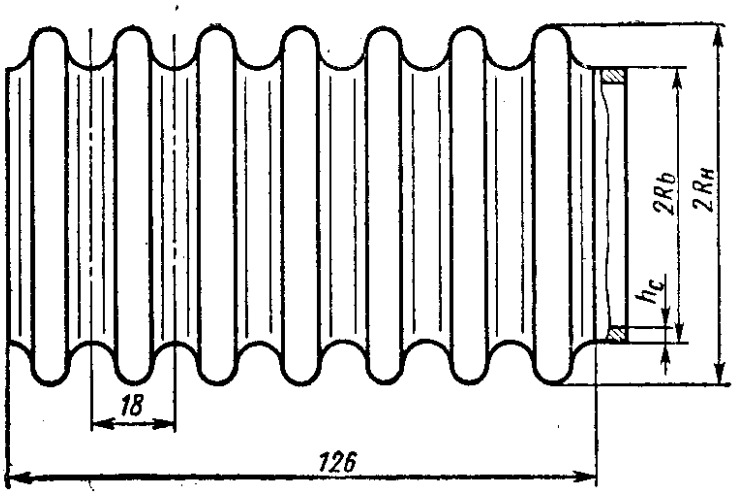


Рисунок 9.23 – Гофрований обмежувач зусилля фірми Ford

Під дією осьової сили, що виникає при аварії, сильфон деформується в осьовому напрямку до зіткнення гофрів.

Пружну характеристику сильфона можна вважати лінійною. Осьова сила, при якій сильфон стиснеться до зіткнення гофрів [7]:

$$P_A = \frac{f_a E_1 h_C \left(A_0 + B_0 \frac{h_C^2}{R_B^2} \right)}{2 n_Ч \left(1 - \mu^2 \right)},$$

де f_a – осьова пружна деформація сильфона під дією стискаючої сили;

E_1 – модуль пружності;

h_C – товщина стінки (приймається рівною товщині труби при гідравлічному видавлюванні);

A_0 – коефіцієнт, що залежить від відношення $R_З / R_B$;

B_0 – коефіцієнт, що залежить від відношення r / R_B;

$R_З$ – зовнішній радіус сильфона;

R_B – внутрішній радіус сильфона;

r – радіус заокруглення утворюючої гофри;

μ – коефіцієнт Пуассона;

$n_Ч$ – число працюючих гофрів.

9.6.4 Приклад розрахунку енергопоглинаючого пристрою типу „Сильфон” фірми „Ford”

При проектуванні прийнято: f_a = 0,042; E_1 = 1,98·10^{5}МПа (для сталі 08кп); h_C = 0,0006м; A_0 = 0,007 (при $R_З$ = 0,0375м, R_B = 0,0315м); B_0 = 52 (при r = 0,003); P_A = 8,75кН; μ = 0,3.

Визначаємо число необхідних робочих гофрів

$$n_ч = \frac{f_a E_1 h_C \left(A_0 + B_0 \frac{h_C^2}{R_B^2} \right)}{2\left(1-\mu^2\right) P_A} = \frac{0,042 \cdot 1,98 \cdot 10^5 \cdot 0,0006 \left(0,007 + 52 \frac{0,0006^2}{0,0315^2} \right)}{2\left(1-0,3^2\right) \cdot 8,75} = 8 .$$

При випробуванні отримано значення P_A = 9,0кН. Розрахунок і випробування сильфона проведені в КЕВ ГАЗ.

9.6.5 Розрахунок енергопоглинаючого пристрою конструкції АЗЛК

Для розрахунку енергопоглинаючого пристрою конструкції АЗЛК скористаємось рис. 9.24.

Конструкція має складений рульовий вал зі шліцьовим з'єднанням і рульовою колонкою, що складається з трьох частин. Верхня *1* і нижня *2* частини рульової колонки запресовуються в трубу *3*, що має по два ряди вдавлень з обох кінців. Усього вдавлень 24 (по 6 у кожному ряду).

В січеннях *А-А* зовнішня і внутрішня труби мають замкнуті контури, в січеннях *Б-Б* внутрішні труби мають прорізи на довжину близько 100мм. За даними АЗЛК, при рівних натягах сили запресовування в січеннях *Б-Б* приблизно в $7 \div 8$ разів менше сил запресовування в січеннях *А-А*. При розрахунках сили, що діють у січеннях *Б-Б*, врахуємо коефіцієнтом $\alpha_П$.

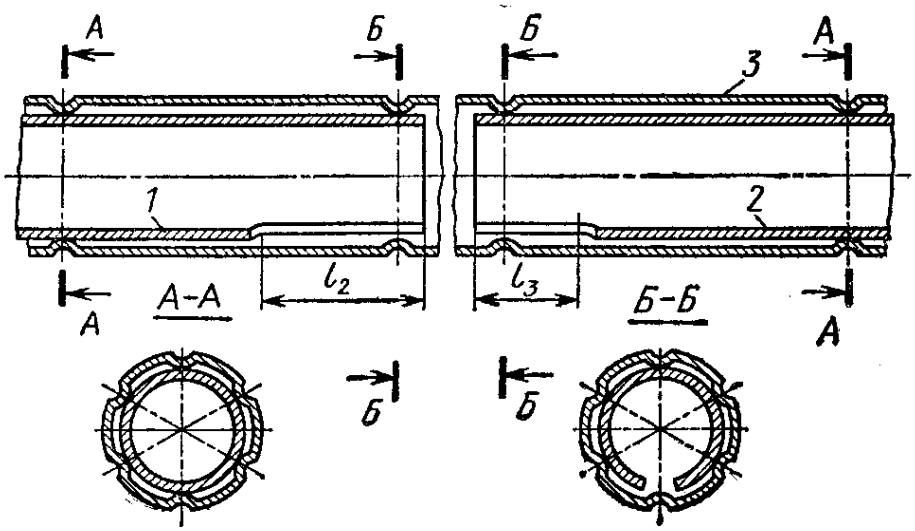


Рисунок 9.24 – Енергопоглинаючий пристрій конструкції АЗЛК

Розрахунок з'єднання зводиться до визначення величини необхідного натягу між трубами, що забезпечує задану силу запресовування

$$\Delta = \frac{m_B Q_Z}{4\pi E_1} \left(\frac{\lambda_P}{h_T} + \frac{\lambda_B}{h_T} \right), \qquad (57)$$

де m_B – число взаємно врівноважених радіальних сил або число вдавлень на трубі;

Q_Z – сили нормального тиску в точках контакту між трубами в перетині, що розраховується;

$\lambda_З$ і λ_B – коефіцієнти відповідно для зовнішньої і внутрішньої труб;

$$\lambda_З = \sqrt[4]{3\left(1-\mu^2\right)\left(\frac{R_З}{h_T}\right)^2};$$

$$\lambda_В = \sqrt[4]{3\left(1-\mu^2\right)\left(\frac{R_В}{h_T}\right)^2},$$

де μ – коефіцієнт Пуассона;

$R_З$ – середній радіус зовнішньої труби;

$R_В$ – середній радіус внутрішньої труби;

h_T – товщина стінки труби.

Рівняння (57) справедливе для $\lambda_{З,В} \le 6m_В$.

Осьове зусилля на рульовій колонці обмежується зусиллям запресовування однієї труби в іншу

$$P_А = P_{ЗАП} = \alpha_П f Q_Z,$$

де f – коефіцієнт тертя між обробленими поверхнями труб без мащення.

9.6.6 Приклад розрахунку енергопоглинаючого пристрою конструкції АЗЛК

Прийнято: $P_А = 7$кН; $R_З = 0{,}0285$м; $h_T = 0{,}0015$м; $m_В = 6$; $R_В = 0{,}025$ м; $f = 0{,}3$; $\alpha_П = 1{,}3$ (за даними випробувань АЗЛК).

Визначаємо:

$$Q_z = \frac{P_{ЗАП}}{\alpha_П f} = \frac{7}{1{,}3 \cdot 0{,}3} = 17{,}9 кН;$$

$$\lambda_З = \sqrt[4]{3\left(1-0{,}3^2\right)\left(\frac{0{,}0285}{0{,}0015}\right)^2} = 5{,}75;$$

$$\lambda_В = \sqrt[4]{3\left(1-0{,}3^2\right)\left(\frac{0{,}025}{0{,}0015}\right)^2} = 5{,}25.$$

Величина натягу між трубами в м:

$$\Delta = \frac{6 \cdot 17{,}9}{4 \cdot 3{,}14 \cdot 2{,}1 \cdot 10^5}\left(\frac{5{,}75}{0{,}0015} + \frac{5{,}25}{0{,}0015}\right) = 0{,}0003 \text{ м}.$$

Експериментальною перевіркою виконаної конструкції з наведеними даними отримано значення $P_А = 8$кН.

ТЕМА 10. НЕСУЧІ СИСТЕМИ

10.1 Загальні відомості
10.2 Рами
10.3 Кузови
10.4 Кабіни і платформи вантажних автомобілів
10.5 Вібрація і шум

10.1 Загальні відомості

Рама разом з закріпленим на ній кузовом утворює несучу систему автомобіля.

Рама служить основою, на якій закріплені двигун, агрегати трансмісії, системи керування, ходова частина і кузов автомобіля. Вона повинна бути достатньо жорсткою, щоб під дією інерційних і реактивних навантажень відносне розташування закріплених на ній механізмів залишалося незмінним, а деформації кузова були мінімальними.

Призначення кузова – захист водія, пасажирів і багажу або вантажу, що перевозиться, від дії зовнішніх чинників, забезпечення збереження вантажу при його перевезенні, комфортабельності для водія і пасажирів, захист їх при дорожньо-транспортних пригодах.

Кузов вантажного автомобіля складається з кабіни і окремої платформи для вантажу. Замість універсальної платформи застосовують також спеціалізовані кузови – фургон, цистерну тощо.

10.1.1 Несуча система

Кузови, головним чином легкових автомобілів і автобусів через їх відносно великі розміри по висоті і ширині, володіють значною згинальною і крутильною жорсткістю, що впливає на загальну жорсткість автомобіля.

Рама разом з закріпленим на ній кузовом утворює несучу систему автомобіля. Залежно від власної жорсткості кузова і податливості з'єднання його з рамою несуча система може являти собою раму; раму і кузов, сполучені між собою через пружні прокладки; раму і кузов, жорстко зв'язані між собою без пружних прокладок або з’єднані зваркою; несучий кузов (за відсутності рами як такої) (рис. 10.1).

Частка жорсткості кузова в загальній жорсткості автомобіля змінюється від 0 до 100 %; для легкових автомобілів вона складає $30 \div 65\%$. Прикладом несучої системи, при якій загальна жорсткість автомобіля визначається тільки жорсткістю рами, можуть служити вантажні автомобілі, обладнані платформою, що перекидається, і відкидною кабіною, в яких з'єднання платформи і кабіни з рамою не може бути достатньо жорстким, а кабіна має відносно невелику довжину.

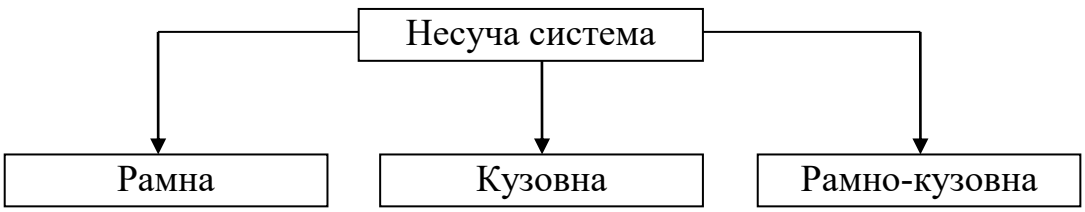


Рисунок – 10.1 – Типи несучих систем

Несучий кузов за відсутності рами як такої забезпечує мінімальну масу легкового автомобіля або автобуса. Проте при роздільному виконанні рами і кузова створюється можливість отримати ряд переваг: понизити рівень внутрішнього шуму введенням пружних подушок в місцях кріплення кузова і рами; створювати на базі одного шасі автомобілі з різними типами кузовів та розділити і спростити процес складання автомобіля.

Несучі кузови набули поширення на легкових автомобілях з колісною базою менше 2600÷2800мм і сухою масою менше 1350÷1450кг. Несуча система легкового автомобіля повинна бути достатньо жорсткою для того, щоб виключити можливість: руйнування вітрового скла і скла заднього вікна від перекосу при односторонньому підйомі передньої або задньої частини автомобіля домкратом; заклинювання дверей і кришки багажника при згаданих вище перекосах; ослаблення з'єднань і появи скрипів.

Аналогічними міркуваннями керуються при створенні кабін вантажних автомобілів. Внаслідок низької крутильної жорсткості рам вантажних автомобілів кабіну виконують достатньо жорсткою, а з'єднання її з рамою – податливим.

Вимоги, що ставляться до несучих систем. Несуча система сприймає всі навантаження, що діють на автомобіль в умовах експлуатації: навантаження від ваги вантажу, пасажирів, агрегатів і механізмів; сили, що виникають при коливаннях, розгоні, гальмуванні і повороті автомобіля.

До несучої системи автомобіля ставляться такі вимоги:

• довговічність, відповідає терміну служби автомобіля;

• жорсткість, що виключає порушення умов роботи агрегатів і механізмів в будь-яких умовах експлуатації;

• зручність монтажу систем, агрегатів і механізмів, низьке положення центра ваги й мала вантажна висота автомобіля, значний хід підвіски і великі кути повороту керованих коліс автомобіля.

10.1.2 Навантаження, що діють на несучу систему

Навантаження, що передаються при повільному русі автомобіля до його несучої системи через передню і задню підвіски, складаються з на-вантажень для нерухомого автомобіля, що стоїть на горизонтальній рівній ділянці дороги, і додаткових навантажень, що виникають при наїзді одного з коліс на нерівності дороги.

Якщо центр ваги автомобіля лежить в площині симетрії (рис.10.2, *а*), то навантаження на колеса правої і лівої сторін будуть однаковими:

$$R_{пп} = R_{пл} = 0{,}5 m_a g \left(b / L \right);$$
$$R_{зп} = R_{зл} = 0{,}5 m_a g \left(a / L \right),$$

де m_a – маса автомобіля;

a і $б$ – відстані від центра ваги автомобіля відповідно до осей передніх і задніх коліс;

L – база автомобіля.

При цьому несуча система навантажуватиметься симетричними зусиллями, що викликають її згин.

Коли одне з коліс, наприклад переднє ліве, підніметься відносно інших при наїзді на нерівність дороги, то воно отримає додаткове навантаження, а навантаження на протилежне йому праве колесо відповідно зменшиться. При цьому від навантаження, яке діє на колеса автомобіля, що стоїть на рівній горизонтальній ділянці дороги, виникатиме крутний момент відносно

поздовжньої осі. Він врівноважується моментом від навантаження, що діє на задні колеса.

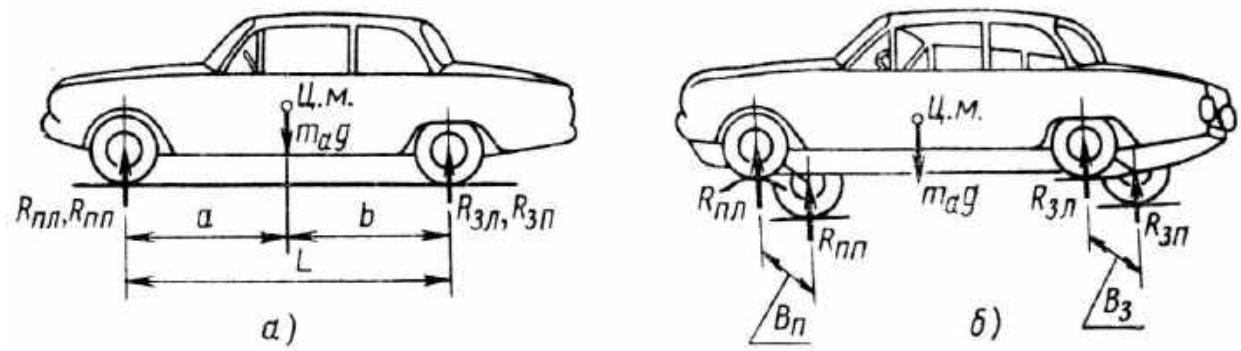


Рисунок 10.2 – Схема для визначення навантажень, що діють на несучу систему автомобіля

а – на рівній горизонтальній дорозі;
б – при наїзді одного колеса на нерівність дороги

Якщо прийняти несучу систему абсолютно жорсткою, то випадку відриву колеса від поверхні дороги відповідатиме висота нерівності

$$h_0 = f_{шп} + f_{рп}\frac{B_п}{S_п} + B_п\left(\frac{f_{шз}}{B_з} + \frac{f_{рз}}{S_з}\right),$$

де $f_{шп}$, $f_{шз}$ – прогин шин відповідно передніх і задніх коліс;

$f_{рп}$, $f_{рз}$ – прогин ресор відповідно передньої і задньої підвісок;

$B_п$, $B_а$ – колія коліс відповідно передніх і задніх;

$S_п$, $S_а$, – колія ресор відповідно переднього і заднього мостів.

