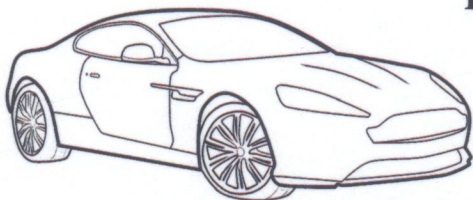


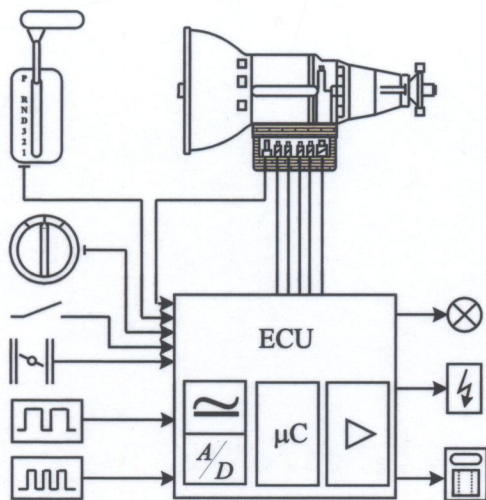
Ю. А. Бурєнніков
А. А. Кашканов
В. М. Ребедайло



АВТОМОБІЛІ

РОБОЧІ ПРОЦЕСИ

ТА ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ



Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України

Ю. А. Буренніков, А. А. Кашканов, В. М. Ребедайло

**АВТОМОБІЛІ:
РОБОЧІ ПРОЦЕСИ ТА ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ**

Вінниця
ВНТУ
2013

УДК 629.33(075)

ББК 39.33я73

Б91

Рекомендовано Міністерством освіти і науки, молоді та спорту України як навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. Лист №1/11-20256 від 28.12.2012 р.

Рецензенти:

В.Ф. Анісімов, доктор технічних наук, професор

В.П. Волков, доктор технічних наук, професор

В.П. Сахно, доктор технічних наук, професор

Буренніков, Ю. А.

Б91 Автомобілі: робочі процеси та основи розрахунку: навчальний посібник/Ю. А. Буренніков, А. А. Кашканов, В. М. Ребедайло. – Вінниця: ВНТУ, 2013. – 283 с.

ISBN 978-966-641-515-1

В посібнику дано аналіз конструкцій систем, агрегатів і механізмів різних типів автомобілів, їх робочі процеси та вимоги до них. На основі робочих процесів подані елементи розрахунку, необхідні для визначення навантажень, діючих в агрегатах і механізмах.

Навчальний посібник призначений для студентів ВНЗ напряму підготовки «Автомобільний транспорт» і може бути корисним інженерно-технічним працівникам автомобільного транспорту.

УДК 629.33(075)

ББК39.33я73

ISBN 978-966-641-515-1

©Ю. Буренніков, А. Кашканов, В. Ребедайло, 2013

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА	6
1 КЛАСИФІКАЦІЯ, ПОЗНАЧЕННЯ, ВЛАСТИВОСТІ, ЗАГАЛЬНА БУДОВА ТА ВИМОГИ ДО КОНСТРУКЦІЇ АВТОМОБІЛІВ	7
1.1 Класифікація та позначення автомобілів	7
1.2 Властивості автомобілів	10
1.3 Загальна будова та вимоги до конструкції автомобілів	12
2 НАВАНТАЖУВАЛЬНІ РЕЖИМИ ТА МЕТОДИ РОЗРАХУНКУ	16
2.1 Робочий процес	16
2.2 Методи розрахунку на міцність	17
2.3 Навантажувальні і розрахункові режими	20
3 ЗЧЕПЛЕННЯ	24
3.1 Вимоги до зчеплень	24
3.2 Класифікація зчеплень	24
3.3 Робочий процес фрикційного дискового зчеплення	25
3.4 Автоматизація керування зчепленням	27
3.5 Конструювання і розрахунок зчеплень	29
4 КОРОБКА ПЕРЕДАЧ	37
4.1 Вимоги до коробок передач	37
4.2 Класифікація коробок передач	37
4.3 Робочий процес механічної ступінчастої коробки передач	39
4.4 Особливості робочого процесу планетарної коробки передач ..	40
4.5 Робочий процес гідротрансформатора	46
4.6 Особливості роботи автоматичних коробок передач	50
4.7 Конструювання і розрахунок ступінчастих коробок передач ...	54
5 КАРДАННА ПЕРЕДАЧА	65
5.1 Вимоги до карданних передач	65
5.2 Класифікація карданних передач	65
5.3 Робочий процес карданних передач	65
5.4 Конструювання і розрахунок карданних передач	69

6 ГОЛОВНА ПЕРЕДАЧА	75
6.1 Вимоги до головних передач	75
6.2 Класифікація головних передач	75
6.3 Робочий процес головних передач	76
6.4 Проектування і розрахунок головної передачі	78
7 ДИФЕРЕНЦІАЛ	86
7.1 Вимоги до диференціалів	86
7.2 Класифікація диференціалів	86
7.3 Робочий процес диференціала	88
7.4 Проектування і розрахунок диференціала	89
8 ПРИВОД ВЕДУЧИХ КОЛІС	92
8.1 Вимоги до приводу ведучих коліс	92
8.2 Класифікація приводу ведучих коліс	93
8.3 Робочий процес приводу ведучих коліс	93
8.4 Розрахунки на міцність	95
9 ПІДВІСКА	99
9.1 Вимоги до підвісок	99
9.2 Класифікація підвісок	99
9.3 Компонувальні схеми та конструктивні елементи підвісок	100
9.4 Робочий процес підвіски	100
9.5 Розрахунки на міцність	118
10 КОЛЕСА І ШИНИ	120
10.1 Колеса	120
10.2 Шини	125
11 РУЛЬОВЕ КЕРУВАННЯ	133
11.1 Вимоги до рульового керування	133
11.2 Класифікація рульового керування	133
11.3 Робочий процес рульового керування	134
11.4 Підсилювачі рульового керування	141
11.5 Розрахунки на міцність	151
12 ГАЛЬМА	153
12.1 Вимоги до гальмових систем	154
12.2 Класифікація	157
12.3 Робочий процес гальмових механізмів	158
12.4 Гальмові приводи	163
12.5 Регулятор гальмових сил	181

12.6 Антиблокувальні системи	184
12.7 Стоянкова гальмова система	192
12.8 Гальмові системи зі сповільнювачем	193
12.9 Розрахунки на міцність	200
13 КУЗОВ І РАМА, МІСЦЕ ПРАЦІ ВОДІЯ	201
13.1 Вимоги до кузовів і рам	201
13.2 Класифікація кузовів і рам	201
13.3 Робочий процес та основи розрахунку кузовів і рам	201
13.4 Розрахунки на міцність	204
13.5 Особливості улаштування робочого місця водія	205
14 АВТОМОБІЛЬНА ГІДРАВЛІКА	206
14.1 Елементи прикладної гідравліки	206
14.2 Гідравлічні об'ємні приводи	218
14.3 Насоси та гідродвигуни	229
14.4 Гідроагрегати, які обслуговують виконавчий контур	240
14.5 Гідравлічні акумулятори	243
14.6 Гідравлічна апаратура	246
14.7 Розрахунок параметрів виконавчого контура гідроприводу ...	252
15 АВТОМОБІЛЬНА ПНЕВМАТИКА	261
15.1 Керування відкриттям-закриттям дверей і люків, жалюзів радіатора	261
15.2 Регулювання тиску повітря в шинах	263
ЛІТЕРАТУРА	266
ГЛОСАРІЙ	268
ПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЖЧИК	281

ПЕРЕДМОВА

В результаті інтенсивного вдосконалення конструкції автомобілів, більш частого поновлення моделей, що випускаються, додання їм високих споживчих якостей виникає необхідність підвищення професійного рівня фахівців напрямку підготовки «Автомобільний транспорт».

Вивчення автомобіля у ВНЗ проводиться послідовно за трьома об'єднаними у загальний курс розділами дисципліни «Автомобілі»: «Основи конструкції», «Теорія експлуатаційних властивостей» і «Робочі процеси та основи розрахунку». Задача розділу «Робочі процеси та основи розрахунку» – дати знання і навички з аналізу та оцінювання конструкції різних автомобілів, а також визначення навантажень, діючих в їх агрегатах і механізмах. Метою вивчення курсу «Автомобілі» є систематизація, закріплення й розширення теоретичних і практичних знань при вирішенні конкретних наукових технічних й економічних завдань в галузі автомобільного транспорту.

Студент ВНЗ, який навчається за даним напрямком, повинен одержати знання в області теорії та конструкції автомобілів, що забезпечують йому можливість успішного керування сучасним складним автомобільним господарством. Він повинен мати уявлення про сучасний стан і тенденції розвитку як автомобілебудування в цілому, так і окремих конструкцій автомобілів, вміти оцінювати експлуатаційні властивості на основі аналізу конструкції моделей автомобілів, визначати навантаженість окремих елементів, щоб прогнозувати їхню надійність, а також проводити випробування автомобілів і оцінювати їхні результати.

Навчальний посібник «Автомобілі: робочі процеси та основи розрахунку» відповідає за змістом задачам розділу «Робочі процеси та основи розрахунку», його побудова підпорядкована загальному принципу: аналіз і оцінювання конструкцій дається на базі запропонованих вимог і класифікаційних ознак, супроводжує вивчення робочих процесів.

Вимог можна дотриматись при різних конструктивних рішеннях, тому їх необхідно розглядати разом із класифікацією й аналізом виконаних конструкцій.

Кількісні оцінки вихідних характеристик і аналіз можливостей їхньої зміни можна одержати тільки на основі аналізу робочого процесу з використанням його математичного опису.

Робочий процес (operation, working procedure) – це сукупність фізичних, фізико-хімічних і ін. явищ, що виникають під час роботи в агрегатах і системах, їхня послідовність, причинність, взаємозв'язок.

На основі аналізу конструкції та математичного опису робочого процесу можна визначити, на якому ступені і за яких умов можливе виконання вимог, і перейти до вибору розрахункових навантажень, використовуваних у розрахунках на міцність, жорсткість і т. д.

1.1 Класифікація та позначення автомобілів

Автомобільний рухомий склад (vehicles) за призначенням поділяють на вантажний, пасажирський і спеціальний. До вантажного рухомого складу відносять вантажні автомобілі, автомобілі-тягачі, причепи (trailers) та напівпричепи (semitrailers).

Вантажний рухомий склад в залежності від характеру його використання поділяється на рухомий склад загального призначення і спеціалізований. Автомобілі, причепи та напівпричепи загального призначення мають неперекидний кузов і використовуються для перевезення вантажів всіх видів, крім рідких, без тари. До спеціалізованого рухомого складу (specialized vehicles) відносять автомобілі, причепи та напівпричепи, призначені для перевезення вантажів певних видів або обладнані спеціальними вантажно-розвантажувальними пристроями: самоскиди, самонавантажувачі, фургони і рефрижератори, цистерни, трубовози, металовози, контейнеровози, ваговози, лісовози, для перевезення будівельних конструкцій, сільськогосподарської продукції та ін. Спеціалізація рухомого складу досягається, головним чином, установленням спеціалізованих кузовів і додаткового устаткування на шасі базових автомобілів, причепів і напівпричепів. При цьому тип кузова і його конструкція залежать, в основному, від виду перевозимого вантажу, його властивостей і масо-габаритних параметрів. Удосконалювання конструкції може бути досягнуто максимальним використанням вантажопідйомності шасі, уникненням зовнішнього впливу на якість вантажів у процесі перевезення і підвищенням зручності та ефективності вантажно-розвантажувальних робіт.

Автомобілями-тягачами називають автомобілі, призначені для постійної роботи з причепами або напівпричепами. Вони поділяються на сидельні автомобілі-тягачі для роботи з напівпричепами і автомобілі-тягачі для роботи з причепами. Автомобіль-тягач (truck tractors) в зчепленні з причепом (напівпричепом) називається автопоїздом (articulated truck).

До пасажирського рухомого складу відносять автобуси, легкові автомобілі, пасажирські причепи та напівпричепи.

Спеціальний рухомий склад (special vehicles) охоплює автомобілі, причепи та напівпричепи і призначається для виконання не транспортних робіт, а технологічних операцій. Тому на ньому встановлюється, в залежності від призначення, спеціальне обладнання – пожежні машини, автокрани, пересувні ремонтні майстерні та ін.

Вантажні автомобілі (нормаль ОН 025270) поділяються на класи (табл. 1.1) за повною масою та експлуатаційним призначенням (бортовий, тягач, самоскид і т. д.).

Таблиця 1.1 – Індеси вантажних автомобілів

Повна маса, т	Експлуатаційне призначення автомобіля					
	Бортові	Тягачі	Самоскиди	Цистерни	Фургони	Спеціальні
До 1,2	13	14	15	16	17	19
1,2 до 2,0	23	24	25	26	27	29
2,0 до 8,0	33	34	35	36	37	39
8,0 до 14,0	43	44	45	46	47	49
14,0 до 20,0	53	54	55	56	57	59
20,0 до 40,0	63	64	65	66	67	69
більше 40	73	74	75	76	77	79

Класи 18, 28, ..., 78 є резервними і в індексацію не внесені.

Схема позначення вантажних автомобілів, причепів і напівпричепів показана на рис. 1.1.

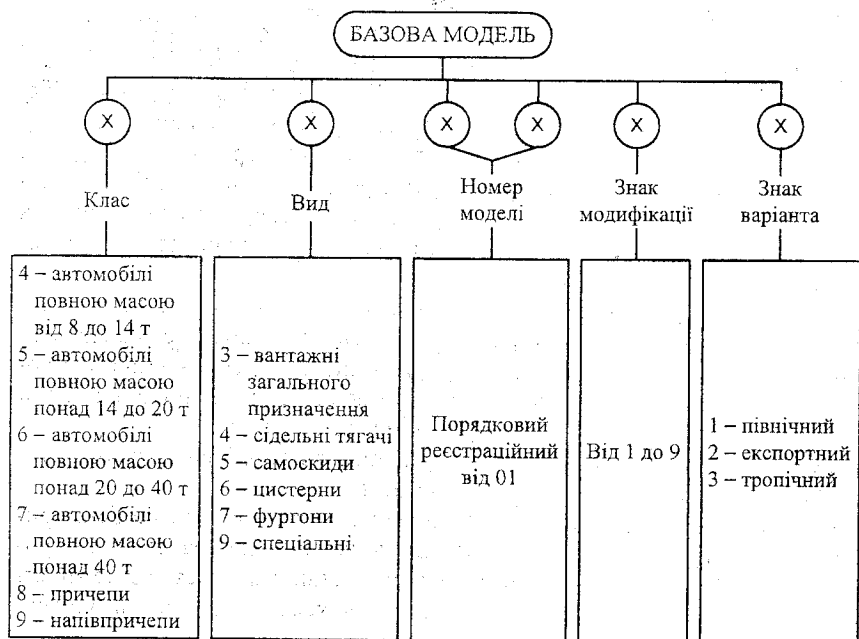


Рисунок 1.1 – Схема класифікації і позначень

Наприклад, позначення ЗЛ-431413 розшифровується так: 4 – повна маса 8...14 т; 3 – вантажні загального призначення, 14 – номер моделі, 1 – знак модифікації, 3 – тропічний.

Легкові автомобілі класифікуються за робочим об'ємом двигуна в літрах на 4 класи (з 11 по 41): 11 – особливо малий (до 1,2), 21 – малий (від 1,2 до 1,8), 31 – середній (від 1,8 до 3,5), 41 – великий (більше 3,5 л).

Автобуси класифікуються за габаритною довжиною в метрах на п'ять класів (з 22 по 62): 22 – особливо малий (до 5 м), 32 – малий (від 6,0 до 7,5 м), 42 – середній (від 8 до 9,5 м), 52 – великий (від 10,5 до 12 м) і 62 – особливо великий (16,5 м і більше).

Індекси причепів і напівпричепів наведені в табл. 1.2.

Таблиця 1.2 – Індекси причепів і напівпричепів

Типи причепів	Причепи	Напівпричепи
Легкові	81	91
Автобусні	82	92
Вантажні (бортові)	83	93
Самоскидні	85	95
Цистерни	86	96
Фургони	87	97

При розгляді технічної документації вітчизняних і закордонних автотранспортних засобів більш зручно користуватися класифікацією, прийнятою в Правилах ЄЕК ООН (табл. 1.3).

Таблиця 1.3 – Європейська класифікація транспортних засобів

Категорія АТЗ	Тип автотранспортного засобу	Повна маса, т	Примітки
M1	АТЗ із двигуном, призначені для перевезення пасажирів, мають не більше 8 місць для сидіння (крім місця водія)	Не регламентується	Легкові автомобілі
M2	Те ж, що мають більше 8 місць для сидіння (крім місця водія)	До 5,0	Автобуси
M3	Те ж	Понад 5,0	Автобуси, у тому числі зчленовані
N1	АТЗ із двигуном, призначені для перевезення вантажів	До 3,5	Вантажні автомобілі, спеціальні автомобілі
N2	Те ж	Понад 3,5 до 12,0	Вантажні автомобілі-тягачі, спеціальні автомобілі
N3	Те ж	Понад 12,0	Те ж
O1	АТЗ без двигуна	До 0,75	Причепи і напівпричепи
O2	Те ж	Понад 0,75 до 3,5	Те ж
O3	Те ж	Понад 3,5 до 10,0	Те ж
O4	Те ж	Понад 10,0	Те ж

1.2 Властивості автомобілів

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

Зазвичай, розглядають такі властивості автомобілів: експлуатаційні, споживчі і властивості безпеки.

Експлуатаційні 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 підрозділяються на дві основні групи: експлуатаційні властивості, пов'язані з рухом автомобіля і не пов'язані з його рухом.

Тягово-швидкісні і гальмові властивості, паливна економічність, керованість, повертальність, маневреність, стійкість, прохідність, плавність ходу, екологічність і безпека руху забезпечують рух автомобіля та визначають його закономірності.

Місткість, міцність, довговічність, пристосованість до технічного обслуговування і ремонту, до навантажувально-розвантажувальних робіт, до посадки і висадки пасажирів багато в чому визначають ефективність і зручність використання автомобіля.

Експлуатаційні властивості, що забезпечують рух автомобіля, істотно залежать від конструкції та технічного стану систем і механізмів автомобіля. Чим досконаліша конструкція автомобіля і кращий його технічний стан, тим вищі експлуатаційні властивості автомобіля. Системи і механізми автомобіля проектують так, щоб набути експлуатаційних властивостей, потрібних для заданих умов експлуатації й забезпечити ефективне використання автомобіля в цих умовах.

На рис. 1.2 показаний зв'язок експлуатаційних властивостей, що забезпечують рух автомобіля, з системами і механізмами автомобіля, конструкція та технічний стан яких найбільше впливають на ці властивості.

Споживчі властивості особливо важливі для легкового автомобіля, вони характеризують здатність автомобіля задовольняти вимоги його власників. Так, споживчими властивостями легкового автомобіля є: зручність посадки і висадки водія та пасажирів, наявність ефективних систем опалювання, вентиляції, кондиціонування повітря, електропідйомників скла, аудіосистеми, вбудованого телефону, телевізора, а також якості матеріалів обшивки салону кузова, привабливість зовнішнього вигляду автомобіля, його престижність і відповідність моді.

Властивості безпеки характеризують активну, пасивну та екологічну безпеку автомобіля.

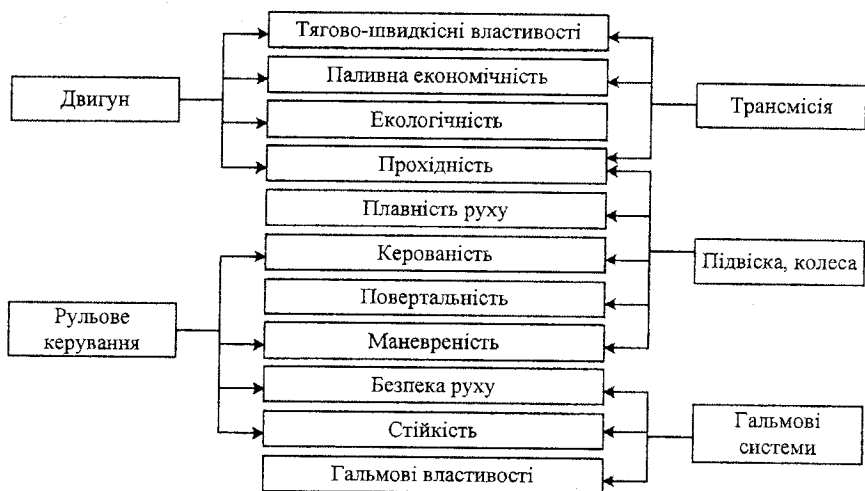


Рисунок 1.2 – Зв'язок експлуатаційних властивостей із системами і механізмами автомобіля

Активна безпека – властивість автомобіля запобігати дорожньо-транспортним пригодам (ДТП). Активну безпеку автомобілю забезпечують його високі тягово-швидкісні і гальмові властивості, хороші стійкість, керованість, маневреність, недостатня повертальність, висока плавність ходу, хороші оглядовість і комфортабельність, які різко знижують стомлюваність водія і створюють умови для тривалої безаварійної роботи.

Пасивна безпека (внутрішня і зовнішня) – властивість автомобіля зменшувати тяжкість наслідків ДТП, тобто травматизм водія, пасажирів і пішоходів, забезпечувати збереження вантажів і запобігати можливості виникнення пожежі. Пасивну безпеку автомобілю забезпечують висока міцність пасажирського салону, що практично унеможливило його деформації при аваріях, ремені безпеки, надувні подушки безпеки, травмобезпечне рульове керування, підголовники, спеціальне скло, надійне внутрішнє устаткування кузова, яке зменшує травмування водія і пасажирів, а також зовнішня форма кузова, що зменшує травмування пішоходів. Пожежна безпека автомобіля забезпечується конструкцією системи живлення двигуна і місцем розташування паливного бака на автомобілі.

Екологічна безпека – властивість автомобіля зменшувати шкоду, що наноситься в процесі експлуатації пасажиром, водію, людям і довкіллю. Екологічна безпека автомобіля забезпечується конструкцією окремих систем, механізмів та їх елементів, що знижують створюваний автомобілем шум і токсичність відпрацьованих газів. Крім того, екологічна безпека досягається використанням екологічно нешкідливих матеріалів і пристосова-

ністю автомобіля до утилізації, тобто повторній переробці після виходу з ладу автомобіля, його систем і механізмів.

Параметри безпеки регламентуються державними стандартами і Правилами ЄЕК ООН, чинними в Україні.

1.3 Загальна будова та вимоги до конструкції автомобілів

Основні терміни:

Механізм (device, gear, mechanism) – пристрій, призначений для перетворення руху і швидкості.

Агрегат (unit) – з'єднання декількох пристроїв в одне ціле.

Система (system) – сукупність окремих частин, зв'язаних загальною функцією (наприклад, система живлення, охолодження, змащення та ін.).

Автомобіль (car) – самохідна машина, що приводиться в рух за допомогою встановленого на ньому двигуна. Механізми, агрегати і системи автомобіля містять у собі тисячі деталей. Проте в більшій частини рухомого складу, в якому визначальною ланкою є автомобіль, принципи устрою і роботи основних механізмів однакові.

Він складається з трьох основних частин: двигуна, кузова і шасі.

Двигун (engine) перетворює теплову енергію, яка виділяється при згорянні палива, у механічну. В результаті такого перетворення приводяться в обертання через механізми трансмісії ведучі колеса автомобіля. На більшості автомобілів застосовують поршневі двигуни – бензинові або дизелі.

Кузов (body) служить для розміщення перевозимого вантажу. У кузові автобуса і легкового автомобіля розміщуються пасажирів і водій. Кузов вантажного автомобіля складається з платформи (body floor, loading platform) під вантаж і кабіни водія.

Шасі (chassis, running gear) являє собою сукупність усіх механізмів, призначених для передавання крутного моменту від двигуна на ведучі колеса, пересування автомобіля і керування ним. Шасі складається з трансмісії, несучої системи, мостів, підвіски, коліс і механізмів керування.

Трансмісія (transmission; power drive) передає крутний момент від колінчатого вала двигуна до ведучих коліс автомобіля і змінює величину і напрямок цього моменту.

На рис. 1.3 зображена спрощена схема автомобіля (вигляд зверху). Від двигуна 1 потужність за допомогою трансмісії підводиться до ведучих коліс 8. Трансмісія складається зі зчеплення 2, коробки передач 3, карданної передачі 4, головної передачі 5, диференціала, розміщеного в ній, і півосей 6.

Зчеплення (clutch) призначене для тимчасового від'єднання коробки передач від двигуна на момент зрушення з місця та перемикання передач (з наступним плавним з'єднанням із двигуном). Коробка передач (gearbox) служить для збільшення крутного моменту, одержуваного від двигуна шляхом вмикання шестерень, що мають різні передаточні числа. Цим забезпечується зміна швидкості руху автомобіля. Крім того, коробка передач служить і для руху заднім ходом.

Від коробки передач крутний момент за допомогою *карданної передачі* (*cardan drive; driveline*) передається до *головної передачі* 5, розташованої в задньому мості, що може переміщатися щодо *рами* 9 при деформації пружного елемента (ресор) між мостом і рамою. Карданна передача передає крутний момент від коробки передач задньому мосту при змінному куті і відстані між ними.

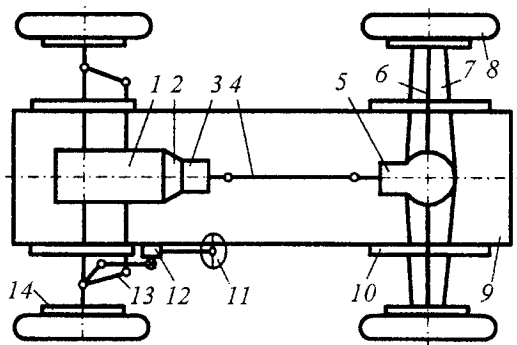


Рисунок 1.3 – Спрощена схема класичного компонування автомобіля

У *головній передачі* (*final drive*) відбувається подальше після коробки передач збільшення крутного моменту і передавання руху під прямим кутом від карданного вала до *півосей* 6 коліс.

Разом з головною передачею розташований *диференціал* (*differential mechanism*), що дозволяє одержувати різну швидкість коліс (на поворотах і при подоланні різних за висотою нерівностей). *Півосі* знаходяться в картері 7 ведучого (найчастіше заднього) моста, а зовнішні їх кінці з'єднані з ведучими колісними 8.

Рама (frame) 9, що виконує в розглянутій схемі функції несучої системи, колеса, встановлені на керованих і ведучих 7 мостах і підвісці 10, що зв'язують мости з рамою, утворюють візок автомобіля. Підвіски і шини дозволяють пом'якшувати поштовхи і удари, сприймані колісними від нерівностей дороги.

До органів керування відносять гальмову і рульову системи. *Гальмова система* (*braking system*) складається з гальм 14, установлених на колесах, і приводу до них. Вона служить для зниження швидкості, зупинки й утримання автомобіля на місці.

Рульовий механізм (*steering gear*) містить у собі рульове колесо 11, рульову передачу 12 і важелі 13. В цій системі поворот рульового колеса змінює положення передніх коліс і тим самим забезпечує поворот автомобіля.

Компонування (*assembling, arrangement*) автомобіля може бути найрізноманітнішим, тому що воно залежить від:

- взаємного розташування двигуна, кабіни і кузова;

- типу несучої системи (рами);
- числа мостів і розташування їх по довжині автомобіля;
- типу трансмісії.

Розрізняють 4 схеми компоновання автомобіля за розташуванням двигуна: перед кабіною, під кабіною або усередині кабіни, між кабіною і кузовом, у задній частині шасі.

Перші 2 схеми встановлення двигуна є типовими для автомобілів загальнотранспортного і багатоцільового призначення.

Схема розташування двигуна під кабіною (усередині кабіни) є більш раціональною в порівнянні з установленням його перед кабіною, тому що при цьому забезпечуються великі розміри платформи кузова або менша загальна довжина автомобіля; краща оглядовість для водія, що сприяє підвищенню безпеки руху.

Компоновання автомобілів-тягачів за схемою «кабіна над двигуном» доцільне також у випадках улаштування їх спальними місцями, розташованими позаду сидіння.

Розташування двигуна за кабіною застосовується для потужних тягачів і довгобазних шасі багатовісних автомобілів.

Розміщення кабіни перед двигуном доцільно зберігати у випадках, коли між кабіною й опорно-зчіпним пристроєм існує вантажонесучий кузов. Такі автомобілі-тягачі типу «верблюд» виготовляються в США на довгобазних стандартних чи спеціальних шасі три- чи чотиривісних автомобілів. Останнім часом такі автомобілі-тягачі роблять чотиривісними, що дозволяє при звичайних розмірах шин підвищити вантажопідйомність і зменшити радіус повороту (обидві передні осі являють собою здвоєний керований візок).

Перевагами автомобілів-тягачів типу «верблюд» є збільшення їхньої зчіпної ваги, висока стійкість і більш повне використання довжини автопоїзда.

Розташування двигуна в задній частині характерно для автобусів, тому що при цьому можна збільшити розміри салону, а також підвищити їх екологічність, тому що пари палива і теплове випромінювання двигуна не впливають на пасажирів.

Для збільшення пасажирського кузова в деяких моделях легкових автомобілів (наприклад, ВАЗ-2114) двигун розташовують попереду поперек поздовжньої осі автомобіля, а привод при цьому здійснюється на передні колеса.

Несуча система автомобіля може бути виконана у вигляді рамної, корпусної або комбінованої конструкції. Рамна конструкція буває лонжеронною або трубчастою у вигляді центральної каркасної труби великого діаметра. Її застосування характерне для вантажних автомобілів. Корпусні або комбіновані конструкції типові для легкових автомобілів і автобусів.

До конструкції автомобіля висувається цілий ряд вимог. До них відносять виробничі, експлуатаційні, споживчі вимоги і вимоги безпеки. Дамо визначення цих вимог.

Виробничі вимоги – відповідність конструкції автомобіля технологічним можливостям заводу-виробника, а також мінімальні витрати матеріалів, трудомісткість і собівартість при виробництві.

Експлуатаційні вимоги – високі тягово-швидкісні і гальмові властивості, паливна економічність, хороші керованість, маневреність, стійкість, плавність ходу, прохідність, недостатня повертальність, надійність, технологічність обслуговування і ремонту, мінімальна собівартість транспортних робіт. Експлуатаційні вимоги багато в чому залежать від умов експлуатації, тобто на яких дорогах, в яких кліматичних зонах працюватиме автомобіль, а також які вантажі і яких пасажирів передбачається перевозити.

Споживчі вимоги – невелика вартість автомобіля та його експлуатації, безвідмовність і ремонтпридатність, легкість керування, безпека й комфортабельність.

Вимоги безпеки висуваються до активної, пасивної (внутрішньої, зовнішньої) та екологічної безпеки автомобіля.

При проектуванні автомобіля до його систем, агрегатів і механізмів додатково висуваються загальні і спеціальні вимоги.

Загальними вимогами до усіх систем, агрегатів і механізмів є такі: мінімальні розміри і маса, простота конструкції та обслуговування, технологічність, ремонтпридатність і низький рівень шуму.