Якщо несуча система не є абсолютно жорсткою і закручується на довжині бази на кут φ, то висота нерівності

$$h_0 = f_{шп} + f_{рп}\frac{B_п}{S_п} + B_п\left(\frac{f_{шз}}{B_з} + \frac{f_{рз}}{S_з} + \varphi\right).$$

Якщо замінити в цьому виразі значення деформацій на жорсткості і відповідні силові фактори $f_ш = R / c_ш$, $f_р = RB/\left(c_р S\right)$, $\varphi = RB/\left(c_\varphi 2\right)$, ($c_\varphi$ – кутова жорсткість несучої системи), то отримаємо

$$h_0 = R\left[\frac{1}{c_{шп}} + \frac{1}{c_{рп}}\frac{B_п^2}{S_п^2} + B_п\left(\frac{1}{c_{шз}B_з} + \frac{B_з}{c_{рз}S_3^2} + \frac{B_п}{2c_\varphi}\right)\right]. \qquad (58)$$

Якщо h_0, розраховане за формулою (58), буде менше або рівно деякому значенню h' нерівності, що залежить від якості та стану дороги, то крутний момент в несучій системі

$$T = 0{,}5RB,$$

де R і B – відповідно навантаження, що припадає на менш навантажений з мостів, і значення колії цього моста.

Якщо ж h_0 буде більше h', то не відбуватиметься відриву колеса від дороги, і крутний момент в несучій системі

$$T = 0,5RBh' / h_0 .$$

Висоту нерівності h при розрахунках варто приймати для легкових автомобілів рівною ±20см, а для вантажних ± 30см.

Для автомобілів з жорсткою при крученні несучою системою при м'яких підвісці і шинах (легкові автомобілі і автобуси) відношення $B_n / \left(2c_\varphi\right)$ у рівнянні (58) надзвичайно мале, і вплив нерівностей дороги в основному компенсується за рахунок деформації шин і підвіски. При цьому може мати місце випадок, коли $T = 0,5RB$. У випадку податливої при крученні несучої системи при відносно жорсткій підвісці (вантажні автомобілі) відношення $B_n / \left(2c_\varphi\right)$ у багато разів більше, і нерівності дороги в основному компенсуються за рахунок податливості несучої системи. При цьому випадок, коли $T = 0,5RB$ зазвичай не може мати місця.

На основі викладеного розрізняють два принципово відмінних типи несучих систем: жорстких і податливих при крученні.

Для найбільш розповсюдженого випадку, коли навантаження на передній міст менше, ніж на задній, і переднє ліве колесо буде піднято нерівністю дороги, навантаження на колеса при жорсткій при крученні несучій системі ($T = 0,5RB$) складуть:

$$R_{пп} = 0;$$

$$R_{пл} = m_a g \frac{b}{L};$$

$$R_{зп} = \frac{m_a}{2L} g \left(a + b \frac{B_n}{B_з} \right);$$

$$R_{зл} = \frac{m_a}{2L} g \left(a - b \frac{B_n}{B_з} \right),$$

а при податливій при крученні несучій системі $\left(T = 0,5RB\left(h' / h_0\right)\right)$:

$$R_{пп} = \frac{m_a}{2} g \frac{b}{L} \left(1 - \frac{h'}{h_0} \right);$$

$$R_{пл} = \frac{m_a}{2} g \frac{b}{L} \left(1 + \frac{h'}{h_0} \right);$$

$$R_{зп} = \frac{m_a}{2} g \frac{1}{L} \left(a + b \frac{B_n}{B_з} \frac{h'}{h_0} \right);$$

$$R_{зл} = \frac{m_a}{2} g \frac{1}{L} \left(a - b \frac{B_n}{B_з} \frac{h'}{h_0} \right).$$

Під час руху автомобіля по нерівній дорозі, в результаті динамічної дії, навантаження на колеса збільшуються, проте ділянки поганої дороги і високі нерівності водій переїздить з низькою швидкістю. Тому вертикальні прискорення підресореної частини автомобіля в найнесприятливіших умовах не перевищують $2{,}5g$, а закручуючий момент для автомобіля повної маси рівний $m_a g b B_n / 2L$.

Виведені вище співвідношення для залежних підвісок можуть застосовуватись і для незалежних підвісок, якщо замість колії ресор S використовувати колію B і відповідно перераховані значення жорсткості c_p пружних елементів.

10.1.3 Крутильна і згинальна жорсткості несучої системи

Здатність несучої системи чинити опір робочим навантаженням, що діють на неї, характеризується при згині значенням максимального прогину, а при крученні – кутом закручування на довжині бази. Проте отримані в результаті розрахунку або випробування на стенді максимальний прогин і кут закручування на довжині бази не можуть бути використані для порівняння даної несучої системи з несучими системами автомобілів, які мають іншу базу і інше номінальне навантаження. Тому введені поняття крутильної і згинальної жорсткостей і питомих жорсткостей.

Крутильна жорсткість являє собою крутний момент, необхідний для закручування системи на одиничний кут на довжині бази автомобіля, або відношення крутного моменту до отриманого кута закручування на довжині бази. Одиниця вимірювання крутильної жорсткості Нм/°.

Згинальна жорсткість являє собою навантаження, необхідне для згину системи і отримання одиничної стріли прогину, або відношення навантаження до викликаного максимального прогину. Одиниця вимірювання згинальної жорсткості Н/мм.

Питома крутильна жорсткість відповідає значенню $GJ_к$ для закручуваного стержня і являє собою крутний момент, необхідний для закручування ділянки системи одиничної довжини на одиничний кут, або відношення крутного моменту до отриманого кута закручування на довжині бази автомобіля, помноженого на базу. Одиниця вимірювання питомої крутильної жорсткості $Нм^2/°$.

Питома згинальна жорсткість відповідає значенню EJ для балки і являє собою навантаження, необхідне для згину ділянки системи одиничної довжини для отримання одиничної стріли прогину, або відношення навантаження до отриманого максимального прогину, помноженого на базу в третьому степені (прогин балки прямо пропорційний третьому степеню довжини прольоту). Одиниця вимірювання питомої згинальної жорсткості $Нм^3/мм$.

При створенні несучої системи прагнуть забезпечити необхідний ступінь жорсткості (або податливості) і термін служби, не менший терміну служби автомобіля в цілому при мінімальній масі системи.

10.2 Рами

10.2.1 Конструкція рам легкових автомобілів

У зв'язку з тенденцією зменшення висоти легкових автомобілів застосовують переважно периферійні і Х-подібні рами, що дозволяють опустити рівень підлоги нижче верхньої площини рами у всіх необхідних місцях. У разі використання драбиноподібних рам для пониження рівня підлоги висоту січення їх лонжеронів в необхідних місцях зменшують за рахунок збільшення ширини.

Периферійна рама зображена на рис. 10.3, *а*. На вигляді зверху в середній частині вона розширена, а по кінцях звужена; відстань спереду між лонжеронами визначається колією і максимальним кутом повороту передніх коліс, а ззаду – колією задніх коліс. Лонжерони сполучені декількома поперечинами. Передні „плечі" лонжеронів розміщуються попереду похилої частини підлоги, в зоні перегородки моторного відсіку, а задні – під підставкою заднього сидіння. „Плечі" можуть бути виконані як окремі деталі, сполучені зваркою з передніми, середніми і задніми частинами лонжеронів, або можуть бути відштамповані разом з лонжеронами.

На вигляді збоку периферійна рама, як і інші типи рам легкових автомобілів, має вигини в зонах передніх і задніх коліс для забезпечення переміщення нижніх важелів передньої і задньої незалежних підвісок або нерозрізної балки заднього моста. При застосуванні периферійної рами ширина і висота тунелю для карданного вала і труб системи випуску газів мінімальні, проте ширина порогів більша, ніж при використанні рам інших типів.

Х-подібна рама (рис. 10.3, *б*) являє собою коротку трубу, що лежить в площині симетрії автомобіля і переходить спереду і ззаду у вилки, які служать спереду для розташування силового агрегату, а ззаду – заднього моста.

Карданний вал проходить всередині трубчастої частини рами. Кінці передньої і задньої вилок сполучені декількома поперечинами, що використовуються для установки передньої і задньої підвісок.

Трубчаста частина рами розташована в зоні ніг пасажирів, що сидять на задньому сидінні і не перешкоджає пониженню рівня підлоги по сторонах від неї.

При Х-подібній рамі ширина і висота тунелю великі, а ширина виступаючих порогів відносно невелика, хоча з міркувань безпеки у разі дорожньо-транспортних пригод вимагається забезпечення певної жорсткості і міцності порогів.

Драбиноподібна рама (рис. 10.3, *в*) складається з двох паралельних лонжеронів, сполучених між собою декількома поперечинами. Для зменшення висоти підлоги в необхідних місцях висоту лонжеронів і поперечини зменшують шляхом збільшення ширини. При драбиноподібній рамі висота рівня підлоги над поверхнею дороги не буде мінімальною, тунель має дуже невелику висоту і ширину, а виступаючі пороги можуть бути відсутніми.

Для порівняння на рис. 10.4 зображено січення по основах кузовів для трьох типів розглянутих рам. Власна маса рам всіх трьох типів приблизно однакова, якщо розглядати їх разом з кронштейнами кріплення кузова.

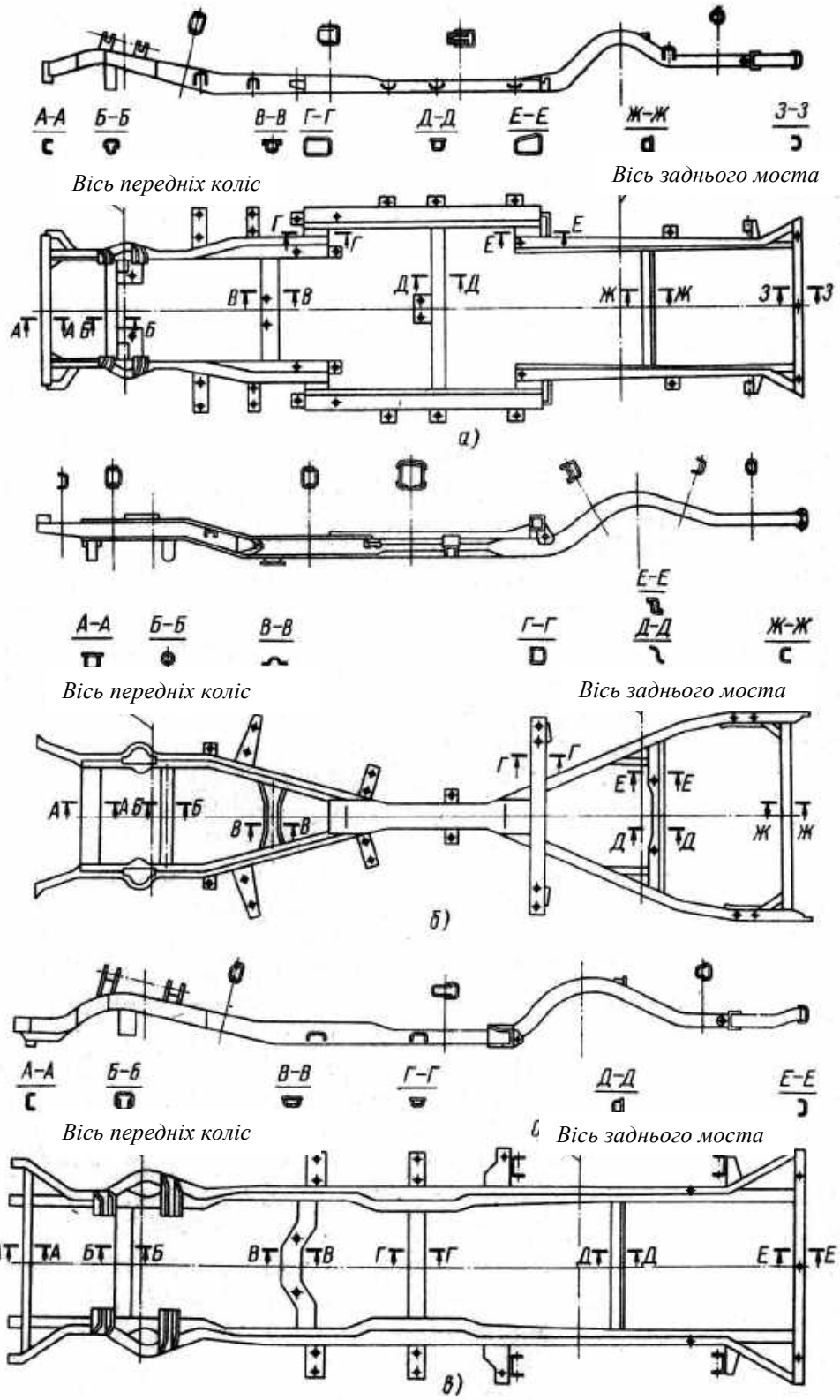


Рисунок 10.3 – Рами легкових автомобілів
а – периферійна; б – Х-подібна; в – драбиноподібна

Незалежно від типу рами принаймні дві поперечини виконують з великою крутильною жорсткістю (одну, розташовану приблизно в площині осі передніх коліс, а іншу – в площині осі задніх коліс). Для отримання необхідної крутильної жорсткості основні несучі елементи рам (лонжерони, поперечини з великою крутильною жорсткістю і „плечі") мають закриті січення і

складаються з двох штамповок коритоподібного профілю, вставлених одна в іншу з роз'ємом у вертикальній площині і з’єднаних дуговою зваркою.

Елементи рам, не призначені для передачі крутного моменту (поперечина, призначена для кріплення силового агрегату, кінці лонжеронів за основними поперечинами тощо) являють собою штамповки відкритого коритоподібного профілю.

При застосуванні закритих січень несучі елементи з’єднують дуговою зваркою.

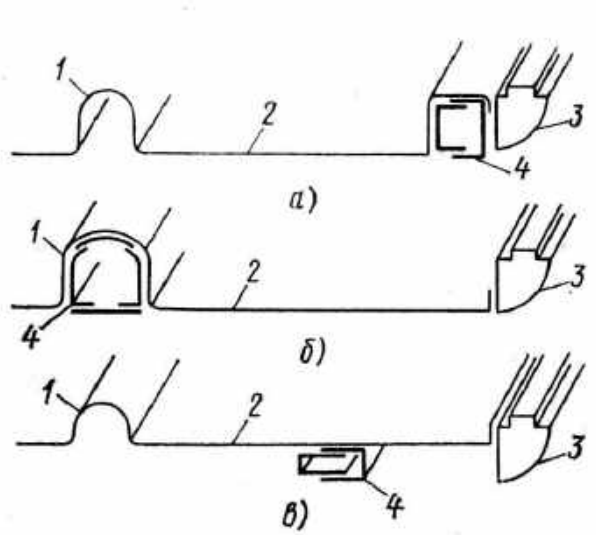


Рисунок 10.4 – Січення основи кузова при рамах різного типу
а – периферійна; б – Х-подібна; в – драбиноподібна;
1 – тунель; 2 – підлога; 3 – поріг; 4 – лонжерон рами

10.2.2 Конструкція рам вантажних автомобілів

На вантажних автомобілях майже виключно застосовують рами драбиноподібного типу (рис. 10.5), що складаються з паралельно розташованих штампованих лонжеронів відкритого коритоподібного профілю з повернутими всередину полицями і поперечин, що їх з’єднують.

Січення лонжерона має найбільшу в середній частині рами. Висота і ширина полиць зменшуються в передньому і задньому кінцях рами відповідно до епюри згинальних моментів. При цьому верхня полиця лонжерона на вигляді збоку зазвичай виконується рівною по всій його довжині, іноді з місцевими звуженням в необхідних місцях. Ширину рами по можливості роблять постійною по всій довжині. З практичних міркувань вона приймається рівною 865^{+18} мм. Уніфікація рам по ширині дозволяє забезпечити взаємозамінність передніх і задніх мостів, поперечин, кабін тощо. Крім того, при постійній ширині рами спрощується штампування лонжеронів і в них не виникає додаткових крутних моментів. В особливих випадках, щоб не вийти за межі встановленої для автомобілів габаритної ширини (2,5м), ширину рами в передній або задній її частині іноді доводиться робити меншою вказаної вище величини.