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

Запитання для самоконтролю

1. Як класифікують і позначають автомобілі?
2. Які властивості характеризують автомобіль?
3. Які вузли, механізми, агрегати і системи входять до конструкції автомобіля?
4. Які вимоги висуваються до конструкції автомобіля?
5. Які вимоги висуваються до конструкції систем, агрегатів і механізмів автомобіля?

2.1 Робочий процес

Для математичного опису основних особливостей робочого процесу агрегатів, механізмів і систем шасі в багатьох випадках при використанні умови рівноваги системи достатньо взяти до уваги тільки зовнішні сили (force) P (для обертального руху – моменти M):

$$\sum M_n = 0, \quad (2.1)$$

а для перехідних процесів (розгони, гальмування) участь ще й маси m (для обертального руху – моменти інерції I):

$$\sum M_n + \sum I_n \ddot{\varphi}_n = 0. \quad (2.2)$$

В деяких випадках, наприклад, для підвіски, необхідно проаналізувати коливальні процеси. При цьому, використовуючи принцип незалежності, розглядають поведінку системи під впливом сил (або моментів), викликаних лінійною $e = x/P$ (або кутовою $e = \varphi/M$) пружністю ланок системи, і сил, викликаних нерівномірним рухом мас:

$$\sum I_n \ddot{\varphi}_n + \sum \frac{\varphi_n + \varphi_{n+1}}{e_{n,n+1}} = M_\varphi, \quad (2.3)$$

де $M_\varphi = M_a \sin(\dot{\varphi}t + \varepsilon)$ – момент, відповідний зовнішньому збурювальному впливу. При визначенні власних коливань системи приймають $M_\varphi = 0$. Врахування сил (або моментів) опору, еквівалентних в'язкому тертю $C_b \dot{x}$ (або $C_b \dot{\varphi}$) та сухому тертю $C_c \mu$, дозволяє визначити ступінь затухання коливань у часі:

$$\sum I_n \ddot{\varphi}_n + \sum \frac{\varphi_n + \varphi_{n+1}}{e_{n,n+1}} - C_b \dot{\varphi} - C_c \mu = M_\varphi. \quad (2.4)$$

В деяких випадках доводиться, крім того, враховувати ще і наявність люфтів в окремих ланках системи.

Істотне спрощення розрахунку та аналізу багатомасової багатоланкової системи забезпечується при заміні її на більш просту еквівалентну систему, наприклад, одномасову або двомасову. При цьому для систем з послідовно з'єднаними ланками використовують такі формули зведення:

$$I_e = \sum \frac{I_n}{i_n^2} + \sum \frac{m_n \cdot r_n^2}{i_n^2}, \quad (2.5)$$

$$e_e = \sum \frac{e_{n,n+1}}{i_n^2}, \quad (2.6)$$

де $i_n = \omega_e / \omega_n$ – передаточне число від ланки зведення до даної ланки. Для систем, які мають розімкнені та замкнені (кільцеві) розгалуження, при визначенні I_e та e_e використовують спеціальні методи: метод ланцюгових дробів, метод залишку [3].

При аналізі робочого процесу систем і підсистем з автоматичним регулюванням додатково проводиться дослідження стійкості, швидкодії та точності роботи системи.

При розв'язанні рівнянь типу (2.1)–(2.4), отримуємо вихідні характеристики, які для механічних систем, звичайно, мають вигляд залежностей силових параметрів M або P від кінематичних ω або v . У вихідні характеристики входять також функції, які дозволяють оцінити економічність агрегату чи системи, наприклад, питома витрата палива для теплових двигунів, ККД (coefficient of efficiency) для передач і т. д. Коливальні процеси, звичайно, оцінюють за допомогою амплітудно-частотних характеристик. Використовуються й інші види характеристик. Необхідно також мати інформацію про граничні умови для вихідних характеристик і про ступінь впливу на них умов експлуатації: температури, вологості, тривалості роботи тощо.

Таким чином, в розрахунок вихідних характеристик повинні входити:

- визначення номінальних статичних (і динамічних) характеристик;
- розрахунок (якщо це необхідно) характеристик, які дозволяють оцінити коливальні процеси і роботу автоматичних підсистем;
- визначення ступеня впливу можливих умов експлуатації на параметри вихідних характеристик.

2.2 Методи розрахунку на міцність

При експлуатації автомобіля можливі руйнування його деталей з різних причин. Відмови, тобто порушення працездатності деталей автомобіля, можна віднести до двох груп.

1. Відмови, що виникають раптово, коли напруження перевищує межу міцності даної деталі.

2. Відмови, що виникають як результат поступового необоротного накопичення ушкоджень у вигляді руйнування від втоми (тріщини) або у вигляді зношування.

Розрахунок граничних станів у першому і другому випадках виконується з використанням принципово різних методів розрахунку та умов навантаження деталей.

2.2.1 Розрахунок на статичну (динамічну) міцність

Цей розрахунок необхідно робити за максимальними навантаженнями, що відповідають особливо важким для даної деталі режимам руху автомобіля, наприклад, переїзд через значну нерівність, рушання з місця при різкому вмиканні зчеплення і т. п. Виникаючі при цьому максимальні корот-

кочасні напруження не повинні перевищувати межі міцності матеріалу даної деталі. Особливо важкі розрахункові режими будуть різними, неоднаковими для деталей автомобіля, що входять у трансмісію, підвіску, системи керування, раму або кузов, але, звичайно, їхнє визначення не викликає труднощів.

Критеріями (criterion) статичної міцності (strength) можуть бути коефіцієнти запасу міцності, визначені за граничними або за допустимими напруженнями.

При розрахунку за граничними напруженнями

$$\sigma_{роб} \leq \frac{\sigma_{zp}}{n_{zp}} \text{ або } \tau_{роб} \leq \frac{\tau_{zp}}{n_{zp}}. \quad (2.7)$$

Для пластичних матеріалів беруть граничні напруження σ_{zp} за границею текучості $\sigma_{zp} = \sigma_m$, для крихких – за границею міцності $\sigma_{zp} = \sigma_s$. Діюче напруження $\sigma_{роб}$ беруть за максимальним напруженням, визначеним за максимальним навантаженням для найбільш небезпечного перерізу деталі. При складному напруженому стані визначають еквівалентне напруження $\sigma_s = \sigma_{роб}$. Звичайно, для пластичних матеріалів користуються теорією найбільших дотичних напружень:

$$\sigma_s = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}, \quad (2.8)$$

$$\sigma_s = \frac{1-\alpha}{2}\sigma + \frac{1+\alpha}{2}\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}, \quad (2.9)$$

де $\alpha = \sigma_{zp} / \sigma_s$ – відношення границь міцності при розтяганні і стиску.

Значення коефіцієнта запасу міцності n_m визначається добутком коефіцієнтів K_1, K_2, K_3 і т. д., що враховують різні фактори. Звичайно обмежуються двома коефіцієнтами і приймають

$$n_m \approx n_0 = K_1 \cdot K_2, \quad (2.10)$$

де K_1 – коефіцієнт стабільності властивостей матеріалу,

K_2 – коефіцієнт відповідальності деталі.

Для пластичних матеріалів приймають $n_0 = 1,2 \div 2,5$ (менші значення відповідають меншим відношенням σ_m / σ_s , для крихких матеріалів $n_0 = 2 \div 6$ (менші значення відповідають більш високим значенням ударної в'язкості α_k).

В автомобілебудуванні частіше застосовують розрахунок за допустимими напруженнями $[\sigma] = \sigma_{zp} / n_m$ (або $[\tau] = \tau_{zp} / n_m$), значення яких приймають на підставі наявного у промисловості досвіду, причому

$$\sigma_{роб} \leq [\sigma] \text{ або } \tau_{роб} \leq [\tau]. \quad (2.11)$$

Таким чином, при розрахунку за граничним напруженням $\sigma_{роб}$ потрібно порівняти з $\sigma_{сп} / n_m$ – рівняння (2.7), а при розрахунку за допустимими напруженнями – із заданим значенням $[\sigma]$.

2.2.2 Розрахунок на втомну міцність

Цей розрахунок необхідно робити за навантажувальними режимами, які відповідають характерним для даного автомобіля умовам експлуатації з урахуванням їх тривалості. Підраховані при цьому еквівалентні напруження, що характеризують утому матеріалу даної деталі при відомому характері зміни навантажень, використовують для визначення довговічності (durability). Для розрахунку на втомну міцність, з урахуванням вібрацій, необхідно визначити умови, що відповідають резонансним коливанням. Для розрахунків на втомну міцність необхідно мати статистичні дані, збір яких досить трудомісткий і вимагає великих витрат часу.

Критеріями втомної міцності так само, як і критеріями статичної міцності, можуть бути коефіцієнти запасу міцності, визначені за граничним або за допустимим напруженнями – рівняння (2.7) і (2.11).

Граничні напруження беруть за границею витривалості при симетричному циклі напруження σ_{-1} (або τ_{-1}), чи за напруженнями $\sigma_{роб}$ (або $\tau_{роб}$), що враховують асиметрію циклу. Діючі напруження $\sigma_{роб}$ (або $\tau_{роб}$) беруть за еквівалентним напруженням, що враховує заданий характер зміни напруження за часом, $\sigma_{роб} = \sigma_e$, коефіцієнт запасу міцності при розрахунку на втомну міцність беруть $n_m \approx n_0 = 1,1 \div 1,5$, а іноді $n_0 = 1$.

Якщо умови експлуатації відомі, тоді можна використовувати такий порядок розрахунку [2].

1. Встановити класифікацію умов експлуатації для даного автомобіля (тип дороги, корисне навантаження, швидкісний режим і т. д.).

2. Записати навантажувальний режим даної деталі в умовах дорожніх випробувань і побудувати кореляційні таблиці для кожної з прийнятих умов експлуатації.

3. Побудувати криві розподілу навантаженості деталі для кожної з прийнятих умов експлуатації.

4. Побудувати криві утоми при використанні даних стендових випробувань.

5. Обчислити кореляційні рівняння довговічності.

6. Підрахувати коефіцієнт запасу втомної міцності і граничний термін служби деталі (у км пробігу) для кожної з прийнятих умов експлуатації.

7. Підрахувати граничний термін служби деталі (у км пробігу) для змішаних умов експлуатації.

2.2.3 Розрахунок на зносостійкість (контактну міцність)

Цей розрахунок доцільно робити за тими ж навантажувальними режимами, що і при розрахунку на втомну міцність. Менш достовірний, але більш простий розрахунок можна виконати з використанням умовних середніх навантажень і коригувальних коефіцієнтів (coefficient, factor), що враховують ступінь нестационарності режиму.

2.3 Навантажувальні і розрахункові режими

Навантажувальний режим (working conditions) характеризує реальні навантаження, що їх витримують деталі та агрегати автомобіля під час експлуатації. Розрахунковим називається реальний або умовний навантажувальний режим, прийнятий при розрахунку деталей автомобіля на міцність. Розрахунковий режим установлюється на основі аналізу навантажувальних режимів. Для різних агрегатів і систем автомобіля використовують різні розрахункові режими.

2.3.1 Розрахункові режими для трансмісії

1. За максимальним моментом двигуна. В цьому випадку розрахунковий момент (без врахування ККД)

$$M_p = M_{\text{emax}} \cdot i_n \cdot \alpha_n, \quad (2.12)$$

де i_n – передаточне число від вала двигуна до даного вала;

α_n – коефіцієнт, що враховує максимально можливу частину моменту, переданого даним валом, якщо інша частина моменту передається іншими валами (півосі, привод до передніх і задніх ведучих коліс і т. п.).

Цей розрахунковий режим використовують звичайно для порівняльних перевірок розрахунків.

2. За максимальним зчепленням ведучих коліс з дорогою. В цьому випадку

$$M_p = G'_{\text{zv}} \cdot \varphi_{\text{max}} \cdot \frac{r_k}{i'_n \cdot \eta'_n}, \quad (2.13)$$

де G'_{zv} – найбільша зчїпна вага (adhesion weight) з урахуванням можливого при резоні перерозподілу;

i'_n, η'_n – передаточне число і ККД від ведучого колеса до даного вала;

r_k – радіус кочення ведучого колеса;

$\varphi_{\text{max}} = 0,7 \div 0,9$ – максимальний (із запасом) коефіцієнт зчеплення (adhesion factor).

Цей розрахунковий режим звичайно використовують для карданих валів і мостів багатовісних автомобілів.

3. За максимальним динамічним навантаженням, зазвичай, для ввімкнення зчеплення «кидком». При цьому можна вважати (без врахування ККД)

$$M_p = M_{e_{\max}} \cdot i_n \cdot \alpha_n \cdot k_o, \quad (2.14)$$

де $k_o = \beta \cdot (i_{mp} + 8) / i_{mp}$ – коефіцієнт динамічності;

i_{mp} – передаточне число трансмісії;

β – коефіцієнт запасу зчеплення.

4. За реальними експлуатаційними навантаженнями (розрахунок на втомну міцність, у деяких випадках з врахуванням згинальних та крутильних коливань).

Крім того, окремі деталі трансмісії додатково розраховують на нагрівання (зчеплення, фрикційні елементи коробок передач, а іноді й окремі агрегати), критичну кутову швидкість (карданні вали), жорсткість (вали коробки передач), зношування і т. д. Для розрахунку неавтоматичних приводів (педаль (pedal; foot bar) зчеплення, важелі) приймається максимальне розрахункове зусилля $P_p = 400$ Н. Про розрахункові режими для напіврозвантажених півосей див. у п. 2.3.6.

2.3.2 Розрахункові режими для гальм

Розрахунок деталей гальмових механізмів звичайно проводять за максимальним зчепленням коліс з дорогою:

$$M_p = G'_{zv} \cdot \varphi_{\max} \cdot r_k, \quad (2.15)$$

де G'_{zv} – найбільша зчіпна вага з врахуванням можливого при гальмуванні перерозподілу;

$\varphi_{\max} = 0,8 \div 1,0$ – максимальний коефіцієнт зчеплення.

Розрахунок деталей приводу проводять за максимальним розрахунковим зусиллям 1500 Н на педалі (800 Н на важелі) або за максимальним розрахунковим тиском (при пневматичному приводі).

Крім того, гальмові механізми (brake gear) розраховують на нагрівання.

2.3.3 Розрахункові режими для рульового керування

1. За максимальним моментом на рульовому колесі

$$M_p = P_{e_{\max}} \cdot r_{pk}, \quad (2.16)$$

де r_{pk} – радіус рульового колеса,

$P_{e_{\max}}$ – максимальне зусилля, прикладене водієм до рульового колеса, 500 Н (для легкових автомобілів можна брати 250 Н) незалежно від того є підсилювач чи ні.

2. За максимальною гальмовою силою, прикладеною до одного керованого колеса (гальмова сила врівноважується зусиллям на рульовому колесі при $\varphi_{\max} = 0,8 \div 1,0$, для іншого колеса приймають $\varphi = 0$)

$$P_p = G'_{\text{зч}} \cdot \varphi_{\max} \quad (2.17)$$

3. За силою, що виникає при ударі керованого колеса в найвищу перешкоду під час руху автомобіля.

Про розрахункові режими для деталей поворотної цапфи див. у п. 2.3.6.

2.3.4 Розрахункові режими для підвісок

1. За статичними навантаженнями від ваги автомобіля з урахуванням коефіцієнта динамічності

$$P_p = G_{\text{зч}} \cdot k_d \quad (2.18)$$

Значення k_d збільшується зі збільшенням жорсткості підвіски, швидкості автомобіля та нерівностей дороги. Наприклад, для корінного листа задньої підвіски ГАЗ 3309: $k_d = 1,3$ при $V_a = 60$ км/год. для дороги з рівним покриттям; $1,6$ при $V_a = 50$ км/год. для бруківки; $3,0$ при $V_a = 20$ км/год. для бездоріжжя.

2. За реальними експлуатаційними навантаженнями (розрахунок на втомну міцність).

2.3.5 Розрахункові режими для рам і кузовів

1. Рух з великою швидкістю по дорозі з нерівностями. Розрахунок на згин при

$$P_{pi} = P_{\text{ст}} \cdot k_{di} \quad (2.19)$$

де $P_{\text{ст}}$ – статичне навантаження;

k_{di} – коефіцієнт динамічності для i -го розрахункового перерізу.

2. Подолання великих нерівностей з вивішуванням деяких коліс. Розрахунок на кручення при

$$M_p = \frac{h}{B} \cdot \frac{c_n \cdot c_p}{c_n + c_p} \quad (2.20)$$

де h – висота нерівності;

B – колія (wheel span);

c_n – кутова жорсткість підвіски;

c_p – кутова жорсткість рами або кузова.

Крім того, проводять розрахунок деформацій або ушкоджень кузова від удару при аварії (спереду, ззаду, збоку або зверху -- перекидання) – розрахунок при несиметричному навантаженні відповідно до розрахункової схеми.

2.3.6 Розрахункові режими для балок мостів

Для балок мостів, а також для поворотних цапф (knuckle, spindle) рульового керування і напіврозвантажених півосей приймають такі розрахункові режими.

1. За максимальним зчепленням коліс з дорогою при різкому гальмуванні – рівняння (2.15).

2. За максимальними навантаженнями, що виникають при заносі автомобіля на повороті (силами тяги зневажають).

3. За силою, що виникає при ударі колеса об найвищу перешкоду під час руху автомобіля.

Крім того, для напіврозвантажених півосей, балок ведучих мостів і їхніх поворотних цапф розрахунковим режимом буде режим з реалізацією максимальної сили тяги – рівняння (2.13).

Запитання для самоконтролю

1. Які особливості математичного опису робочих процесів агрегатів, механізмів та систем шасі автомобіля Ви знаєте?
2. Що являють собою вихідні характеристики робочого процесу?
3. Яким чином виконують розрахунок на статичну міцність?
4. Яка послідовність розрахунку на втомну міцність?
5. Як виконують розрахунок на зносостійкість?
6. Які є розрахункові режими для трансмісії?
7. Які є розрахункові режими для гальм?
8. Які є розрахункові режими для рульового керування?
9. Які є розрахункові режими для підвісок?
10. Які є розрахункові режими для рам і кузовів?
11. Які є розрахункові режими для балок мостів?

Зчеплення призначене для короткочасного роз'єднання вала двигуна від трансмісії і наступного їх плавного з'єднання, що, зазвичай, необхідно при руханні автомобіля з місця та після перемикання передач під час руху.

3.1 Вимоги до зчеплень

1. Плавне вмикання. Це зменшує динамічні навантаження в трансмісії і поліпшує плавність руху.

2. Повне (чисте) вимикання. Дозволяє уникнути «ведення» автомобіля і зменшує небезпеку заглушення двигуна при нерухомому автомобілі, а також зменшує навантаження на синхронізатори коробки передач.

3. Повне вмикання. Дозволяє уникнути пробуксовування зчеплення при передаванні максимального моменту двигуна.

4. Мінімальний момент інерції ведених частин. Це зменшує роботу тертя в синхронізаторах коробки передач.

5. Ефективне відведення тепла. Це усуває порушення нормальної роботи зчеплення через перегрів.

6. Зносостійкість поверхонь тертя і стабільність коефіцієнта тертя при значному підвищенні температури та зносі поверхонь тертя. Це забезпечує підвищення надійності і довговічності фрикційних зчеплень.

7. Зручність і легкість керування.

3.2 Класифікація зчеплень

1. За характером зв'язку між ведучою і веденою частинами:

- механічні (фрикційні) зчеплення, сухі або такі, що працюють в маслі;
- гідравлічні зчеплення (гідромуфти);
- електромагнітні зчеплення із сухим або рідким наповнювачем.

2. За способом керування:

- неавтоматичні (звичайно з впливом водія на педаль) з підсилювачем або без нього;
- напівавтоматичні (звичайно із сигналом на вимикання або вмикання від переміщення педалі подачі палива або важеля перемикання передач);
- автоматичні (звичайно з керуванням від кутової швидкості вала двигуна).

Фрикційні зчеплення, крім того, поділяють:

а) за формою деталей, що мають поверхні тертя:

- дискові (однودискові, дводискові і багатодискові);

- конусні;
 - колодкові;
- б) за способом створення зусилля вмикання зчеплення:
- напіввідцентрові (із пружинами та відцентровими грузилами);
 - відцентрові;
 - із пружинами (з периферійними пружинами або з центральною витою чи діафрагменною пружиною);
 - з електромагнітом;
- в) за типом приводу вмикання зчеплення:
- з механічним;
 - з гідравлічним;
 - з електричним (електромагнітним);
 - з комбінованим приводом.

На більшості автомобілів установлюють постійно замкнуті зчеплення, тобто такі, що постійно увімкнені і вимикаються водієм при русанні, перемиканні передач і гальмуванні. Постійно розімкнуті зчеплення, вимкнені при малій кутовій швидкості колінчатого вала двигуна й автоматично вмикаються при її збільшенні, застосовуються порівняно рідко, головним чином, при автоматичному керуванні.

На легкових автомобілях і вантажних автомобілях малої та середньої вантажопідйомності встановлюються однодискові сухі зчеплення. Дводискові зчеплення застосовують для вантажних автомобілів підвищеної вантажопідйомності (КамАЗ, КрАЗ, МАЗ), але іноді, з метою спрощення конструкції, і для них використовують однодискове зчеплення («Магірус 290»). Багатодискові зчеплення застосовуються вкрай рідко і лише на автомобілях великої вантажопідйомності.

Гідравлічні зчеплення – гідромуфти (fluid coupling) – застосовувалися на російських автомобілях ЗІМ (ГАЗ-12) і МАЗ-525. В наш час гідромуфти як окремий агрегат не застосовують. У деяких гідромеханічних передачах у певних умовах гідротрансформатор переходить на режим гідромуфти.

Електромагнітні порошкові зчеплення і зчеплення з електромагнітним створенням натискного зусилля в 40-50-і роки ХХ ст. одержали певне застосування завдяки гарній пристосованості до автоматизації керування. Однак широкого поширення, так само як і автоматичні зчеплення інших типів, вони не одержали, що, головним чином, обумовлено їх складністю. У нашій країні електромагнітні порошкові зчеплення встановлювалися на автомобілях ЗАЗ для інвалідів.

Привод зчеплень легкових автомобілів в основному гідравлічний, часом із сервопружиною, що полегшує керування.

3.3 Робочий процес фрикційного дискового зчеплення

Особливості робочого процесу фрикційного зчеплення полягають у нижчевикладеному:

– при вмиканні: у плавному з'єднанні ведучих і ведених частин завдяки можливості тривалого взаємного проковзування (буксування) поверхонь тертя;

– при ввімкнутому стані: у передаванні крутного моменту за рахунок сил тертя між поверхнями тертя ведучих і ведених частин, притиснутих одна до одної;

– при вимиканні: у можливості швидкого і безперешкодного припинення передавання крутного моменту завдяки роз'єднанню ведучих і ведених частин;

– при вимкнутому стані: у відсутності передавання крутного моменту при навантаженому стані приводу вимикання зчеплення.

Для опису робочого процесу ввімкнутого стану зчеплення досить використовувати залежність $\sum M_n = 0$. До зчеплення прикладені тільки два зовнішніх моменти $M_1 = M_2 = M_{зч}$. Ведений диск затиснутий між маховиком і натискним диском зусиллям P периферійних (або центральної) пружин.

Деталі приводу вимикання зчеплення ненавантажені.

У вимкнутому стані зчеплення не передає крутний момент, але деталі приводу та ведучі частини зчеплення навантажені силами. При неавтоматичному керуванні зусилля вимикання створює водій, прикладаючи до педалі зусилля P_n .

Для опису робочого процесу при цьому стані зчеплення досить використати залежність $\sum P_n = 0$.

Увімкнення зчеплення забезпечується відпусканням педалі. Зусилля на педалі зменшується до нуля, а момент, передаваний зчепленням, збільшується від 0 до $M_{зч\max}$. При цьому якийсь час відбувається пробуксовування зчеплення, тому що $\omega_1 \neq \omega_2$ на початку ввімкнення.

При перемиканні передач водій швидко натискає на педаль зчеплення і відпускає педаль подачі палива (точка g на рис. 3.1). Кутова швидкість ω_1 вала двигуна зменшується під дією гальмового моменту двигуна. Водій за допомогою важеля перемикає передачі і потім відносно швидко відпускає педаль зчеплення, злегка натискаючи на педаль подачі палива (точка d на рис. 3.1). У точці $ж$ закінчується пробуксовування зчеплення. Повний час перемикавання передач – t_4 , час руху автомобіля накатом – t_3 , час пробуксовування зчеплення – T_6 . Робота пробуксовування зчеплення при перемиканні передач значно менша, ніж при рупанні з місця.

Вимикання зчеплення забезпечується натисканням на педаль. Для уникнення пробуксовування доцільно робити швидке вимикання зчеплення. Зміна зусиль на педалі в залежності від її переміщення наведена на рис. 3.2. З рис. 3.2 випливає, що максимальні навантаження на деталі приводу вимикання зчеплення при використанні витих пружин (крива I) від-

повідують вимкненому стану зчеплення (точка δ_1), а при тарілчастій пружині (крива 2) – початку вимикання (точка a).

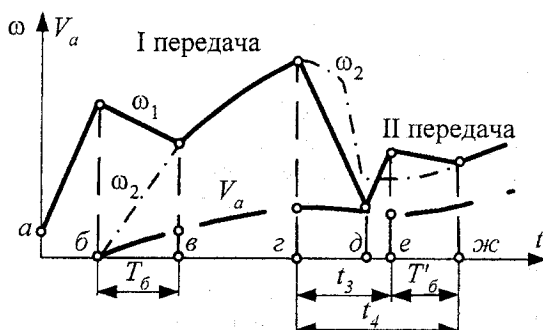


Рисунок 3.1 – Схема зміни швидкостей при перемиканні передач

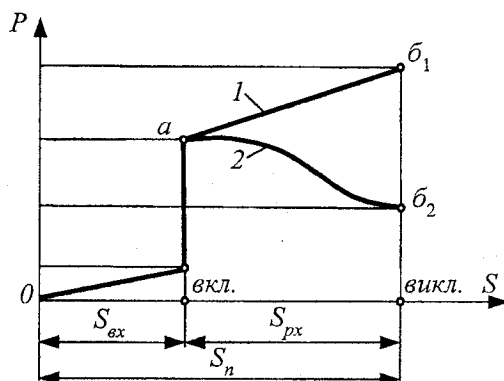


Рисунок 3.2 – Графік зміни зусиль в приводі зчеплення

3.4 Автоматизація керування зчепленням

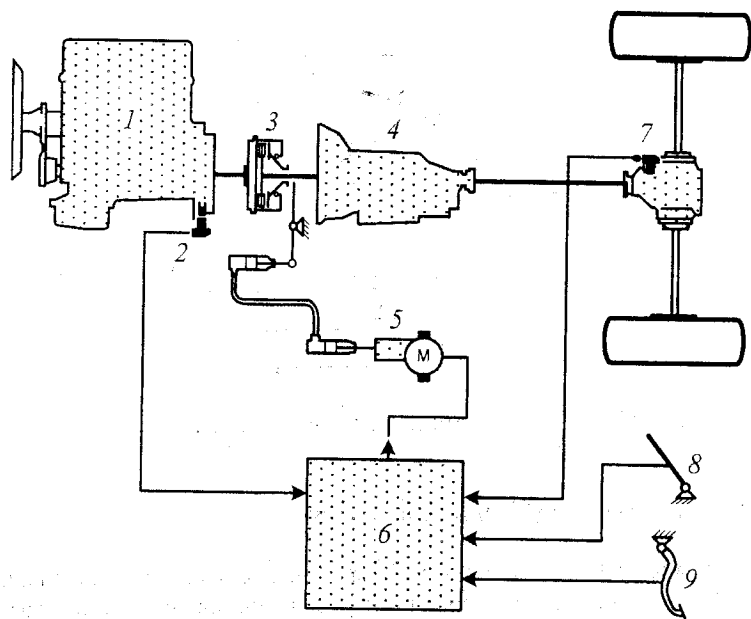
Застосування напівавтоматичних (зазвичай, із сигналом на вимикання або вмикання від важеля перемикання передач) або автоматичних (зазвичай, відцентрових) фрикційних зчеплень дозволяє істотно спростити керування автомобілем, усунувши педаль зчеплення і приблизно в два рази [4] зменшивши роботу пробуксовування при русанні автомобіля з місця.

До напівавтоматичних зчеплень можна віднести, наприклад, зчеплення [3] із зусиллям вмикання, забезпечуваним електромагнітом. При поданні струму через щітки в кільцеву обмотку електромагніту, що знаходиться в ма-

ховику, до останнього притягається ведучий диск із натискним диском, притискаючи натискний диск (clutch pressure plate) до веденого. Якщо коло електромагніту розімкнути, пружини відсунуть натискний диск від веденого диска (clutch driven plate). Плавність вмикання забезпечується поступовим наростанням струму в електромагніті.

До автоматичних зчеплень можна віднести відцентрові зчеплення [4], наприклад, колодкові. При збільшенні кутової швидкості вала двигуна закріплені на маховику колодки під дією відцентрових сил притискаються до внутрішньої циліндричної поверхні веденого барабана. При зменшенні кутової швидкості вала двигуна поворотні пружини відводять колодки від барабана.

Автоматичне зчеплення (рис. 3.3) дозволяє здійснювати плавне рушання автомобіля з місця, а також може застосовуватися разом із сервомеханізмом вмикання з метою забезпечення цілком автоматичного перемикавання передач. До інших функцій автоматичного зчеплення можна віднести дії з керування стискальним зусиллям під час прискорення автомобіля і з переривання потоку потужності під час гальмування.



1 – двигун; 2 – датчик частоти обертання колінчастого вала двигуна; 3 – зчеплення; 4 – коробка передач; 5 – серводвигун; 6 – блок керування (electronic control unit); 7 – датчик (sensing element) швидкості; 8 – педаль подачі палива; 9 – педаль зчеплення

Рисунок 3.3 – Автоматичне зчеплення

3.5 Конструювання і розрахунок зчеплень

3.5.1 Вибір типу і конструктивної схеми зчеплення

При виборі і обґрунтуванні конструкції зчеплення для проектного автомобіля варто звернути особливу увагу на забезпечення таких вимог, як плавність вмикання, повнота вимикання, довговічність роботи, зручність і легкість керування. Для цього потрібно виходити з критичного оцінювання існуючих конструкцій вітчизняних й закордонних зчеплень і враховувати умови роботи зчеплення.

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

3.5.2 Визначення розмірів поверхонь тертя

Процес припускає розрахунок зовнішнього і внутрішнього діаметрів фрикційних накладок веденого диска зчеплення.

Максимальний статичний момент, передаваний зчепленням за рахунок сил тертя, який запобігає проковзуванню робочих частин зчеплення, визначається з залежності

$$M_C = \beta \cdot M_{e_{\max}} = P_n \cdot \mu \cdot R_{cp} \cdot i, \quad (3.1)$$

де P_n – сумарна сила натискання пружного елемента на натискний диск, Н;

R_{cp} – середній радіус тертя, м;

i – число поверхонь тертя в механізмі зчеплення;

μ – коефіцієнт тертя. Для різних типів накладок коливається в межах від 0,2 до 0,5;

β – коефіцієнт запасу зчеплення. Його величина вибирається в залежності від типу і призначення автомобіля (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 – Розрахункові параметри зчеплень

Тип автомобіля	Легковий	Вантажний	Автобус, автомобіль-тягач
β	1,3...1,75	1,6...2,0	2,0...3,0
A_D	0,46	0,525	0,725

Розміри фрикційної накладки веденого диска зчеплення визначаються з емпіричної залежності

$$D_3 = A_D \sqrt{M_{e_{\max}}}, \quad (3.2)$$

де A_D – коефіцієнт експлуатаційного режиму зчеплення, приймається за табл. 3.1;

$M_{e_{\max}}$ – максимальний крутний момент двигуна, Н·см;

D_3 – зовнішній діаметр фрикційної накладки веденого диска, см.