Разом з штампованими з листа лонжеронами на вантажних автомобілях особливо великої вантажопідйомності в якості лонжеронів, виходячи з технологічних і економічних міркувань застосовують прокатні профілі – швелери. Маса таких лонжеронів більша, ніж у лонжеронів, штампованих з

листового матеріалу, але механічні якості матеріалу катаного профілю дещо вищі, ніж листового.

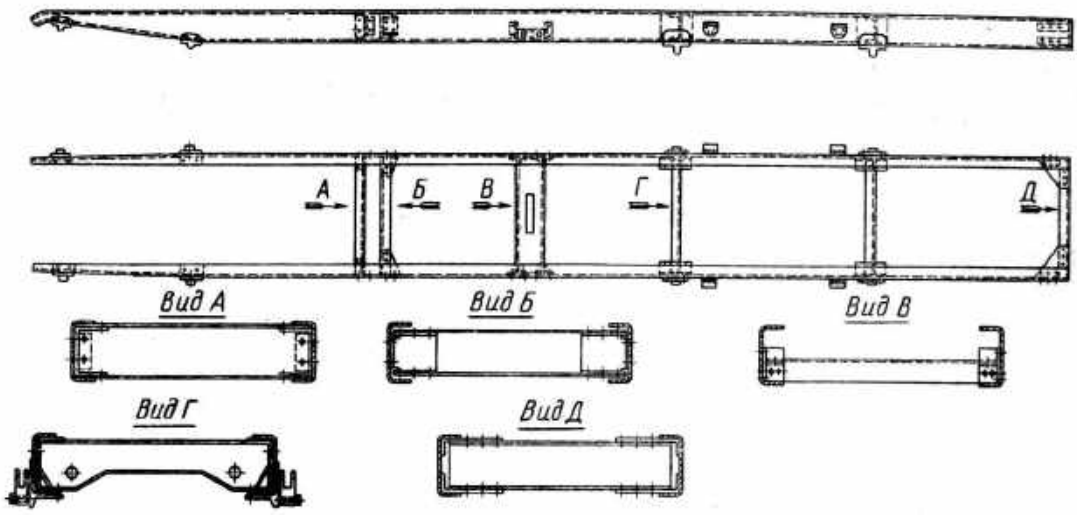


Рисунок 10.5 – Драбиноподібна рама вантажного автомобіля

Положення поперечин по довжині рами залежить від розташування агрегатів шасі, кабіни, платформи тощо. Переважно застосовуються податливі при крученні поперечини відкритого профілю, виготовлені методом штампування з листового матеріалу. В деяких випадках для забезпечення мінімально необхідної жорсткості рами при кручення застосовують поперечини закритого профілю, зазвичай з круглих труб. Січення поперечин визначається як діючими на них навантаженнями, так і зручністю кріплення розташованих на них агрегатів.

Для підвищення жорсткості рами при діагональних деформаціях в горизонтальній площині місця приєднання поперечин до лонжеронів посилюються косинками або розкосами.

У рамах вантажних автомобілів поперечини зазвичай приєднують до лонжеронів за допомогою заклепок (рис. 10.6). Заклепкові з'єднання достатньо податливі і сприяють вирівнюванню напружень, що має велике значення для податливих при крученні несучих систем.

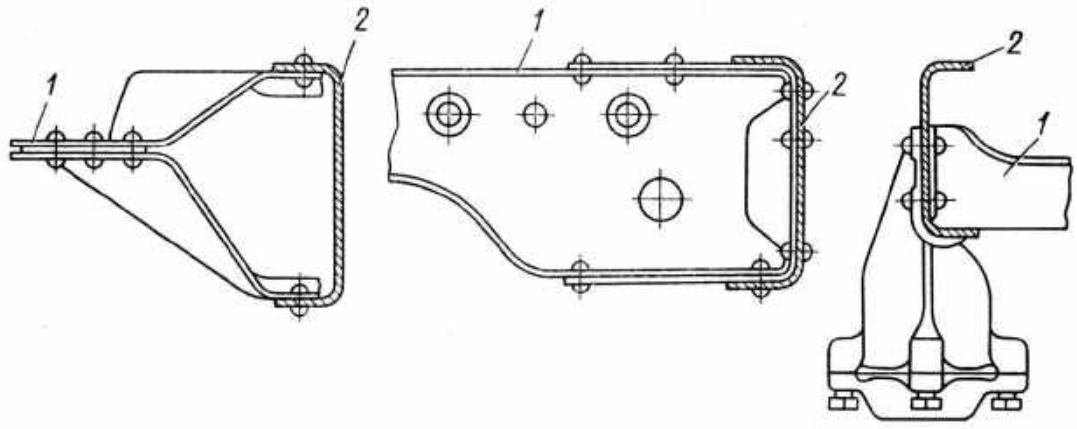


Рисунок 10.6 – Приклади заклепкових з’єднань поперечин різного січення з лонжеронами:

1 – поперечина; 2 – лонжерон

10.2.3 Матеріали для виготовлення рам

Матеріал для виготовлення рам легкових і вантажних автомобілів повинен мати невеликий вміст дефіцитних легуючих матеріалів, достатньо високу межу текучості і витривалості, низьку чутливість до концентраторів напружень, добре штампуватися в холодному стані, зварюватись (для клепаних рам це має значення при виконанні ремонтних операцій). Таким вимогам відповідають мало - і средньовуглецеві низколеговані сталі.

Для виготовлення рам легкових автомобілів використовують вуглецеву конструкційну сталь 20 (окрім найбільш складних поперечини і кронштейнів, для яких використовують сталь 08 для глибокої витяжки). Лонжерони і поперечини виготовляють з листового матеріалу товщиною $3{,}0 \div 4{,}0$мм.

Для виготовлення рам вантажних автомобілів використовують мало - і средньовуглецеві і низколеговані сталі 25, 30Т, 15ГЮТ і т.д., при необхідності із спеціальною термообробкою, що дозволяє сприймати великі напруження в елементах рами і тим самим дає можливість зменшити її масу. Наприклад, стосовно сталі 30Т, нормалізація підвищує тимчасовий опір розриву від 450МПа (НВ 156) до $480 \div 620$МПа (НВ 170), тобто на $6{,}5 \div 38\%$. Лонжерони виготовляють з листового матеріалу завтовшки $5 \div 9$мм залежно від вантажопідйомності автомобіля.

10.2.4 Задачі розрахунку рам при жорсткій і податливій при крученні несучій системі

Для легкових автомобілів з жорсткою при крученні несучою системою завдання розрахунку полягає в наступному:

1. у визначенні прогинів рами під дією номінального навантаження (симетричне навантаження). При цьому прогини не повинні перевищувати значень, що забезпечують збереження і справну дію частин кузова, і встановлені при стендових випробуваннях рами випробуваного в експлуатації автомобіля-прототипу;

2. в обчисленні кутів закручування рами при певному значенні крутного моменту, що діє на ділянці між поперечними площинами осей передніх і задніх коліс (кососиметричне навантаження). Кути закручування не повинні перевищувати значень, що забезпечують збереження і справну дію частин кузова, і встановлені при стендових випробуваннях рами автомобіля-прототипу.

Вибір в якості розрахункового навантаження сили ваги пасажирів, а не сили ваги кузова в зборі і корисного навантаження пояснюється тим, що деформації несучої системи від сили ваги власне кузова можуть бути враховані і компенсовані при виготовленні кузова і встановленні його на раму, тому необхідні зазори в прорізах дверей і вікон визначають тільки силою ваги пасажирів. Оскільки залежність між деформаціями і крутним моментом лінійна, то значення розрахункового навантаження неістотне. Проте несучі системи легкових автомобілів більшого і вищого класів прийнято випробовувати при крутному моменті 3кНм, що забезпечує достатню точність результатів і попереджує можливість перевищення межі пружності і спотворення кінцевих результатів.

Для вантажних автомобілів з податливою при крученні несучою системою завдання розрахунку полягає в наступному:

1. У визначенні напружень, які виникатимуть в елементах рами при русі автомобіля з повним навантаженням по рівній дорозі з дрібними нерівностями (симетричне навантаження) та досить високою швидкістю, коли потрібно враховувати динамічну дію навантажень;

2. В обчисленні напружень, які виникатимуть в елементах рами при низькій швидкості руху автомобіля з повним навантаженням, коли одне колесо менш навантаженого моста перекочується через нерівність заввишки 30см (кососиметричне навантаження).

Для того, щоб не тільки оцінити загальну податливість рами і діючі в ній напруження, але і виявити небезпечні місця різкої зміни деформацій і напружень та темп їх зміни по довжині рами, значення прогинів, кутів закручування і напружень слід розраховувати для ряду поперечних площин, що проходять через характерні точки (місця приєднання поперечини, зміни висоти або ширини січення лонжерона, прикладання навантажень тощо). Результати розрахунку доцільно подавати у вигляді епюр прогинів, кутів закручування і напружень по довжині рами.

Для розрахунку раму приймають плоскою, лонжерони і поперечини замінюються стержнями. Кути в з'єднаннях рами приймають жорсткими. Вважають, що стержні, які замінюють елементи рами, мають постійні моменти інерції на всій довжині між вузлами (чи характерними точками), для чого попередньо знайдені значення моментів інерції відповідним чином усереднюють.

Розрахунок на симетричне навантаження (згин) простої драбиноподібної рами полягає у визначенні прогинів і напружень в лонжеронах, що розглядаються як елементарні балки.

При розрахунку на кососимметричені навантаження (кручення) рама, що складається з двох лонжеронів, зв'язаних декількома поперечинами, буде являти собою статично невизначну систему. Силові фактори, що діють в елементах статично невизначної системи (і кути закручування), можуть бути визначені різними методами, що викладаються в курсах опору матеріалів, які пов'язані з громіздкими і трудомісткими обчисленнями. Проте при деяких припущеннях розрахунок може бути значно спрощений. Якщо припустити, що деформації згину в елементах рами малі в порівнянні з деформаціями кручення, то можна скористатися наступним наближеним методом.

На рис. 10.7 зображена схема драбиноподібної рами, навантаженої силами *R*, прикладеними в площинах осей передніх і задніх коліс.

Як випливає з схеми, значення кута закручування всіх поперечин однакове. Крім того, відношення кута закручування до одиниці довжини для поперечини і лонжеронів також однакове. Тому крутні моменти в окремих елементах рами пропорційні їх жорсткості при крученні, тобто

$$T_I : T_{II} : ... T_V : T_1 : T_2 : ... : T_4 = J_{кI} : J_{кII} : ... : J_{кV} : J_{к1} : J_{к2} : ... J_{к4}, \qquad (59)$$

де T_{II} T_I – крутні моменти в поперечинах *I, II*...;

$J_{кI}, J_{кII}$ – момент інерції при крученні січення поперечин *I, II* ...;

T_1, T_2 – крутний момент в лонжероні, що діє між поперечинами *I*, і *II*, *II* і *III* ...;

$J_{к1}, J_{к2}$ – момент інерції при крученні січення лонжерона між поперечинами *I* і *II*, *II* і *III* ... .

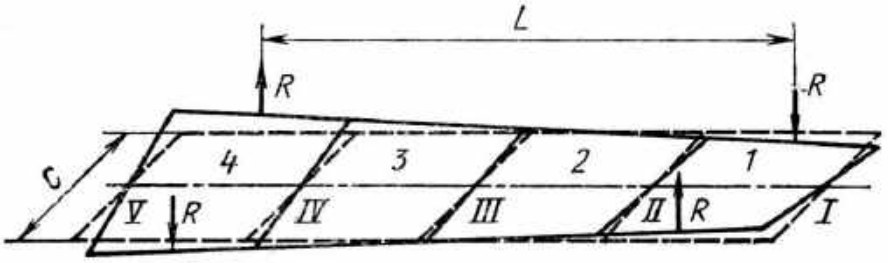


Рисунок 10.7 – Схеми деформації рами під дією сил, прикладених в площинах осей передніх і задніх коліс при кососиметричному навантаженні:
I – V – поперечини; 1 – 5 – ділянки лонжеронів

Якщо розітнути раму по площині симетрії (рис. 10.8), то вплив ближньої відкинутої частини може бути показаний крутними моментами, і поперечними силами, що діють в площині січення.

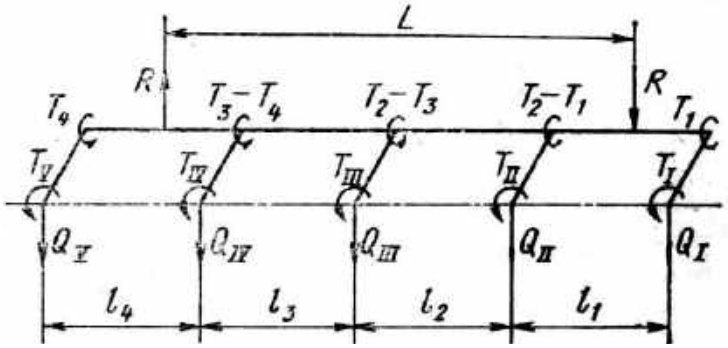


Рисунок 10.8 – Силові фактори діючі в рамі при кососиметричному навантаженні

Складемо рівняння рівноваги моментів зовнішніх сил відносно крайньої правої поперечини *I*

$$RL-\left(T_I+T_{II}+T_{III}+T_{IV}+T_V\right)+Q_{II}l_1-Q_{III}\left(l_1+l_2\right)-Q_{IV}\left(l_1+l_2+l_3\right)-$$
$$-Q_V\left(l_1+l_2+l_3+l_4\right)=0$$

Виразимо всі силові фактори через T_1 – крутний момент, в поперечині *I*. На підставі залежності (59) можна написати

$$\left.\begin{aligned}
&T_{II}=T_I\frac{J_{кII}}{J_{кI}};\quad T_{III}=T_I\frac{J_{кIII}}{J_{кI}};...\\
&T_1=T_I\frac{J_{к1}}{J_{кI}};\qquad T_2=T_I\frac{J_{к2}}{J_{кI}};...\\
&Q_I=\frac{2T_1}{c}=\frac{2T_I}{c}\frac{J_{к1}}{J_{кI}};\\
&Q_{II}=\frac{2\left(T_2-T_1\right)}{c}=\frac{2T_I}{cJ_{кI}}\left(J_{к2}-J_{к1}\right);...
\end{aligned}\right\}\qquad(10)$$

Звідси отримуємо

$$T_I = \frac{RLJ_{кI}}{\sum_{n=I}^{n=V} J_{кп} + \frac{2}{c}\sum_{m=1}^{m=4}\left(J_{кm} l_m\right)}, \qquad (60)$$

де n – число поперечин;

m – число ділянок між поперечинами.

Таким чином, знаючи значення моментів інерції при крученні, можна розрахувати крутний момент T_I в поперечині I, а потім, використовуючи залежності (60), знайти крутні моменти в інших елементах рами.

При розрахунку на згин рами податливої при крученні, силу тяжіння агрегатів, що мають декілька точок опори, розподіляють по цих опорах з врахуванням їх розташування відносно центра маси агрегату. Силу ваги платформи з номінальним по величині вантажем приймають рівномірно розподіленою по довжині платформи і такою, що передається на раму у вигляді зосереджених в місцях розташування поперечин основи платформи сил. Силу ваги самої рами разом з приєднаними до неї кронштейнами враховують при розрахунку. Раму розділяють на окремі ділянки, для яких осьовий момент інерції січення лонжерона може бути прийнятий постійним.

10.3 Кузови

10.3.1 Конструкція кузовів легкових автомобілів

Кузов легкового автомобіля виконує дві функції: утворює закритий простір для розташування водія, пасажирів та багажу і цілком або частково, за наявності рами, виконує функції несучої системи автомобіля.

Кузов легкового автомобіля служить для розміщення водія, пасажирів, багажу і захисту їх від зовнішніх впливів (дощ, пил, вітер, сніг, удари при зіткненнях з іншими автомобілями, нерухомими перешкодами тощо).

На легкових автомобілях застосовуються різні типи кузовів (рис. 10.9, 10.10). Тип кузова легкового автомобіля визначається його нагруженістю, числом складових обсягів і конструктивним виконанням (рис. 10.11).

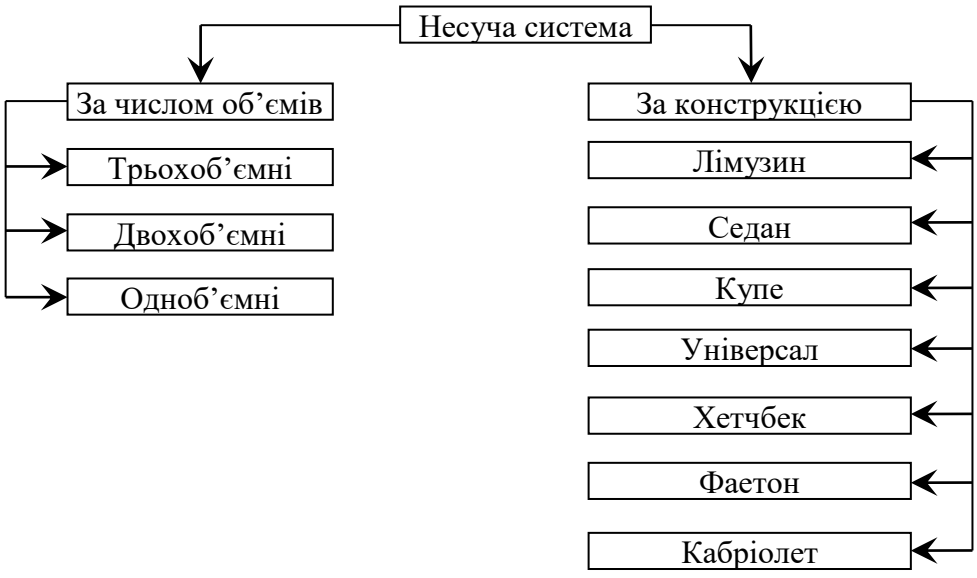


Рисунок 10.9 – Типи кузовів легкових автомобілів

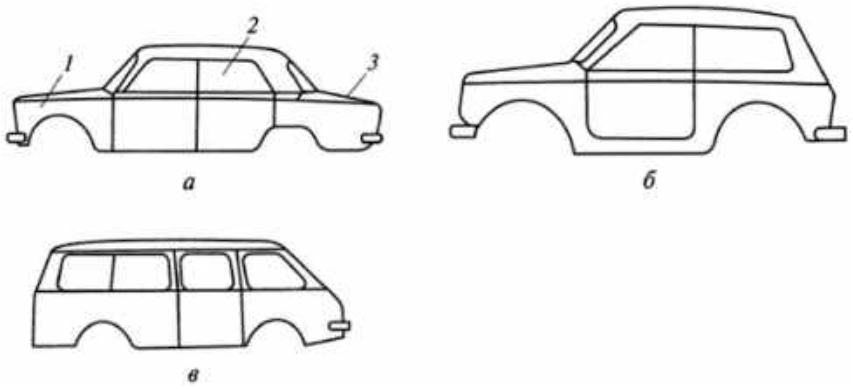


Рисунок 10.10 – Кузова легкових автомобілів:
а - трьохоб'ємний; б - двохоб'ємний; в - одноб'ємний; 1 - відділення двигуна; 2 - пасажирський салон; 3 - багажне відділення

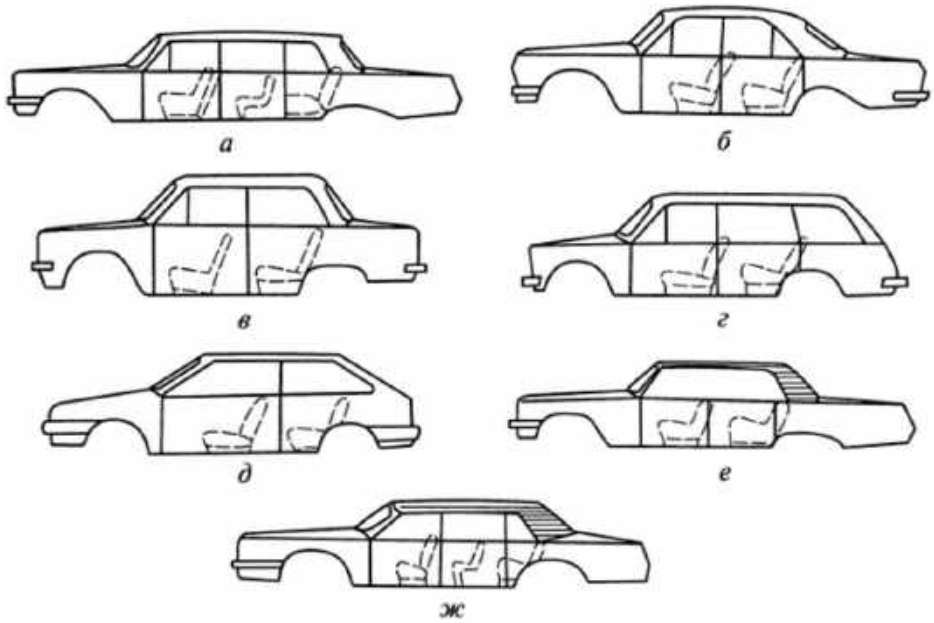


Рисунок 10.11 – Конструктивні схеми кузовів легкових автомобілів:
а - лімузин, *б* - седан; *в* - купе; *г* - універсал; *д* - хетчбек;
е - фаетон; *ж* - кабріолет

Конструкція кузова повинна забезпечувати:

• високу активну, пасивну, післяаварійну та екологічну безпеку;

• хорошу комфортабельність , зручність посадки і висадки пасажирів, а також завантаження і вивантаження вантажів, що перевозяться;

• малий опір повітря і хорошу обтічність при русі автомобіля;

• поліпшення експлуатаційних властивостей автомобіля, пов'язаних і не пов'язаних з його рухом;

• довговічність, відповідну терміну служби автомобіля;

• необхідні міцність і надійність при експлуатації при власній мінімальній масі ;

• високу технологічність при виробництві та ремонті.

Кузов можна подати таким, що складається з двох частин: верхньої або власне кузова, що утворює закритий простір для розташування водія, пасажирів та багажу, і нижньої – основи, що включає в себе панель підлоги і створює

разом з порогами, підсилювачами і рамою (при її наявності) базу для кріплення силового агрегату і ходової частини. З'єднання верхньої і нижньої частин кузова може бути нерозбірним (зваркою або за допомогою заклепок) або розбірним (за допомогою болтів).

Верхня частина в основному складається з каркаса і облицювальних панелей. Залежно від використання облицювальних панелей як несучого елемента кузови ділять на каркасні, скелетні і оболонкові.

Каркасні кузови являють собою каркас із стержнів закритого або коробчастого відкритого профілю січення. До каркаса прикріплені облицювальні панелі з легкого сплаву або пластмаси.

Скелетні кузови є ніби подальшим розвитком каркасних кузовів. У кузовах, виконаних по скелетній схемі, навантаження передаються зовнішньою оболонкою і каркасом із стержнів закритого або відкритого профілю. Скелетна схема не допускає застосування різних матеріалів для каркаса і оболонки.

Оболонкові кузови утворюються із зовнішньої і внутрішньої оболонок, які з'єднують так, щоб вони по можливості працювали разом. Такий кузов виконують переважно з великих штамповок з малою кривизною і відповідними фланцями, що дозволяють за допомогою зварки утворювати замкнуті січення.

На рис. 10.12 зображені типові січення основних елементів каркасних і оболонкових кузовів: наддверних балок, середніх стійок, стійок вітрового вікна і надвіконних балок вітрового вікна, а також порогів.

На рис. 10.13 показані типові конструктивні схеми основ для автомобілів з несучими кузовами, виконаних по класичній компонувальній схемі з переднім розташуванням двигуна і приводом на задні колеса.

У схемі (рис. 10.13, *а*) застосована рама з двох поздовжніх балок закритого січення, приварених до панелі підлоги і виступаючих за перегородку моторного відсіку. Поздовжні балки з'єднані з порогами поперечними підсилювачами і кронштейнами.

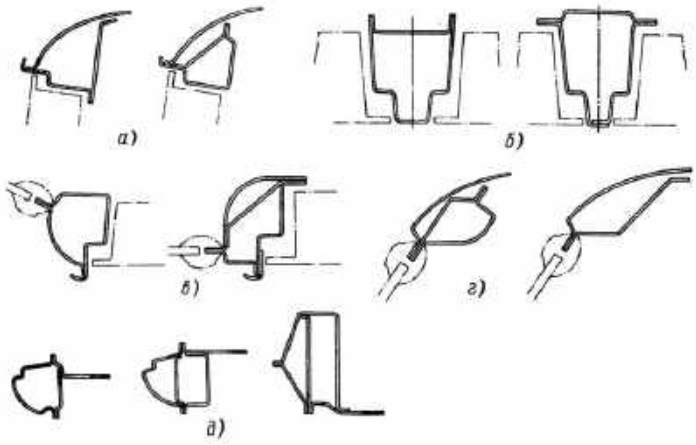


Рисунок 10.12 – Типові січення основних елементів каркасних і оболонкових кузовів

а – наддверна балка; б – середня стійка; в – стійка вітрового вікна; г – надвіконна балка вітрового вікна; д – поріг

У схемі (рис.10.13, *б*) жорсткість панелі підлоги збільшена за рахунок з'єднання з передніми поздовжніми балками, які закінчуються біля середньої поперечини, і з задніми балками, які починаються від поперечини, розташованої в

зоні підставки заднього сидіння. Жорсткість в середній частині несучої системи забезпечують пороги, зв'язані з передніми і задніми поздовжніми балками.

Основа (рис. 10.13, *в*) може бути названа несучою підлогою, жорсткість якої в середній частині забезпечується порогами. До них приєднуються передні поздовжні балки, вигнуті в горизонтальній площині. В задній частині основи жорсткість досягається приєднанням порогів до задніх стійок, а також до зовнішніх панелей і кожухів коліс.

Основи кузовів автомобілів, що мають раму, характеризуються відсутністю поздовжніх несучих елементів, окрім порогів, тунелю і місцевих підсилювачів підлоги.

У роботі несучої системи бере участь і оперення: крила з кожухами коліс, особливо якщо вони приварені до кузова.

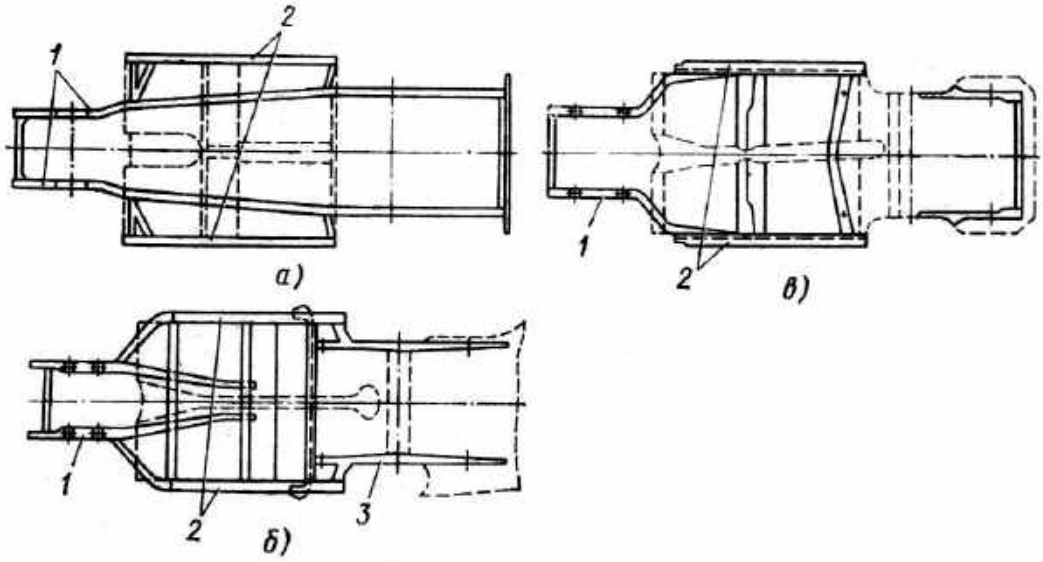


Рисунок 10.13 – Типові схеми основ несучих кузовів
1, 3 – поздовжні балки; 2 – пороги

10.3.2 Конструкція кузовів автобусів

Кузов автобуса являє собою складну конструкцію, яка складається приблизно з трьох тисяч деталей.

Тип кузова автобуса визначається його призначенням, компонуванням і конструктивним виконанням. На автобусах застосовуються різні типи кузовів (рис. 10.14).

Рисунок 10.14 – Типи кузовів автобусів

Кузови міських автобусів підрозділяються на кузова внутрішньоміських і приміських автобусів. Кузови внутрішньоміських автобусів мають два ряди сидінь, центральний прохід значної ширини і накопичувальні майданчики для пасажирів біля дверей. Для них характерно мале число місць для сидіння, широкі проходи та двері.

Кузова приміських автобусів на відміну від внутрішньоміських мають більше число місць для сидіння, меншу кількість і розміри дверей і невелику накопичувальний майданчик для пасажирів.

Кузови міжміських автобусів призначені для цілорічних пасажирських перевезень на далекі відстані. Для збільшення комфортабельності і зручності пасажирів ці кузова мають регульовані сидіння, поліпшену вентиляцію та опалення, багажне відділення. Деякі кузова міжміських автобусів можуть мати окремі побутові приміщення (гардероб, буфет, туалет тощо).

Кузови туристичних автобусів підрозділяються на кузова нормальної, підвищеної та високої комфортабельності. Кузови нормальної комфортабельності розраховані на екскурсійні поїздки людей на близькі відстані. Тому вони мають таку ж конструкцію, як і кузова приміських автобусів. Кузова підвищеної та високої комфортабельності розраховані на цілорічні екскурсійні поїздки людей на далекі відстані.

Кузови спеціальних автобусів розраховані на розміщення та перевезення різного обладнання (медичного, лабораторного тощо). Спеціальні автобусні кузова виконують на базі звичайних автобусних кузовів з необхідним переобладнанням та оснащенням обладнанням відповідно до призначення.

Найбільше застосування на сучасних автобусах отримав несучий кузов вагонного типу. Кузов має жорстку конструкцію і зазвичай складається з каркаса, зовнішнього облицювання, внутрішнього облицювання, підлоги, вікон, дверей тощо. Всередині кузова розміщуються сидіння для пасажирів і водія. Каркас (рис. 10.15) є основною частиною кузова автобуса.

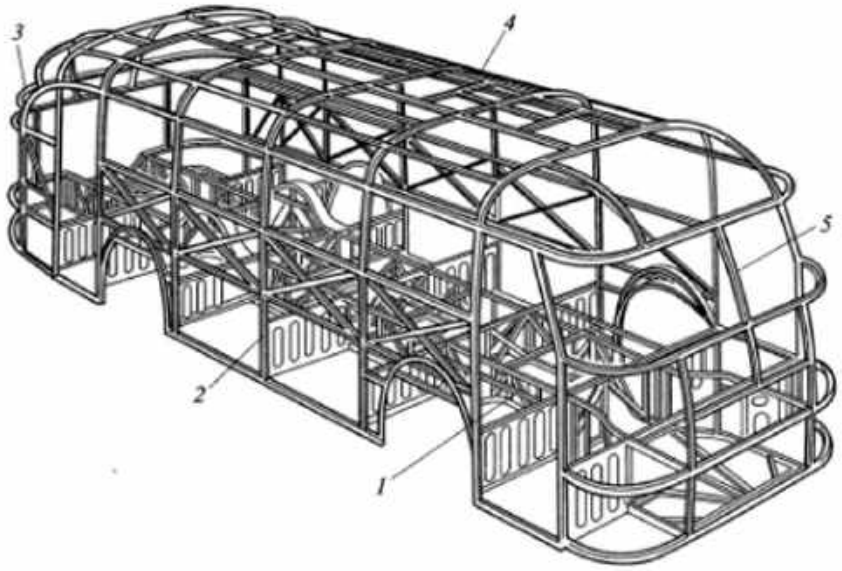


Рисунок 10.15 – Каркас кузова автобуса:
1 - основа; 2 - боковина: 3, 5 - частини каркаса; 4 - дах

10.3.3 Матеріали для виготовлення кузовів

Для виготовлення кузовів в основному застосовують сталь, фізико-механічні властивості якої дозволяють механізувати і автоматизувати виробництво. У зв'язку з високими вимогами до штампованості сталей для кузовів використовують низьковуглецевіі сталі 08кп, 08Фкп, 08Ю і конструкційну сталь 08. Для панелей великого розміру (дах, задні крила, двері, підлога і т.д.) зазвичай застосовують листову сталь завтовшки 0,9 і 0,75мм, якщо контури січення панелі дозволяють забезпечити жорсткість.

Такі деталі каркаса, як стійкі, пороги, поздовжні балки і поперечини основи, виготовляють з листів завтовшки 1,0 і 1,3мм. Для окремих підсилювачів застосовують листи завтовшки $1,6 \div 2,4$мм.