В практиці проектування зовнішній діаметр веденого диска зчеплення для однодискових муфт вибирається в межах:

- для легкових автомобілів – $D_3 = 170...225$ мм;
- для вантажних автомобілів – $D_3 = 250...400$ мм.

Внутрішній діаметр фрикційної накладки приймається рівним

$$d_B = (0,55...0,75)D_3. \quad (3.3)$$

Середнє значення радіуса тертя визначається за формулою

$$R_{cp} = \frac{D_3 + d_B}{4}.$$

3.5.3 Визначення повного притискного зусилля

Розрахунок можна виконати за залежністю (3.1)

$$P_n = \frac{M_C}{\mu \cdot R_{cp} \cdot i}. \quad (3.4)$$

Число поверхонь тертя дорівнює подвійній кількості ведених дисків муфти зчеплення (для однодискових – 2, для дводискових – 4).

Для встановлення правильності вибору основних розмірів диска зчеплення його перевіряють за допустимими питомими тисками, які можна визначити за формулою

$$P_0 = \frac{4P_n}{D_3^2 + d_B^2}.$$

Допустимі значення питомих тисків для фракційних матеріалів на основі азбесту повинні знаходитися в межах 150...300 кПа, а для металокерамічних накладок 1000...1500 кПа. Необхідно також мати на увазі, що для фрикційних дисків, у яких $D_3 > 300$ мм, потрібно вибирати менші значення P_0 з метою зниження швидкості буксування на периферії.

3.5.4 Розрахунок натискних пружин

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

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

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

Число пружин (табл. 3.2) пов'язане з розмірами зчеплення (зовнішнім його діаметром D_3).

Зусилля на кожну пружину при периферійному розташуванні визначається за формулою

$$P = \frac{P_n}{n}, \quad (3.6)$$

де n – число пружин механізму зчеплення.

Таблиця 3.2 – Вплив розмірів зчеплення на число застосовуваних пружин

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

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

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

$$\tau = \xi \frac{10D \cdot P}{\pi \cdot d^3}, \quad (3.7)$$

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

Таблиця 3.3 – Вибір поправкового коефіцієнта

D/d	7	6	5	4	3
ξ	1,2	1,25	1,3	1,4	1,6

Розрахункові напруження в пружинах не повинні перевищувати допустимих, котрі рівні 700...750 МПа.

Максимальна деформація пружини визначається за формулою

$$\lambda_{\max} = \frac{10D^3 P n}{G d^4}, \quad (3.8)$$

де G – модуль пружності при зсуві [80000 МПа].

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

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

$$l = d(n+2) + f(n-1) + \lambda_{\max}. \quad (3.9)$$

У механізмах зчеплення як натискний елемент, крім кручених циліндричних пружин, можуть бути застосовані конічні центральні пружини

прямокутного перерізу і тарілчасті пружини, розрахунок яких наведений у літературі [2, 3].

3.5.5 Показники довговічності або зносостійкості

Ці показники для механізму зчеплення оцінюються за питомою роботою буксування і температурою нагрівання при русанні з місця.

Робота буксування, що не залежить від плавності вмикання, дорівнює

$$L = \frac{n_0^2}{180} \cdot \frac{I_a}{1 + \frac{I_a}{I_e} \left(1 - \frac{1}{\beta}\right)}, \quad (3.10)$$

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

I_a – момент інерції автомобіля, приведений до вала зчеплення;

I_e – момент інерції обертових мас двигуна;

β – коефіцієнт запасу зчеплення.

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

$$I_a = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{r_K^2}{i_0^2 \cdot i_{K_I}^2}, \quad (3.11)$$

де G_a – повна вага автомобіля, Н;

r_K – кінематичний радіус колеса, м;

i_0 – передаточне число головної передачі;

i_{K_I} – передаточне число першого ступеня коробки передач.

Питома робота буксування зчеплення визначається за формулою

$$C = \frac{L}{F_{\Sigma}}, \quad (3.12)$$

де F_{Σ} – сумарна поверхня тертя накладок зчеплення.

Нагрівання деталей зчеплення при одному ввімкненні (нехтуючи випромінюванням) визначається за такою формулою:

$$\tau = \frac{\gamma \cdot L}{C \cdot m_d} = \frac{\gamma \cdot L}{427 \cdot 0,115 \cdot G_d}, \quad (3.13)$$

де m_d (G_d) – маса (вага) даної деталі;

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

Чисельні значення питомої роботи буксування і температури нагрівання при русанні з місця на нижчих передачах не повинні перевищувати значень, наведених в таблиці 3.4 (для одного ввімкнення).

Таблиця 3.4 – Критичні значення питомої роботи буксування і температури нагрівання

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

3.5.6 Привод керування зчепленням

Механізм розраховується після обґрунтування і розроблення його конструктивної схеми.

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

Вибір передаточного числа приводу повинен виконуватись з урахуванням таких вимог:

- повний хід педалі зчеплення не повинен перевищувати 150 мм для легкових і 180 мм для вантажних автомобілів;
- вільний хід педалі повинен складати – 20...35 мм;
- зазор між відтисочною муфтою і натискними важільцями повинен дорівнювати 2...4 мм, зазор у кожній парі поверхонь тертя 0,75...1,0 мм;
- максимальне зусилля натискання (P_{ned}) на педалі при вимиканні зчеплення не повинно перевищувати 150 Н для легкових і 200 Н для вантажних автомобілів.

Передаточне число (силове) приводу зчеплення

$$i_{np} = \frac{P_n}{P_{ned} \cdot \eta_{np}}, \quad (3.14)$$

або

$$i_{np} = \frac{\beta \cdot M_{e \max}}{\mu \cdot i \cdot R_{cp} \cdot P_{ned} \cdot \eta_{np}}.$$

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

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

Передаточне число механічного приводу (рис. 3.4, а) визначається за залежністю

$$i_{np} = \frac{a \cdot c \cdot e}{b \cdot d \cdot f}. \quad (3.15)$$

Для гідравлічного приводу передаточне відношення (рис. 3.4, б) дорівнює

$$i_{np} = \frac{a \cdot c \cdot d_2^2}{b \cdot d \cdot d_1^2}. \quad (3.16)$$

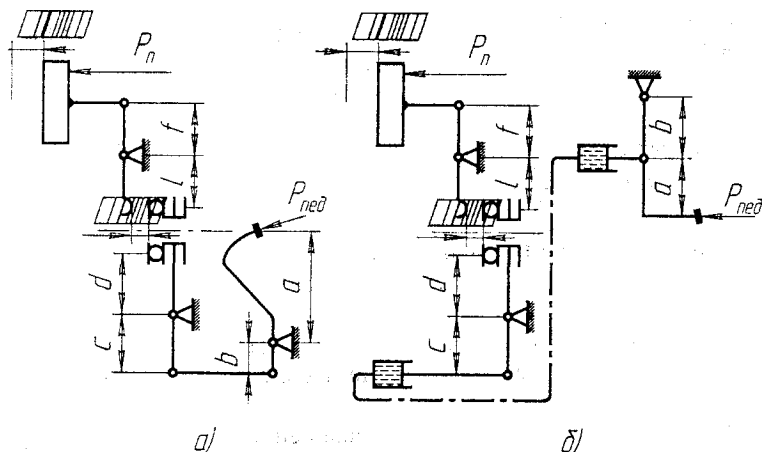


Рисунок 3.4 – Кінематичні схеми механічного і гідравлічних приводів зчеплення

Повний хід педалі (pedal movement) механічного приводу зчеплення дорівнює

$$S_{pedM} = \Delta I_{inp} + \delta \frac{ac}{bd} \quad (3.17)$$

Для гідравлічного приводу повний хід педалі дорівнює

$$S_{pedH} = \Delta I_{inp} + \delta \frac{d_2^2 a}{d_1^2 b} \quad (3.18)$$

де ΔI_{inp} – зазор (clearance) між натискним і веденим диском;

δ – зазор між відтисною муфтою і натискними важелями.

Використання наведених залежностей дає можливість вирішити питання вибору конструктивних розмірів окремих деталей і загальної кінематики приводу зчеплення. При призначенні перерізів і конфігурації деталей приводу особливу увагу варто звертати на жорсткість важелів, тяг, валиків та інших конструктивних елементів, що впливають як на величину ходу педалі, так і на частоту вмикання і вимикання зчеплення.

3.5.7 Розрахунок гасителя крутильних коливань (vibration damper)

Розрахунок полягає у визначенні напруження кручення пружини гасителя

$$\tau = \frac{8PD_{cp}K}{\pi \cdot d^3} \quad (3.19)$$

$$\text{де } K = \frac{4c-1}{4(c-1)} + \frac{0,615}{C}; \quad C = \frac{D_{cp}}{d} = 4,5 \div 9,5;$$

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

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

D_{cp} – середній діаметр пружин, $D_{cp} = 11...15$ мм.

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

$$M_{пз} = (15 \div 20\%) \cdot M_{e \max}. \quad (3.20)$$

Допустиме напруження кручення у пружинах $[\tau]$ приймають рівним 650...800 МПа.

3.5.8 Перевірка міцності елементів веденого диска зчеплення і привода

Перевірка виконується відповідно до основних положень теорії міцності.

Напруження кручення по внутрішньому діаметру шліцевого вала (первинного вала коробки передач) рівні

$$\tau = \frac{\beta \cdot M_{e \max}}{0,2 d_g^3}, \quad (3.21)$$

де d_g – діаметр вала в небезпечному перерізі, см.

Напруження зминання шліців дорівнює

$$\sigma = \frac{2P}{z l (d_3 - d_g) \alpha}, \quad (3.22)$$

де d_3 і d_g – зовнішній і внутрішній діаметри шліцевого вала;

l – довжина шліцевого з'єднання;

z – число шліців;

α – коефіцієнт точності прилягання шліців;

P – сила, що діє на шліці.

Напруження зрізу шліца дорівнює

$$P = \frac{4\beta \cdot M_{e \max}}{d_3 + d_g}, \quad (3.23)$$

$$\tau_{cp} = \frac{P}{z l b d}, \quad (3.24)$$

де b – ширина шліца.

Напруження виконаних конструкцій, виготовлених зі сталей 40Х, 18ХГТ, 30ХГТ, 12ХНЗА, складають

на кручення – $[\tau_{кр}] = 100...120$ МПа;

на зминання – $[\sigma_{зм}] = 60$ МПа;

на зріз – $[\tau_{cp}] = 30$ МПа.

Шліці вибираються за ГОСТом 6033 – евольвентні і ГОСТом 1139 – прямозубі.

При розрахунку дводискового зчеплення перевірка міцності шліців проводиться з урахуванням повної величини робочої поверхні маточин обох ведених дисків.

Ведений диск з'єднується з маточиною заклепками, рідше – болтами. Заклепки розраховують на зріз і зминання, болти, крім цього, – на розтягання. Напруження зминання визначається

$$P = \frac{M_{e\max}}{z_3 R_3 l d_3} \quad (3.25)$$

і зрізу

$$\tau_{cp} = \frac{4 M_{e\max}}{\pi z_3 d_3^2 R_3}, \quad (3.26)$$

де z_3 і d_3 – число заклепок і їхній діаметр;

R_3 – відстань від центра вала до осей заклепок;

l – товщина веденого диска.

Аналогічно розраховують заклепки, що кріплять фрикційні накладки до веденого вала. Напруження на зминання допускаються до 10 МПа, а на зріз – до 6 МПа.

Деталі приводу зчеплення розраховуються на дію максимального зусилля натискання на педаль, прийнятого рівним 400 Н, а деталі, розташовані після обмежувача, – на силу натискних пружин при вимкненні зчеплення.

Запитання для самоконтролю

1. Для чого призначене зчеплення?
2. Які є загальні вимоги до зчеплення?
3. За якими ознаками класифікують зчеплення?
4. Які типи зчеплення встановлюються на різних автомобілях?
5. Опишіть робочий процес фрикційного дискового зчеплення?
6. Як вибирається тип і конструктивна схема зчеплення?
7. Яким чином визначаються розміри поверхонь тертя?
8. Як визначають повне притискне зусилля?
9. Яка послідовність розрахунку натискних пружин?
10. Які є показники довговічності або зносостійкості зчеплень?
11. Які особливості розрахунку приводу керування зчепленням?
12. Що входить в розрахунок гасителя крутильних коливань?
13. Як перевірити міцність елементів зчеплення (диск, привід)?

Коробка передач призначена для зміни передаточного числа трансмісії з метою одержання сил тяги на ведучих колесах і швидкостей руху автомобіля в більш широких межах, ніж це може бути здійснено за рахунок зміни режимів роботи двигуна. Крім того, коробка передач дозволяє здійснити рух автомобіля заднім ходом і від'єднати вал (shaft) двигуна від ведучих коліс на тривалий час, що необхідно при роботі двигуна на стоянці або при русі накатом.

Передаточне число (кінематичне) визначається як відношення кутової швидкості ведучого вала (driving shaft) ω_1 до кутової швидкості веденого вала (driven shaft) ω_2 . Діапазон передаточних чисел $D_{\text{кп}} = i_n / i_1$, де i_n , i_1 – передаточні числа нижчої і вищої передач.

4.1 Вимоги до коробок передач

1. Забезпечення високих тягово-динамічних властивостей і паливної економічності автомобіля.

2. Високий коефіцієнт корисної дії (ККД) у робочому діапазоні передаточних чисел.

3. Мінімальні вібрації (vibration) і шум.

4. Забезпечення мінімальних розмірів та маси, простота будови та обслуговування, технологічність, ремонтпридатність.

5. Легкість і зручність керування.

6. Забезпечення добору потужності для приводу додаткового устаткування (коробки передач спеціальних і вантажних спеціалізованих автомобілів).

4.2 Класифікація коробок передач

1. За способом зміни передаточного числа: ступінчасті (з розривом або без розриву силового потоку), безступінчасті, комбіновані.

2. За характером зв'язку між ведучим і веденим валами: механічні, гідравлічні, електричні, комбіновані.

3. За способом керування: неавтоматичні (звичайно з впливом водія на важіль), напівавтоматичні, автоматичні, з комбінованим керуванням.

Механічні ступінчасті коробки передач (вони звичайно складаються із зубчатих механізмів), крім того, поділяють:

а) за типом зубчатих механізмів: з нерухомими осями шестерень, з рухомими осями деяких шестерень (планетарні), комбіновані;

б) за числом передач переднього ходу: дво-, три-, чотири- і т. д. ступінчасті;

в) за числом і розташуванням валів: двовальні, тривальні співвісні або неспіввісні, багатовальні з нижнім розташуванням веденого вала і т. д.;

г) за способом увімкнення передач: ковзними шестернями, зубчатими муфтами із синхронізаторами або без них, фрикціонами.

Безступінчасті передачі (stepless transmission), як і ступінчасті, поділяють за характером зв'язку між ведучим і веденим валами: механічні (фрикційні, імпульсні), гідравлічні (гідрооб'ємні, гідродинамічні), електричні. Крім того, безступінчасті передачі поділяють на дві групи: динамічні і статичні. У перших (фрикційних, гідрооб'ємних) силові параметри M не залежать від кінематичних ω , в других (імпульсних, гідродинамічних) – залежать.

Комбіновані передачі (безступінчасті зі ступінчастими) гідромеханічні, електромеханічні поділяють за способом їхнього з'єднання: з послідовним (однопотокові) і з паралельним (дво- і трипотокові) з'єднанням. Останні поділяють на передачі з внутрішнім – рис. 4.1, в, з (у безступінчастій передачі – Γ) і зовнішнім – рис. 4.1, а, б (у ступінчастій передачі – M) розгалуженням силового потоку.

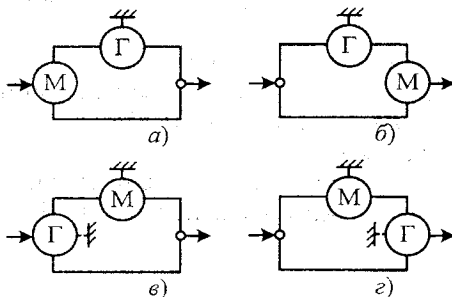


Рисунок 4.1 – Схеми розгалуження силового потоку комбінованих передач

Гідротрансформатори (fluid converter) класифікують за такими ознаками:

1. За наявністю зовнішньої системи регулювання: нерегульовані і регульовані;
2. За напрямком обертання веденого вала: прямого ходу, зворотного ходу, реверсивні;
3. За послідовністю розташування і числом лопатевих коліс;
4. За типом турбіни: з доцентровою, з осьовою, з відцентровою турбіною.

На автомобілях звичайно застосовують нерегульовані гідротрансформатори прямого ходу із доцентровою турбіною, причому реактор у них

встановлений на механізмі вільного ходу. Це дозволяє їм працювати не тільки на режимах трансформації моменту, але й на режимах гідромуфти. Такі гідротрансформатори називаються комплексними.

Крім основної коробки передач на деяких автомобілях застосовуються додаткові коробки передач: демультиплікатор, подільник і под.

4.3 Робочий процес механічної ступінчастої коробки передач

Для коробки передач, що працює спільно зі зчепленням, можна виділити чотири стани: 1) увімкнення передач; 2) увімкнутий стан; 3) вимикання передач; 4) вимкнутий стан (нейтраль).

4.3.1 Увімкнутий стан

Для опису робочого процесу використовують залежність $\sum M_n = 0$. Зовнішніх моментів три: M_1 – на ведучому валу, M_2 – на веденому валу і M_R – сприйманий картером реактивний момент, існування якого необхідно для одержання $M_2 \neq M_1$.

Шумність коробки передач в основному залежить від:

- точності виготовлення шестерень;
- жорсткості (stiffness) валів і картера (case, casing, housing), а також матеріалу картера (чавунний картер менш шумний, ніж алюмінієвий);
- величини балансування шестерень;
- величини бічного зазору між зубцями в зачепленні (видавлювання масла з великою швидкістю);
- конструктивних елементів шестерень (шум зменшується при зменшенні модуля і діаметра шестерень, при косозубих шестернях, при подовженні маточини і т. д.).

Передаточні числа при нерухомих осях шестерень і зовнішньому зачепленні можна визначати за виразом

$$i_m = (-1)^n \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \dots \frac{z_{2n}}{z_{2n-1}}, \quad (4.1)$$

де n – число зачеплень, через які на даній передачі передається потужність;

z – числа зубців шестерень.

Коефіцієнт корисної дії механічної коробки передач (mechanical gearbox)

$$\eta = \eta_s \cdot \eta_n \cdot \eta_{zm}, \quad (4.2)$$

де η_{zm} – коефіцієнт, що враховує витрати потужності на змащення (розбризуванням або під тиском);

η_n – коефіцієнт, що враховує втрати в підшипниках;

η_s – ККД власне зубчатого механізму.

Для автомобільних коробок передач, зазвичай, $\eta = 0,98 \div 0,99$ – на прямій, $0,97 \div 0,98$ – на понижувальних і $0,95 \div 0,96$ на першій передачах.

Якщо врахувати, що при відношенні чисел зубців шестерень, що знаходяться в зачепленні, більше 3 ККД починає помітно погіршуватися, то при вищій прямій передачі одержимо обмеження в діапазоні передаточних чисел коробки передач: а) двовалових $D_{кр} < 4$; б) тривалових співвісних $D_{кр} < 10$.

Температура масла при напружених режимах роботи може досягати 120-140°C. Рівень масла звичайно на 35-45 мм вище осі проміжного вала, а при використанні насоса – до осі.

4.3.2 Увімкнення передач

Увімкнення за допомогою ковзних шестерень приводить до ударних навантажень на зубці шестерень, якщо їхні кутові швидкості не відповідають передачі, що вмикається. Для опису робочого процесу вмикання передач використовують залежність між імпульсом сили і кількістю руху при непружному ударі [1]. Увімкнення за допомогою синхронізаторів усуває ударні навантаження на зубці.

Увімкнення за допомогою фрикціонів застосовується звичайно в гідромеханічних передачах. При перемиканні передач вимикається фрикціон передачі, що вимикається, і вмикається фрикціон передачі, що вмикається. Якщо застосовується автоматичне перемикавання, тоді процес перемикавання відбувається без зменшення подачі палива, що приводить до збільшення роботи пробуксовування фрикціона, що вмикається.

Зменшенню динамічних навантажень при увімкненні фрикціона сприяють зниження темпу увімкнення за часом, зниження різниці між статичним і динамічним коефіцієнтами тертя і т. д.

4.4 Особливості робочого процесу планетарної коробки передач [5]

Основна особливість робочого процесу планетарних механізмів полягає в тому, що осі планетарних шестерень (сателітів) можуть обертатися навколо деякої загальної осі. В автомобільних коробках передач, звичайно, застосовуються співвісні планетарні механізми з циліндричними шестернями, для яких загальна вісь збігається з віссю обертання непланетарних шестерень (рис. 4.2).

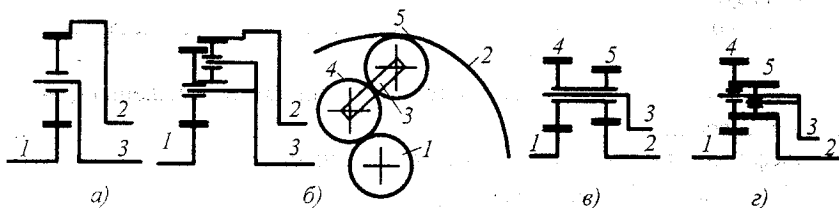


Рисунок 4.2 – Схеми автомобільних планетарних коробок передач

Особливості планетарних співвісних механізмів у порівнянні з непланетарними:

- можливість утворення декількох рівнобіжних силових потоків, причому в рівнобіжні вітки можна встановлювати гідравлічні або електричні передачі;
- можливість одержання більш високого ККД, тому що частина потужності передається переносним рухом без втрат;
- менші габарити і значно більше передаване навантаження при великих передаточних числах;
- відсутність радіального навантаження на валах (при 3 і більше сателітах), крім осей сателітів;
- вивідні вали можуть бути тільки співвісними;
- більш значні обмеження в забезпеченні заданих передаточних чисел, тому що величина їх визначається не тільки параметрами шестерень, а й схемою з'єднання ланок складових планетарних механізмів між собою і з вивідними валами;
- більш висока вартість виготовлення;
- більш високий рівень шуму, тому що при трьох сателітах буде шість точок контакту зубців замість однієї для пари шестерень.

Відзначимо ще дві особливості.

1. Фрикціони непланетарних передач навантажені крутним моментом, передаваним валом, на якому вони розташовані

$$M_{\phi n} = M_{ax} \cdot i_n, \quad (4.3)$$

де n – індекс фрикціона;

i_n – передаточне число до місця розташування даного фрикціона.

В планетарних передачах в основному застосовуються гальмові і блокувальні фрикціони. Перші сприймають реактивний момент і навантажені різницею (сумою для передач заднього ходу) крутних моментів на веденому і ведучому валах, а другі навантажені тільки частиною передаваного крутного моменту, тому що інша частина передається паралельно через заблоковані шестерні

$$M_{\phi m} = M_{ax} (i_m - 1), \quad (4.4)$$

$$M_{\phi bn} = M_{ax} \cdot a, \quad (4.5)$$

де i_m – передаточне число передачі;

a – частка крутного моменту, передаваного блокувальним фрикціоном.

2. Числа зубців шестерень, що є складовими елементарного планетарного механізму, повинні знаходитися у певних співвідношеннях, які задовольняють умови: співвісності, складання, сусідства (розміщення сателітів), відсутності підрізування, тобто $z_{\min} > 13$.

Умова співвісності забезпечує збіг осей ведучого і веденого валів:

для рис. 4.2, а

$$z_2 - z_1 = 2 \cdot z_{\text{сат}}, \quad (4.6)$$

для рис. 4.2, в

$$m_1(z_1 + z_{cam1}) = m_2(z_2 + z_{cam2}),$$

де m_1 і m_2 – модулі зачеплення.

Умова складання забезпечує можливість складання шестерень:

для рис. 4.2, а

$$z_1 + z_2 = A \cdot p, \quad (4.7)$$

для рис. 4.2, в

$$z_{cam1} \cdot z_2 - z_{cam2} \cdot z_1 = A \cdot p,$$

де p – число сателітів; A – коефіцієнт (ціле число).

Умова сусідства забезпечує між зубцями сателітів достатні зазори:

для рис. 4.2, а, в

$$\sin \frac{\pi}{p} > \frac{z_{cam} + 2f_{гол}}{z_1 + z_{cam}}, \quad (4.8)$$

де $f_{гол} = h_{гол} / m$ – коефіцієнт висоти головки зубців, приймається рівним 1 для некорегованих зубців шестерень.

Планетарна передача при числах шестерень, що не забезпечують виконання умов співвісності або складання, іноді може бути утворена за допомогою корегування зубців шестерень (ГАЗ-13) або нерівномірного розміщення сателітів (Мерседес 600).

Рівняння зв'язку між силовими параметрами – крутними моментами – на кожній з трьох ланок планетарного механізму можна одержати, записавши їх через колові сили і радіуси ділильних кіл шестерень:

$$M_1 = P \cdot R_1, \quad M_2 = P \cdot R_2, \quad M_3 = -2P \frac{R_1 + R_2}{2}.$$

Для M_3 з умови рівноваги сателіта взята сила, рівна $-2P$ і прикладена до осі сателіта. Позначивши $\frac{R_2}{R_1} = \alpha$ і поділивши M_2 та M_3 на M_1 , одержимо

$$M_1 : M_2 : M_3 = 1 : \alpha : -(1 + \alpha), \quad (4.9)$$

Рівняння зв'язку між кінематичними параметрами – кутовими швидкостями ланок планетарного механізму – можна одержати з рівняння збереження енергії

$$N_1 + N_2 + N_3 = 0,$$

записавши його у вигляді

$$M_1 \cdot \omega_1 + M_2 \cdot \omega_2 + M_3 \cdot \omega_3 = 0,$$

і застосовувавши рівняння (4.9)

$$\omega_1 + \alpha \cdot \omega_2 - (1 + \alpha) \cdot \omega_3 = 0. \quad (4.10)$$

З рівняння (4.10) можна визначити кутову швидкість будь-якої з трьох ланок, якщо відомі кутові швидкості інших двох.

Кутову швидкість сателіта щодо своєї осі можна визначити з виразу

$$\omega_{cam} = (\omega_1 - \omega_3) \frac{z_1}{z_{cam}}. \quad (4.11)$$

В рівняннях (4.9) і (4.10) α – параметр планетарного механізму. Він відповідає передаточному числу (взятому з протилежним знаком) планетарного механізму, оберненого в непланетарний, тобто при зупиненому водилі. Отже, $\alpha = \frac{z_2}{z_1}$ – для рис. 4.2, а, г; $\alpha = -\frac{z_2}{z_1}$ – для рис. 4.2, б;

$$\alpha = -\frac{z_2 \cdot z_{cam1}}{z_1 \cdot z_{cam2}} \text{ – для рис. 4.2, в.}$$

Визначення передаточних чисел планетарної коробки передач здійснюється в такій послідовності. Записується стільки рівнянь зв'язку (4.10), скільки планетарних рядів бере участь у передаванні крутного моменту. Потім підставляються умови, що враховують зв'язки між ланками (link, member) на даній передачі. Шляхом спільного розв'язання рівнянь (4.10)

визначається рівняння для передаточного числа у вигляді $i_m = \frac{\omega_{exm}}{\omega_{вхm}}$, вира-

жене через параметри планетарних рядів.

Як приклад визначимо передаточне число для першої передачі (включений фрикціон Φ_2 рис. 4.3) ГМП автомобіля ЗИЛ-114, причому $\alpha_1 = \alpha_2 = 55/23 = 2,39$. Записавши

$$\begin{cases} \omega_{c1} + \alpha_1 \cdot \omega_{\kappa1} - (1 + \alpha_1) \cdot \omega_{e1} = 0 \\ \omega_{e2} + \alpha_2 \cdot \omega_{\kappa2} - (1 + \alpha_2) \cdot \omega_{e2} = 0 \end{cases}$$

та врахувавши, що на 1-й передачі

$$\omega_{ex} = \omega_{\kappa1} = \omega_{e2}, \omega_{вих} = \omega_{\kappa2}, \omega_{e1} = \omega_{e2}, \omega_{c1} = 0,$$

отримаємо

$$i_1 = \frac{\omega_{e2}}{\omega_{\kappa2}} = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2 + \alpha_2}{\alpha_1 \cdot \alpha_2 - 1} = 1,72.$$

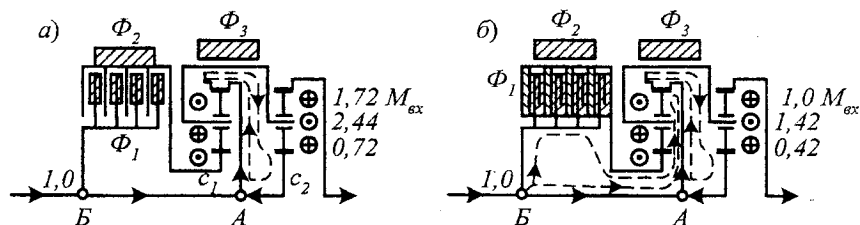


Рисунок 4.3 – Розподіл навантажень для першої (а) та другої (б) передач ГМП ЗИЛ-114

Для зручності при розв'язанні були прийняті індекси, що позначали: 1 – перший і 2 – другий планетарні ряди, c – сонячна (із зовнішніми зубцями) і k – коронна (із внутрішніми зубцями) шестерні, b – водило.

Визначення ККД планетарних механізмів можна проводити за методом М. А. Крейнса, що дозволяє визначити ККД без схеми ГМП і без аналізу циркуляції потужностей, користуючись лише виразом для передаточного

числа, шляхом ділення силового передаточного числа $\bar{i}_m = \frac{\omega_{\text{вх}}}{\omega_{\text{вх}}}$ на кінема-

тичне передаточне число $i_m = \frac{\omega_{\text{вх}}}{\omega_{\text{вих}}}$.

Визначається ККД у такій послідовності. Встановлюється, як змінюється i_m зі збільшенням кожного параметра α_n . Всі α_n поділяють на дві групи: перша складається з α_n , збільшення яких приводить до збільшення i_m , а друга – із α_n , збільшення яких приводить до зменшення i_m . У загальному вигляді це можна визначити за знаком виразу

$$\text{sign } \frac{\alpha_n}{i_m} \cdot \frac{\partial i_m}{\partial \alpha_n}. \quad (4.12)$$

Якщо знак плюс, то α_n відносять до першої групи, а якщо мінус, то – до другої. Потім складається $\bar{i}_m$ шляхом множення на η_0 всіх α_n першої групи і ділення на η_0 всіх α_n другої групи у виразі для i_m . Нарешті визначається $\eta_3 = \bar{i}_m / i_m$.