10.3.4 Розрахунок деформацій і напружень в елементах несучого кузова

Деформації і напруження, що діють в несучому кузові автомобіля, можуть бути визначені різними методами:

1) наближеним – методом потенційної енергії (застосовується при порівняльних розрахунках на початковій стадії проектування кузова);

2) точним – методом, що застосовується після завершення конструктивної розробки кузова (він заснований на теорії тонкостінних стержнів);

3) методом кінцевих елементів – методом, що надає практично необмежені можливості для аналізу напружень і деформацій в кузові, але вимагає використання ЕОМ з великим об'ємом пам'яті.

10.4 Кабіни і платформи вантажних автомобілів

Кабіни вантажних автомобілів проектують на основі тих же загальних принципів і конструктивних рішень, що і кузови легкових автомобілів. Принципова відмінність полягає в тому, що кабіна вантажного автомобіля не є елементом несучої системи, а це зменшує вимоги до її загальної жорсткості.

Для того, щоб кабіна не навантажувалась при кососиметричних деформаціях рами під час руху по нерівній дорозі, а вібрації, збуджувані колесами, двигуном і агрегатами трансмісії, не створювали шуму в кабіні, відповідно вибирають місця розташування точок кріплення кабіни, а кріплення здійснюють через пружні елементи.

Бортова платформа вантажних автомобілів являє собою майданчико з жорстко закріпленим переднім бортом. Задній і бокові борти роблять відкидними на шарнірах. У робочому положенні борти фіксуються кутовими замками.

Платформа застосовується для перевезення найрізноманітніших насипних вантажів або вантажів в тарі. Для збільшення об'єму платформи можна за допомогою спеціальних щитів підняти висоту бортів. Конструкція бортів допускає також встановлення дуг для натягування тенту. Після переобладнання платформу можна пристосувати для перевезення людей.

Настил платформи, борти, поздовжні бруси і поперечина основи можуть бути дерев'яними, металевими або комбінованими. Кріплення основи до рами

зазвичай роблять достатньо податливим, використовуючи стрем'янки, що не створюють концентрації напружень в рамі.

Встановлення платформи дещо підвищує крутильну і згинальну жорсткість рами.

10.5 Вібрація і шум

Рівень вібрацій, що діють на водія і пасажирів та рівень внутрішнього шуму в кабіні або кузові є основними показниками комфортабельності автомобіля і впливають на втомлюваність водія, а отже, активну безпеку автомобіля. Високі рівні вібрації і шуму обмежують швидкість автомобіля і його продуктивність. Вібрації впливають на збереження вантажу, що перевозиться, і справність агрегатів автомобіля.

Рівень зовнішнього шуму є показником ступеня негативної дії автомобіля на навколишнє середовище.

10.5.1 Причини і джерела вібрацій

Основною причиною виникнення вібрацій, що діють на водія і пасажирів, є нерівності дороги. Причинами вібрацій можуть бути також невдалий вибір схеми карданної передачі та неузгодженість взаємного розташування елементів карданної передачі і підвіски ведучих коліс, а також биття і неврівноваженість коліс. Решта збудників через дуже малі амплітуди вібрацій зазвичай не порушують комфортабельності і не викликають втому водія.

10.5.2 Вимірювання і оцінка вібрацій

Вплив на людину вібрацій, що передаються через сидіння або підлогу на тулуб чи ступні ніг відповідно сидячої або стоячої людини, визначається їх інтенсивністю, спектральним складом, напрямом і тривалістю впливу, який для автомобіля приймається рівним 8 годинам.

Інтенсивність вібрацій на автомобілях оцінюється середнім квадратичним значенням віброприскорення (в $м/с^2$). Спектральний склад вібрацій характеризують середніми квадратичними значеннями віброприскорень для средньогеометрчних частот октавних або третьооктавних смуг (в Гц). Октавною називається смуга частот, у якої відношення верхньої і нижньої граничної частоти рівне двом.

Вібрації розглядають окремо для вертикального (вісь *Z*), горизонтальних поздовжнього (вісь *X*) і поперечного (вісь *Y*) напрямків (рис. 10.16).

Оскільки значення частот вібрацій і віброприскорення змінюються в дуже широких межах, для їх графічного зображення зазвичай використовують логарифмічні шкали.

Методика випробувань автотранспортних засобів на плавність ходу визначає місця установки датчиків, вимоги до вимірювальної апаратури і методику виконання вимірів. Випробування проводять на дорогах із заданими характеристиками мікропрофілю. Легкові і вантажні автомобілі, автобуси випробовують при фіксованих швидкостях руху, різних для різних типів автомобілів, на ділянках цементо-бетонної і булижної, без вибоїн, дороги завдовжки 1000 м, а повнопривідні автомобілі – додатково на ділянці розбитої булижної дороги завдовжки 500 м.

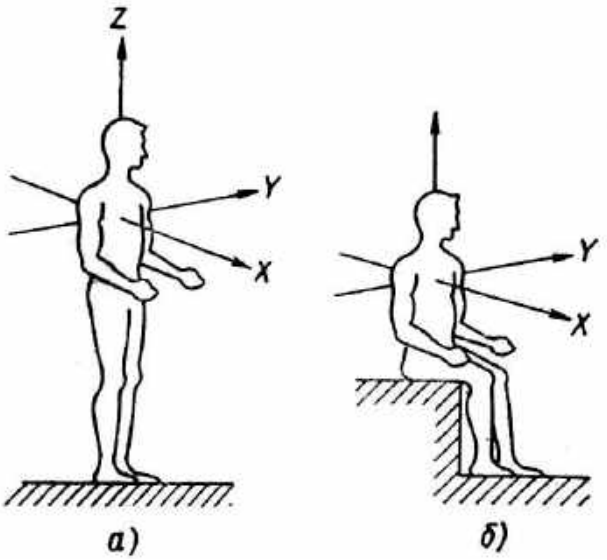


Рисунок 10.16 – Напрямки координатних осей при дії вібрацій на людину:
а – стоячу; б – сидячу

Для аналізу і порівняння використовують значення вертикальних σ_{ZO} і горизонтальних поздовжніх σ_{XO} і поперечних σ_{YO} віброприскорень, заміряних в п'яти перших октавних смугах частот, наведених нижче.

Номери октавних смуг частот	1	2	3	4	5
Межі діапазонів частот, Гц:					
нижня	0,7	1,4	2,8	5,6	11,2
верхня	1,4	2,8	5,6	11,2	22,4
Середнє геометричне значення частоти, Гц	1	2	4	8	16

Результати випробувань записують і обробляють за допомогою електронної реєструючої апаратури і ЕОМ. Зразок оброблених результатів випробувань (спектр вертикальних віброприскорень на сидінні водія в третьооктавних смугах частот *f* для вантажного автомобіля) зображений на рис. 10.17.

При вимірюванні віброприскорення через 1/3 октави кожна наступна средньогеометрична частота рівна попередній, помноженій на $\sqrt[3]{2}=1,26$, а середньоквадратичні значення віброприскорення для октави – $\sigma=\sqrt{\sigma_1^2+\sigma_2^2+\sigma_3^2}$ (де σ_1, σ_2 і σ_3 – середньоквадратичні значення віброприскорення відповідно для 1-ої, 2-ої і 3-ої третини октави).

Загальні гігієнічні норми вібрацій встановлюють граничні значення середньоквадратичних віброприскорень в октавних і третьооктавних смугах частот для впливу протягом 8 годин (рис. 10.17). Проте безперервна дія протягом 8 годин вібрацій такої інтенсивності на автомобілях відсутня. Тому оцінку вібрацій випробовуваного автомобіля проводять, порівнюючи значення окремих параметрів із значеннями таких же параметрів для вибраного автомобіля-аналога, який випробовувався в тих же умовах.

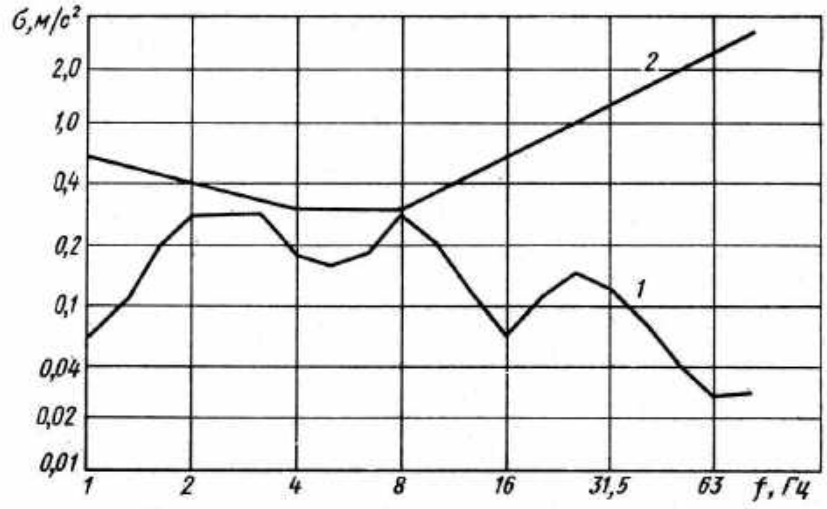


Рисунок 10.17 – Спектр вертикальних віброприскорень на сидінні водія вантажного автомобіля в третьооктавних смугах частот:

1 – заміряні (повне навантаження, цементнобетонна дорога, швидкість 50км/год);
2 – гранично допустимі значення.

10.5.3 Зниження рівня вібрацій

Для зменшення інтенсивності вібрацій можна скористатися наступними способами:

1) зменшенням рівнів механічних впливів, що збуджуються джерелом, – *зменшення віброактивності джерела*;

2) зміною конструкції об'єкта, при якому задані механічні впливи викликатимуть менш інтенсивні вібрації об'єкта або його окремих частин, наприклад, шляхом зміни власної частоти об'єкта і використання тертя для розсіювання енергії вібрацій. Цей спосіб отримав назву *внутрішнього віброзахисту*;

3) приєднанням до об'єкта додаткової системи, що змінює характер його вібрацій. Така система називається *динамічним погашувачем вібрацій*;

4) установкою між об'єктом і джерелом додаткової системи, що послаблює зв'язок між ними. Цей метод захисту називається *віброізоляцією*.

Покращення захисту водія і пасажирів від вібрацій, що викликані нерівностями дорожнього покриття, досягається зменшенням жорсткості шин, підвіски і подушок сидінь, а також застосуванням в підвісці амортизаторів. В особливих випадках сидіння водія забезпечують амортизатором, встановленим паралельно пружному елементу сидіння.

Вібрації, що створюються карданною передачею, можуть бути зменшені до допустимого рівня шляхом зміни її принципової схеми, геометричних елементів і моментів інерції складових частин так, щоб звести до можливого мінімуму періодичні реактивні моменти і зусилля, що виникають в опорах карданної передачі.

Оскільки неправильна геометрична форма і дисбаланс коліс є причинами виникнення вібрацій, то їх значення регламентуються для кожного автомобіля.

10.5.4 Причини і джерела шуму

Внутрішній шум в кабіні або кузові складається з так званого *структурного шуму*, що виникає в результаті резонансних вібрацій панелей

кабіни або кузова, і *аеродинамічного шуму*, що передається через повітряне середовище від джерел шуму, зазвичай розташованих поза кабіною або кузовом.

Причинами структурного шуму є вібрації, що створюються роботою двигуна, неточності виготовлення і установки зубчатих коліс коробки передач і ведучого моста, крутильні коливання системи валів двигуна і трансмісії, згинальні і крутильні коливання несучої системи тощо.

Вібрації, що виникають в джерелі, передаються трансмісії або несучій системі. При збігові частоти збудження з власною частотою системи (чи кратності їй) енергія вібрацій різко зростає. При вібрації з власною частотою і трансмісія і несуча система стають джерелами збудження.

Вібрація від несучої системи, з якою через місця кріплення агрегатів зв'язана трансмісія, передається кабіні або кузову, вібрації якого характеризуються наявністю багатьох місцевих власних частот, серед яких завжди наявні частоти, що співпадають із збуджуючою частотою. В результаті виникає резонанс панелей кабіни або кузова, який створює внутрішній шум.

Аеродинамічний шум є наслідком проникнення в кабіну або кузов шумів, що викликаються роботою двигуна і його систем, агрегатів трансмісії, коченням коліс, і шуму, що створюється зустрічним потоком повітря. Крім того, ці шуми можуть впливати на панелі кабіни або кузова і збуджувати в них резонансні вібрації, які підсилюють внутрішній шум.

Зовнішній шум автомобіля складається з шуму, що викликається роботою двигуна, і шумів, що створюються системою випуску відпрацьованих газів, очисником повітря системи живлення, вентилятором системи охолоджування, а також шуму кочення шин і роботи трансмісії. Ступінь впливу цих джерел шуму не є постійним і змінюється залежно від швидкості руху автомобіля.

10.5.5 Вимірювання і оцінка шумів

Шум є хаотичним поєднанням звуків різного тону (частоти) і сили (інтенсивності). На слух людини негативно впливають загальна інтенсивність шуму та інтенсивність окремих складових шуму (тонів). Внаслідок цього нарівні з інтенсивністю розглядається спектр внутрішнього шуму автомобіля.

Інтенсивність шуму або звуків у всьому діапазоні сприйманих частот оцінюється *рівнем звуку* – кількістю енергії, що проходить за одиницю часу через одиницю поверхні перпендикулярно до напряму розповсюдження звуку (у $Вт \cdot см^{-2}$).

Інтенсивність звуку певної частоти (чистого тону) оцінюється *рівнем звукового тиску* в певній точці простору (в Па). Оскільки інтенсивність звуку коливається в дуже широких межах, то при практичних вимірюваннях вона оцінюється у відносних логарифмічних одиницях – децибелах.

Рівень звуку пропорційний квадрату звукового тиску, тому інтенсивність звуку (в дБ)

$$L = 10 \lg J / J_0 = 20 \lg p / p_0,$$

де J і p – відповідно вимірювані значення рівнів звуку і звукового тиску;

J_0 і p_0 – відповідно значення рівнів звуку і звукового тиску при межі чутливості J_0=10^{-16}Вт см$^{-2}$, а $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Па.

Для вимірювання рівня звуку використовують спеціальну шкалу А шумоміра (в дБА).

Спектр шуму подають середніми квадратичними значеннями рівня звукового тиску (в дБ) для активних смуг з середньогеометричними частотами 31,5÷8000Гц (6–14-а октави). По спектру шуму можна, ґрунтуючись на енергетичних співвідношеннях, наближено розрахувати середній рівень звуку (в дБА) за формулою

$$L_m = 10\lg \sum_{i=1}^{n} 10^{0,1L_i} - 10\lg n,$$

де L_i — *i*-й з усереднюваних рівнів (в дБ); *i* = 1, 2, ..., *n*.

Методика випробувань визначає місця заміру внутрішнього шуму і місця установки мікрофонів при замірі зовнішнього шуму, вимоги до вимірювальної апаратури, умови і методику вимірювань зовнішнього і внутрішнього шумів на автомобілі при розгоні з максимальною інтенсивністю від деякої постійної початкової швидкості. У стандарті дані гранично допустимі значення рівнів зовнішнього (82÷91дБА) і внутрішнього (75÷85дБА) шумів і орієнтовні спектри внутрішнього шуму для легкових і вантажних автомобілів, а також автобусів різного призначення.

На рис. 10.18 подані спектр внутрішнього шуму в октавних смугах частот f і рівень звуку, заміряні в кузові легкового автомобіля, а також гранично допустимі їх значення.

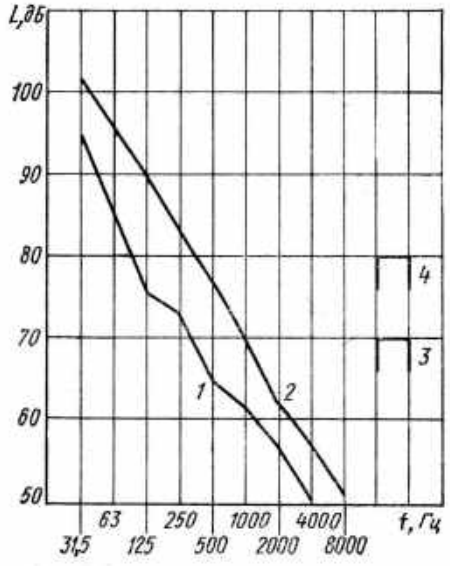


Рисунок 10.18 – Спектр внутрішнього шуму і рівень звуку легкового автомобіля:
1 і 3 – заміряні;2 і 4 – гранично допустимі

10.5.6 Зниження рівня шуму

Для зменшення *внутрішнього шуму* зменшують вібрацію і шум в джерелі їх виникнення, наприклад, підвищують точність виготовлення і установки зубчатих коліс в агрегатах трансмісії. Іноді зміщують власну частоту

коливальної системи шляхом зміни крутильної жорсткості і моментів інерції або згинальної жорсткості і мас так, щоб власна частота опинилася за межами робочих швидкостей автомобіля.