Для елементарних планетарних механізмів при оберненні їх у непланетарні шляхом загальмовування водила одержимо $\eta_0 = \eta_{n3} = \eta_{e3} = 0,96$ – для рис. 4.2, а; $\eta_0 = \eta_{n3}^2 \cdot \eta_{e3} = 0,936$ – для рис. 4.2, б; $\eta_0 = \eta_{n3}^2 = 0,95$ – для рис. 4.2, в; $\eta_0 = \eta_{n3}^3 = 0,926$ – для рис. 4.2, г. Прийнято $\eta_{n3} = 0,975$ і $\eta_{e3} = 0,985$.

Як приклад визначимо ККД для першої передачі ГМП автомобіля ЗИЛ-114 (рис. 4.3). Оскільки α_1 і α_2 належать, в даному випадку, до другої групи, то, розділивши їх на $\eta_0 = 0,96$, одержимо при $\alpha_1 = \alpha_2 = 2,39$

$$\eta_3 = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2 + \alpha_2 \cdot \eta_0}{\alpha_1 \cdot \alpha_2 - \eta_0^2} \cdot \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2 - 1}{\alpha_1 \cdot \alpha_2 + \alpha_2} = \frac{1,67}{1,72} = 0,97.$$

Визначимо значення моментів, які передаються фрикціонами ГМП ЗИЛ-114. Згідно з рівнянням (4.4)

$$M_{\phi 2} = M_{\text{вх}} \left(\frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2 + \alpha_2}{\alpha_1 \cdot \alpha_2 - 1} - 1 \right) = 0,72 M_{\text{вх}},$$

$$M_{\phi 3} = M_{\text{вх}} (-\alpha_2 - 1) = -3,39 M_{\text{вх}}.$$

Блокувальний фрикціон ϕ_1 передає тільки ту частину крутного моменту, що проходить через нього на сонячну шестерню c_1 першого планетарного ряду, тобто, відповідно до рівняння (4.9), $1/(1 + \alpha_1)$ від моменту на

водилі M_{a1} . З умови рівноваги ланки, що складається з двох водил, $M_{a2} = M_{a1}$, але водило другого планетарного ряду повинно бути навантажено моментом, що складає частину $(1 + \alpha_2)/\alpha_2$ від $M_{k2} = M_{e1x} = M_{ex}$, оскільки розглядається пряма передача. Отже,

$$M_{\phi 2} = \frac{1 + \alpha_2}{\alpha_2} \cdot \frac{1}{1 + \alpha_1} = 0,42 M_{ex}.$$

Таким чином, можна знайти навантаження у відсотках від M_{ex} на кожній передачі на кожній ланці планетарного механізму. На рис. 4.3 поданий розподіл навантажень (без врахування втрат) для першої (а) і другої (б) передач ГМП ЗИЛ-114. Стрілками показаний напрямок силових потоків. Значки в кружечках позначають напрямок дії окружних сил: точка – на нас, хрестик – від нас.

В ГМП ЗИЛ-114 на передачах переднього ходу утворюються замкнуті контури (точки розгалуження силового потоку – A і B рис. 4.3), причому в контурі з точкою розгалуження A , як показує аналіз, існує циркулювальна потужність. Її значення можна визначити за параметрами ланки, що передає тільки циркулювальну потужність. Такою ланкою для ГМП ЗИЛ-114 є ланка c_2 :

$$\text{для першої передачі } N_{\psi} = \frac{M_{c2} \cdot \omega_{c2}}{M_{ex} \cdot \omega_{ex}} N_{ex} = 0,72 N_{ex},$$

$$\text{для другої передачі } N_{\psi} = 0,42 N_{ex}.$$

Циркулювальна потужність може бути тоді, коли є замкнутий контур, що у планетарних механізмах можливий при двох і більше планетарних рядах, а також при використанні блокувальних фрикціонів. Однак існування замкнутого контуру ще не визначає наявності циркулювальної потужності. Можлива передача потужності рівнобіжними потоками без циркулювальної потужності.

Циркулювальна потужність, складаючись на деяких ланках (див. рис. 4.3) з передавальною потужністю, збільшує навантаження і втрати на цих ланках, а отже, приводить до збільшення габаритів, зниження довговічності і ККД. Однак ці недоліки проявляються несуттєво при високих ККД переважаних віток і при невеликих за величиною циркулювальних потужностях. У заблокованих ланках від циркулювальної потужності втрати не збільшуються, оскільки немає взаємного переміщення ланок.

Для першої передачі ГМП ЗИЛ-114 одержано ККД $\eta_e = 0,97$. Передаточне число 1,72 можна одержати за допомогою одного планетарного ряду (рис. 4.2, а) при $\alpha = 1,4$, якщо ланка 1 зупинена, а ланка 2 – ведуча. У цьо-

му випадку ККД буде $\eta_3 = \frac{\eta_0 + \alpha}{1 + \alpha} = 0,984$ (приблизно на 1,5% вищий).

4.5 Робочий процес гідротрансформатора

Особливості робочого процесу гідротрансформатора (ГДТ):

1. Силкові і кінематичні зв'язки між лопатевими колесами здійснюються тільки через робочу рідину, що являє собою єдину цілу кільцеву ланку, яка знаходиться в силівій взаємодії одночасно з лопатями всіх лопатевих коліс;

2. Досить великі швидкості, з якими потік рідини обтікає лопаті, є причиною існування значних гідравлічних втрат енергії (в основному на тертя і на удар), що приводить до обмежень у вихідних характеристиках, в основному, за ККД;

3. Силова взаємодія рідини і лопатей при відсутності жорсткого кінематичного зв'язку між ведучим і веденим валами є причиною взаємозалежності силових M і кінематичних ω параметрів, що і визначає здатність ГДТ навантажувати двигун крутним моментом, який однозначно визначається режимом роботи i та кутовою швидкістю ω_1 ведучого вала.

4.5.1 Сталі режими роботи [3, 16]

Вихідні характеристики ГДТ використовують у безрозмірному вигляді:

$$K = f(i), \eta = f(i), \lambda_1 = f(i). \quad (4.13)$$

де $i = \omega_1 / \omega_2$ – передаточне відношення;

$K = M_2 / M_1$ – коефіцієнт трансформації;

$\eta = N_2 / N_1 = K \cdot i$ – ККД;

$\lambda_1 = \frac{M_1}{\rho \cdot \omega_1^2 \cdot D^5}$ – коефіцієнт моменту ведучого вала;

ρ – густина робочої рідини, для масел ГДТ $\rho \approx 88 \text{ кг} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$;

D – активний (найбільший) діаметр робочої порожнини ГДТ у м.

Для оцінювання вихідних характеристик на тягових режимах роботи (рис. 4.4) використовують такі параметри:

– K_0 – коефіцієнт трансформації при $i = 0$;

– $\eta_{\max}$ і $\eta_{\max M}$ – максимальні ККД на режимах трансформації моменту і гідромуфти;

– $D_i = i_{\max} / i_{\min}$ – кінематичний робочий діапазон, який визначається за режимами $\eta = 0,8$ ($D_{0,8}$) або $0,75$ ($D_{0,75}$);

– Π – коефіцієнт прозорості.

$$\Pi = \frac{\lambda_{1\max}}{\lambda_{1M}} = \frac{M_{1\lambda}}{M_{1M}} \left(\frac{\omega_{1M}}{\omega_{1\lambda}} \right)^2. \quad (4.14)$$

Прозорість – це властивість механічної енергії змінювати режим роботи двигуна при зміні моменту або кутової швидкості веденого вала. Розріз-

няють ГДТ непрозорі ($\Pi \approx 1$), із прямою ($\Pi > 1$) і оберненою ($\Pi < 1$) прозорістю.

В автомобільних ГДТ звичайно $K_0 = 3 \div 2$, $\eta_{\max} = 0,85 \div 0,92$, $\eta_{\max, \text{м}} = 0,93 \div 0,97$, $D_{0,8} = 2,4 \div 2$, $\Pi = 1,2 \div 2,5$ (більш високі значення відповідають меншим K_0 і $D_{0,8}$).

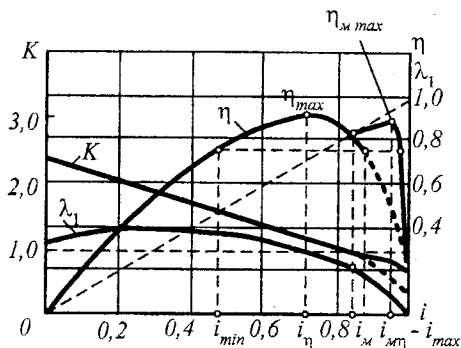


Рисунок 4.4 – Вихідні характеристики ГДТ на тягових режимах роботи

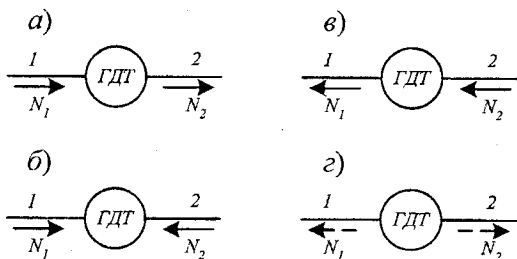


Рисунок 4.5 – Режими роботи ГДТ

Режими роботи ГДТ за напрямком передавання потужності поділяються на чотири основні групи (рис. 4.5) при $\omega_1 > 0$.

1. Тягові: $N_1 > 0$, $N_2 < 0$ – потужність передається від двигуна до ведучих коліс (рис. 4.5, а).

2. Гальмові: $N_1 \geq 0$, $N_2 \geq 0$ – потужність тільки підводиться до ГДТ. Якщо перехід з тягових режимів на гальмові відбувається при зміні знака у ω_2 – це режими протиобертання, якщо у M_2 – це обгінні режими.

3. Обернені: $N_1 < 0$, $N_2 > 0$ – потужність передається від ведучих коліс до двигуна (рис. 4.5, в).

4. Рушійні: $N_1 < 0$, $N_2 < 0$ – потужність тільки відводиться від ГДТ. Ці режими можливі тільки як короточасні несталі, тому що передача не може бути джерелом енергії (рис. 4.5, з).

Розрахунок вихідних характеристик за заданими геометричними параметрами (кути лопатей β_n і радіуси R_n розташування вхідних і вихідних кромek) можна виконати за струминною теорією, тобто розглядаючи осереднені параметри потоку робочої рідини: витрата Q , м³/с і напір H_n , м, віднесені до середньої струминки.

Використовуючи відоме положення механіки, за яким імпульс сили дорівнює кількості руху $P \cdot t = m \cdot V$, і взявши окружну складову P_{u1n} сили, оскільки саме вона дає крутний момент при множенні на R_{1n} , одержимо вираз для сили взаємодії рідини з лопатями на вході в n -е лопатеве колесо.

$$P_{u1n} = \frac{m \cdot V_{u1n}}{t} = Q \cdot \rho \cdot V_{u1n}.$$

Тоді крутний момент буде дорівнювати

$$P_{u1n} \cdot R_{1n} = Q \cdot \rho \cdot V_{u1n} \cdot R_{1n}.$$

Додавши моменти кількості руху від входу до виходу з лопатевого колеса і з огляду на те, що умови входу цілком визначаються умовами виходу з попереднього лопатевого колеса, одержимо

$$M_n = Q \cdot \rho \cdot (V_{u2n} \cdot R_{2n} - V_{u2(n-1)} \cdot R_{2(n-1)}). \quad (4.15)$$

Параметри, що входять у рівняння (4.15), можна виразити через пропорційні їм значення ω_1 і характерний лінійний розмір D – активний діаметр ГДТ. $Q \approx \omega_1 \cdot D \cdot D^2$, $V_u \approx \omega_1 \cdot D$, $R \approx D$, тоді

$$M_n = \lambda_n \cdot \rho \cdot \omega_1^2 \cdot D^5. \quad (4.16)$$

Напір на робочому колесі

$$H_n = \frac{\omega_n}{g} \cdot (V_{u2n} \cdot R_{2n} - V_{u2(n-1)} \cdot R_{2(n-1)}). \quad (4.17)$$

Втрати на тертя

$$H_{mpn} = \zeta_n \cdot \frac{W_{cpn}^2}{g} = \zeta_n \cdot \frac{V_m^2}{g \cdot \sin^2 \beta_{cpn}}. \quad (4.18)$$

де $\zeta_n \approx 0,16$ – коефіцієнт опору тертя,

W_{cpn} – відносна (уздовж лопаті) швидкість.

Втрати на удар

$$H_{ydn} = \varphi_n \cdot \frac{W_{ydn}^2}{2g} = \frac{\varphi_n}{2g} \cdot \left(V_{u2(n-1)} \cdot \frac{R_{2(n-1)}}{R_{1n}} - V_{u1n} \right)^2, \quad (4.19)$$

де $\varphi_n = 1$ – коефіцієнт втрат на удар.

При проектуванні ГДТ за заданими параметрами вихідних характеристик визначають геометричні параметри за середньою струминкою, а потім

здійснюють профілювання лопатей від входу до виходу (уздовж потоку) і від внутрішнього тора до зовнішнього (поперек потоку).

4.5.2 Несталі режими роботи

Розгін автомобіля. Нехтуючи пружністю ланок і буксуванням у механізмах вмикання передач, подамо автомобіль із ГДТ у вигляді двомасової системи, для якої справедливі рівняння

$$I_1 \dot{\omega}_1 = M_e - M_n, \quad (4.20)$$

$$I_2 \dot{\omega}_2 = M_n K - M_c. \quad (4.21)$$

Ці рівняння не можна розв'язати аналітично, оскільки M_n пропорційний ω_1 і λ_1 , а λ_1 є нелінійною функцією $i = \omega_2 / \omega_1$. Крім того, K є нелінійною функцією i .

Розв'язування рівнянь (4.20), (4.21) методом Рунге-Кутта при заданих $M_e = \text{const}$, K і λ_1 поліномами першого ступеня вигляду $a + bx$, M_c – другого ступеня вигляду $a + bx + cx^2$ показує, що весь процес розгону при русанні з місця з попередньо ввімкненою передачею і миттєвим збільшенням подачі палива до максимального можна розділити на три етапи.

1. Розгін вала двигуна до початку обертання вала турбіни. На цьому етапі $\omega_2 = 0$.

2. Розгін до зони з $\dot{\omega}_1 \approx \dot{\omega}_2$. На цьому етапі (етап неупорядкованого розгону) прискорення $\dot{\omega}_1$ і $\dot{\omega}_2$ істотно розрізняються.

3. Розгін при $\dot{\omega}_1 \approx \dot{\omega}_2$ – етап впорядкованого розгону. Для нього з рівнянь (4.20), (4.21)

$$\frac{M_e - M_n}{M_n K - M_c} = \frac{I_1}{I_2 i}, \quad (4.22)$$

$$M_n = M_e \frac{i + \frac{M_c I_1}{M_e I_2}}{i + K \frac{I_1}{I_2}}. \quad (4.23)$$

Ці особливості дозволяють застосувати спрощений метод розрахунку початкової фази розгону автомобіля.

Гальмування двигуном. Для аналізу можна використовувати рівняння (4.20), (4.21). Весь процес гальмування двигуном через ГДТ при різкому звільненні педалі подачі палива можна розділити на три етапи.

1. Вихід на режим гальмування. Значення $\dot{\omega}_1$ великі, $\dot{\omega}_2 \approx 0$, тобто $\omega_2 \approx \omega_{2n} = \text{const}$ і можна прийняти лінійну зміну M_n від t : $M_n = A - B \cdot t$.

2. Неупорядковане гальмування. Значення $\dot{\omega}_1$ і $\dot{\omega}_2$ істотно розрізняються, але час етапу невеликий.

3. Упорядковане гальмування. На цьому етапі $\dot{\omega}_1 \approx \dot{\omega}_2$ і справедливі рівняння (4.22), (4.23).

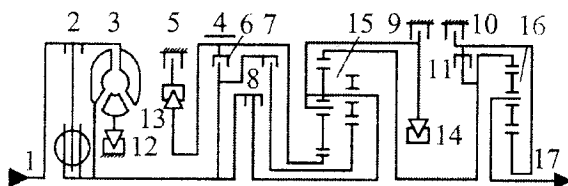
Ці особливості дозволяють застосувати спрощений метод розрахунку, усунувши другий етап.

Згідно з експериментальними даними [1] отримано, що найменший час повного натискання або звільнення педалі подачі палива складає близько 0,1 с. Однак момент двигуна змінюється значно повільніше. Темп $\frac{dM_e}{dt} = \frac{dM_T}{dt}$ майже в три рази менший при переході на гальмування двигуном через ГДТ, ніж без ГДТ, а амплітуда коливань моменту – у 5 разів менша.

4.6 Особливості роботи автоматичних коробок передач

Автоматичні коробки передач (automatic transmission) виконують операції з перемикання передач без участі водія. Втрати потужності в автоматичній коробці передач істотно більші, ніж у механічній. Однак це компенсується перевагами, пов'язаними з можливістю підтримки роботи двигуна в максимально економічному режимі. Автоматична коробка передач містить (рис. 4.6):

- гідротрансформатор (завжди використовується в коробках передач легкових автомобілів; на вантажних автомобілях, звичайно, застосовується конструкція типу Trilok – з доцентровою турбіною); призначений для рушання з місця, збільшення крутного моменту і поглинання крутильних коливань;



- 1 – ведучий вал; 2 – блокувальна муфта; 3 – гідротрансформатор; 4 – стрічкове гальмо;
 5-11 – багатодискові фрикціони і гальма; 12-14 – механізми вільного ходу;
 15 і 16 – планетарні механізми; 17 – ведений вал

Рисунок 4.6 – Схема п'ятиступінчастої автоматичної коробки передач (ZF S HP 18)

- у коробках передач легкових автомобілів (як правило) і вантажних автомобілів (завжди) гідротрансформатор доповнюється блокувальною муфтою (joint box, clutch);
- кілька планетарних механізмів;
- багатодискові фрикціони з гідравлічним приводом, дискові чи стрічкові гальма (призначені для виконання перемикань без розриву потоку потужності);

- механізми вільного ходу разом з елементами перемикання для оптимального перемикання передач;
- систему керування для вибору і плавного перемикання передач відповідно до програми, встановлюваної водієм автомобіля (табл. 4.1);
- гідронасос із приводом від двигуна: забезпечує тиск, необхідний для роботи елементів перемикання, подає рідину до гідротрансформатора, забезпечує змащення й охолодження коробки передач.

4.6.1 Варіанти конструкції

Автоматичні коробки передач, установлювані на легкових автомобілях, мають 3, 4 (в основному) чи 5 передач переднього ходу.

Таблиця 4.1 – Діаграма перемикання передач

Передача	Елемент передачі (рис. 4.6)									Передаточне число
	2	4	5	6	7	8	9	10	11	
1	○				●		○	●		3,67
2	○	●	●		●			●		2,00
3	○	●	●		●				●	1,41
4	○		●		●	●			●	1,00
5	○	●	●			●			●	0,74
Задній хід	○			●			●	●		4,10

● – увімкнено; ○ – може бути увімкнено

Діапазон механічного перетворення знаходиться в межах від 3,0 (триступенева коробка передач) до 5,0 (п'ятиступеневий агрегат).

Автоматичні коробки передач для вантажних автомобілів можуть мати від 3 до 6 передач переднього ходу. Діапазон механічного перетворення змінюється в межах від 2 до 8. Ці коробки передач часто мають убудовані гідродинамічні сповільнювачі, а також гідронасос, великий піддон для накопичення рідини та охолоджувач рідини.

4.6.2 Електронна система керування коробкою передач

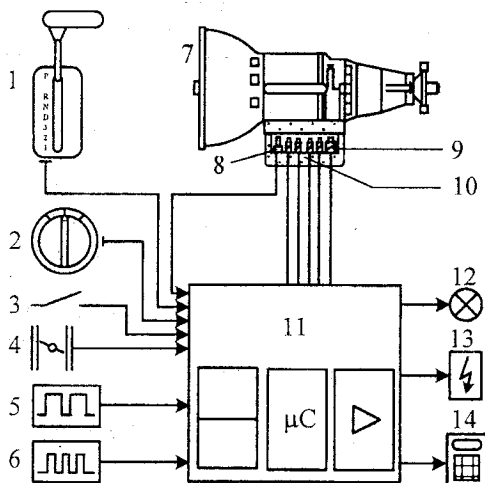
Системи керування автоматичних коробок передач, у яких застосовується тільки гідравліка, починають витіснятися системами, у яких поєднуються елементи електроніки і гідравліки (гідравлічний привод зберігається тільки у фрикціонах). До переваг застосування електроніки відносять:

- можливість установлювати кілька різних програм перемикання передач;
- велику плавність увімкнення передач;
- гнучкість і пристосовуваність до різних типів автомобілів;
- застосування спрощених гідравлічних ланцюгів керування та механізмів вільного ходу.

Вимірювальні перетворювачі системи визначають навантаження, положення важеля перемикавання передач, положення перемикача програм і режиму «kick-down», а також частоту обертання вала двигуна і веденого вала коробки передач. Блок керування обробляє ці дані відповідно до встановленої програми і виробляє сигнали керування коробкою передач.

Електродинамічні перетворювачі утворюють зв'язок між електронними і гідравлічними ланцюгами, у той час як соленоїдні клапани пускають у хід фрикції. При цьому використовуються аналогові чи цифрові регулятори тиску.

Керування перемиканням передач. Під час вибору необхідної передачі системою запитуються дані про частоту обертання веденого вала коробки передач і двигуна, перш ніж спрацює відповідний соленоїдний клапан. Водій може вибрати необхідну програму перемикавання передач, наприклад, для забезпечення максимальної паливної економичності чи максимального швидкісного режиму. У процес перемикавання передач можна також у будь-який момент утрутитися за допомогою ручного перемикавання передач важелем.



- 1 – важіль перемикавання передач з позиційним перемиканням; 2 – перемикач програм; 3 – примусове увімкнення пониженої передачі («kick-down»); 4 – датчик кута повороту дросельної заслінки; 5 – крутний момент двигуна (сигнал t); 6 – частота обертання колінчатого вала двигуна (сигнал запалювання); 7 – коробка передач; 8 – датчик частоти обертання веденого вала (хв); 9 – регулятор тиску; 10 – соленоїдні клапани; 11 – електронний блок керування (ECU); 12 – індикатор відмов; 13 – зменшення крутного моменту двигуна регулюванням запалювання; 14 – блок діагностики

Рисунок 4.7 – Схема електронного керування коробкою передач

Інтелектуальні програми перемикання передач оптимізують керування автомобілем, поповнюючи стандартні дані керування коробкою передач такими допоміжними параметрами, як поздовжнє і поперечне прискорення, швидкість переміщення педалей гальма і подачі палива. Складна програма керування дозволяє вибирати відповідну передачу як для поточних умов руху автомобіля, так і для стилю керування. Наприклад: Porsche Tiptronic (рис. 4.8) забезпечується коробкою передач ZF 4 HP 22, що працює за програмою інтелектуального перемикання передач. У даній системі поєднуються режими автоматичного та активного індивідуального керування автомобілем.

На додаток до стандартних положень перемикачів важіль перемикання передач може переходити до другої (рівнобіжної) логічної схеми, при якій простого легкого переміщення важеля поштовхом досить для того, щоб негайно змінити передачу (якщо при цьому не буде перевищена частота обертання вала двигуна).

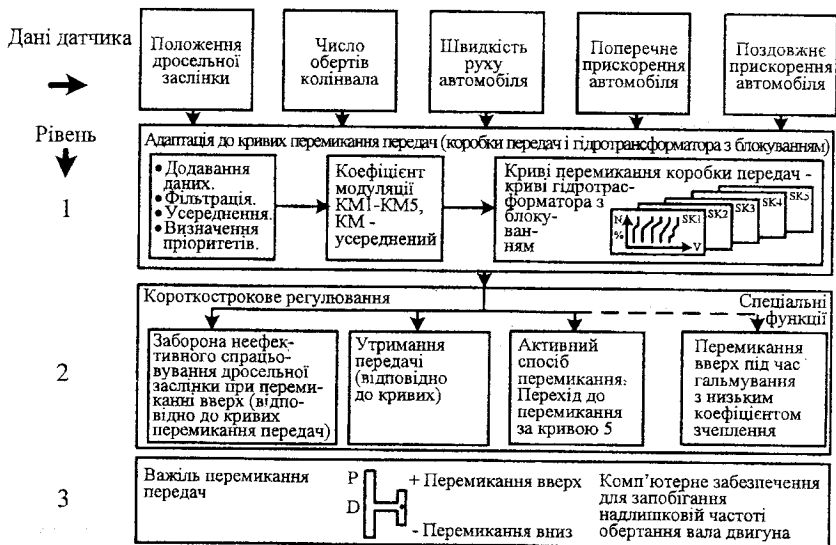


Рисунок 4.8 – Діаграма процесу перемикання передач Tiptronic

Блокування гідротрансформатора. Механічна блокувальна муфта може використовуватися для підвищення ефективності роботи коробки передач за рахунок усунення проковзування в гідротрансформаторі. Змінними параметрами, використовуваними для визначення умов спрацювання блокування гідротрансформатора, є навантаження на двигун і частота обертання веденого вала коробки передач.

Контроль якості перемикання. Точність, з якою тиск у фрикційних елементах регулюється в залежності від величини передаваного крутного моменту впливає на якість перемикання; цей тиск установлюється за допомогою спеціального регулятора. Плавність перемикання передач може підвищуватися за рахунок короточасного зниження вихідної потужності двигуна на період перемикання передачі.

Захисні кола. Передбачені для уникнення ушкоджень коробки передач, пов'язаних з помилкою водія, при цьому система на помилкові функції в електричній схемі спрацьовує за допомогою повернення до запасного режиму.

Кінцеві елементи керування. Такі елементи електрогідравлічного перетворення, як соленоїдні клапани і регулятори тиску, забезпечують зв'язок між електронними схемами і гідравлічними ланцюгами.

4.7 Конструювання і розрахунок ступінчастих коробок передач

Найбільш широке застосування на сучасних автомобілях одержали ступінчасті коробки передач із зубчастими колесами завдяки простоті конструкції (construction) і високому ККД.

Методична послідовність конструювання і розрахунку ступінчастих коробок передач така.

1. Вибір типу і конструктивної схеми коробки передач.
2. Визначення міжосьової відстані.
3. Вибір числа передач, модулів і чисел зубців шестерень різних ступенів.
4. Перевірка статичної міцності зубців шестерень.
5. Перевірка контактної міцності зубців шестерень.
6. Розрахунок валів коробки передач на міцність і твердість.
7. Розрахунок шлицьових з'єднань.
8. Розрахунок синхронізаторів (synchronizer).
9. Вибір підшипників коробки передач.

4.7.1 Вибір типу і конструктивної схеми коробки передач

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

В сучасному автомобілебудуванні на легкових машинах особливо малого і малого літражу встановлюють, як правило, чотириступінчасті коробки передач, на середньолітражних — чотири- або п'ятиступінчасті, а на автомобілях вищого класу застосовуються гідромеханічні передачі.

Вантажні автомобілі, особливо малої і середньої вантажопідйомності, мають у більшості випадків чотири-, п'яти- і шестиступінчасті коробки передач. Вантажні автомобілі, особливо великої вантажопідйомності, забезпечуються, як правило, гідромеханічною передачею.

4.7.2 Визначення міжосьової відстані

Визначення міжосьової відстані A проводиться за емпіричною формулою

$$A = a\sqrt[3]{M_{e\max}}, \quad (4.24)$$

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

a – дослідний коефіцієнт, що залежить від типу автомобіля.

Для вантажних автомобілів і автобусів на їхній базі $a = 17 \dots 19,5$; для легкових автомобілів $a = 14,5 \dots 16$; для автомобілів з дизелями $a = 20,5 \dots 21,5$; для додаткових і роздавальних коробок $a = 17 \dots 21,5$.

4.7.3 Вибір числа передач і визначення передаточних чисел

Вибір числа передач і визначення передаточних чисел проводиться на підставі тягового розрахунку [8].

Якщо передаточне число 7, то вибирають схему коробки з 4-ма ступенями, при $i_{K1} = 6,6 \dots 10$ – з 5-ма ступенями; для важких машин, у яких $i_{K1} = 8,5 \dots 10$, – з 6-ма, 8-ма і великим числом ступенів.

Передаточне число шестерень постійного зацеплення $i_{ПЗ}$ дорівнює орієнтовно передаточному числу шестерень першої передачі i'_1

$$i_{ПЗ} \cong i'_1 \cong \sqrt{i_{K1}}, \quad (4.25)$$

де i_{K1} – передаточне число першої передачі.

Модуль зацеплення визначається за емпіричною формулою

$$m = \frac{2A \cos \beta}{z_1(i_{ПЗ} + 1)}, \quad (4.26)$$

де z_1 – число зубів ведучої шестерні (за умови підрізання зубців $z_1 \geq 13$);

β – кут спіралі косозубих шестерень.

Обчислений за залежністю нормальний модуль зацеплення повинен бути уточнений відповідно до ГОСТу 9563.

Число зубців шестерні першої передачі проміжного вала визначають з умови роботи зубців без підрізання.

$$z_{m-1} \geq z_{\min} = \frac{2f}{\sin^2 \alpha} \cos^2 \beta, \quad (4.27)$$

де $f \leq 0,8$ – коефіцієнт висоти зубця;

$\alpha = 20^\circ$ – кут зацеплення;

$\beta = 20 \dots 30^\circ$ – для вантажних автомобілів;

$\beta = 30 \dots 45^\circ$ – для легкових автомобілів.

При прямозубих шестернях першої передачі $\beta = 0^\circ$. Число зубців шестерень першої передачі веденого вала визначається

$$z_m = z_{m-1} \cdot i'_i. \quad (4.28)$$

Напрямок гвинтової лінії зубців у всіх косозубих шестерень проміжного вала повинен бути однаковим.

Після визначення числа зубців шестерень КПП необхідно уточнити міжосьову відстань підбиранням кута нахилу зубців β .

$$A = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta_{1-2}} = \frac{m_n(z_3 + z_4)}{2 \cos \beta_{3-4}} = \dots, \quad (4.29)$$

де m_n – нормальний модуль зачеплення, мм.

Ширина зубців прямозубих шестерень орієнтовно дорівнює $b = (4,4 \dots 7)m_n$ мм, для косозубих шестерень $b = (7,0 \dots 8,6)m_n$.

4.7.4 Перевірка статичної міцності зубців шестерень

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

для прямозубих шестерень

$$\sigma = 0,36 \frac{P}{b m_n y}, \quad (4.30)$$

для косозубих шестерень

$$\sigma = 0,24 \frac{P}{b m_n y}, \quad (4.31)$$

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

$$P = \frac{M}{r_d}, \quad (4.32)$$

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

r_d – радіус ділительного кола;

y – коефіцієнт форми зубця, що його вибирають за таблицями або розраховують для косозубих шестерень за приведеним числом зубців.

$$z_{\text{пр}} = \frac{z}{\cos^3 \beta}. \quad (4.33)$$

Ширина шестерні визначається за емпіричною залежністю

$$b = (0,17 \dots 0,25)A.$$

Допустиме напруження для цементованих і ціанованих сталей, для прямозубих шестерень першої і другої передачі, заднього ходу 350...850 МПа (8500 кгс/см²), менші значення для легкових автомобілів, для шестерень III, IV, V передач 150...400 МПа (1500...4000 кгс/см²).

Коефіцієнт форми зубця для некорегованих прямозубих і косозубих шестерень визначається за табл. 4.2.