Інтенсивність вібрацій і шуму знижують також введенням в коливальну систему ізоляторів у вигляді пружних прокладок і втулок та застосуванням фрикційних гасителів вібрацій.

Власні частоти резонуючих панелей кабіни або кузова можна змінювати шляхом збільшення їх жорсткостей за рахунок утворення канавок і нанесення на поверхню панелей протишумної мастики, що змінює масу панелі і завдяки внутрішньому тертю сприяє погашенню вібрацій.

Щоб зменшити проникнення в кабіну або кузов зовнішніх шумів, покращують ущільнення отворів для важелів, педалей і комунікацій в підлозі і перегородці моторного відсіку, в отворах вікон і дверей тощо. До панелей кабіни або кузова з їх внутрішнього боку приклеюють шумопоглинаючі накладки з листового пористого матеріалу.

Зменшення зовнішнього шуму може бути досягнуте шляхом акустичної доводки зовнішніх форм кабіни чи кузова, системи випуску відпрацьованих газів, очисника повітря системи живлення, вентилятора системи охолодження і тощо, а також застосуванням шин, що забезпечують мінімальний рівень шуму.

ТЕМА 11. АВТОМОБІЛЬНІ КОЛЕСА

11.1 Загальні відомості
11.2 Шини
11.3 Колеса

11.1 Загальні відомості

Призначення коліс полягає в тому, щоб:

1) передавати на дорогу силу ваги автомобіля;
2) створювати на поверхні дороги зовнішні реактивні повздовжні сили, що викликають прискорення чи зупинку рухомого автомобіля;
3) створювати на поверхні дороги зовнішні реактивні бокові сили, що змушують автомобіль рухатись по криволінійній траєкторії;
4) зменшувати динамічні навантаження, що виникають при переїзді через нерівності дороги.

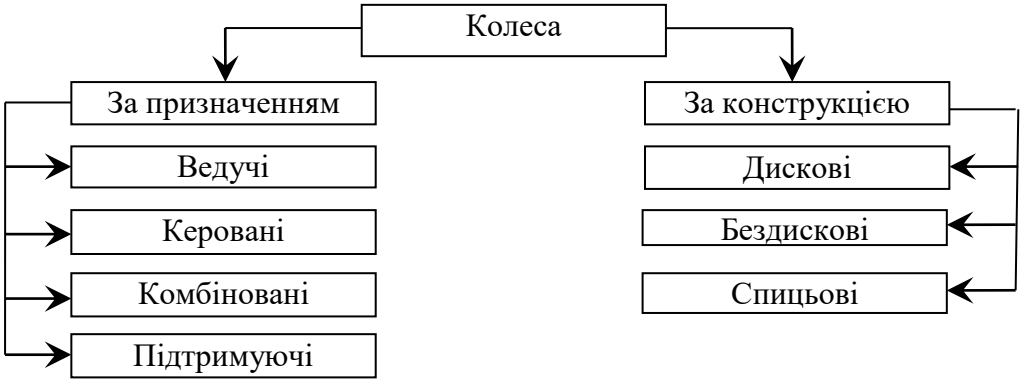


Рисунок 11.1 – Типи коліс

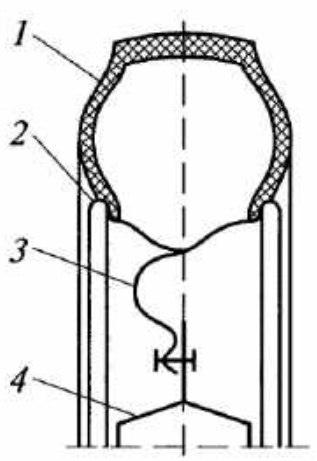


Рисунок 11.2 –колесо: 1 – шина; 2 – обод; 3 – з'єднувальний елемент; 4 – ступиця

У відповідності до функцій, які виконують колеса, вони поділяються на підтримуючі, ведучі, направляючі (керовані) і ведучі направляючі (ведучі керовані) рис. 11.1.

Колесо складаються з таких основних частин: шини, обода, приєднувальної частини з деталями кріплення, маточини і підшипників (рис. 11.2). Приєднувальною частиною може бути диск, жорстко приєднаний до обода (дискове колесо) чи спиці, що являють собою частину маточини (бездискове чи спицеве колесо).

11.2 Шини

11.2.1 Вимоги, що висуваються до шин

Шини загального призначення повинні задовольняти наступним вимогам:

1) чинити мінімальний опір коченню;
2) володіти високою радіальною податливістю;
3) мати низьке питоме навантаження в площині контакту з дорогою;
4) забезпечувати хороше зчеплення з дорогою в повздовжньому і поперечному напрямах;
5) чинити максимально можливий опір боковому відведенню;
6) бути зносостійкими;
7) протистояти проколам та іншим видам пошкоджень;
8) не створювати шуму при русі автомобіля;
9) утримувати стиснуте повітря;
10) мати мінімальні масу і момент інерції;
11) бути зручними для монтажу і демонтажу;
12) допускати розташування гальмового механізму всередині колеса.

Значення кожної з перерахованих вимог не однакові для автомобілів різного типу і призначення. Це пояснює велику розмаїтість в конструкції і пропорціях існуючих шин.

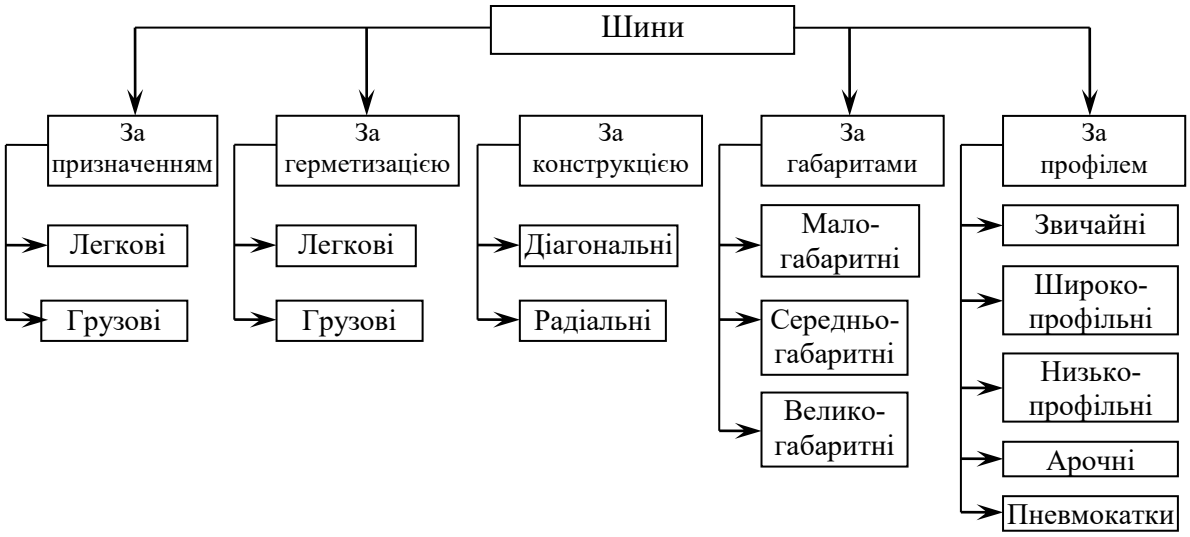


Рисунок 11.3 – Типи шин

По конструкції шини поділяються на різні типи (рис. 11.3, 11.4).

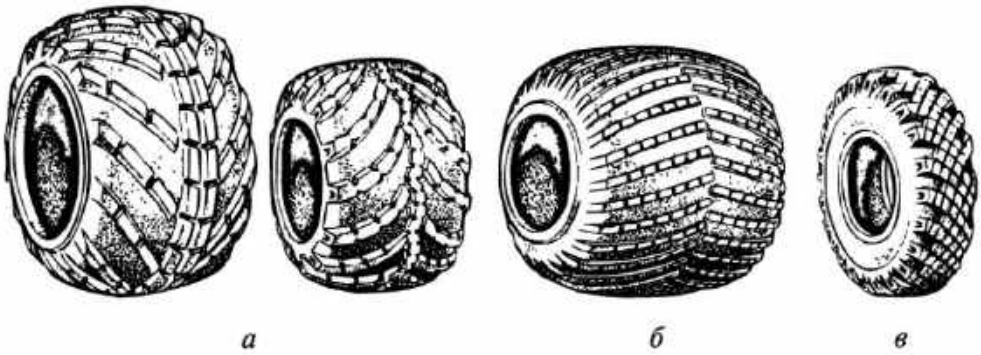


Рисунок 11.4 – Спеціальні шини:
а – арочні; б – пневмокаток; в – з регульованим тиском

11.2.2 Камерні шини

Звичайна камерна шина складається з камери, покришки і ободної стрічки (рис. 11.5, а).

Камера служить для утримання стиснутого повітря всередині шини і являє собою тонкостінну гумову оболонку у вигляді тора. Для накачування і випуску стиснутого повітря камера має вентиль, оснащений зворотним клапаном.

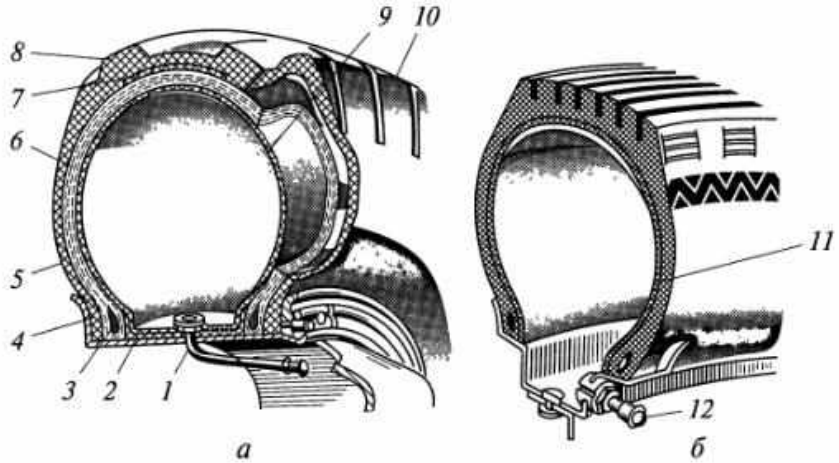


Рисунок 11.5 – Камерна (а) і безкамерна (б) шини:
1, 12 – вентилі; 2 – ободна стрічка; 3 – сердечник; 4 – борт;
5 – боковина; 6 – каркас; 7 – подушковий шар; 8 – протектор; 9 – камера;
10 – шина; 11 – повітронепроникний шар

Покришка сприймає зусилля, що що передаються стиснутим повітрям до стінок камери, захищає камеру від пошкоджень і забезпечує зчеплення шини з поверхнею дороги.

Ободна стрічка, що має вигляд кільця плоского січення, запобігає защемленню камери між покришкою і ободом. В деяких випадках ободну стрічку не використовують.

Січення покришки показано на рис. 11.6. Покришка складається з таких основних частин: каркас *1*, подушковий шар (брекер) *2*, протектор *3*, боковини *4* і борт *5*.

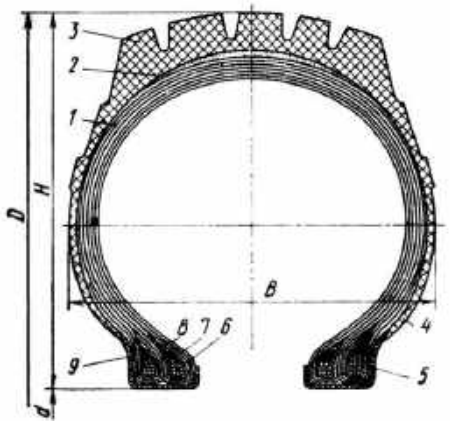


Рисунок 11.6 – Покришка:

1 – каркас; 2 – подушковий шар (брекер); 3 – протектор; 4 – боковина; 5 – борт; 6 – бортове кільце з дроту; 7 – наповнювальний гумовий шнур; 8 – текстильна обгортка; 9 – бортова стрічка; H – висота профілю; B – ширина профілю; D – зовнішній діаметр; d – посадочний діаметр

Каркас є основною силовою частиною покришки. Він сприймає навантаження, що створюються тиском повітря в шині і виникають при передачі шиною радіальних, поздовжніх (тягових і гальмівних) і бокових зусиль. Під дією внутрішнього тиску повітря в камері каркас навантажується дуже великими розривними зусиллями і в екваторіальному і в меридіональному напрямах.

Каркас складається з декількох (12÷14) шарів прогумованої тканини (корду). Кордові шари каркаса кріплять на бортових кільцях. Нитки корду в каркасі зазвичай розташовані під деяким кутом до меридіональної площини шини (рис. 1.7, *а*), тому шини такого типу називають діагональними.

В якості матеріалу для кордової тканини використовують бавовну, віскозу, поліамідні смоли і сталевий дріт. Іноді металевий корд комбінується з неметалевим.

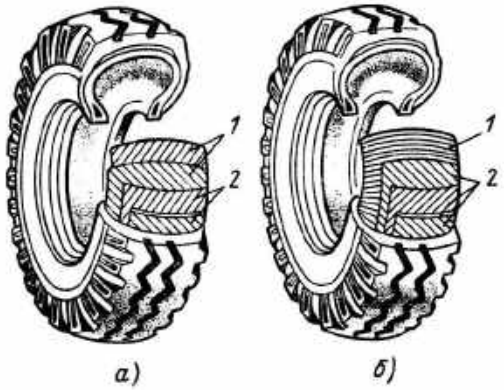


Рисунок 11.7 – Шини:

а – діагональна; б – радіальна; 1 – каркас; 2 – брекер

Якість шин в значній мірі визначається міцністю кордової тканини. Підвищення міцності при розриві ниток кордової тканини дозволяє зменшити число шарів корду, що сприяє збільшенню радіальної податливості шини. При використанні металевого корду число шарів в шинах вантажних автомобілів може бути зменшене (з 8÷14 при неметалевому кордові) до 2÷4.

Шини з металевим кордом мають більшу вантажопідйомність і зносостійкість, що обумовлює можливість збільшення внутрішнього тиску в шині. Застосування металевого корду , окрім цього, підвищує здатність шин протистояти проколам.

В останні роки набули розповсюдження також шини з радіальним розташуванням ниток корду (рис. 11.7, *б*) – радіальні. Шини цього типу володіють рядом особливостей, які відрізняють їх від діагональних. Порівняно з діагональними шинами радіальним шинам властиві радіальна податливість і підвищена зносостійкість, але менша здатність опору боковому відведенню.

Протектором називають товстий шар гуми, розміщений в верхній частині січення і контактуючий з поверхнею дороги при коченні шини. Протектор складається з тонкого підканавочного шару і товстої розчленованої частини. В залежності від призначення шини застосовують різноманітні рисунки протектора, які впливають на опір коченню, зношування і зчеплення з дорогою.

Рисунок протектора шин, призначених для роботи на дорогах з твердим покриттям – “дорожній” (рис. 11.8, а), складається з неглибоких поздовжніх зигзагоподібних ребер і канавок.

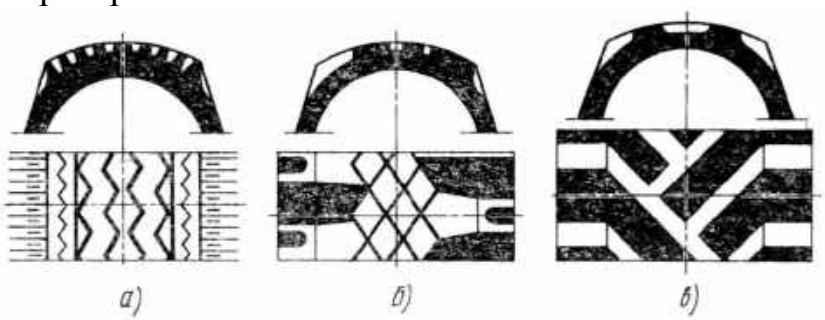


Рисунок 11.8 – Типи рисунків протектора:
а – дорожній; б – універсальний; в – підвищеної прохідності

Для роботи на дорогах з твердим покриттям і на ґрунтових дорогах застосовують шини з “універсальним” рисунком протектора (рис. 11.8, *б*), що являє собою комбінацію повздовжніх ребер і ромбів в середній частині бігової доріжки протектора та крупних масивних виступів, розділених широкими впадинами по краях бігової доріжки.

Для роботи на ґрунтових дорогах і дорогах, покритих брудом і снігом , використовують шини з рисунком протектора “підвищеної прохідності” (рис. 11.8, *в*), який має широкі канавки, направлені похило до осі бігової доріжки протектора, та крупні масивні виступи ґрунтозацепів.