Якщо для шестерень проектованої коробки передач передбачається виконувати кутову корекцію, то значення y , узяті з табл. 4.2, варто помножити на поправковий коефіцієнт K_α , величина якого приймається в залежності від кута зачеплення:

α°	15°	17°30'	22°30'	25°
K_α	1,14	1,07	0,935	0,875

Таблиця 4.2 – Значення коефіцієнта форми зубця

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

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

4.7.5 Перевірка контактної міцності зубців шестерень

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

$$\sigma_K = 0,418 \cos \beta \sqrt{\frac{PE}{b \sin \alpha \cdot \cos \alpha \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)}}, \quad (4.34)$$

де r_1 і r_2 – радіуси початкових кіл ведучої і веденої шестерень;

E – модуль пружності першого роду, кгс/см²;

P – окружне зусилля, що визначають за формулою

$$P = \frac{i_{\text{ПЗ}} M_P}{\eta}, \quad (4.35)$$

де $M_P = 0,5 M_{\text{емах}}$ – розрахунковий момент.

Допустиме контактне напруження $[\sigma]_K$ повинно бути в межах (табл. 4.3).

Таблиця 4.3 – Значення допустимих контактних напружень

Види термообробки	Цементовані шестерні	Ціановані шестерні
Передача		
Перша передача і передача заднього ходу	1900...2000	950...1000
Постійне зачеплення і вищі передачі	1300...1400	650...700

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

Шестерні коробок передач виготовляють з легованих сталей 25ХГТ, 25ХГМ, 18ХГТ, 30ХГТ, 35Х, 40Х, 12ХНЗА.

4.7.6 Розрахунок валів коробки передач

Розрахунок валів на міцність і жорсткість служить для перевірки міцності і жорсткості попередньо визначених діаметрів і довжин валів.

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

$$d \cong 0,45 A, \quad (4.36)$$

де A – міжосьова відстань, мм.

Для ведучого вала

$$d = 4,9\sqrt[3]{M_{e\max}}, \quad (4.37)$$

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

Діаметр валів можна визначити зі співвідношень:

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

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

Рівень масла повинен бути на 35...45 мм вище осі проміжного вала. Об'єм масляної ванни для коробки передач: вантажних автомобілів

$$Q = (2,6 \div 3,3) \cdot 10^{-3} N_e t, \text{ л,} \quad (4.38)$$

легкових автомобілів

$$Q = (0,92 \div 1,4) \cdot 10^{-3} N_e t, \text{ л,} \quad (4.39)$$

де t – число всіх шестерень у коробці передач;

N_e – потужність двигуна, кВт.

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

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

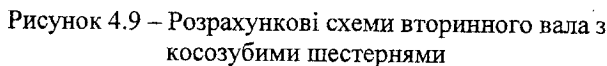
Міцність валів коробки передач визначається, виходячи з деформації валів на кручення і згин. На рис. 4.9, 4.10 і 4.11 подані розрахункові схеми вторинного, проміжного і первинного валів з косозубими шестернями.

окружна сила

радіальна сила

осьова сила

де M_x – момент на валу X -ої шестерні, обумовлений максимальним крутним моментом двигуна.



59

$$M_E = \sqrt{M_{3B}^2 + M_{3r}^2} \quad (4.43)$$

За знайденим значенням згинальних M_3 і крутних M_K моментів визначається еквівалентний момент

$$M_E = \sqrt{M_3^2 + M_K^2} \quad (4.44)$$

Еквівалентні напруження згину визначаються за залежністю

$$\sigma_E = \frac{M_E}{W_H},$$

де W_H – осьовий момент опору, см^3 .

Для суцільного вала

$$W_H = 0,1d^3 \quad (4.45)$$

При наявності шліцьової нарізки на валах

$$W_H = \frac{\pi d_s^4 + B_{III} (d_H + d_s)^2 (d_H - d_s) z_{III}}{32 d_H} d^3, \quad (4.46)$$

де d_H і d_s – зовнішній і внутрішній діаметр шліців;

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

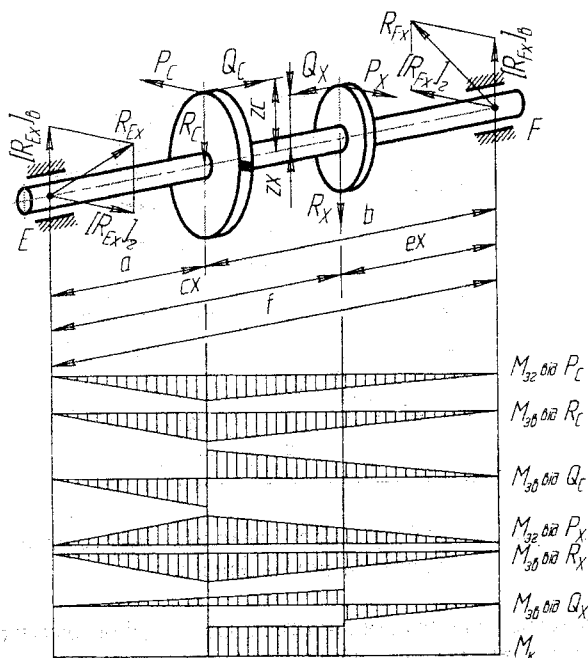


Рисунок 4.10 – Розрахункова схема проміжного вала з косозубими шестернями

Одержувані за залежністю (4.44) еквівалентні напруження не повинні перевищувати $[\sigma]_{\text{ш}} = 60 \dots 70 \text{ МПа}$ ($600 \dots 700 \text{ кгс/см}^2$).

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

Прогини валів і кути повороту перерізів визначаються окремо для діючих сил P_x , R_x і в місцях розташування шестерень.

Сумарний прогин f і кут повороту перерізів Q_{Σ} не повинен перевищувати $[f] = 0,13 \dots 0,15 \text{ мм}$ на вищих ступенях і $[f] = 0,15 \dots 0,25 \text{ мм}$ на нижчих ступенях. Максимальні кути повороту перерізів вала не повинні перевищувати $0,2 \text{ мм}$.

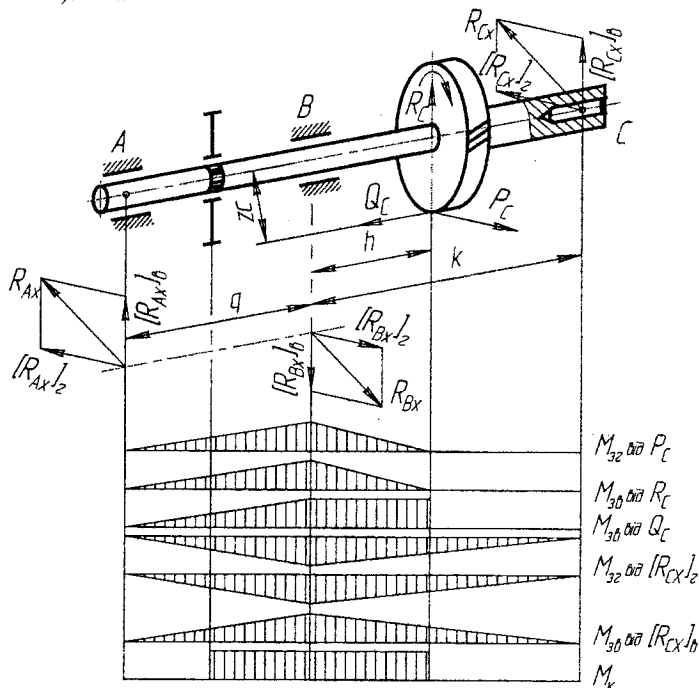


Рисунок 4.11 – Розрахункова схема первинного вала з косозубими шестернями

4.7.7 Розрахунок шліцевих з'єднань передач

Розрахунок шліцевих з'єднань виконується тільки на зминання, тому що зрізу шліців на практиці не спостерігається. Напруження зминання визначаються за формулою:

$$\sigma_{\text{ш}} = \frac{8M_{K \max}}{0,75z_{\text{ш}}l_{\text{ш}}(d_H^2 - d_s^2)}, \quad (4.47)$$

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

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

d_H і d_e – зовнішній і внутрішній діаметри шліців.

Розраховані за формулою (4.47) напруження зминання не повинні перевищувати 40 МПа (400 кгс/см²).

4.7.8 Розрахунок синхронізаторів

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

$$M = T \mu r = \frac{P}{\sin \alpha} \mu r, \quad (4.48)$$

де μ – коефіцієнт тертя, прийнятий у розрахунках $\mu = 0,1 \dots 0,12$;

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

T – нормальний тиск на конусах;

r – середній радіус конуса.

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

$$Q \geq \frac{M \sin \alpha}{r \mu}. \quad (4.49)$$

Для запобігання передчасному вимиканню передачі необхідно таке співвідношення:

$$P_1 \geq Q \operatorname{tg} \beta, \quad (4.50)$$

де P_1 – окружне зусилля, що утримує блокувальний штифт у поглибленні, рівне відношенню $\frac{M}{r_1}$;

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

r_1 – середній радіус блокувальних поверхонь.

При правильно вибраних основних геометричних параметрах синхронізатора повинна виконуватися умова

$$\operatorname{tg} \beta \leq \frac{M \cdot r}{\sin r_1}. \quad (4.51)$$

4.7.9 Вибір підшипників коробки передач

Вибір ґрунтується на забезпеченні довговічності підшипників і визначається за коефіцієнтом працездатності, виходячи зі середньоексплуатаційного режиму.

Коефіцієнт працездатності підшипника обчислюється за формулою

$$C = Q_3 K_K \cdot K_E \cdot K_r (n_E h)^{0,3}, \quad (4.52)$$

де K_K, K_E, K_r – коефіцієнти, що характеризують режими роботи підшипника і враховують, відповідно, кільце, яке обертається, вплив динамічних навантажень і температурні умови. При розрахунках для ступінчастих коробок передач варто приймати $K_K = K_E = K_r = 1,0$;

n_E – еквівалентне число обертів підшипника;

n – розрахункова довговічність підшипника.

Еквівалентне навантаження визначається за формулою

$$Q_E = \sqrt{\frac{\alpha_1}{100} \beta_1 Q_1^{3,33} + \frac{\alpha_2}{100} \beta_2 Q_2^{3,33} + \dots + \frac{\alpha_n}{100} \beta_n Q_n^{3,33}}, \quad (4.53)$$

де $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ – середньо-експлуатаційна тривалість використання різних ступенів коробки передач, прийнята за таблицею 4.4;

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

$$\beta_1 = \frac{1}{i_{K1}}, \beta_2 = \frac{1}{i_{K2}}, \dots, \beta_n = \frac{1}{i_{Kn}},$$

$Q_1, Q_2, \dots, Q_n$ – зведені реакції в підшипнику на кожній передачі, визначені за формулою:

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

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

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

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

Таблиця 4.4 – Середньо-експлуатаційна тривалість використання різних ступенів коробки передач (%)

Типи автомобілів	Значення для різних ступенів коробки передач										
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	З.х.
Легкові	1	4	20	75							
	1	3	6	15	75						0,3
Вантажні та автобуси	1	3	14	82							
	0,6	1,8	7,6	20	79						
	0,5	1,5	5	10	23	60					
	0,4	0,8	1,2	2,6	6	14	25	50			
	0,3	0,5	1	1,8	4,4	8	12	18	54		
Ті ж, з додатковою КП	0,2	0,4	0,8	1,2	2,4	5	8	12	20	50	0,5
Автомобілі-самоскиди	4	11	18	26	41						
	3	6	11	16	23	41					2,5

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

Величина еквівалентного числа обертів підшипника n_E визначається, виходячи із середньо-експлуатаційних швидкостей руху ($V_E = 30 \dots 35$ км/год для вантажних автомобілів, $V_E = 35 \dots 40$ км/год для легкових автомобілів і міжміських автобусів).

Розрахункова довговічність підшипника h визначається за залежністю

$$h = \frac{L_{KP}}{V_E}, \quad (4.54)$$

де L_{KP} – пробіг автомобіля до капітального ремонту, км.

Мінімальна довговічність підшипників КПП повинна складати 6000...7000 годин.

Запитання для самоконтролю

1. Що таке коробка передач і яке її призначення?
2. Перерахуйте основні вимоги до коробки передач.
3. Як і за якими ознаками класифікують коробки передач?
4. Які бувають типи ступінчастих коробок передач? Назвіть їх переваги і недоліки.
5. На яких типах автомобілів і чому застосовуються багатовалові коробки передач?
6. Опишіть робочий процес механічної ступінчастої коробки передач.
7. Які ви знаєте особливості робочого процесу планетарної коробки передач?
8. Перерахуйте та опишіть особливості робочого процесу гідротрансформатора.
9. Які є особливості роботи автоматичних коробок передач?
10. Назвіть послідовність конструювання і розрахунку ступінчастих коробок передач.
11. Яким чином робиться вибір підшипників коробки передач?
12. Яка послідовність розрахунку валів коробки передач?
13. Які особливості розрахунку шліцьових з'єднань передач?
14. Що таке синхронізатор і як його розраховують?

Карданна передача призначена для передачі крутного моменту від одного агрегату до іншого, якщо осі їхніх валів змінюють своє взаємне положення чи не лежать на одній прямій.

5.1 Вимоги до карданних передач

1. Передача крутного моменту при всіх можливих в експлуатації значеннях кутових швидкостей ω і кутів γ між осями валів.
2. Високий ККД навіть при значних кутах γ .
3. Мінімальні вібрації та шум.
4. Відсутність значних осьових зусиль і спрацювань у компенсувальному з'єднанні (junction assembling).

5.2 Класифікація карданних передач

1. За конструкцією карданної передачі:
 - а) відкрита чи закрита (усередині картера, труби і т. п.);
 - б) одноланкова чи багатоланкова (із проміжними опорами).
2. За конструкцією карданних шарнірів (hinge, joint, pivot):
 - а) нерівних кутових швидкостей (пружні $\gamma < 3...5^\circ$ і жорсткі $\gamma < 15...20^\circ$);
 - б) рівних кутових швидкостей (кулькові з ділильними канавками $\gamma < 32^\circ$, кулькові з ділильним важелем $\gamma < 38^\circ$, кулачкові $\gamma < 40^\circ$).

5.3 Робочий процес карданних передач

5.3.1 Карданні шарніри

При передаванні обертального руху під кутом за допомогою шарнірів виникають труднощі у забезпеченні рівномірного обертання вала, розташованого після шарніра. З рис. 5.1, а випливає, що $V_A = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2$, а значить умова $\omega_2 = \omega_1$ здійснення, якщо $r_2 = r_1$. При повороті вала 1, наприклад, на 180° , r_1 і r_2 зменшаться, але їхня рівність повинна зберегтися. Отже, точка контакту A валів 1 і 2 повинна переміщатися по бісекторній площині OO ($\varphi_1 = \varphi_2$) при обертанні валів.

Ця умова не виконується у жорсткому шарнірі нерівних кутових швидкостей (рис. 5.1, б), тому що шипи A_1 і B_1 хрестовини 3 переміщуються в площині O_1O_1 , перпендикулярній осі вала 1, а шипи A_2 і B_2 – в площині O_2O_2 , перпендикулярній осі вала 2.

Якщо вал 1 повернеться на кут α_1 , вал 2 повернеться на кут α_2 , причому

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \operatorname{tg} \alpha_2 \cos \gamma. \quad (5.1)$$

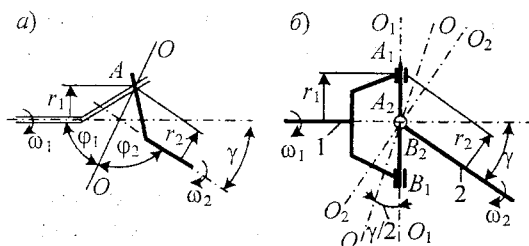


Рисунок 5.1 – Схеми шарнірів карданних передач

Продиференціювавши (5.1), отримаємо

$$\frac{\omega_1 dt}{\cos \alpha_1} = \frac{\omega_2 dt}{\cos \alpha_2} \cos \gamma$$

і після перетворень

$$i_K = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \cos \gamma (1 + \sin^2 \alpha_1 \operatorname{tg}^2 \gamma). \quad (5.2)$$

З (5.2) випливає, що $\omega_2 \neq \omega_1$, причому коефіцієнт нерівномірності (рис. 5.2, а)

$$K_n = \frac{\omega_{2\max} - \omega_{2\min}}{\omega_1} = \frac{1}{\cos \gamma} - \cos \gamma = \frac{1 - \cos^2 \gamma}{\cos \gamma} \quad (5.3)$$

при $\gamma < 10^\circ$ невеликий. Нерівномірне обертання вала можна перетворити в рівномірне, якщо поставити другий шарнір з кутом зламу $\gamma_2 = \gamma_1$ першого шарніра, причому вилки шарнірів вала, що нерівномірно обертається, повинні лежати в одній площині. Це правило справедливе для будь-якого парного числа шарнірів. При трьох шарнірах (рис. 5.2, б)

$$\cos \gamma_1 \cos \gamma_2 = \cos \gamma_3, \quad (5.4)$$

причому перемножуються косинуси кутів тих шарнірів, вилки яких розташовані однаково (1 і 2 на рис. 5.2, б).

На рис. 5.3 подана схема сил, що діють на вилки і хрестовину шарніра, причому без врахування ККД η_K :

$$P_1 = \frac{M_1}{2R}, \quad P_2 = \frac{M_1 i_K}{2R}, \quad (5.5)$$

$$T_1 = \frac{M_1 \sin \alpha_1 \operatorname{tg} \gamma}{2R}, \quad T_2 = \frac{M_1 \cos \alpha_1}{2R} \cdot \sin \gamma \sqrt{1 + \sin^2 \alpha_1 \operatorname{tg}^2 \gamma}, \quad (5.6)$$

$$Q_1 = \sqrt{P_1^2 + T_1^2} = \frac{M_1}{2R} \sqrt{1 + \sin^2 \alpha_1 \operatorname{tg}^2 \gamma}, \quad Q_2 = \sqrt{P_2^2 + T_2^2}. \quad (5.7)$$

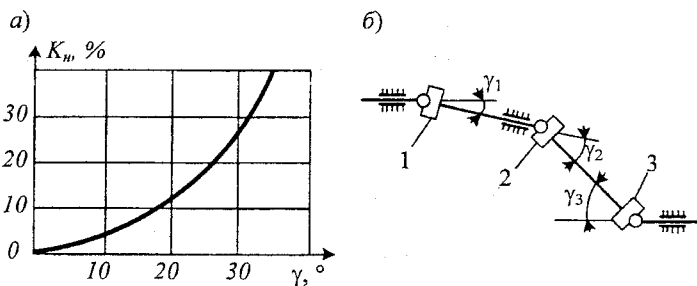


Рисунок 5.2 – Особливості обертання карданних валів

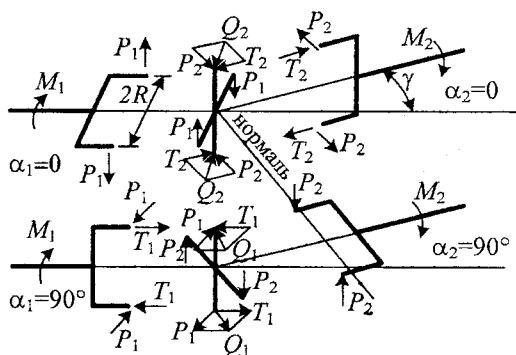


Рисунок 5.3 – Схема сил, що діють на вилки і хрестовину шарніра

Максимальні значення $Q_{1\max}$, $T_{1\max}$, $P_{2\max}$ будуть при $\alpha_1 = 90^\circ$, а $Q_{2\max} (< Q_{1\max})$ і $T_{2\max} (< T_{1\max})$ – при $\alpha_1 = 0^\circ$.

Моменти: на хрестовині $M = 2Q_1R$ – крутний, на першій вилці $M_1 = 2P_1R$ – крутний та $M_{1u} = 2T_1R$ – згинальний, на другій вилці $M_2 = 2P_2R$ – крутний та $M_{2u} = 2T_2R$ – згинальний. Реактивний момент на ведучому валу $M_3 = M_2 = M_1 = M_1(i_K - 1)$ при зміні i_K під час обертання відповідно до рівняння (5.2). Проміжний вал двошарнірної карданної передачі не має реактивного моменту, якщо $\gamma_2 = \gamma_1$ і вилки його шарнірів лежать в одній площині.

Крім того, на валу 2 (рис. 5.3) виникає пульсуючий крутний момент через те, що $\frac{d\omega_2}{dt} \neq 0$.

$$M_I = I_{\kappa\delta 2} \frac{d\omega_2}{dt}, \quad (5.8)$$

де $I_{кв2}$ – момент інерції вала 2.

ККД карданих шарнірів $\eta_{кш}$ залежить від кута γ і дорівнює $1 \div 0,99$ для жорсткого шарніра нерівних кутових швидкостей при $\gamma = 0 \dots 15^\circ$; $0,98$ для шарнірів рівних кутових швидкостей при $\gamma = 25^\circ$.

5.3.2 Вібрації карданих передач

Розглянемо умову рівноваги сил $\sum F_n = 0$ обертового карданного вала (driveshaft), вважаючи, що його кінці, які встановлені в опорах, не мають поперечних переміщень. Відцентрова сила

$$F = m(y + a)\omega^2$$

викликає додатковий прогин y при зсуві a центра ваги через дисбаланс (m – маса вала). Сила врівноважується силою пружності вала

$$P = cy \frac{EI_p}{l^3},$$

де l – довжина вала, см; I_p – полярний момент інерції перерізу, см⁴; c – коефіцієнт, що залежить від характеру навантаження і типу опор.

З умови $F = P$ одержуємо

$$y = \frac{ma\omega^2}{\frac{cEI_p}{l^3} - m\omega^2}. \quad (5.9)$$

З (5.9) $y = \infty$, якщо знаменник дорівнює нулю. Отже, критична кутова швидкість

$$\omega_{KP} = \sqrt{\frac{cEI_p}{ml^3}}. \quad (5.10)$$

Для суцільного вала з діаметром D : $I_p = \frac{\pi D^4}{64}$, $m = \frac{\pi D^2}{4} l \frac{\gamma}{g}$. Для вала, що вільно лежить в опорах і рівномірно навантажений по довжині, $c \approx 100$, для вала з зачепленими кінцями $c \approx 20$. Візьмемо $c = 100$ і з (5.10) одержимо

$$n_{KP} = 12 \cdot 10^4 \frac{D}{l^2}, \quad (5.11)$$

де D та l в м і $\gamma = 7800$ кг/м³ для сталі.

Для трубчастого вала $I_p = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4)$, $m = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} l \frac{\gamma}{g}$ і

$$n_{KP} = 12 \cdot 10^4 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{l^2}. \quad (5.12)$$

Рекомендується $n_{\max}$, яка відповідає $V_{a\max}$ і є на $20 \div 35\%$ нижчою, ніж n_{KP} . Однак спостерігалися поломки карданного вала і подовжувача коробки передач і в цьому випадку. Виявилося, що в коливаннях бере

участь не тільки карданний вал, але і вся трансмісія та двигун. При цьому можливо кілька резонансних форм коливань. На рис. 5.4 наведена залежність переміщень $\bar{f} = \frac{f}{P}$, віднесених до збурювальної сили, від частоти коливань n у Гц.

Точки B і C відповідають резонансним коливанням силового агрегату і карданного вала, точка A – резонансним коливанням тільки карданного вала з нульовим переміщенням по передньому і задньому шарнірах. Режиму A відповідає рівняння (5.12), але режим B настає при менших частотах.



Рисунок 5.4 – Залежність переміщень, віднесених до збурювальної сили, від частоти коливань

З рис. 5.4 видно, що збільшення діаметра карданного вала дійсно істотно зміщує точку A , але не впливає практично на положення точки B . Зсув точки B забезпечується підвищенням жорсткості силового агрегату. Рекомендується забезпечувати нижче точки B приблизно на 600 об/хв (10 Гц).

Розрахунок коливання трансмісії і силового агрегату в наш час проводять звичайно на основі методу Майкклстада з рядом уточнених положень і допущень і з використанням ЕОМ.

Складений карданний вал піддається динамічному балансуванню з точністю $(15...25) \cdot 10^{-4}$ Н·м, для автомобілів вантажопідйомністю нижче 5 т і $100 \cdot 10^4$ – при вантажопідйомності 5 т і вище, $(10...20) \cdot 10^{-4}$ Н·м – для легкових автомобілів.

5.4 Конструювання і розрахунок карданних передач

При конструюванні карданної передачі необхідне послідовне вирішення таких питань.

1. Вибір типу і конструктивної схеми карданної передачі.

2. Вибір розмірів перерізів карданних валів і перевірка їхньої міцності.
3. Перевірка обраних розмірів і перерізів валів при критичних обертах.
4. Визначення кутів закручування валів.
5. Перевірка міцності вилок і хрестовин карданних шарнірів, а також шліцьових з'єднань.
6. Вибір голкових підшипників карданних шарнірів.

5.4.1 Вибір типу і конструктивної схеми карданної передачі

Вибір проводиться виходячи з типу та призначення компоновальної схеми автомобіля, а також на основі аналізу конструкцій аналогічних механізмів, установлюваних на автомобілі обраних прототипів [2].

5.4.2 Вибір розмірів перерізів карданних валів та перевірка їхньої міцності

Довжина l карданного вала залежить від компоновальної схеми автомобіля і статичного кута нахилу карданного вала. Зовнішній D_n і внутрішній D_g діаметри труби карданного вала вибираються з конструктивних понять, а товщина стінки труби звичайно складає 1,8...3,5 мм.

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

$$\tau = \frac{16 \cdot K_\sigma \cdot M_{e\max} \cdot D_n \cdot i_{\kappa L} \cdot i_o \cdot i_p}{\pi \cdot (D_n^4 - D_g^4)}, \quad (5.13)$$

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

Розрахунку на кручення піддається також шліцьовий хвостовик карданного вала:

$$\tau = \frac{16 \cdot K_\sigma \cdot M_{e\max} \cdot i_{\kappa L} \cdot i_o \cdot i_p}{\pi \cdot d^3}, \quad (5.14)$$

де d – діаметр хвостовика карданного вала по внутрішніх шліцах.

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

5.4.3 Перевірка обраних розмірів і перерізів валів при критичних обертах

У конструкціях сучасних автомобілів переважне поширення одержали карданні передачі відкритого типу. Критичне число обертів такого карданного вала визначається за формулою:

$$n_{\kappa p} = 12 \cdot 10^6 \cdot \frac{\sqrt{D_n^2 + D_g^2}}{L}, \quad (5.15)$$

де L – робоча довжина карданного вала, см.

Запас за критичним числом обертів для карданних валів, що вільно лежать в опорах, дорівнює:

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

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

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

5.4.4 Визначення кутів закручування

Визначення кутів закручування виконується тільки для валів великої довжини за залежністю:

$$\theta = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{32 \cdot M_{e_{max}} \cdot i_{mp} \cdot \alpha}{G \cdot (D_n^4 - D_s^4)}, \quad (5.16)$$

де i_{mp} – передаточне число трансмісії автомобіля.

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

5.4.5 Перевірка міцності вилок і хрестовин шарнірів карданних передач

Перевірка виконується за максимальним крутним моментом, при ввімкненому першому ступені коробки передач. Розрахункова схема вилки кардана наведена на рис. 5.5. Вилка карданного вала розраховується на деформацію згину і кручення в небезпечному перерізі $N - N$.

Згинальний момент у небезпечному перерізі

$$M_u = \frac{M_{e_{max}} \cdot i_{mp} \cdot l}{2 \cdot r}, \quad (5.17)$$

крутний момент у небезпечному перерізі

$$M_k = \frac{M_{e_{max}} \cdot i_{mp} \cdot c}{2 \cdot r}. \quad (5.18)$$

Момент опору перерізу вилки:
осьовий

$$W_u = \frac{b \cdot h^2}{6}, \quad (5.19)$$

полярний

$$W_p = \alpha \cdot b^2 \cdot h, \quad (5.20)$$

де α – коефіцієнт, що залежить від співвідношення сторін поперечного перерізу вилки, прийнятий за табл. 5.1.

Якщо переріз вилки кардана має овальну форму, то моменти опору визначаються за залежностями: осьовий $W_u = 0,1 \cdot b \cdot h^2$, полярний $W_b = 0,2 \cdot b^2 \cdot h$.

Таблиця 5.1 – Значення коефіцієнта α

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

Напруження згину і кручення в поперечному перерізі вилки шарніра карданної передачі визначається за відомими залежностями

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u}; \quad \tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_p}. \quad (5.21)$$

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

$$\sigma_\theta = \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_{кр}^2}. \quad (5.22)$$

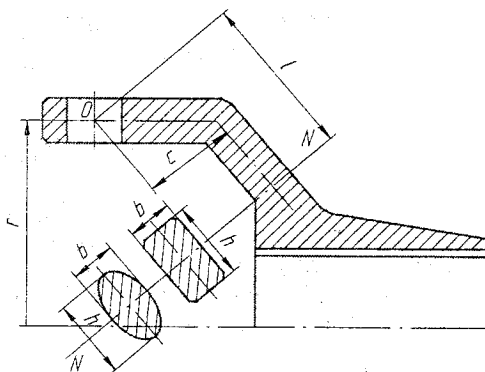


Рисунок 5.5 – Розрахункова схема вилки кардана

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

Шліци вилки карданного вала і шліцевого хвостовика розраховують на зріз і зминання за методикою, аналогічною розрахунку шлиців вала муфти зчеплення, однак за розрахунковий момент приймається величина $M_{e\max} \cdot i_{mp}$. Допустиме напруження зрізу варто приймати рівними 30 МПа (300 кгс/см²), а зминання – 65 МПа (650 кгс/см²).

Шип хрестовини кардана розраховується на деформацію зрізу, згину і зминання. Окружна сила, що діє на шип хрестовини (рис. 5.6),

$$P_{ш} = \frac{M_{e\max} \cdot i_{mp}}{2 \cdot r \cdot \cos \gamma_0}, \quad (5.23)$$

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

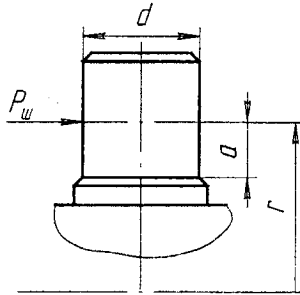


Рисунок 5.6 – Розрахункова схема хрестовини кардана

Напруження згину, зрізу і зминання, викликані дією сили $P_{ш}$, визначаються за залежностями

$$\sigma_u = \frac{P_{ш} \cdot a}{0,1 \cdot d^3}, \quad (5.24)$$

$$\tau = \frac{4 \cdot P_{ш}}{\pi \cdot d^2}, \quad (5.25)$$

$$\sigma_{em} = \frac{P_{ш}}{2 \cdot a \cdot d}. \quad (5.26)$$

5.4.6 Вибір голкових підшипників карданних шарнірів

Вибір полягає у визначенні допустимого радіального навантаження на підшипник, за величиною якого визначаються параметри підшипників з каталогу.

$$P_{дон} = 790 \frac{Z \cdot l \cdot \delta}{\sqrt[3]{n_n}}, \quad (5.27)$$

де Z – число роликів (голок) підшипника;

l – робоча довжина ролика, см;

δ – діаметр ролика, см;

n_n – умовне число обертів підшипника в хвилинах, обумовлене максимальним значенням кутової швидкості повороту хрестовини за залежністю

$$n_n = \frac{n_m}{i_{mp}} \cdot \operatorname{tg} \gamma_0, \quad (5.28)$$

де n_m – число обертів колінчастого вала двигуна при мінімальному крутному моменті.

Довговічність підшипника істотно залежить від напружень змінання, що визначаються за середніми експлуатаційними навантажувальними режимами трансмісії

$$\sigma_{cm} = \frac{M_{eEK}}{2 \cdot r \cdot d \cdot l}, \quad (5.29)$$

де M_{eEK} – середній експлуатаційний крутний момент, що передається трансмісією і прийнятий у залежності від величини співвідношення $G_a / M_{e\max}$. Якщо $G_a / M_{e\max} > 3,3$; то $M_{cd} = M_{e\max}$; при $G_a / M_{e\max} < 3,3$ величина M_{cd} приймається у відсотках від $M_{e\max}$ за графіком (рис. 5.7).

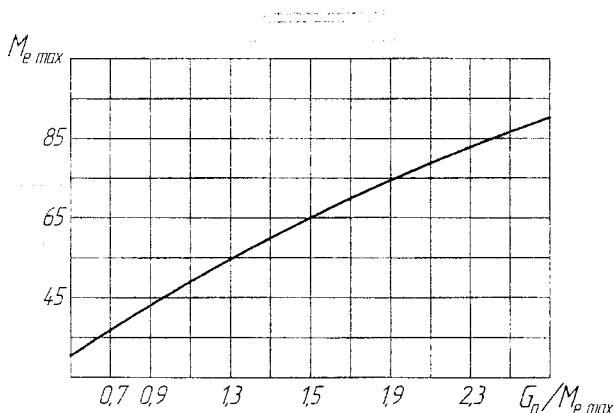


Рисунок 5.7 – Графік для визначення середнього експлуатаційного навантажувального режиму трансмісії автомобіля

Робочі напруження змінання, що визначаються за залежністю (5.29), не повинні перевищувати допустимих, значення яких приймаються для вантажних автомобілів і автобусів 8 МПа (80 кгс/см²) і легкових автомобілів 6 МПа (60 кгс/см²).

Запитання для самоконтролю

1. Призначення карданних передач і карданних шарнірів.
2. За якими ознаками класифікують карданні передачі?
3. Вимоги до карданних передач.
4. Що таке критична частота обертання карданного валу?
5. Які деталі і на які навантаження розраховують в карданній передачі?

Головна передача призначена для збільшення крутного моменту і зменшення швидкості обертання до необхідних для ведучих коліс значень, а також для передавання обертального руху під кутом.

У легкових автомобілях головна передача в більшості випадків складається з ведучого і веденого зубчастих коліс, гепоїдних (при поздовжньому розташуванні двигуна) чи циліндричних (при поперечному розташуванні двигуна). Передаточне число головної передачі звичайно знаходиться в діапазоні між 2,2:1 і 5,0:1 для марок автомобілів, що випускаються.

На вантажних автомобілях рідко можна досягти необхідних величин передаточних чисел за допомогою одного вузла, що складається з зубчастого колеса та шестерні; для цієї мети використовуються більш складні головні передачі: одинарна (до $i_0 = 7$); подвійна центральна з ведучою шестернею, розташованою спереду чи вверху; двошвидкісна ($i_0 = 9$); подвійна рознесена (колісний редуктор з циліндричними шестернями); подвійна рознесена з планетарним колісним редуктором.

Використання рознесених головних передач з колісними і бортовими редукторами (у тому числі і планетарними) дає можливість зменшити розміри головної передачі та валів півосей, і, відповідно, збільшити дорожній просвіт (road clearance), що може бути досить великим навіть у випадку застосування високопотужних компоновальних схем.

6.1 Вимоги до головних передач

1. Забезпечення високих тягово-динамічних якостей та паливної економичності.
2. Високий ККД.
3. Низький рівень вібрацій і шуму.
4. Мінімальні розміри щодо висоти від осьової лінії: униз – для забезпечення дорожнього просвіту, вверху – для зниження рівня підлоги.
5. Розміщення прохідного вала в головній передачі середнього моста для приводу заднього моста. Це дозволяє уникнути застосування роздавальної коробки і спростити карданну передачу в автомобілях з колісною формулою 6×4 .

6.2 Класифікація головних передач

1. За компонованням: а) окремо від коробки передач, а саме: у ведучому мості чи у вигляді бортових передач і колісних редукторів; б) в одному блоці з коробкою передач чи з силовим агрегатом.

2. За типом передачі: ланцюгові, черв'ячні, зубчасті (циліндричні, конічні, гепоїдні), комбіновані.

3. За числом пар зачеплень: а) одинарні (циліндричні, конічні, гепоїдні, черв'ячні); б) подвійні центральні (гілоскі або кутові) чи рознесені.

6.3 Робочий процес головних передач

Робочий процес головної передачі аналогічний робочому процесу коробки передач при ввімкнутій передачі. Однак на відміну від циліндричних шестерень осьовий зсув конічних шестерень порушує зачеплення. Ця обставина, а також значно більші навантаження при малих габаритах вимагають застосувати, крім підвищення жорсткості картера, спеціальні заходи, що підвищують жорсткість конструкції:

а) конічні радіально-упорні підшипники з попереднім натягом $f_0 = 0,02 + 0,04$ мм, що зменшує осьову деформацію і сумарне навантаження на підшипники;

б) упор, закріплений на картері, для веденої конічної шестерні, що зменшує її деформації при великих навантаженнях на низьких передачах;

в) у вершини конуса ведучої шестерні розташовують третій підшипник, крім консольного встановлення шестерні.

Пошкодження зубців від втоми звичайно мають вигляд «віспоподібного зносу» (пітинга) на бічних поверхнях. Зменшення зносу забезпечується підвищенням жорсткості конструкції (допускаються прогини не більші 0,075 мм і тільки відтискання веденої шестерні 0,25 мм), точності виконання профілю зубців, якості поверхні зубців. Ці ж заходи знижують і шумність зачеплення. Однак помилки, що є причиною підвищеного шуму, звичайно мізерно малі в порівнянні з помилками, що були причиною підвищеного зносу.

Навантаження на ведучій конічній шестерні (рис. 6.1), виражене через сумарну силу P , розкладемо на три взаємно перпендикулярні сили P_1 , N_1 , S_1 :

$$\text{окружна сила } P_1 = \frac{M_1}{r_{cp1}};$$

$$\text{осьова сила } Q_1 = N_1 \sin \delta_1 \mp S_1 \cos \delta_1 = P_1 \cdot \operatorname{tg} \beta_1 \cdot \cos \delta_1 \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_1 \cdot \operatorname{tg} \delta_1}{\sin \beta_1} \mp 1 \right);$$

$$\text{радіальна сила } R_1 = N_1 \cos \delta_1 \pm S_1 \sin \delta_1 = P_1 \cdot \operatorname{tg} \beta_1 \cdot \cos \delta_1 \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\cos \beta_1} \pm \operatorname{tg} \delta_1 \right).$$

Знак у дужках відповідає напрямку дії сили від вершин конуса до основи.

Осьова сила Q_1 , направлена до основи конуса, унеможливує заклинювання шестерень. Тому звичайно у ведучих шестернях ліва (вигляд від

вершини конуса) спіраль, що дозволяє уникнути заклинювання при русі переднім ходом.

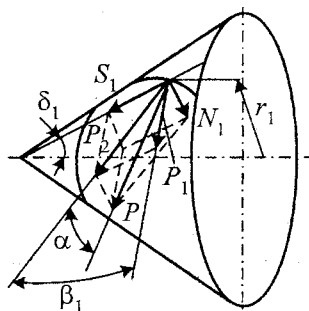


Рисунок 6.1 – Навантаження на ведучій конічній шестерні

Навантаження на веденій конічній шестерні ($\alpha_1 = \alpha_2$, $\beta_1 = \beta_2$):

окружна сила $P_2 = -P_1$;

осьова сила $Q_2 = -R_1$;

радіальна сила $R_2 = -Q_1$.

Навантаження на веденій гіпоїдній шестерні ($\alpha_1 = \alpha_2$, $\beta_1 \neq \beta_2$):

окружна сила $P_2 = -P_1 \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}$;

осьова сила $Q_2 = -P_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2 \cdot \cos \delta_2 \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_2 \operatorname{tg} \delta_2}{\sin \beta_2} \mp 1 \right)$;

радіальна сила $R_2 = -P_2 \operatorname{tg} \beta_2 \cos \delta_2 \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\cos \beta_2} \pm \operatorname{tg} \delta_2 \right)$.

Розглянемо особливості одинарних головних передач (табл. 6.1, 6.2).

Таблиця 6.1 – Особливості конструкції

Передачі	Черв'ячні	Гіпоїдні	Конічні косозубі
1	2	3	4
1	Малі габарити і вага	Помірні габарити	Збільшені габарити через ведену шестерню
2	Практично будь-які значення $i_0 = \frac{z_k}{z_r}$	$i_0 = \frac{D_{2n0} \cdot \cos \beta_2}{D_{1n0} \cdot \cos \beta_1}$	$i_0 = \frac{D_{2n0}}{D_{1n0}} = \frac{z_2}{z_1} < 8$, що не завжди можливо через габарити і жорсткість веденої шестерні

Продовження табл. 6.1

3	Можливе верхнє чи нижнє розташування черв'яка і прохідний ведучий вал	Можливе збільшення дорожнього просвіту чи зниження рівня підлоги, а також розміщення прохідного вала	Осі шестерень перетинаються, що не дозволяє розмістити прохідний вал
---	---	--	--

Примітка. z_k – число зубців черв'ячного колеса, z_r – число заходів черв'яка, $D_{н0}$ – діаметр початкової окружності, β – кут спіралі ($\beta_1 \approx 45^\circ$, $\beta_2 = 25^\circ$ для геліодних шестерень).

Таблиця 6.2 – Особливості робочого процесу

Передачі	Черв'ячні	Геліодні	Конічні косозубі
1	Висока плавність зачеплення, мала шумність	Гарна плавність зачеплення, мала шумність	Гарна плавність зачеплення, помірна шумність
2	Значне поздовжнє ковзання зубців, ККД 0,90-0,94	ККД 0,96-0,98	Високий ККД 0,98
3	Малий тиск у контактї зубців	Помірні тиски та осьові навантаження	Великі осьові навантаження
4	Знижені вимоги до точності виготовлення	Помірні вимоги до точності і чистоти поверхні	Підвищені вимоги до точності виготовлення шестерень і картерів

Подвійні головні передачі застосовують: а) якщо задані i_0 не можна реалізувати в одній парі шестерень; б) якщо надмірно велика ведена шестерня; в) для збільшення дорожнього просвіту чи зниження рівня підлоги; г) для зниження навантажень на диференціал і півосі (рознесена подвійна головна передача).

6.4 Проектування і розрахунок головної передачі

При проектуванні головної передачі рекомендується уточнити передачне число головної передачі i_0 , визначене раніше в тягово-динамічному розрахунку автомобіля. Уточнення зводиться до вибору чисел зубців шестерень головної передачі. Вибір зубців необхідно виконувати, орієнтуючись на існуючі конструкції головних передач, аналогічних за типом і призначенням автомобілів. Найменше число зубців шестерні (меншого зубчастого колеса з пари) вибирається в залежності від передаточного числа головної передачі (табл. 6.3).

Таблиця 6.3 – Залежність найменшого числа зубців шестерні від передаточного числа головної передачі

i_0	2,5	3	4	5	6...8
$Z_{\text{нmin}}$	15	12	9	7	6

Число зубців колеса $Z_k = i_0 \cdot Z_u$. Вибираючи Z_u і Z_k для конічної пари, не можна допускати їхніх кратних з'єднань, щоб уникнути підвищеного зносу зубців шестерень.

Напрямок спіралі зубців шестерень для конічних передач – лівий; для гепіодних передач – лівий при нижньому зміщенні і правий – при верхньому зміщенні. Для конічної пари торцевий модуль m_s в основі ділильного конуса орієнтовно можна визначити за залежністю

$$m_s = \frac{2 \cdot Z}{\sqrt{Z_u^2 + Z_k^2}}, \text{ мм} \quad (6.1)$$

де Z – довжина твірної ділильного конуса, орієнтовно визначається з

$$Z = A \cdot \sqrt[3]{M_{e \max} \cdot i_{kl}}, \quad (6.2)$$

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

$M_{e \max}$ – максимальний момент двигуна, кг·м;

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

Отримані значення модуля варто порівняти з даними для аналогічних головних передач автомобілів і при необхідності уточнювати.

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

Торцевий модуль у середньому перерізі зубця

$$m_{scp} = m_s \left(1 - \frac{b}{2 \cdot Z} \right), \text{ мм} \quad (6.3)$$

Середній радіус:
шестерні

$$R_{usc} = \frac{m_{scp} \cdot Z_u}{2}, \quad (6.4)$$

колеса

$$R_{kcc} = \frac{m_{scc} \cdot Z_k}{2}.$$

Нормальний модуль і нормальний крок у середньому перерізі

$$m_{nc} = m_{scp} \cdot \cos \beta_g, \quad (6.5)$$

$$t_{nc} = \pi \cdot m_{nc},$$

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

Кут спіралі β_g визначається з урахуванням перекриття зубців:

$$\operatorname{tg} \beta_g = \frac{\varepsilon \cdot t_{ncp}}{k \cdot b},$$

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

k – коефіцієнт, що залежить від відношення $\frac{b}{Z}$ [5]. Для $\frac{b}{Z} = 0,3$

$k = 1,18$.

Попередньо обране за залежністю (6.5) значення нормального модуля, округлене до найближчої величини, передбаченої ГОСТом 9563, уточнюється з урахуванням напружень згину, що діють в основі зубця.

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

Напруження згину зубців шестерень визначається за такою залежністю:

$$\sigma = \frac{3 \cdot M}{y \cdot R_0 \cdot t_n \cdot Z \cdot (1 - \lambda^3)}, \text{ Н/м}^2 \quad (6.6)$$

де M – розрахунковий момент, Н·м (для шестерень $M_{ш} = i_{kl} \cdot M_{e\max}$, для колеса $M_k = i_{kl} \cdot i_0 \cdot M_{e\max}$);

R_0 – радіус основи ділильного конуса, м: $R_0 = \frac{m_s \cdot Z}{2}$;

λ – коефіцієнт довжини зубця:
для конічної пари

$$\lambda_{ш} = \lambda_k = 1 - \frac{b}{Z},$$

для гепіодної пари

$$\lambda_{ш} = 1 - \frac{b_{ш}}{Z_{ш}}, \lambda_k = 1 - \frac{b_k}{Z_k};$$

t_n – нормальний крок в основі ділильного конуса, м:

$$t_n = \pi \cdot m_s \cdot \cos \beta_g; \quad (6.7)$$

y – коефіцієнт форми зубця (значення y береться з таблиць для приведенного числа зубців Z_{np})

$$Z_{np} = \frac{Z}{\cos \varphi \cdot \cos^3 \beta_g}, \quad (6.8)$$

де φ – кут твірного ділильного конуса.

В таблиці 6.4 подані довідкові значення допустимих напружень згину зубців деяких шестерень.

Таблиця 6.4 – Значення допустимих напружень для термічно оброблених (цементованих) шестерень з легуваних сталей

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

Контактні напруження в зачепленні зубців шестерень і колеса

$$\sigma_k = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P \cdot E}{b \cdot \sin 2\alpha} \left(\frac{1}{\rho_{ew}} + \frac{1}{\rho_{ek}} \right)}, \quad (6.9)$$

де ρ_e – еквівалентний радіус кривизни профілю зубця шестерні, колеса в смузї зачеплень, см:

$$\rho_{еш} = \frac{R_{и.ср}}{\cos^2 \cdot \beta_{гу} \cdot \cos \varphi_{и}}, \quad \rho_{ек} = \frac{R_{к.ср}}{\cos^2 \cdot \beta_{гк} \cdot \cos \varphi_{к}},$$

де α – кут зачеплення;

P – окружне зусилля ($P = \frac{M_p}{R_{и.ср}}$);

M_p – розрахунковий момент ($M_p = i_{кл} \cdot M_{е\max}$).

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

При проектуванні гепоїдних головних передач кути нахилу гвинтової лінії зубців ведучої $\beta_{гу}$ і веденої $\beta_{гк}$ шестерень при однаковому куті зачеплення різні за величиною; для автомобільних гепоїдних передач $\frac{\cos \beta_{гу}}{\cos \beta_{гк}} = 1,3 \dots 1,5$. Мінімальне число зубців ведучої шестерні гепоїдної головної передачі для вантажних автомобілів складає 5, а для легкових – 9.

Кут спіралі $\beta_{гу}$ шестерні вибирається в залежності від числа зубців $Z_{и}$ (табл. 6.5).

Таблиця 6.5 – Залежність кута спіралі шестерні від числа її зубців

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

Зміщення E осі шестерні повинно знаходитись в межах, мм:

$$E \leq A_E D_{ок}, \quad (6.11)$$

де A_E – коефіцієнт відносних розмірів;

$D_{ок}$ – діаметр основи ділильного конуса колеса, мм:

$$D_{ок} = A_e \cdot \sqrt[3]{M_p}, \quad (6.12)$$

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

$$M_p = m_2 \cdot G_2 \cdot \varphi, \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

Коефіцієнти A_E , A_e , і φ визначають за табл. 6.6.

Таблиця 6.6 – Значення коефіцієнтів A_E , A_e , і φ

Коефіцієнти / Автомобілі	Легковий	Вантажний
A_E	0,2	0,125
A_e	6,65	5,8...6,6
φ	0,65	0,85

Розрахунок колеса

Ширина зубчастого вінця b_k по твірній ділительного конуса

$$b_k = (0,125 \dots 0,167) \cdot D_{ок}. \quad (6.13)$$

Торцевий модуль m_{sk} в основі ділительного конуса

$$m_{sk} = \frac{D_{ок}}{Z_k}. \quad (6.14)$$

Середній радіус R_{kcp} колеса

$$R_{kcp} = \frac{D_{ок} - b_k \cdot \sin \varphi_k}{2}, \quad (6.15)$$

де φ_k – кут твірного ділительного конуса колеса гелікоїдної передачі, еквівалентної за передаточним числом конічній парі $\operatorname{tg} \varphi_k = i_0$.

Кут φ'_k дотичної в смузі зачеплення P

$$\operatorname{tg} \varphi'_k = \frac{\operatorname{tg} \varphi_k}{\cos \alpha_0}, \quad (6.16)$$

де α_0 – різниця в кутах спіралі зубчастих коліс

$$\sin \alpha_0 = \frac{E}{R_{kcp}}. \quad (6.17)$$

Кут спіралі зубців коліс

$$\beta_{gk} = \beta_{gu} - \alpha_0.$$

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

$$m_{ncp} = \frac{2 \cdot R_{kcp}}{Z_k} \cdot \cos \beta_{gk}, \quad t_{ncp} = m_{ncp} \cdot \pi. \quad (6.18)$$

Розрахунок шестерні

Кут твірної ділительного конуса шестерні $\varphi_u = 90 - \varphi'_u$, при цьому $\varphi_u + \varphi_k < 90^\circ$.

Середній радіус шестерні

$$R_{ucp} = \frac{m_{ncp} \cdot Z_u}{2 \cdot \cos \beta_{gu}}. \quad (6.19)$$

Ширина b_u зубчастого вінця по твірній ділительного колеса

$$b_u = \frac{\sqrt{R_{ок}^2 - E^2} - \sqrt{R_{kmin}^2 - E^2}}{\cos \varphi_u}, \quad (6.20)$$

де $R_{ок} = \frac{D_{ок}}{2}$, $R_{kmin} = 2 \cdot R_{kcp} - R_{ок}$.

Торцевий модуль у основі ділительного конуса

$$m_{su} = \frac{m_{ncp}}{\cos \beta_{gu}} + \frac{b_u}{Z_u} \cdot \sin \varphi_u. \quad (6.21)$$

Радіус основи ділительного конуса шестерні

$$R_{ом} = \frac{m_{ш} \cdot Z_{ш}}{2}.$$

Довжина твірної $Z_{ш}$ ділительного конуса

$$Z_{ш} = \frac{R_{ом}}{\sin \varphi_{ш}}. \quad (6.22)$$

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

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

Для подвійної головної передачі загальне передаточне число

$$i_0 = \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3},$$

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

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

Підбір чисел зубців варто виконувати, орієнтуючись на існуючі конструкції головних передач, аналогічних за типом і призначенням автомобілів.

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

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

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

Для спірально-конічних шестерень окружні, радіальні та осеві зусилля, що діють на зубці, і знаходяться в зачепленні, визначаються за такими формулами:

$$P = P_1 = P_2 = \frac{M_{e \max} \cdot i_{mp}}{R_{ш ср}}, \quad (6.23)$$

$$R_1 = Q_2 = P \left(\frac{tg \alpha \cdot \cos \varphi}{\cos \beta_g} - tg \beta_g \cdot \sin \varphi \right), \quad (6.24)$$

$$Q_1 = R_2 = P \left(\frac{tg \alpha \cdot \cos \varphi}{\cos \beta_g} + tg \beta_g \cdot \cos \varphi \right), \quad (6.25)$$

де P_1 , R_1 , Q_1 – відповідно окружна, радіальна та осьова сили, що діють на зубець ведучої шестерні;

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

Залежності (6.23), (6.24) і (6.25) справедливі для випадку, коли напрямки обертання ведучої шестерні протилежний напрямкові кутів нахилу гвинтової лінії її зубців. Якщо напрямки зворотний зазначеному, то в залежностях (6.24) і (6.25) знаки перед другим доданком варто змінити на протилежні.

В геопідній парі шестерень радіальні та осьові сили визначаються за залежностями:

$$R_1 = \frac{P}{\cos \beta_{gu}} (\operatorname{tg} \alpha \cos \varphi_u + \sin \beta_{gu} \sin \varphi_u), \quad (6.26)$$

$$R_2 = \frac{P}{\cos \beta_{gk}} (\operatorname{tg} \alpha \cos \varphi_k - \sin \beta_{gk} \sin \varphi_k), \quad (6.27)$$

$$Q_1 = \frac{P}{\cos \beta_{gu}} (\operatorname{tg} \alpha \cos \varphi_u - \sin \beta_{gu} \cos \varphi_u), \quad (6.28)$$

$$Q_2 = \frac{P}{\cos \beta_{gk}} (\operatorname{tg} \alpha \sin \varphi_k + \sin \beta_{gk} \cos \varphi_k). \quad (6.29)$$

Залежності (6.26), (6.27), (6.28) і (6.29) подані для випадку, коли напрямки кута нахилу гвинтової лінії зубців збігається з напрямком обертання шестерень. При напрямку, зворотному зазначеному, перед другим доданком у поданих вище залежностях знак варто змінити на протилежний.

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

Розрахункові формули для визначення зусиль у косозубих циліндричних шестернях подані в 4 розділі.

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

За відомим значенням моментів, що згинають вал у вертикальній M_{3z} і горизонтальній M_{3x} площинах, визначається повний згинальний момент

$$M_3 = \sqrt{(M_{3z})^2 + (M_{3x})^2}. \quad (6.30)$$

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

$$M_e = \sqrt{(M_3)^2 + (M_{kp})^2}. \quad (6.31)$$

Робочі напруження в небезпечному перерізі вала визначаються за залежністю

$$\sigma_e = \frac{M_e}{0,1 \cdot d^3}, \quad (6.32)$$

де d – діаметр вала в небезпечному перерізі.

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

Для підвищення жорсткості вала ведучої конічної шестерні на ряді моделей автомобілів він розміщується на трьох опорах, а іноді – на чотирьох. У цьому випадку два передніх підшипники встановлюються в картері і на валі з попереднім натягом. Оскільки при такій конструкції висока жорсткість і міцність вала забезпечуються конструктивно, його розрахунок не проводиться, а розміри перерізів і форма вала назначаються відповідно до конструкцій аналогічних головних передач.

Шліци валів головної передачі розраховуються за методикою, аналогічною розрахунку шліців муфти зчеплення та коробки передач. При розрахунках ведучого вала головної передачі розрахунковий момент варто прийняти рівним максимальному крутному моменту двигуна при ввімкненому першому ступені коробки передач.

Останнім часом набувають широкого розповсюдження одинарні гепоїдні головні передачі ведучих мостів замість подвійних. Пояснюється це загальною тенденцією до зниження передаточного числа ведучого моста і, отже, можливістю застосування одинарної головної передачі, перевагами якої в порівнянні з подвійною головною передачею є простота конструкції, більш високий ККД, значне зниження металосмності.

Запитання для самоконтролю

1. Що таке головна передача і яке її призначення?
2. За якими ознаками класифікують головні передачі, на яких автомобілях вони застосовуються?
3. Які вимоги до головних передач і якими конструктивними заходами вони виконуються?
4. Які особливості робочого процесу головної передачі?
5. Які переваги має гепоїдна головна передача, що забезпечують її широке використання на автомобілях?
6. Які регулювання і для чого виконують в головній передачі?
7. Яка послідовність проектування та розрахунку головної передачі.

Диференціалом називається механізм трансмісії, призначений для розподілення крутного моменту двигуна між ведучими колесами і ведучими мостами автомобіля. Диференціал служить для забезпечення ведучим колесам різної швидкості обертання при русі автомобіля на поворотах або по нерівностях.

Різна швидкість обертання ведучих коліс, які проходять різний шлях на поворотах і нерівних дорогах, необхідна для їх кочення без ковзання і буксування. В іншому випадку підвищиться опір руху автомобіля, збільшиться витрата палива та знос шин.

7.1 Вимоги до диференціалів

1. Розподіл крутного моменту між вихідними валами в заданому співвідношенні (розподіл, пропорційний зчпній вазі, забезпечує підвищення прохідності).
2. Високий ККД та малі габаритні розміри.
3. Забезпечення гарної стійкості (без заносів) при русі на поворотах і по нерівній дорозі, а також (для блокованих диференціалів) високих тягових властивостей при русі бездоріжжям.

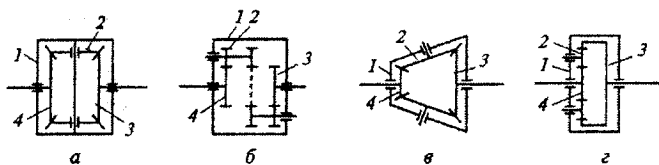
7.2 Класифікація диференціалів

В залежності від типу і призначення автомобілів на них застосовують різні типи диференціалів, які поділяються так:

1. За призначенням (місцем розташування): міжколісні, міжосьові, міжвізкові і т. д.;
2. За співвідношенням моментів на вихідних валах: симетричні і несиметричні;
3. За типом передачі: зубчасті з циліндричними чи з конічними шестернями, черв'ячні, кулачкові і т. д.;
4. За можливістю блокування: неблоковані і блоковані з примусовим блокуванням чи такі, що самоблокуються (частково чи цілком).

Диференціал, який розподіляє крутний момент двигуна між ведучими колесами автомобіля, називається міжколісним. Диференціал, який розподіляє крутний момент двигуна між ведучими мостами автомобіля, називається міжосьовим. На більшості автомобілів застосовують конічні диференціали, симетричні та малого тертя.

Симетричний диференціал розподіляє порівну крутний момент. Його передаточне число рівне одиниці, тобто шестерні півосей 3 і 4 (рис. 7.1, а, б) мають однаковий діаметр і рівне число зубців. Такі диференціали звичайно застосовуються як міжколісні.

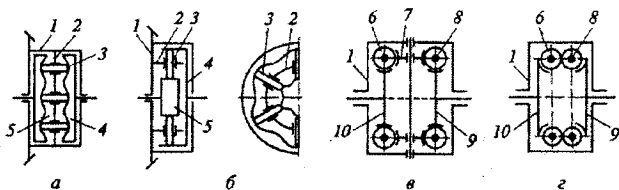


а, б – симетричні; *в, г* – несиметричні; 1 – корпус; 2 – сателіт; 3, 4 – шестерні

Рисунок 7.1 – Шестеренні диференціали

Несиметричний диференціал розподіляє крутний момент не порівну. Його передаточне число не дорівнює одиниці, але постійне, тобто шестерні півосей 3 і 4 (рис. 7.1, *в, г*) мають неоднакові діаметри і різне число зубців. Несиметричні диференціали звичайно застосовують як міжосьові, коли необхідно розподілити крутний момент пропорційно навантаженням на ведучі мости.

Кулачкові диференціали можуть бути з горизонтальним (рис. 7.2, *а*) чи радіальним (рис. 7.2, *б*) розташуванням сухарів. Сухарі 3 розміщують в один або два ряди в отворах обойми 2 корпуса 1 диференціала між зірочками півосей 4 і 5, які встановлені на шліцах півосей. Сухарі в диференціалі виконують роль сателітів.



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

Рисунок 7.2 – Кулачкові (*а, б*) і черв'ячні (*в, г*) диференціали

При прямолінійному русі автомобіля рівною дорогою сухарі нерухомі відносно обойми і зірочок півосей. Всі деталі диференціала обертаються як одне ціле, і обидва ведучих колеса автомобіля обертаються з однаковими швидкостями.

При русі автомобіля на повороті чи нерівною дорогою сухарі рухаються в отворах обойми і забезпечують ведучим колесам різну швидкість обертання без проковзування і буксування.

Кулачкові диференціали є диференціалами підвищеного тертя, яке збільшує сумарну тягову силу на ведучих колесах автомобіля на 10-15%, що сприяє підвищенню тягових властивостей і прохідності автомобіля. Кулачкові диференціали відносно прості за конструкцією і мають невелику масу. Вони широко застосовуються на автомобілях підвищеної та високої прохідності.

Черв'ячні диференціали можуть бути із сателітами чи без сателітів. В черв'ячному із сателітами (рис. 7.2, в) крутний момент від корпусу 1 диференціала через черв'ячні сателіти 7 і черв'яки 6 і 8 передається черв'ячним шестерням 9 і 10 півосей, які встановлені в шліцах півосей, зв'язаних з ведучими колесами автомобіля.

При прямолінійному русі автомобіля по рівній дорозі корпус, сателіти, черв'яки і шестерні півосей обертаються як єдине ціле. При русі автомобіля на повороті і по нерівностях дороги різна швидкість обертання ведучих коліс забезпечується за рахунок відносного обертання сателітів, черв'яків і шестерень півосей.

В черв'ячному диференціалі без сателітів (рис. 7.2, г) черв'ячні шестерні 9 і 10 півосей знаходяться в зачепленні з черв'яками 6 і 8, які знаходяться також в зачепленні між собою. Крутний момент від корпусу 1 диференціала передається шестерням 9 і 10 півосей через черв'яки 6 і 8.

Черв'ячні диференціали мають значне внутрішнє тертя, яке збільшує сумарну тягову силу на ведучих колесах на 10-15%. Це сприяє підвищенню тягових властивостей і прохідності автомобіля. Проте черв'ячні диференціали найбільш складні за конструкцією. Вони найдорожчі з усіх диференціалів, оскільки їх сателіти і шестерні півосей виготовляють з олов'янистої бронзи. В зв'язку з цим в даний час черв'ячні диференціали на автомобілях застосовуються дуже рідко.