Брекером називають гумовий чи гумовокордовий шар, розташований між каркасом і протектором. Брекер призначений для посилення каркаса, пом’якшує дію ударних навантажень і сприяє більш рівномірному розподілу повздовжніх і поперечних зусиль, що діють на шину.

Боковинами називають гумовий шар, що покриває бокові стінки каркаса і оберігає його від вологи і механічних пошкоджень. Товщина боковини складає 1,5÷3,0мм в залежності від типу і розміру шин. Боковина складає єдине ціле з протектором.

Бортами називають жорсткі частини покришки, призначені для її утримання на ободі колеса. Основу борта утворюють так звані “крила”, що являють собою бортові кільця, які складаються з декількох паралельних рядів сталевого дроту, наповнювального гумового шнура і текстильної обгортки. Кільце з дроту забезпечує жорсткість борта, а гумовий шнур дозволяє придати необхідну форму поперечному січенню покришки. В залежності від кількості шарів корду в борті застосовують одне, два чи навіть три крила.

Посадочні поверхні бортів захищені текстильними бортовими стрічками.

11.2.3 Безкамерні шини

Ці шини являють собою принципово новий тип шин (рис. 11.5, б). На внутрішній поверхні безкамерної шини є герметизуючий шар товщиною 1,5÷3,0мм з гуми, що має високу газонепроникність, а борт має особливу конструкцію, яка забезпечує герметичну посадку шини на ободі.

Безкамерні шини зручні при монтажі і ремонті, надійніші і безпечніші камерних (не розриваються при проколах), мають менші масу і момент інерції. Однак для їх виготовлення необхідні більш складна технологія і якісніші матеріали. Безкамерні шини виготовляють взаємозамінними з камерними шинами тих же розмірів. Безкамерні шини отримали особливо велике застосування на легкових автомобілях.

11.2.4 Пропорції поперечного січення шини

Пропорції поперечного січення шини мають великий вплив на її властивості. Основним показником для шини є відношення висоти профілю до його ширини *H/B* (рис. 11.6). Чим менше відношення *H/B*, тим менше зношування шини, кут бокового відведення, опір коченню і рівень шуму. Окрім цього, при однаковому зовнішньому діаметрі шини зменшення *H/B* дає можливість збільшення діаметра обода і тим самим покращення умов для розташув колесі гальмового механізму. Це пояснює тенденцію до застосування низько профільних шин.

Для звичайних шин $H/B = 0{,}9 \div 1{,}1$. В стандартах на шини для легкових автомобілів передбачені низькопрофільні шини з $H/B < 0{,}88$ і наднизькопрофільні з $H/B < 0{,}82$, $H/B < 0{,}70$ і $H/B < 0{,}60$.

11.2.5 Вибір шин

Основні та посадочні розміри , а також всі основні показники шин наведені в стандартах, рекомендаціях виробників шин і ободів, фірмових каталогах і т.д., тому при проектуванні автомобіля завдання конструктора обмежитись вибором шини, яка відповідає вимогам технічного завдання і компоновки автомобіля.

Стандартами регламентовані такі параметри і показники шин, як типорозмір рекомендованого обода, зовнішній діаметр, ширина профілю, статичний і динамічний радіуси кочення, допустиме навантаження в залежності від внутрішнього тиску і кількості шарів корду, максимально допустимі швидкість і маса.

11.3 Колеса

11.3.1 Ободи

Основні елементи профілю обода (рис. 11.9) наступні: ширина *c*, посадочний діаметр *d*, кут нахилу посадочних полиць α, висота *h* і ширина *b* бортових закраїн.

Широкий обід сприяє збільшенню терміну служби і вантажопідйомності шини, зменшенню опору коченню і кута відведення. Посадочний діаметр розраховують по довжині кола. Допуск на посадочний діаметр $\pm 0{,}4$мм. Кут нахилу посадочних полиць, який складає $(5^{+1})^{\circ}$, полегшує демонтаж шин і підвищує надійність посадки бортів покришки, забезпечуючи кращу герметизацію з'єднання, що особливо важливо для безкамерних шин.

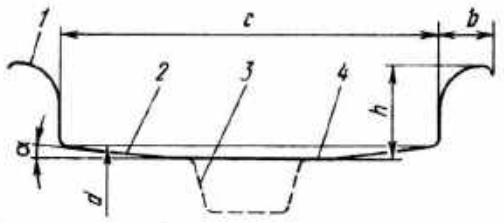


Рисунок 11.9 – Елементи профілю обода:

1 – закраїна борта; 2 – посадочна полиця; 3 – монтажній рівчак; 4 – циліндрична частина; c – ширина; d – посадочний діаметр; α – кут нахилу посадочної полиці; h – висота бортових закраїн; b – ширина бортових закраїн

Закраїни обода сприймають зусилля, які передаються бортами шини, обмежують їх переміщення, а також захищають боковини від зовнішніх пошкоджень. Висота і ширина закраїни повинні знаходитись в певних вузьких межах.

Конструкція обода визначається способом монтажу шини на нього. Розрізняють нерозбірні однокомпонентні і розбірні дво- і трикомпонентні ободи, що застосовуються в дискових і спицевих колесах.

Нерозбірні однокомпонентні ободи (рис. 11.10) мають в середній частині кільцеве заглиблення, що називається монтажним рівчаком. Він полегшує монтаж і демонтаж шини. Розміри рівчака залежать від висоти закраїни борта і жорсткості бортів шини. Обід може бути симетричним і несиметричним. Зміщення монтажного рівчака в сторону покращує монтажні властивості обода і надає більші можливості для розташування в колесі гальмового механізму.

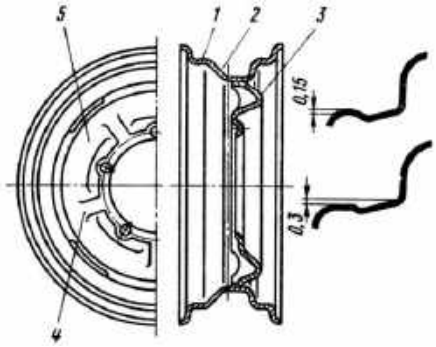


Рисунок 11.10 – Дискове колесо з нерозбірним однокомпонентним ободом і профіль посадочних полиць для безкамерних шин

1 – обід; 2 – монтажний рівчак; 3 – виступ для кріплення декоративного ковпака; 4 – ребро жорсткості; 5 – диск

Цей тип обода застосовують, в поєднанні з камерними і безкамерними шинами, на всіх легкових і вантажних автомобілях невеликої вантажопідйомності, шини яких мають відносно еластичні борти. Для підвищення надійності закріплення борта безкамерної шини на конічній полиці обода часто виконують спеціальний кільцевий виступ – хамп (рис. 11.10).

Розбірні дво- і трикомпонентні ободи зображені на рис. 11.11.

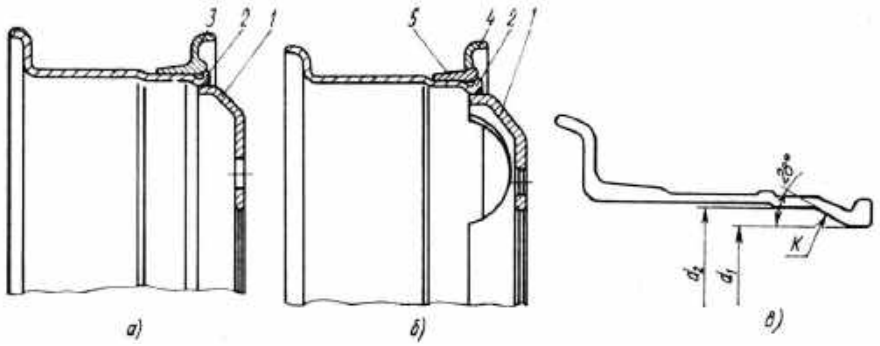


Рисунок 11.11 – Дискові колеса з дво- і трикомпонентним ободом та посадочні місця:

а – дискове колесо автомобіля ГАЗ-3307; б – дискове колесо автомобіля ЗИЛ-130; в – посадочні місця основи обода; 1 – диск; 2 – основа обода; 3 – розрізне бортове кільце; 4 – нерозрізне бортове кільце; 5 – розрізне замкове кільце.

Двокомпонентний обід складається з основи і зйомного розрізного бортового кільця з конічною полицею. *Трикомпонентний обід* складається з основи, нерозрізного бортового кільця і розрізного замкового кільця з конічною полицею.

Порівняно з трикомпонентним ободом двокомпонентний простіший по конструкції, але володіє недоліками, до яких належать зменшена жорсткість розрізного бортового кільця, наявність гострих кромок в місці розрізу і зазор в стику.

Основа обода, однакова для дво- і трикомпонентних ободів, має два циліндричних посадочних пояски (d_1 і d_2) і конічну поверхню K, які використовуються для посадки обода на диск чи спицеву маточину. Ці типи ободів застосовують з камерними шинами на вантажних автомобілях.

Розміри ободів описаних типів стандартизовані. На легкових автомобілях і вантажних автомобілях невеликої вантажопідйомності застосовують колеса з ободами діаметром 330, 355 і 380мм (відповідно 13, 14 і15 дюймів), а на дорожних вантажних автомобілях середньої і великої вантажопідйомності – колеса з ободами діаметром 508мм (20 дюймів).

Умовні позначення типорозмірів складаються із значення ширини обода в міліметрах, буквенного індексу, що визначає висоту бортової закраїни, і значення номінального діаметра в міліметрах.

Заготовки для однокомпонентних ободів отримують профілюванням з полоси товщиною 3÷4мм, а для деталей дво- і трикомпонентних ободів – гарячою прокаткою.

Описані вище типи ободів відповідають вимогам масового виробництва. Їх застосовують на більшості легкових і вантажних автомобілів з дисковими і спицевими колесами.

На вантажних автомобілях великої вантажопідйомності, що виготовляються в обмеженій кількості, оснащених спицевими маточинами коліс, іноді застосовують *ободи з поперечними роз'ємами* (рис. 11.12).

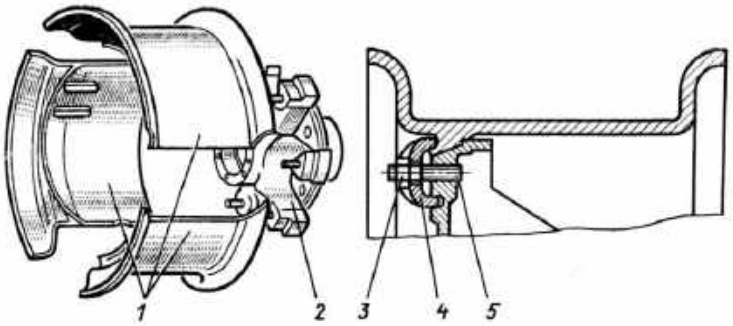


Рисунок 11.12 – Обід з поперечними роз'ємами ("Трилекс") для спицевого колеса:

1 – сектори обода; 2 – спицева маточина; 3 – гайка; 4 – притискач; 5 – шпилька

Такий обід складається з трьох кільцевих секторів, торці яких мають спеціальну форму і утворюють замки при збиранні секторів в обід.

Для центрування і кріплення на маточині ободи з внутрішньої сторони мають конічну поверхню. Ці ободи, які отримали назву "Трилекс", дозволяють з допомогою спеціальної монтажної лопатки легко і швидко проводити монтаж і демонтаж шини, що особливо суттєво для автомобілів великої вантажопідйомності. Недоліком ободів типу "Трилекс" є технологічна складність і велика трудомісткість виготовлення.

11.3.2 Диски

Диск – частина колеса, яка з'єднує обід з маточиною, зазвичай має чашоподібну форму, що надає диску велику згинальну жорсткість і виключає роботу зі знакозмінними напруженнями. Це має особливе значення для коліс, що працюють в умовах циклічного навантаження. Виліт колеса (віддаль від центральної площини колеса до поверхні кріплення диска) не повинен бути надто великим, щоб не створювати в диску додаткових напружень згину. З іншого боку цей розмір, регламентований стандартами для вантажних автомобілів, повинен бути достатнім для того, щоб здвоєні шини в навантаженому стані не торкались одна одної і дозволяли встановлення протиковзних ланцюгів.

Диски коліс виготовляють з листової сталі товщиною $3 \div 11$мм. Диски з товстого матеріалу з метою зменшення маси іноді виготовляють змінної товщини: більшої в середній і меншої в периферійній частині. З тих же міркувань в дисках виконують отвори. Диск запресовують в обід і з'єднують з ним дуговою чи контактною зваркою.

На спортивних автомобілях набули розповсюдження колеса, в яких обід і диск об'єднані в одній відливці, виготовленій під тиском з алюмінієво-магнієвого сплаву. Такі колеса мають невелику масу, малий момент інерції та красивий зовнішній вигляд, що виключає необхідність застосування декоративного ковпака.

Обід і диск колеса в статичному стані навантажені внутрішнім тиском стиснутого повітря в шині і силою ваги автомобіля. При русі автомобіля до цих сил додаються повздовжні і поперечні сили, дія яких ускладнюється динамічним прикладенням навантажень та наявністю концентраторів напружень., які не можуть бути визначені і проаналізовані з використанням звичних інженерних методів. На практиці завдання вибору розмірів обода і диска вирішується на основі аналізу існуючих конструкцій і експериментальних даних, отриманих при стендових і дорожніх випробуваннях.

Кріплення диска показані на рис. 11.13. Центрування і кріплення диска одинарних коліс легкових і вантажних автомобілів невеликої вантажопідйомності (рис. 11.13, *а*) здійснюється конічною частиною гайок з правою різьбою і кутом конуса 60°, які впираються у відповідні фаски кріпильних отворів диска. Додатково для попередження самовідгвинчування гайок поверхня диска в зоні кріпильного отвору розміщується дещо вище (на 0,5мм) приєднувальної поверхні, що викликає при затягуванні пружну деформацію диска, яка підтримує постійним зусилля натягу в різьбі.

В кріпленні диска одинарних коліс вантажних автомобілів (рис. 11.13, *б*) центрування і кріплення здійснюються гайками, що мають сферичну опорну поверхню, яка впирається у відповідну сферичну поверхню кріпильного отвору диска.

При здвоєних колесах (рис. 11.13, в) внутрішнє колесо кріпиться ковпачковими гайками із сферичною опорною поверхнею і різьбою на зовнішній поверхні, на яку нагвинчується гайка, що кріпить зовнішнє колесо.

Для забезпечення взаємозамінюваності зовнішнього і внутрішнього коліс сферичні поверхні на кріпильних отворах виконують з обох сторін диска. Різьба в кріпленнях правих коліс – права, а лівих – ліва. Кількість кріпильних отворів, діаметр кола, на якому вони розміщені, і розміри деталей кріплення регламентовані стандартами для кожного типорозміру обода.

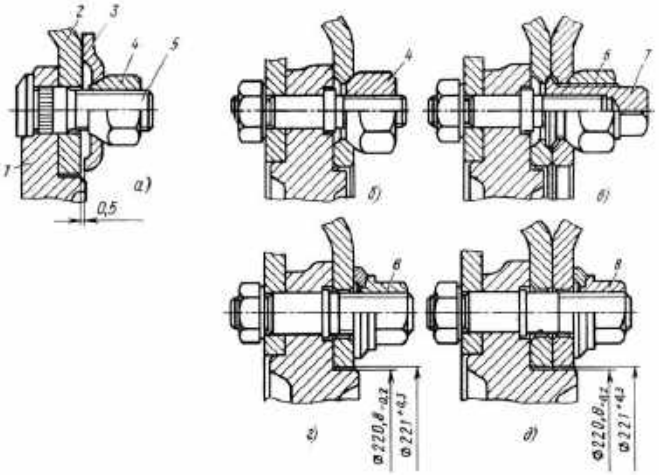


Рисунок 11.13 – Кріплення дискових коліс:

а – легкового автомобіля; б і в – відповідно одинарного і здвоєних вантажного автомобіля; г і д – відповідно одинарного і здвоєних вантажного автомобіля за рекомендацією ISO;
1 – маточина; 2 – гальмовий барабан (диск); 3 – диск; 4 – гайка; 5 – шпилька; 6 – гайка кріплення зовнішнього колеса; 7 – ковпачкові гайка кріплення внутрішнього колеса;
8 – гайка з шайбою, що обертається

В теперішній час для кріплення дискових коліс вантажних автомобілів використовується більш простий, рекомендований ISO (рис. 11.13, *г*, *д*). В цій конструкції колесо центрується посадочним отвором по виступу маточини. Кріплення при одинарних і при здвоєних колесах здійснюється гайками з правою різьбою. Гайка опирається на шайбу, що вільно обертається відносно неї, і дозволяє уникнути пошкодження гайкою поверхні колеса.