7.3 Робочий процес диференціала

Автомобільний диференціал являє собою триланковий планетарний механізм, для якого справедливі залежності, наведені в підрозділі 4.4. Однак ступінь впливу диференціала на експлуатаційні властивості автомобіля істотно залежить від коефіцієнта блокування

$$K_{\delta} = \frac{M_{\epsilon} - M_{\gamma}}{M_{\epsilon} + M_{\gamma}} = \frac{M_r}{M_0}, \quad (7.1)$$

де M_r – момент тертя (втрати тертя),

M_0 – момент, що підводиться до диференціала;

M_{γ} , M_{ϵ} – моменти на забігаючому (колесо буксує) і відстаючому вихідних валах, причому для симетричного диференціала

$$M_{\epsilon} = \frac{M_0}{2} + \frac{M_r}{2} \quad \text{та} \quad M_{\gamma} = \frac{M_0}{2} - \frac{M_r}{2} \quad (7.2)$$

K_{δ} змінюється від 0 при $M_r = 0$ до 1 при $M_r = M_0$. Часто використовують інший вираз: $K'_{\delta} = \frac{M_{\epsilon}}{M_{\gamma}}$, тоді K'_{δ} змінюється від 1 до ∞ . Значення

K_{δ} для диференціалів: 0,05 ÷ 0,15 – конічний неблокований; 0,4 ÷ 0,5 – кулачковий; 0,4 ÷ 0,5 – черв'ячний; 0,3 ÷ 0,6 – підвищеного тертя.

Паливна економічність. При русі на повороті автомобіля 4×2

$$\eta_d = \frac{M_B \omega_B + M_3 \omega_3}{M_0 \omega_0} = 1 - \frac{\omega_3 - \omega_B}{\omega_0} K_\delta = 1 - \frac{K_\delta}{\frac{R_n}{B} - 1}, \quad (7.3)$$

де R_n – радіус повороту (по зовнішньому некерованому колесу),
 B – колія.

Якщо $\frac{R_n}{B} = 10$ і $K_\delta = 0,1$, тоді $\eta_d = 0,99$, а без диференціала через ковзання коліс $\eta_k = 1 - \frac{\omega_{k3} - \omega_{k0}}{\omega_{k0}} = 0,895$, тобто втрати будуть вищі на 9,5%.

Для автомобілів із усіма ведучими мостами при прямолінійному русі по шосе буде економія палива, якщо передній міст увімкнений через диференціал, на 3-6% у порівнянні з вимкненням цього моста і на 5-8% у порівнянні з блокованим приводом.

Тягові властивості і прохідність. Якщо в рівнянні (7.1) замінити моменти максимальними за зчепленням силами тяги (прийемо для відстаючого колеса $\varphi_{\max}$, для колеса, що забігає, – $\varphi_{\min}$), тоді

$$K_\delta = \frac{\varphi_{\max} - \varphi_{\min}}{\varphi_{\max} + \varphi_{\min}}. \quad (7.4)$$

Застосування блокованих диференціалів істотно підвищує прохідність і тягові властивості автомобіля на бездоріжжі та при значній різниці в коефіцієнтах зчеплення ведучих коліс.

Стійкість і керованість. Якщо при гальмуванні колісними гальмами з невід'єднаним двигуном будуть різні гальмові сили на лівому і правому колесах, тоді диференціал сприяє збереженню поперечної стійкості автомобіля, зменшуючи різницю в гальмових силах на лівому і правому колесах. При різкому гальмуванні на слизькій дорозі стоянковим гальмовим механізмом, установленим між двигуном і диференціалом, можливе загальмовування корпусу диференціала до зупинки автомобіля. При цьому ($\alpha = 1$, $\omega_3 = 0$) з рівняння (4.10) $\omega_1 = -\omega_2$, тобто, ведучі колеса будуть обертатися в різні сторони, що призведе до втрати поперечної стійкості. Блокований привод передніх і задніх коліс погіршує керованість, збільшуючи радіус повороту та відведення передніх коліс. Міжколісний і міжосьовий диференціали поліпшують керованість.

7.4 Проектування і розрахунок диференціала

Проектування і розрахунок диференціала полягають у виборі його типу та конструктивної схеми в залежності від техніко-експлуатаційних якостей і призначення автомобіля.

На сучасних автомобілях переважне поширення одержали прості конічні диференціали, методика розрахунку яких розглянута нижче.

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

Робоча висота зубця — $h_0 = 1,6 \cdot m_n$, повна — $h = 1,788 \cdot m_n$.

Нормальний (торцевий) модуль приблизно може бути визначений за залежності

$$m_{n(s)} = \sqrt[3]{M_{e\max} \cdot i_0}, \quad (7.5)$$

де $M_{e\max}$ — максимальний крутний момент, кг·м;

i_0 — передаточне число головної передачі.

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

$$Z = \frac{m_n \cdot Z_n}{2 \cdot \sin \varphi_n}, \quad (7.6)$$

де φ_n — половина кута при вершині півосьової шестерні. Його величина може бути визначена за залежністю

$$\operatorname{tg} \varphi_n = \frac{Z_n}{Z_c}. \quad (7.7)$$

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

Зубці шестерень диференціала перевіряють за напруженнями згину

$$\sigma = \frac{3(1 + k_\delta) \cdot M_{e\max} \cdot i_{KL} \cdot i_0 \cdot \eta_m}{m_n^2 \cdot Z_n \cdot q \cdot Z \cdot (1 - \lambda^3) \cdot \pi \cdot y}, \quad (7.8)$$

де q — число сателітів;

k_δ — коефіцієнт блокування, для простого кіничного диференціала $k_\delta = 0,05 \dots 0,15$;

η_m — ККД трансмісії.

Допустимі напруження складають $[\sigma] = 500 \dots 700$ МПа для шестерень із сталей 18ХГТ, 15ХГНТА, 40Х.

Торцева поверхня сателітів перевіряється за напруженнями зминання

$$\sigma = \frac{4 \cdot Q_c}{\pi \cdot (d_1^2 - d^2)}, \quad (7.9)$$

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

d — діаметр шипа хрестовини (рис. 7.3);

d_1 — зовнішній діаметр торцевий шайби сателіта;

P_c — сумарна окружна сила, прикладена до одного сателіта.

$$P_c = \frac{M_{e\max} \cdot i_{KL} \cdot i_0 \cdot \eta_I}{q \cdot r_{cp}}, \quad (7.10)$$

де r_{cp} — середній радіус сателіта за ділильним конусом.

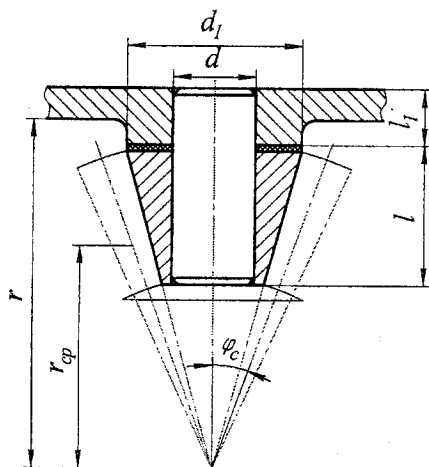


Рисунок 7.3 – Розрахункова схема сателітів диференціала

За напруженнями змінання перевіряється також шип хрестовини

$$\sigma_{кр} = \frac{P_c}{d \cdot l}, \quad (7.11)$$

де l – довжина опорної поверхні сателіта.

Шип хрестовини перевіряється за напругками зрізу

$$\tau_{ср} = \frac{4 \cdot M_{e \max} \cdot i_{к1} \cdot i_0 \cdot \eta_I}{\pi \cdot q \cdot r \cdot \varphi \cdot d^2}. \quad (7.12)$$

Отримані за залежностями (7.9) і (7.11) робочі напруження змінання не повинні перевищувати 70...80 МПа (700...800 кг/см²), а за залежністю (7.12) – 100 МПа (1000 кг/см²).

Шліци півосьових шестерень перевіряють на зріз і змінання.

Запитання для самоконтролю

1. Що таке диференціал і для чого він призначений?
2. Які вимоги до диференціалів і якими конструктивними рішеннями вони забезпечуються?
3. Як класифікують диференціали і на яких автомобілях вони застосовуються?
4. Чому на автомобілях має широке розповсюдження конічний симетричний диференціал?
5. Яку роль відіграє тертя в диференціалі?
6. Яким чином проектується та розраховується конічний диференціал?

Привод ведучих коліс здійснюється через півосі ведучих мостів та за допомогою карданних передач.

Півосями називаються вали трансмісії, які з'єднують диференціал з колесами ведучого моста автомобіля. Вони служать для передачі крутного моменту двигуна від диференціала до ведучих коліс.

Мостами автомобіля називають металеві балки з колесами. Мости служать для встановлення коліс і підтримання несучої системи автомобіля (рами, кузова). Мости сприймають вертикальні, повздовжні та поперечні зусилля, діючи на колеса при русі автомобіля.

Ведучим називається міст з ведучими колесами, до яких підводиться крутний момент від двигуна. На автомобілях ведучими мостами можуть бути тільки передній, тільки задній, а також середній і задній або одночасно всі мости. Найбільше розповсюдження отримали задні ведучі мости на автомобілях обмеженої прохідності з колісною формулою 4×2 , призначені для експлуатації на дорогах з твердим покриттям і сухих ґрунтових дорогах.

Керованим називається міст з веденими керованими колесами, до яких не підводиться крутний момент двигуна. Керованими на більшості автомобілів є передні мости.

Комбінованим називається міст з ведучими і керованими одночасно колесами. Комбіновані мости застосовуються як передні мости в передньопривідних легкових автомобілях обмеженої прохідності, в повнопривідних автомобілях підвищеної прохідності і на автомобілях високої прохідності, призначених для експлуатації в важких дорожніх умовах.

Підтримувальним називається міст з веденими некерованими колесами. Найбільше розповсюдження підтримувальні мости отримали на причепах та напівпричепах. Вони застосовуються також на багатовісних вантажних автомобілях і як задні мости на передньопривідних легкових автомобілях.

Привод ведучих коліс за допомогою карданних передач застосовується для передачі крутного моменту двигуна на ведучі колеса при застосуванні комбінованих мостів.

8.1 Вимоги до приводу ведучих коліс

Додатково до загальних вимог до конструкції автомобіля до півосей та приводу карданних передач висувають такі спеціальні вимоги:

1. Забезпечувати передачу крутного моменту до ведучих коліс автомобіля без пульсації при їх обертанні з різними кутовими швидкостями;

2. Виконувати функції запобіжника при надмірних динамічних навантаженнях в системі механізмів приводу ведучих коліс.

Інші вимоги до приводу карданних передач подані в розділі 5.

Спеціальні вимоги до мостів автомобіля такі:

1. Мати мінімальну масу, найменші габаритні розміри, високу жорсткість;

2. Забезпечувати стабільні кути встановлення керованих коліс і осей їх повороту (шворнів).

8.2 Класифікація приводу ведучих коліс

1. Привід (actuators) півосями (при нерозрізних і некерованих мостах): розвантаженими, напіврозвантаженими, розвантаженими на 3/4, останні застосовуються рідко.

2. Привід карданних передач (при незалежній підвісці чи при керованих колесах – розглядається в розділі 5. Карданна передача).

8.3 Робочий процес приводу ведучих коліс (півосі)

Розвантажені півосі передають тільки крутний момент. Однак при значних прогинах балки моста і технологічній неспіввідповідності можливі значні напруження вигину. Максимальні навантаження на напіврозвантажених півосях (рис. 8.1) можуть виникати в таких випадках:

1. При максимальній тяговій силі (при розгоні)

$$X_{лр} = X_{нр} = \frac{m_{2р} G_2}{2} \varphi, \quad Z_{лр} = Z_{нр} = \frac{m_{2р} G_2}{2} - G_k, \quad Y_{лр} = Y_{нр} = 0; \quad (8.1)$$

2. При різкому гальмуванні

$$X_{лг} = X_{нг} = \frac{m_{2г} G_2}{2} \varphi, \quad Z_{лг} = Z_{нг} = \frac{m_{2г} G_2}{2} - G_k, \quad Y_{лг} = Y_{нг} = 0; \quad (8.2)$$

3. При заносі (skidding)

$$X_{лз} \approx X_{нз} \approx 0, \quad Z_{лз} \neq Z_{нз} = \frac{G_2}{2} \left(1 \pm \frac{2H\varphi}{B} \right) - G_k, \\ Y_{лз} \neq Y_{нз} = \frac{\varphi G_2}{2} \left(1 \pm \frac{2H\varphi}{B} \right). \quad (8.3)$$

Знаки плюс при заносі вліво – для лівого колеса (рис. 8.1), при заносі вправо – для правого колеса;

4. При ударі під час переїзду через нерівності

$$X_{лн} = X_{нн} \leq X_p \text{ або } X_z, \quad Z_{лн} = Z_{нн} = \frac{G_2}{2} k_{дпр} - G_k, \quad Y_{лн} = Y_{нн} = 0, \quad (8.4)$$

де коефіцієнт динамічності $k_{дпр} = 1,7$ для асфальту; 2,2 – для ґрунтової дороги; 4,2 – для бездоріжжя [1]. У рівняннях (8.1)–(8.3) приймають

$\varphi = 0,8 \div 1$, $m_{2p} = 1,2 \div 1,4$ для легкових та $1,1 \div 1,2$ для вантажних автомобілів, відповідно $m_{2s} = 0,8 \div 0,85$ і $0,9 \div 0,95$.

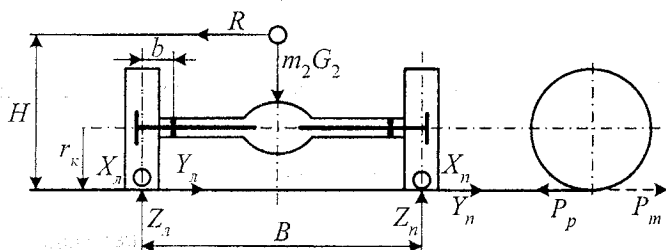


Рисунок 8.1 – Навантаження, що діють на напіврозвантажених півосях приводу ведучих коліс

Моменти від діючих сил:

$$M_{kp} = X \cdot r_k, \quad M_X = X \cdot b, \quad M_Z = Z \cdot b, \quad M_Y = Y \cdot r_k. \quad (8.5)$$

Сумарні згинальні моменти:

$$M_3 = b\sqrt{X^2 + Z^2} \text{ при розгоні і гальмуванні;}$$

$$M_{3n} = Y_n r_K - Z_n b \quad \text{і} \quad M_{3n} = Y_n r_K + Z_n b \quad \text{при} \quad \text{заносі} \quad \text{вліво} \\ (Y_n > Y_n, Z_n > Z_n).$$

За $M_{кр}$ і M_s роблять розрахунок сумарних напружень – рівняння (2.8) із запасом міцності 2-2,5. Однак основним методом розрахунку для півосей є розрахунок на втомлювальну міцність (див. п. 2.2.2).

Схема компоновання з приводом на всі колеса покращує тягове зусилля легкових автомобілів, позашляховиків та вантажних автомобілів на мокрих і ковзних дорожніх покриттях та нерівній місцевості.

В автомобілях з постійним повним приводом та розподіленням крутного моменту порівню між ведучими осями використовується кіничний диференціал або планетарний механізм. Розподіл крутного моменту змінюється за допомогою автоматичних або керованих диференціалів підвищеного тертя.

Керування повним приводом (з жорстким приводом на передній і задній мости, в'язкісною муфтою чи роздавальною коробкою) охоплює блокування диференціала в головній передачі та роздавальній коробці (яка має понижувальну передачу для руху на крутих схилах, при низьких швидкостях і для передачі високих крутних моментів).

В'язкісна муфта (герметизований багатодисковий механізм з високов'язкою кремнійорганічною рідиною) являє собою ще один засіб приведення в дію приводу на всі колеса. Як тільки граничне тягове зусилля на постійно підключеному мосту перевищується, муфта, реагуючи на збіль-

шення проковзування, починає передавати крутний момент на другий ведучий міст.

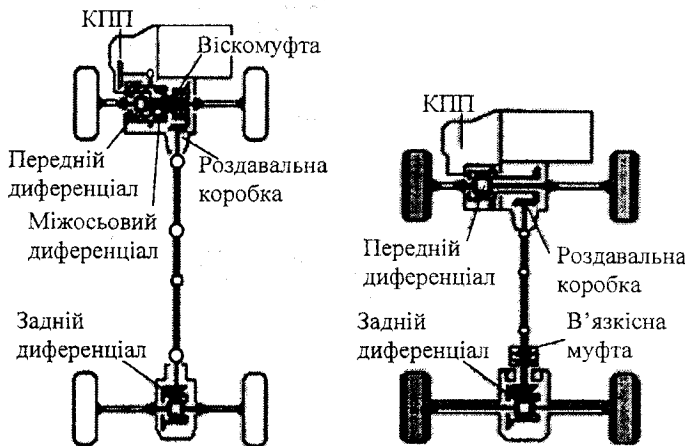


Рисунок 8.2 – Схеми повного приводу з в'язкісною муфтою

На більш сучасних автомобілях почали застосовувати додаткове блокування диференціала в роздавальній коробці, яке здійснюється відповідно до інтелектуально контролюваного функціонування гальм.

Самоблокувальні диференціали, в яких автоматично діє пристрій, що перешкоджає відносному обертанню ведених ланок, поступово витісняються електронними системами, наприклад, системою контролю тягового зусилля (traction control system (TCS)). Така система забезпечує сповільнення прокрутання колеса шляхом використання гальм, коли потужність продовжує передаватись від трансмісії до пригальмованого колеса.

8.4 Розрахунки на міцність

На сучасних автомобілях переважне поширення отримали напіврозвантажені і повністю розвантажені півосі. У конструкціях більшості моделей легкових автомобілів використовують, як правило, напіврозвантажені півосі фланцевого типу.

У ведучих мостах (driving axle) вантажних автомобілів знайшли широке застосування повністю розвантажені півосі. Півосі, розвантажені на 3/4, в наш час в автомобілебудуванні поширення не одержали, тому методика їхнього розрахунку не розглядається.

Розрахункові схеми напіврозвантаженої і повністю розвантаженої півосей наведені на рис. 8.3.

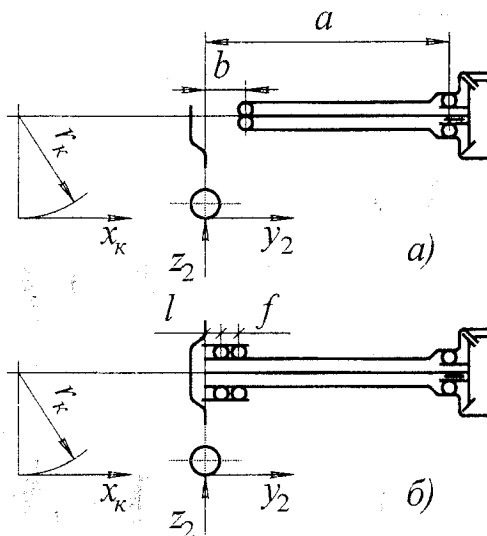


Рисунок 8.3 – Розрахункові схеми напіврозвантаженої і повністю розвантаженої півосей

Напіврозвантажена піввісь розраховується за трьома основними розрахунковими режимами навантаження:

1) при максимальному значенні тангенціального зусилля в контакті колеса з дорогою $x_2 = Z_2 \cdot \varphi$, при цьому $y_2 = 0$; $Z_2 = \frac{G_2}{2}$;

2) при граничному значенні бокового зусилля $y_2 = Z_2 \cdot \varphi_1$, при цьому $x_2 = 0$; $Z_2 = \frac{G_2}{2}$; $\varphi_1 = 1,0$;

3) при максимальному значенні вертикального динамічного навантаження $Z_2 = K \cdot \frac{G_2}{2}$, при цьому $x_k = \varphi_2$. Коефіцієнт динамічності (K) приймається рівним 1,75 для легкових автомобілів і автобусів і 2,5 – для вантажних автомобілів.

Для першого розрахункового режиму піввісь перевіряють за напруженнями від спільної дії згину і кручення.

Згинальний момент, однаковий для обох півосей, визначається за залежністю

$$M_z = b \cdot \sqrt{x_{2n}^2 + z_{2n}^2} = b \cdot \sqrt{x_{2n}^2 + z_{2n}^2}, \quad (8.6)$$

де $x_{2n(n)}$ – тангенціальні зусилля на лівій (правій) півосях

$$x_{2n} = x_{2n} = \frac{m_2 \cdot G_2}{2} \cdot \varphi, \quad (8.7)$$

$z_{2л(n)}$ – вертикальні реакції в контакті коліс і опорної поверхні для лівої і правої півосей

$$z_{2л} = z_{2н} = \frac{m_2 \cdot G_2}{2} - g_k, \quad (8.8)$$

де m_2 – коефіцієнт перерозподілу нормальних реакцій, прийнятий рівним 1,2;

g_k – вага ведучого колеса в складеному вигляді, прийнята орієнтовно за аналогією з прототипом.

На піввісь діє крутний момент

$$M_k = x_{кл} \cdot r_k = x_{кн} \cdot r_k. \quad (8.9)$$

Еквівалентний момент, що діє на кожну з півосей, визначається за залежністю

$$M_e = \sqrt{b^2(x_{кл}^2 + z_{2л}^2) + x_{кл}^2 \cdot r_k^2} = \sqrt{b^2(x_{кн}^2 + z_{2н}^2) + x_{кн}^2 \cdot r_k^2} \quad (8.10)$$

Еквівалентне напруження в небезпечному перерізі вала (півосі) круглого перерізу

$$\sigma_e = \frac{M_e}{0,1 \cdot d^3}, \quad (8.11)$$

де d – діаметр півосі в розрахунковому перерізі.

Допустимі еквівалентні напруження півосей складають 400...500 МПа (4000...5000 кг/см²).

Міцність півосей за другим розрахунковим режимом перевіряють за напруженнями згину. Оскільки спільні дії вертикальних $Z_{2л(n)}$ і бічних $Y_{2л(n)}$ реакцій викликають неоднакові згинальні моменти в півосях, то визначають більший згинальний момент для однієї з півосей (у наведеному випадку – лівої). Сумарний згинальний момент від дії вертикальних і тангенціальних сил дорівнює

$$\sigma_n = \frac{(Y_{2л} \cdot r_k + Z_{2л} \cdot b)}{0,1 \cdot d^3}, \quad (8.12)$$

$$Z_{2л} = \frac{G_2}{2} \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot h \cdot g \cdot \varphi_k}{B} \right), \quad (8.13)$$

$$Y_{2л} = \frac{G_2}{2} \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot h \cdot g \cdot \varphi}{B} \right) \cdot \varphi. \quad (8.14)$$

У розрахунках варто приймати $\varphi = 1,0$, а висоту центра ваги автомобіля h і ширину колії B вибирати за прототипом. Робочі напруження не повинні перевищувати 400...500 МПа (4000...5000 кг/см²).

У розрахунках за третім розрахунковим режимом вважають, що піввісь працює на деформацію згину під дією згинального моменту

$$M_s = \frac{G_2}{2} \cdot K \cdot b. \quad (8.15)$$

Напруження згину в небезпечному перерізі визначається за залежністю

$$\sigma_z = \frac{1}{0,2 \cdot d^3} \cdot G_2 \cdot K \cdot b. \quad (8.16)$$

Розрахунок повністю розвантаженої півосі ведуть за максимальним крутним моментом, величина якого дорівнює

$$M_{кр} = Z_2 \cdot \varphi \cdot r_k = \frac{G_2}{2} \cdot m_2 \cdot \varphi \cdot r_k. \quad (8.17)$$

Дотичні напруження кручення при передаванні піввіссю максимального крутного моменту рівні

$$\tau_{кр} = \frac{G_2 \cdot m_2 \cdot \varphi \cdot r_k}{0,4 \cdot d^3}. \quad (8.18)$$

Максимальні дотичні напруження в півосях не повинні перевищувати 600 МПа (6000 кг/см²).

Крім наведеного вище, півосі підлягають розрахунку на жорсткість за кутом закручування при передачі максимального крутного моменту

$$\theta = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{M_{e\max} \cdot i_{kl} \cdot i_0 \cdot l}{2 \cdot G \cdot I_p}, \quad (8.19)$$

де l – робоча довжина півосі;

G – модуль пружності другого роду $G = 80000$ МПа (800000 кг/см²);

I_p – полярний момент інерції поперечного перерізу півосі.

Робочі значення кутів закручування півосей повинні знаходитися в межах до 10-13° на один метр довжини.

Запитання для самоконтролю

1. Які існують способи забезпечення приводу ведучих коліс автомобіля?
2. Що являють собою півосі автомобіля, які вони бувають?
3. Що являють собою мости автомобіля, для чого вони служать?
4. Назвіть основні вимоги до приводу ведучих коліс.
5. Як класифікують привід ведучих коліс?
6. Як запобігають поломкам головної передачі та диференціала ведучого моста?
7. Поясніть робочий процес приводу ведучих коліс.
8. Яким чином проводиться розрахунок приводу ведучих коліс автомобіля на міцність?

Підвіска (suspension) забезпечує пружний зв'язок рами або кузова з колесами, пом'якшуючи поштовхи та удари, виникаючі при наїзді коліс на нерівності, передаючи всі сили і моменти між колесами та рамою.

9.1 Вимоги до підвісок

1. Забезпечення плавності ходу (в основному визначається величиною статичного прогину).
2. Забезпечення руху автомобіля нерівними дорогами без удару в обмежувач (в основному визначається величиною динамічного прогину).
3. Забезпечення ефективного затухання коливань кузова.
4. Протидія нахилу кузова при розгонах, гальмуваннях, поворотах.
5. Узгодження з кінематикою рульового керування.
6. Передавання на кузов або раму зусиль і реактивних моментів від коліс.

9.2 Класифікація підвісок

Зазвичай класифікацію підвісок розглядають в залежності від типу напрямного, пружного і гасильного пристроїв, які складають підвіску.

1. За типом напрямного пристрою:
 - а) незалежна (важільна, телескопічна, комбінована) підвіска з переміщенням колеса в повздовжній площині (з поперечними важелями); в поперечній площині (з повздовжніми важелями); в обох площинах; вздовж прямої (свічно-телескопічна підвіска); комбінована (важільно-телескопічна підвіска);
 - б) залежна для коліс даної осі – із жорсткою балкою між лівим і правим колесами (балка моста або додаткова поперечна балка) без реактивних штанг або з ними;
 - в) залежна для коліс різних осей (блокована), причому колеса кожної осі можуть мати залежну чи незалежну підвіску. Зазвичай застосовують зрівнювальні важелі-балансири для з'єднання коліс сусідніх осей, такі підвіски називають балансирними.
2. За типом основного пружного елемента в пружному пристрої:
 - а) металевий (листова ресора, витя пружина, торсіон);
 - б) неметалевий (гумовий, пневматичний, гідравлічний);
 - в) комбінований однорідний (ресорно-пружинний, пневмо-гідравлічний) або різнорідний;

г) без пружного елемента (жорстке кріплення до рами осі колеса або балки моста, або осі балансира).

3. За типом гасильного пристрою з тертям:

- а) лише в ресорі і шарнірах;
- б) лише в амортизаторах;
- в) в амортизаторах та в інших елементах, наприклад, в ресорах.

9.3 Компонувальні схеми та конструктивні елементи підвісок

Від геометрії підвіски та її жорсткості залежить можливість в обмеженні вертикальних переміщень кузова і зменшенні кутових коливань навколо поперечної і поздовжньої осей (табл. 9.1). Важливу роль в процесі коливання відіграють конструктивні елементи (табл. 9.2), з яких складається підвіска.

9.4 Робочий процес підвіски

Підвіска забезпечує передавання вертикальної Z , поздовжньої X і поперечної Y сил, що діють на колесо від дороги, та їх моментів. В основному цю функцію виконує напрямний пристрій. Він також визначає кінематику переміщень кузова та коліс. Пружний пристрій забезпечує зменшення динамічних навантажень, зумовлених, головним чином, дією сили Z . Наявність пружного пристрою викликає коливання кузова і коліс. Затухання коливань забезпечується гасильним пристроєм.

Переваги залежної підвіски – простота конструкції та мала вартість.

Переваги незалежної підвіски – краща, ніж при залежній підвісці, пристосованість до нерівностей, менша вага безпосередніх частин і більший статичний прогин – краща плавність ходу.

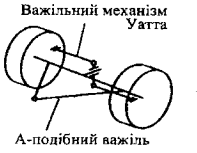
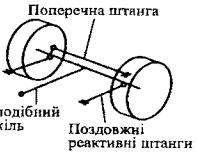
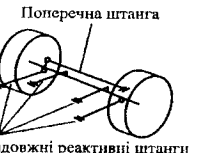
Переваги балансируної підвіски – вдвічі менше зміщення кузова при переміщенні одного колеса відносно іншого; для деяких схем – рівність вертикальних сил при розгонах і гальмуваннях.

9.4.1 Види коливань

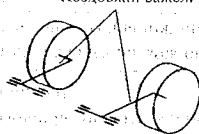
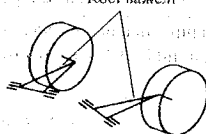
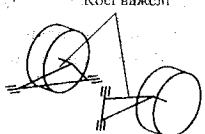
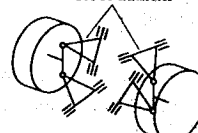
Такі характеристики, як амортизація і демпфірування підвіски, головним чином, пов'язані з вертикальними коливаннями автомобіля. Комфорт руху (навантаження, які відчуваються пасажиром і вантажем) та експлуатаційна безпека автомобіля (розподіл сил стосовно дорожнього покриття) значною мірою визначаються характеристиками підвіски. Комфортальність транспортного засобу в основному визначається плавністю коливання кузова. Коливання осі значною мірою визначають безпеку руху автомобіля. Обидва типи коливань характеризуються співвідношенням частот і амплітуд.

У табл. 9.3 відображений вплив різних характеристик на двомасову модель (templet).