На рис. 11.14 показане кріплення обода на маточині з спицями для одинарного і здвоєних бездискових коліс. Для центрування обода використовують конічну ділянку *К* внутрішньої поверхні основи обода (див. рис.11.11), а для осьової фіксації – ділянку обода від конічної поверхні до найближчого торця затискається за допомогою притискача і розпірного кільця.

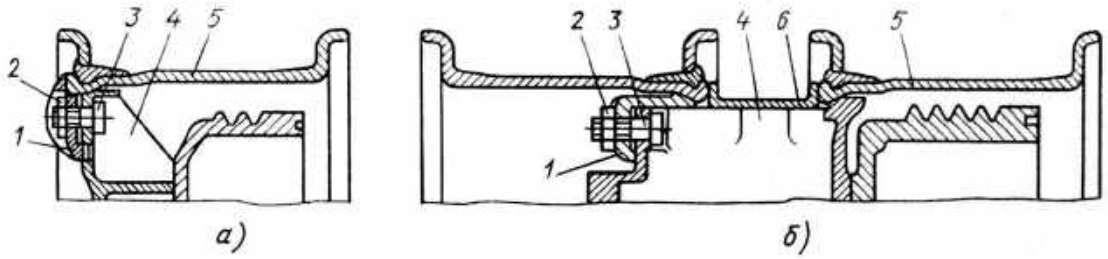


Рисунок 11.14 – Кріплення обода на маточині зі спицями бездискових коліс:
а – одинарного; б – здвоєного;
1 – притискач; 2 – гайка; 3 – болт; 4 – маточина; 5 – обод; 6 – розпірне кільце

11.3.3 Маточини

Маточина призначена для встановлення колеса з допомогою підшипників на цапфі поворотного кулака чи балки ведучого моста з розвантаженими півосями. Для передачі крутного моменту, а також радіальних і осьових зусиль при напіврозвантажених півосях маточини ведучих мостів приєднують до фланців півосей з допомогою болтів та шпильок.

Маточини для дискових коліс виконують з виступаючим фланцем, до якого кріплять диск колеса і гальмовий барабан чи диск.

Маточини для бездискових коліс мають шість, іноді п’ять, виконаних як єдине ціле з нею спиць з обробленою по периферії поверхнею, яка використовується для посадки обода. В маточинах зроблено отвори з різьбою для болтів і шпильок кріплення притискачів, що фіксують обід в осьовому напрямі, і болтів кріплення гальмового барабана.

Підшипники маточин встановлюють так, щоб віддаль між центрами підшипників була максимально можливою (рис. 11.15) для зменшення прикладуваних до підшипників зусиль, що створюють згинальні моменти від бокових сил. Центром підшипника називають точку на осі підшипника, через яку проходять лінії дії сил, що передаються тілами кочення. Внутрішній підшипник, який зазвичай має більшу вантажопідйомність в порівнянні з зовнішнім, встановлюється ближче до центральної площини одинарного колеса чи площини, рівновіддаленої від центральної площини здвоєних коліс.

При проектуванні маточини прагнуть до того, щоб вона не виступала на зовнішню поверхню шини, яка захищає її від пошкоджень. Це також торкається і декоративних ковпаків коліс легкових автомобілів.

Зазвичай маточини відливають з ковкого чавуну чи сталі. В якості підшипників маточини колеса застосовують роликові конічні або кулькові радіально-упорні підшипники.

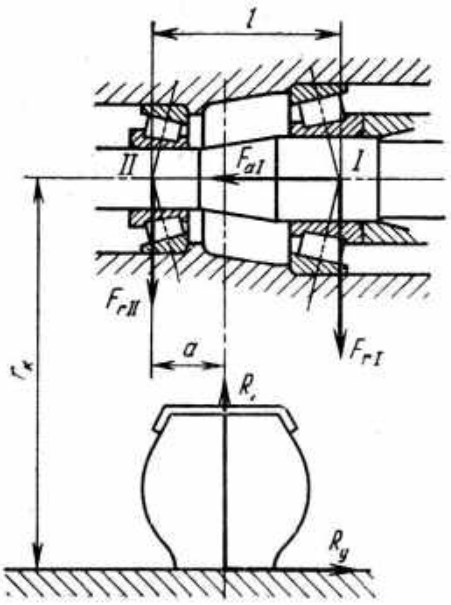


Рисунок 11.15 – Схема для розрахунку навантажень, що діють на підшипники маточини колеса керованого і ведучого з розвантаженими півосями мостів:
I і II – центри, відповідно, зовнішнього і внутрішнього підшипників маточини колеса

11.3.4 Розрахунок підшипників маточин коліс

Розрахунок полягає у визначенні довговічності підшипників. Для цього необхідно знати значення діючих на підшипники зусиль.

Наведемо метод розрахунку цих зусиль. Згідно цього методу впливом сили ваги і кутом розвалу коліс нехтують, тому спосіб визначення зусиль, що діють на підшипники маточин коліс керованого і ведучого з розвантаженими півосями мостів, однаковий.

В розрахунку враховують два режими руху: по прямій і по криволінійній траєкторії радіусом R=50м з швидкістю v_a=40км/год чи R=12м і v_a=20км/год.

При розрахунку середніх приведених навантажень на підшипники приймають, що автомобіль рухається по прямій 90% шляху, а вліво і вправо по 5% шляху.

Рух по прямій. Для спрощення приймають, що на маточину колеса діє зусилля, яке дорівнює вертикальній реакції в точці контакту колеса з опорною поверхнею

$$R_z = 0,5 m_{an(з)} g ,$$

де $m_{an(з)}$ – маса автомобіля, що припадає на колеса розглядуваного моста.

Окрім цього, для того, щоб врахувати бокові сили, які виникають при наїзді на нерівності дороги, вважають, що в точці контакту колеса з опорною поверхнею постійно діє бокова реакція

$$R_y = f R_z ,$$

де f – коефіцієнт тертя, рівний 0,05.

Під дією цих сил (рис. 11.15) радіальні навантаження відповідно на внутрішній (індекс I) та зовнішній (індекс II) підшипники знаходять із залежностей

$$F_{rI} = R_z a / l + R_y r_к / l ;$$

$$F_{rII} = R_z (l - a) / l - R_y r_к / l .$$

Безпосередньою дією осьового навантаження на підшипники в цьому випадку нехтують

$$F_{aI} = F_{aII} = 0 .$$

Рух по криволінійній траєкторії. Вертикальні реакції в точці контакту колеса з опорною поверхнею знаходять із залежності

$$R_z = 0{,}5 m_{an(з)} g \left[1 \pm 2\left(h_g / B\right)\right]\left[v_a^2 / \left(Rg\right)\right],$$

де знак плюс відповідає зовнішньому, а знак мінус внутрішньому по відношенню до центра повороту колесу.

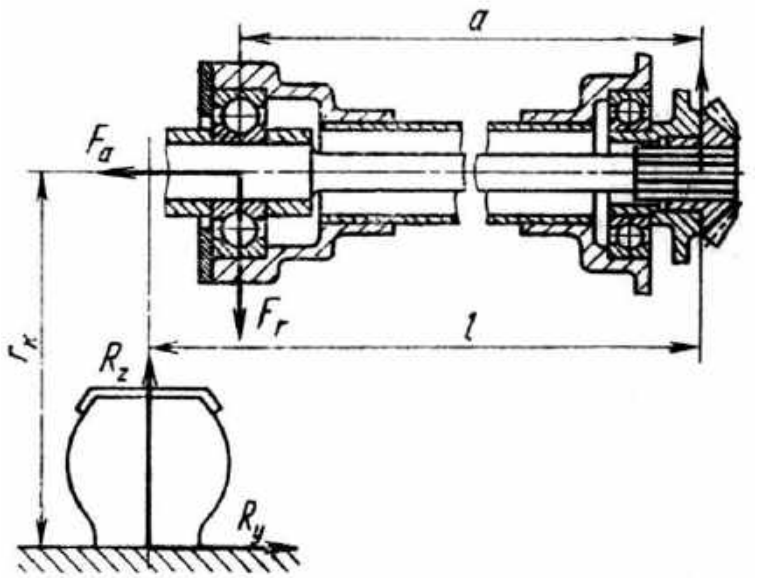


Рисунок 11.15 – Схема для розрахунку навантажень, що діють на підшипник колеса ведучого моста з напіврозвантаженими півосями

Горизонтальні реакції

$$R_y = \varphi R_z ,$$

де φ – коефіцієнт зчеплення коліс моста з дорогою,

$$\varphi = \frac{m_{an(з)} v_a^2 / R}{m_{an(з)} g} = \frac{v_a^2}{Rg} .$$

Під дією цих сил радіальне та осьове навантаження на внутрішній і зовнішній підшипники зовнішнього (індекс *З*) і внутрішнього (індекс *В*) по відношенню до центра повороту колеса відповідно дорівнюють:

$$F_{rI3} = R_{z3}a / l + R_{y3}r_к / l; \qquad F_{aI3} = R_{y3};$$
$$F_{rII3} = R_{z3}(l-a) / l - R_{y3}r_к / l; \qquad F_{aII3} = 0;$$
$$F_{rIB} = R_{zB}a / l - R_{yB}r_к / l; \qquad F_{aIB} = 0;$$
$$F_{rIIB} = R_{zB}(l-a) / l + R_{yB}r_к / l; \qquad F_{aIIB} = R_{yB}.$$

Для підшипників ведучого моста з напіврозвантаженими півосями (рис. 11.16) залежності для визначення навантажень на підшипник колеса наступні:

рух по прямій

$$F_r = R_z l / a; \quad F_a = 0;$$

рух по криволінійній траєкторії

$$F_{r3} = R_{z3}l / a + R_{y3}r_к / a; \qquad F_{a3} = R_{y3};$$
$$F_{rB} = R_{zB}l / a - R_{yB}r_к / a; \qquad F_{aB} = R_{yB}.$$

Необхідна довговічність підшипників (в міліонах обертів) встановлюється на основі заданого ресурсу автомобіля з врахуванням пробігу між капітальними ремонтами.

11.3.5 Момент інерції коліс

Цей момент в значній мірі визначає динамічні показники автомобіля. Моменти інерції коліс через різницю в масі коліс з шинами змінюються в дуже широких межах навіть для коліс, на яких встановлені шини одного номінального розміру. Тому замість моменту інерції зручніше користуватись масою і радіусом інерції, віднісши його до номінального діаметра обода.

Як показали розрахунки це відношення для дискових коліс з шинами складає $0,7 \div 0,75$. Таким чином для попередніх розрахунків можна прийняти, що момент інерції дискового колеса з шиною

$$I = \left(m_к + m_ш\right)\left(0,72d\right)^2,$$

де $m_к$ і $m_ш$ – маси, відповідно, колеса і шини;

d – номінальний діаметр обода.

11.3.6 Матеріали для виготовлення основних деталей коліс

Дані про ці матеріали подамо у вигляді таблиці 11.1

Таблиця 11.1 – Матеріали для виготовлення основних деталей коліс

Деталь	Матеріал
Обід	Сталь 08, 08кп, 15, 15кп
Бортове кільце	Сталь 08, 08кп, 15, 15кп
Замкове кільце	Сталь 45, 45Г, 50, 50Г
Диск	Сталь 08, 08кп, 15, 15кп
Маточина	Ковкий чавун КЧ 35-10, КЧ 37-12, сталь 35Л, 40Л

11.3.7 Балансування коліс

Високі швидкості руху автомобілів викликають необхідність балансування коліс, в особливості передніх керованих. При дисбалансі коліс погіршується комфортабельність автомобіля і збільшується зношування шин. Дисбаланс передніх керованих коліс може викликати погіршення стійкості і керованості автомобіля, стати причиною виникнення небезпечних коливань і швидкого зношування шарнірів підвіски і рульового привода.

Дисбаланс складається з дисбалансу гальмового барабана і гальмового диска з маточиною, дисбалансу колеса, який, в свою чергу, складається з дисбалансів колеса, шини і вентиля, а також дисбалансу, який створюється радіальним і торцевим биттям колеса.

Для усунення дисбалансу гальмовий барабан чи диск з маточиною врівноважують статично (в одній площині) при центруванні по посадочних поверхнях або по зовнішніх кільцях підшипників маточини за рахунок висвердлювання отворів в гальмовому барабані чи диску.

Колесо, яке складається з обода і диска, балансується статично при центруванні по посадочних поверхнях за рахунок зняття шару металу або приварювання вантажів. Шини в зборі з камерою і вентилем отримують від виробника збалансованими.

Дисбаланс колеса з шиною в зборі усувають за рахунок встановлення на ободі балансувальних вантажів. Балансування виконується при центруванні колеса по посадочних поверхнях. Колеса вантажних автомобілів балансують статично, а легкових – динамічно (в двох площинах), розташовуючи вантажі з зовнішньої та внутрішньої сторін колеса. Дисбаланс, що створюється радіальним і торцевим биттям колеса, усувають правкою колеса. Значення допустимого дисбалансу для коліс в зборі з шиною регламентовані стандартами на шини.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Автомобили: Конструкция и элементы расчета: учебник для студ. высш. учеб. заведений [Текст] / В.К. Вахламов. – М. : Изда тельский центр «Академия», 2006. – 480 с.
2. Автомобили: Конструкция и элементы расчета: учебник для студ. высш. учеб. заведений [Текст] / В.К. Вахламов. – М. : Изда тельский центр «Академия», 2006. – 480 с.
3. Аналіз конструкцій та розрахунок автомобілів. Конспект лекцій для студентів спеціальності 7.090258 «автомобілі та автомобільне господарство» денної та заочної форм навчання [Текст] / укладач М.О. Ганзюк. – Люцьк.: ЛНТУ, 2011. – 196 с.
4. Лукин П.П. и др. Конструирование и расчет автомобиля: Учебник для студентов втузов, обучающихся по специальности “Автомобили и тракторы” [Текст] / П. П. Лукин, Г. А. Гаспарянц, В.Ф.Родионов.–М. :Машиностроение, 1984.-376 с.
5. Чудаков Е.А. Расчет автомобиля [Текст] / Е.А. Чудаков. – М.: Машиностроение, 1947. – 588 с.
6. Раймпель И. Шасси автомобиля: элементы подвески. Пер. с нем. [Текст] / И Раймпель – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
7. Чудаков Е. А. Конструкция и расчет шасси автомобиля. Учебник для вузов 2–е издание испр. и доп. [Текст] / Е. А. Чудаков. – М.: 1939. – 560 с.
8. Осепчугов В. В. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета: Учебник для студентов вузов по специальности “Автомобили и автомобильное хозяйство” [Текст] / В.В. Осепчугов, А. К. Фрумкин. – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.
9. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник [Текст] / Под общ. ред. А.И. Гришкевича. -М.: Машиностроение, 1984. – 272 с.
10. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия [Текст] / Под ред. А.И. Гришкевича. – Мн.: Выш.шк., 1985. – 240 с.
11. Шасси автомобиля. Атлас конструкций. Учебное пособие для втузов. – М.: Машиностроение,1977.-108 с.
12. Основенко М.Ю. Трансмісія автомобіля: Навч. посібник. [Текст] / М.Ю. Основенко, Г.А. Філіпова. – К.: УТУ, 1998. – 156 с.
13. Автомобили. Трансмиссия: Учебное пособие [Текст] / Н.Е. Основенко. – К.: УМК ВО, 1989. – 139 с.
14. Бухарин Н.А. Автомобили. Учебное пособие для вузов. [Текст] / Н. А. Бухарин, В.С. Прозоров, М.М. Щукин. – Л.: Машиностроение, 1973. – 504 с.
15. Островцев А. Н. Основы проектирования автомобилей. Учебное пособие для студентов специальности «Автомобильный транспорт» [Текст] / А.Н. Островцев. – 1968. – 204 с.
16. Гуревич Л. В., Меламуд Р. А. Пневматический тормозной привод транспортних средств. [Текст] / Л.В. Гуревич, Р.А. Меламуд – М.:Транспорт, 1988. – 223с.
17. Яресько П.С. Тормозные системы большегрузных автомобилей КамАЗ. [Текст] / П.С. Яресько, С.В. Филипов – Я.:1984. – 99 с.

18. Мельников А.А. Проектированиу пневматических подвесок [Текст] / А.А. Мельников, И.Н. Успенский. – Горький. : Волго-Вятское издательство, 1965. – 87 с.

19. Краткий автомобильный справочник. – 9изд., перераб. и доп. [Текст] / – М.: Транспорт, 1982.– 464 с.