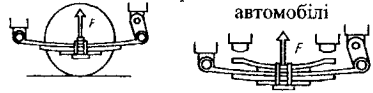
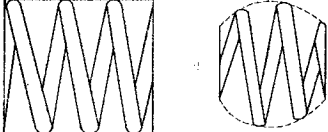
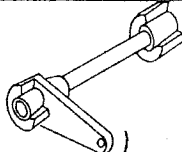
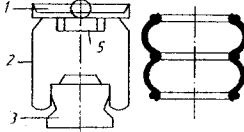
Таблиця 9.1 – Основні типи підвісок та їх характеристики

Залежна підвіска				
 Листові ресори	 А-подібний важіль	 Важільний механізм Уатта	 Поперечна штанга	 Поперечна штанга
Використовується для заднього ведучого моста; для передніх і задніх осей автомобілів великої вантажопідйомності та для всюдиходів. Колія, сходження і розвал коліс залишаються постійними стосовно дорожнього покриття навіть під час крену кузова; надійне втримання колії				
Низькі витрати на виробництво; коливання осі в поздовжній площині; висока невіднесена маса; висока жорсткість при дії поперечної сили і моменту	Відсутність поперечного руху кузова під час ходу підвіски, відсутність небажаних положень колеса в результаті дії поперечних і поздовжніх сил			
	Проектоване відхилення від поперечної осі; висока маса і витрати		Поперечна штанга спонукає до поперечного руху кузова під час ходу підвіски	Проектований рівень кутового відхилення від поперечної осі
3 торсіонною балкою				
 Торсіонна балка	 Торсіонна балка	 Торсіонна балка		
Використовуються для заднього моста при передньому приводі				
Велика відстань між опорами мінімізує структурні напруження; прийнятна передача зусиль на жорсткі поздовжні елементи; просте виготовлення; дві точки з'єднання; простота складання; вкрай міцна конструкція; обмежені кінематичні можливості				
Вісь торсіона знаходиться вище центра колеса	Вісь торсіона знаходиться нижче центра колеса	Вісь торсіона збігається з осями повороту важелів (всі осі об'єднані на кузові автомобіля)		

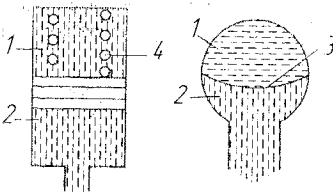
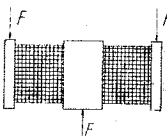
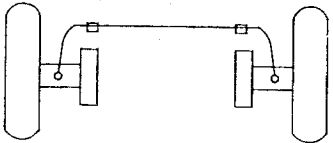
Продовження табл. 9.1

Незалежна підвіска				
Поздовжні важелі 	Косі важелі 	Косі важелі 	Поперечні важелі 	Поперечні важелі 
Конструкції заднього моста для автомобіля з переднім чи заднім приводом коліс				
Помірні вимоги до простору розміщення; низькі витрати; обмежені зміни кінематики: зміна розвалу коліс, істотна зміна поздовжнього нахилу осі повороту керованих коліс, визначене положення осі обертання; високі напруження	Легкість виготовлення; широкі кінематичні можливості; недостатні еластокінематичні властивості; надлишкова керованість в результаті дії поздовжніх і колових сил; високі сили на рульовому керуванні	Помірні витрати; обмежені кінематичні можливості; поперечні сили, що змушують до руху кузова нагору на поворотах; підтримувальний ефект при позитивному розвалі коліс		
Стояк-Макферсона  Поперечні важелі	Верхні та нижні А-подібні поперечні важелі 	Косі важелі 		
Використовуються на мостах при передньому і задньому приводі коліс			На передній осі з переднім і заднім приводом на колеса	
Помірна потреба в просторі (дозволяє збільшити ширину автомобіля); велика відстань між опорами знижує структурні напруження; небагато шарнірів; простота встановлення; мала маса; відносна нечутливість до допусків встановлення; обмежені кінематичні можливості в зміні розвалу коліс і кута сходження; положення центра коливань щодо поздовжньої та поперечної осей; простір, необхідний для пружин; велика висота встановлення		Максимальні кінематичні можливості; витрати, пов'язані з великим числом шарнірів; вузькі конструктивні допуски (без підрамника); через порівняно невеликі відстані між точками кріплення вимагаються жорсткі опори з метою запобігання змін в орієнтації коліс (зменшений комфорт руху)		
		Сили від верхньої ланки зв'язку передаються до проти-пожежної перегородки		

Таблиця 9.2 – Конструктивні елементи підвісок

Амортизувальні елементи	Схема	Вплив фактора навантаження на власну частоту коливань кузова	Характеристики
1	2	3	4
Сталеві елементи Листова ресора	Листові ресори з підресорником на вантажному автомобілі 		Одно- чи багатопарові; звичайно не вимагають прямого пристрою; у деяких випадках міжлистове тертя може бути зменшено пластиковими вставками (зниження шуму); зазвичай без вставок для вантажних автомобілів; необхідне технічне обслуговування і ремонт; надійне передавання зусиль на раму
Спіральна пружина		Власна частота зменшується зі зростанням навантаження; звичайно характеристики є лінійними	Пружність конічної пружини має прогресивну характеристику; амортизатори можуть розташовуватися в пружинах; відсутність демпфірування, можливе самонаведення коливання пружини; переваги: потреба в обмеженому просторі, мала маса, відсутність технічного обслуговування; недоліки: необхідний напрямний пристрій
Торсіон			Виготовляються з круглих прутків чи прокату плоскої листової сталі (менша маса при круглих прутках); можливе регулювання висоти автомобіля; відсутній знос, технічне обслуговування і ремонт; зв'язка плоских сталевих листів може бути використана для сприйняття додаткових навантажень при вигині
Пневмоамортизатор рукавний	Елемент з постійним об'ємом газу: 1 – рама автомобіля; 2 – циліндричний гнучкий елемент; 3 – штовхач; 4 – подача повітря; 5 – притискна пластина 	При зміні навантаження власна частота залишається постійною; форми кривих визначаються властивостями газу, формою штовхача, кутом розташування корду в амортизаторі	Подібні пружинні елементи особливо ефективні для вантажних автомобілів і автобусів; все більш широке застосування в легкових автомобілях для регулювання рівня підвіски задньої осі чи всіх коліс; досягається підвищений комфорт руху; переміщення коліс повинно визначатися напрямним пристроєм підвіски; низький тиск (< 10 бар) припускає великі об'єми; геометрія торіoidalного амортизатора не сприяє досягненню низької вертикальної жорсткості
торіoidalний			

Продовження табл. 9.2

1	2	3	4
Гідро-пневматична підвіска Гідравлічний діафрагмовий акумулятор	Амортизувальний елемент з постійною масою газу 1 – газ; 2 – рідина; 3 – діафрагма; 4 – сталева пружина 	При збільшенні навантаження підвищується власна частота; криві являють собою функцію початкового тиску акумулятора	Характеристики визначаються об'ємом газу в акумуляторі (відділений від рідини поршнем); рідина стискає газ відповідно до навантаження на колесо; клапани загасання об'єднані з амортизатором і приєднуються між стояком й акумулятором; гумова діафрагма вимагає технічного обслуговування через можливу дифузію газу
Акумулятор поршневого типу	 	Власна частота піддається впливу навантаження через нелінійність характеристики пружності	Упорні елементи з вулканізованого каучуку між металевими деталями частіше використовуються з гідравлічними амортизаторами; використовуються для встановлення агрегатів (двигуна, трансмісії, коробки передач) і як додаткові віброізолювальні елементи
Стабілізатор		Не впливає при рівному прогині підвіски по обидва боки; половина зусиль, зв'язаних з жорсткістю, діє при однобічному відхиленні підвіски, а повний опір крученню відповідає взаємно протилежним переміщенням коліс	Зменшує крен кузова і також впливає на характеристики керуваності (надлишкова і недостатня керуваність); звичайно виготовляється у вигляді U-подібної штанги чи трубчастої опори, кінці часто виконуються плоскими з метою пристосовування до згинальних навантажень; точки монтажу повинні бути на крайніх віддаленнях одна від одної для забезпечення мінімального діаметра стабілізатора; відносне положення стабілізатора і радіуси вигину плечей повинні вибиратися для забезпечення напружень кручення без великого впливу згинальних навантажень

Таблиця 9.3 – Вплив конструктивних характеристик на вертикальні коливання автомобіля

Конструктивні характеристики	Вплив на власну частоту коливань кузова	Вплив на частоту проміжної ланки	Вплив на власну частоту коливання осі
Дані кузова			
Підресореність	Значний на комфорт керування автомобілем	Середній на комфорт керування автомобілем	Незначний на безпеку керування автомобілем
Менша пружність	Підвищення частоти та амплітуди, менший ступінь комфорту		Підвищена частота, незначне зменшення амплітуди
Велика пружність	Зменшена частота і максимальна амплітуда, підвищений рівень комфорту		Незначне підвищення амплітуди при низьких частотах збудження
Демпфірування	Значний на комфорт керування автомобілем		Значний на зміни динамічного навантаження на колесо
Повинно бути правильно обрано для заданих умов застосування			
більше (більш жорсткий амортизатор);	Зменшення прискорення	Підвищення прискорення	Збільшення прискорення, зменшення змін динамічного навантаження на колесо
менше (менш жорсткий амортизатор)	Підвищення прискорення	Зменшення прискорення	Незначне зменшення прискорення, підвищені зміни динамічного навантаження на колесо
Маса	Незначний на коефіцієнт підсилення для зміни навантаження на колесо; коефіцієнт підсилення для прискорення зменшується зі збільшенням навантаження (порожній автомобіль менш комфортабельний, ніж навантажений автомобіль, і не такий безпечний)		
Дані шин і коліс			
Пружність (з підвищенням ступенем пружності шин)	Власна частота й амплітуда залишаються фактично постійними		Зменшення власної частоти й амплітуди від прискорення кузова і зміни навантаження на колесо приблизно пропорційні зменшенню вертикальної жорсткості шини
Демпфірування	Частота і амплітуда не піддаються впливу демпфірування шин		Більш жорстке демпфірування є результатом незначного зменшення амплітуди під час прискорення кузова і зміни навантаження на колесо
У результаті нагрівання демпфірування шини повинно утримуватися мінімальним з метою забезпечення значного рівня пружності для нежорсткої шини			
Маса коліс	Зменшена маса колеса фактично не впливає на комфорт руху		Мінімальна маса колеса підвищує рівень безпеки руху

Кутове коливання навколо поперечної осі пов'язане з обертанням навколо поперечної осі автомобіля під час розгону автомобіля зі стану спо-

кою. Кінематичні характеристики підвіски вибираються таким чином, щоб мінімізувати кутові коливання під час розгону і гальмування.

Кутове коливання щодо поздовжньої осі пов'язане з обертанням автомобіля навколо поздовжньої осі, яке звичайно проходить через нижню передню і верхню задню частини автомобіля; коливання щодо поздовжньої осі виникає у відповідь на спрацювання рульового керування. Стабілізатори поперечної стійкості на передній і задній осях зменшують такий вплив.

9.4.2 Напрямний пристрій підвіски

Кінематичну характеристику підвіски, тобто залежності переміщень x_k , y_k і кутів нахилу α_k , β_k , γ_k колеса (рис. 9.1, б) від вертикального переміщення z_k отримують графічними побудовами або аналітичними розрахунками. На рис. 9.1, в наведена така характеристика для одноважільної незалежної підвіски за схемою (рис. 9.1, а) із $\varphi = 60^\circ$ і $R = 0,5r_k$ [3]. З цього прикладу можна отримати окремі випадки:

а) при $\varphi = 0$ переміщення колеса будуть лише в поперечній площині, причому $x_k = \gamma_k = \alpha_k = 0$;

б) те ж саме при важільній паралелограмній підвісці дасть $x_k = \gamma_k = \alpha_k = \beta_k = 0$;

в) при заміні паралелограма на трапецію $x_k = \gamma_k = \alpha_k = 0$, $\beta_k \approx 0$, $y_k \approx 0$.

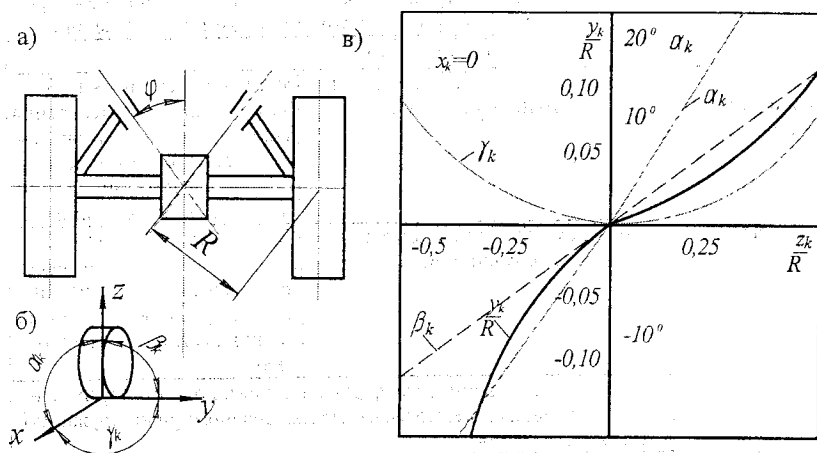


Рисунок 9.1 – Одноважільна незалежна підвіска та її кінематична характеристика

Бажано, щоб при вертикальному переміщенні колеса $x_k, \gamma_k, \alpha_k, \beta_k, y_k$ були мінімальними, особливо для ведучих коліс. Наприклад, $x_k \neq 0$ спотворює інколи кінематику рульового привода, $\beta_k \neq 0$ сприяє появі шуму і збільшенню зносу шин, $\alpha_k \neq 0$ погіршує стабілізацію коліс, $\gamma_k \neq 0$ змінює траєкторію автомобіля.

Поздовжній крен залежить від інтенсивності гальмування або розгону, висоти центра ваги і бази автомобіля, а також від пружної характеристики підвіски і типу напрямного пристрою.

Поперечний крен кузова впливає на плавність ходу, стійкість, керованість, знос шин. Кут крену

$$\beta = \frac{M_\beta}{C_{\beta 1} + C_{\beta 2}}, \quad (9.1)$$

де $M_\beta = Gh_{kp}(\mu + \beta)$ – момент, що спричиняє крен кузова;

h_{kp} – плече крену – відстань від точки прикладання бокової сили (вітер або відцентрова сила) до осі крену, причому вісь крену – це пряма, що з'єднує центри крену передньої і задньої підвісок;

$\mu \approx \frac{y}{G}$ – питома бокова сила;

G – вага підресорних частин;

$C_{\beta 1}$ і $C_{\beta 2}$ – зведені кутові жорсткості пружних елементів передньої та задньої підвісок.

Висота h центра крену підвіски визначається:

– для залежної підвіски – точкою, що лежить трохи нижче осей вушок ресор;

– для підвісок свічної або з переміщенням колеса в поздовжній площині – точкою, що лежить на дорозі ($h = 0$);

– для однаважільної підвіски з поперечними важелями – точкою, яка лежить на перетині ліній, проведених через вісь повороту важеля і точку контакту шини з дорогою;

– для двоважільних підвісок – точкою, яка лежить на перетині ліній, проведених через миттєвий центр обертання O_s або O_n (рис. 9.2, а) і точку контакту шини з дорогою.

Кутова жорсткість підвіски

$$C_\beta \approx 2C_p d_p^2, \quad (9.2)$$

де C_p – вертикальна жорсткість підвіски,

$2d_p$ – ресорна колія (рис. 9.2, б).

Із рис. 9.2, б: $M_\beta - (z_{pn1} - z_{pn1}) \cdot d_{p1} - M_{CM} = 0$. Нехтуючи пружністю шини і враховуючи момент $M_{CM} = C_{\beta CM} \cdot \beta$ стабілізатора та

$$z_{pn1} = z_{pn1} = 0, 5C_{p1} d_{p1} \beta, \text{ отримаємо } C_{\beta 1} = C_{p1} d_{p1}^2 + C_{CM} \text{ і } \beta = \frac{\mu G h_{kp}}{C_{\beta 1} + C_{\beta 2} - G h_{kp}}.$$

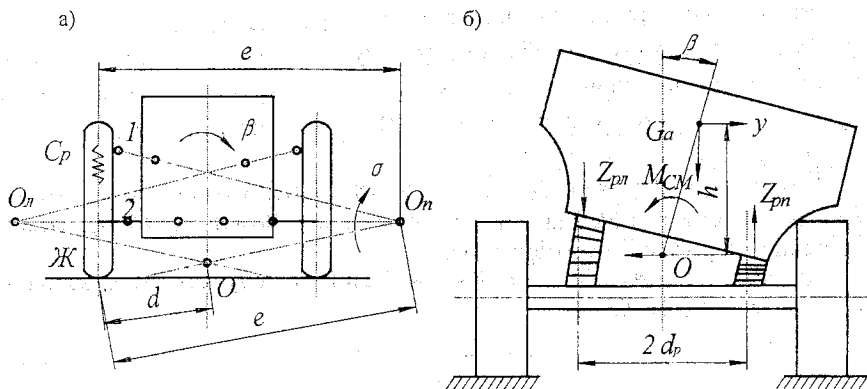


Рисунок 9.2 – Розрахункова схема підвіски

Стабілізатор поперечної стійкості зменшує крен на 20-40%. Вважається допустимим $\beta = 6 \div 7^\circ$ при $\mu = 0,4$.

Схеми сил, що діють на деталі підвісок, подані на рис. 9.3.

Для залежної підвіски за рис. 9.3, а:

$$R_{z1} = Z \frac{l_2}{l_1 + l_2}, \quad R_{z2} = Z \frac{l_1}{l_1 + l_2}, \quad R_{x2} = R_{z2} \operatorname{tg} \alpha, \quad R_{x1} = X - R_{x2}.$$

Крім того, ці сили, як і в наступних схемах, створюють моменти.

Для незалежної підвіски неведучих коліс за рис. 9.3, б:

$$R_{zn} = z, \quad R_{xb} = R_{xH} = z \frac{m}{a+b} \quad \text{і} \quad P_{np} = z \frac{t+s}{t}.$$

Крім того, при гальмуванні $R_{ms} = P_m \frac{r_k - b}{a+b}$ і $P_{mn} = P_m \frac{r_k + b}{a+b}$. Реакції

$$R_{x1} = R_{xb}, \quad R_{x2} = R_{xm}, \quad R_{z2} = z \frac{s}{t}.$$

Для балансірної підвіски за рис. 9.3, в автомобіля 6×2 при симетричних ресорах: $\frac{z_3}{z_2} = \frac{a}{b} \cdot \frac{l_p \pm 2d\gamma_3}{l_p \mp 2d\gamma_2}$, де γ_2, γ_3 – питома поздовжня

сила другої і третьої осей; верхній знак – для гальмування, нижній – для розгону. При різкому гальмуванні z_3 виходить в 2-3 рази більше, ніж z_2 . Саме тому використовують автоблокування балансира, що вмикається при гальмуванні.

Для підвіски за рис. 9.3, г автомобіля МАЗ реактивні моменти сприймають верхні штанги і балансир, тому $z_2 = z_3$ і при гальмуванні і при розгоні.

Для підвіски за рис. 9.3, д – ЗИЛ, КраЗ, Урал: $R_i = \frac{\gamma_i z_i (r_k - m)}{m + n}$,

$T_i = \gamma_i z_i \left[\frac{(r_k + n)(0,5c \mp e)}{m + n} \pm \frac{e}{c} \right]$, де c – відстань між нижніми штангами, e – зміщення верхньої штанги від поздовжньої площини. Навантаження на раму $z_2 + z_3$ передається через одну точку.

9.4.3 Пружний пристрій підвіски

Пружний пристрій оцінюють пружною характеристикою підвіски (рис. 9.4, а). Розрахунковою величиною є умовний статичний прогин

$$f_p = \frac{M_0 g}{2C_p} = g \omega_c^2, \quad (9.3)$$

де $M_0 g$ – вага підресорних частин,

$2C_p = tg \alpha$ – жорсткість підвіски,

ω_c – власна частота коливань підресорних частин.

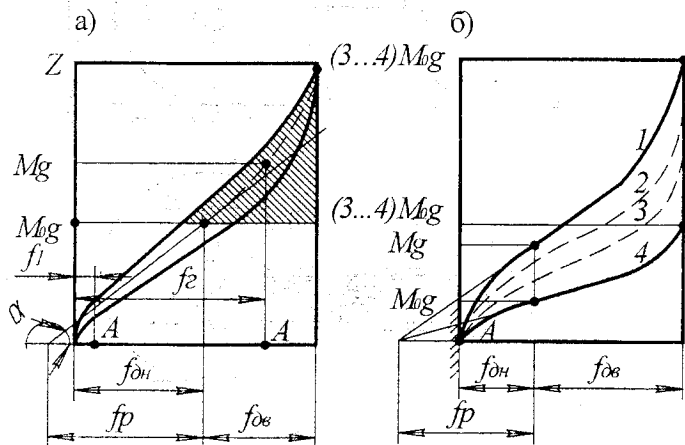


Рисунок 9.4 – Пружна характеристика підвіски

Заштрихована площа відповідає потенційній енергії, яку отримує підвіска при наїзді на поверхню. Чим вона більша, тим менша імовірність ударів в обмежник при русі нерівною дорогою. Для збереження достатньої динамічної смності при малому $\varphi_{ос}$ необхідна нелінійна пружна характеристика з $Z_{max} = (3 \div 4)M_{ос}$. Якщо вага підресорних частин змінюється істотно при русі з вантажем і без нього, тоді бажано, щоб пружна характеристика складалася із сім'ї кривих з однаковими f_p і $f_{ос}$, (рис. 9.4; б). Це можливо при пневматичних і гідравлічних пружних елементах. Нелінійність

можна одержати і при металевих основних і додаткових пружних елементах. Радіальна жорсткість шин $C_{ш}$ у 6-12 разів вища, ніж жорсткість пружного елемента (у 2-3 рази для автомобілів 4×4 і 6×6).

Статичний прогин (через твердість) істотно впливає на плавність ходу. Пониження жорсткості зменшує амплітуду переміщень кузова і колеса при низькочастотному резонансі, зміщуючи його в більш низькі частоти, де ймовірність появи резонансу нижча.

Металеві пружні елементи. Листові ресори (bow spring) часто виконують функції всіх трьох пристроїв підвіски. Недоліки: мала довговічність, міжлисто́ве тертя, що погіршує плавність ходу, великі габарити і вага. Потенційна

енергія, віднесена до одиниці об'єму, $A_{num} = \frac{A}{V} = \frac{1}{6} \cdot \frac{G^2}{E}$ для листової ресори в

4 рази менша при $\sigma = \tau$, ніж для пружини і торсіона, у яких $A_{num} = \frac{1}{4} \cdot \frac{\tau^2}{G}$ (від-

ношення модулів пружності $\frac{E}{G} \approx 2,6$).

Деформації листової ресори, крученої пружини (spring), торсіона.

$$f_p = \delta P_p \frac{l_e^3(1-\epsilon^2)^3}{48EI_0}, \quad f_n = P_p \frac{8nD^3}{d_n^4G}, \quad f_m = M_p \frac{32l}{\pi d_m^4G}, \quad (9.4)$$

де $\delta = 1,25 + 1,5$ – коефіцієнт деформації;

$l_e = l - l_0$ – ефективна довжина ресори (повна довжина мінус відстань між стрем'янками);

$\epsilon = \frac{l_2 - l_1}{l}$ – коефіцієнт асиметрії ($l_1 + l_2 = l$);

$I_0 = \frac{b}{12} \sum h_i^3$ – сумарний момент інерції ресори в середньому перерізі;

$E = 2,2 \cdot 10^5$ МПа;

n і D – число витків і діаметр пружини;

d_n, d_m – діаметри дроту і торсіона;

$G = 8,5 \cdot 10^4$ МПа;

l – довжина торсіона без шліцевих кінців.

Сила, що навантажує основну ресору, до моменту початку дії додаткової ресори: $P_0 = c_1 f_0$, де c_1 – жорсткість основної ресори. При роботі обох ресор $P_p = P_0 + (c_1 + c_2)(f - f_0)$, де f – повний прогин основної ресори, c_2 – жорсткість додаткової ресори. Таким чином

$$f = \frac{P_p + c_2 f_0}{c_1 c_2}. \quad (9.5)$$

Неметалеві пружні елементи. В Україні для пневматичних підвісок застосовують подвійні гумові балони (рис. 9.5, а) із $D = 0,3$ і $0,25$ м, на на-

вантаження $P_{\max} = 1,5$ і 2 т, тиск при статичному прогині $p_c = 0,25 \div 0,5$ МПа. Для балона $P = pF_{ef}$, де $F_{ef} = \pi R_{ef}^2$ – ефективна площа, p – надлишковий тиск, що при динамічній зміні навантаження змінюється так:

$$p = (p_c + 0,1) \left(\frac{V_c}{V} \right)^k - 0,1, \quad (9.6)$$

де V_c і V – сумарний об'єм балона і додаткового резервуара в статичному і розрахунковому положеннях,

$k = 1,3 \div 1,35$ – показник політропи.

Жорсткість балона

$$c = \frac{dP}{df} = k \frac{p+0,1}{V} F_{ef}^2 + p \frac{dF_{ef}}{df}, \quad (9.7)$$

де перший доданок характеризує вплив об'єму, другий – форми балона.

У гідропневматичних підвісках тиск (до 20 МПа) газу 1 (рис. 9.5, б) передається від рідини 3 через роздільний поршень 2. Жорсткість такого елемента, що не має протитиску знизу на поршень 4, можна визначити з рівняння (9.7), вважаючи $\frac{dF_{ef}}{df} = 0$ і $p + 0,1 \approx p$.

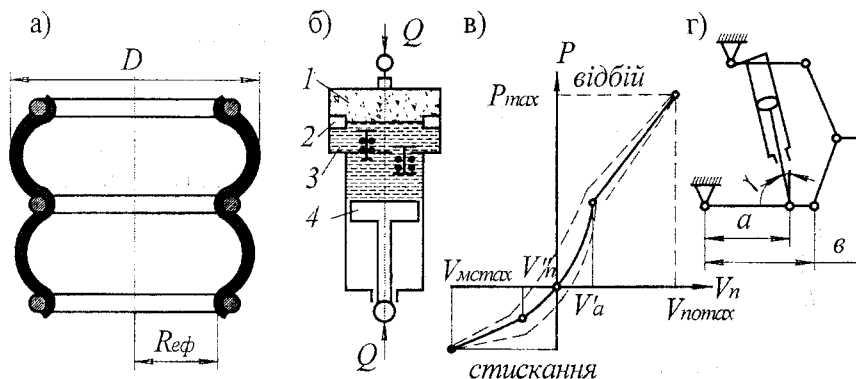


Рисунок 9.5 – Елементи гідропневматичних підвісок, характеристика та схема встановлення амортизатора

9.4.4 Амортизатори

Телескопічні амортизатори (shock absorber) перетворюють коливання кузова і підвіски в тепло. Вони прикріплюються до кузова й осі за допомогою еластичних елементів для зменшення шуму.

Однотрубні амортизатори

Переваги: легко прилаштовуються до різних конструкцій підвіски, оскільки великий діаметр поршня дозволяє мати низькі робочі тиски. Є достатній простір для клапанів і каналів. Тепло розсіюється безпосередньо через зовнішню частину циліндра. Можуть встановлюватися в будь-якому положенні.

Недоліки: велика довжина. Зовнішня сторона циліндра, що служить як напрямна для руху поршня, піддана деформаціям від каменів, що відлітають, і т. п.

Компонувальна схема підвіски повинна забезпечувати достатній простір для переміщення рухомої частини амортизатора без механічних перешкод. Ущільнення штока поршня піддається впливу тиску демпфірування.

Двотрубні амортизатори

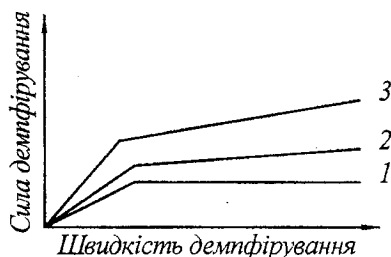
Демпфірувальні пристрої атмосферного чи низького тиску.

Переваги: нечутливі до зовнішніх ушкоджень. На відміну від однотрубних амортизаторів, на зовнішній поверхні циліндра можуть бути використані механічні засоби з метою забезпечення прокладання трубопроводів в обмежених зонах кузова. Мають невелику довжину, тому що компенсаційна камера розташована навколо робочого циліндра.

Недоліки: чутливі до перевантаження (провали демпфірування). Можливо тільки певне положення при встановленні на автомобіль.

Характеристики демпфірування

Характеристики, одержувані в результаті демпфірування в отворі та у підпружинному клапані, що його закриває, показані на рис. 9.5, в та 9.6. Пружина реагує на тиск за допомогою збільшення отвору виходу. Діаметр поршня і пружина можуть бути спеціально підібрані для наближення лінійної залежності характеристик демпфірування. Для одержання декількох характеристик для одного амортизатора може бути використаний внутрішній механізм регулювання. Величини зусилля стиску часто складають тільки 30...50% від значень зворотного ходу.



1 — комфортбельний; 2 — стандартний; 3 — спортивний

Рисунок 9.6 — Характеристики амортизаторів (режими відлачі)

Для підвищення комфорту руху і безпечного керування транспортним засобом використовуються амортизатори, керовані електронікою (активне пристосування до умов експлуатації).

Часто застосовується напівактивний тип керування, при якому амортизатор регулюється у відповідності зі швидкістю руху автомобіля.

Характеристика амортизатора $P = f(V_n)$ зазвичай нелінійна, але її можна апроксимувати двома прямими для початкової і клапанної ділянок (рис. 9.5, в) із силами опору $P_H = k_H V_n^m$ і $P_K = P'_H + k_K (V_n - V'_n)^m$, де k – коефіцієнт опору; m – показник степеня, зазвичай, $1 \leq m \leq 3$; V_n – швидкість поршня.

Площа під кривою $P = f(V_n)$ дає розсіювану потужність. Визначивши N_c для ходу стиску і N_b ходу відбою, можна знайти для умовного амортизатора з лінійною характеристикою середнього значення $k_{cpc} = \frac{2N_c^2}{V_{nc\max}^2}$ і

$k_{cpo} = \frac{2N_b^2}{V_{no\max}^2}$, а також еквівалентний коефіцієнт опору $k_e = \frac{k_{cpc} + k_{cpo}}{2}$. Тоді коефіцієнт опору, зведений до колеса:

$$k_{\Pi} = k_e i_{am}^2 \cos^2 \gamma_{am}, \quad (9.8)$$

де $i_{am} = \frac{b}{a}$ і γ_{am} – передаточне число і кут установлення амортизатора (рис. 9.5, г).

Основні оцінні параметри амортизатора:

а) коефіцієнт аперіодичності (впливає на коливання)

$$\psi_a = \frac{k_{\Pi}}{\sqrt{M_K}}, \quad (9.9)$$

де M – вага підресорних частин,

c – жорсткість підвіски; зазвичай $\psi_a = 0,2 \div 0,4$;

б) максимальне зусилля при стиску і відбої, причому $P_{\max c} \leq P_{\max o}$;

в) критичні швидкості поршня V'_n і V''_n рис. 9.5, в.

Тепловий розрахунок амортизатора звичайно проводять при V_n біля $0,3 \text{ мс}^{-1}$ (межі початкових ділянок). Тепло, що поглинається амортизатором

$$Q_{am} = \frac{(P_{pc} + P_{po})V_n t}{2 \cdot 427} \text{ ккал. Рівняння теплопередачі}$$

$$Q_{cm} = \alpha \cdot S (t_{am\max}^{\circ} - t_{нов}^{\circ}) \cdot t, \quad (9.10)$$

де $S = \pi D_1 \left(\frac{D_1}{2} + l \right)$ – зовнішня поверхня амортизатора,

$t^{\circ}_{ам max}$ – допустима температура зовнішньої поверхні (120-130°C)
амортизатора при роботі $t = 1$ год.;
 $t^{\circ}_{пов}$ – температура повітря;
 $\alpha = 50 \div 70$ ккал/м² · °C – коефіцієнт теплопередачі.

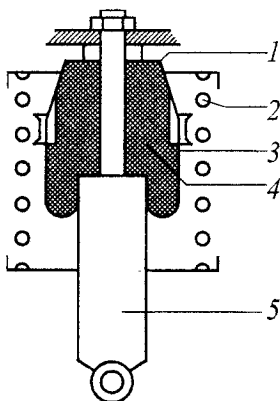
9.4.5 Керовані системи підвісок

Регулювання підвіски полягає в зміні її характеристик і параметрів при зміні ваги перевезеного вантажу чи дорожніх умов (системи вирівнювання навантаження). Воно здійснюється в пневматичних і гідропневматичних підвісках, де застосовують автоматичні регулятори положення кузова і регулятори жорсткості підвіски [1].

Системи, що частково навантажуються (рис. 9.7, 9.8)

Використання нежорстких пружин приводить до збільшення стиску підвіски автомобіля під навантаженням. Для того, щоб зберегти висоту кузова автомобіля на прийнятному рівні, використовуються допоміжні пневматичні чи гідропневматичні пружини.

Система також може містити в собі електронні блоки керування вирівнювання навантаження, що діють на соленоідні клапани.



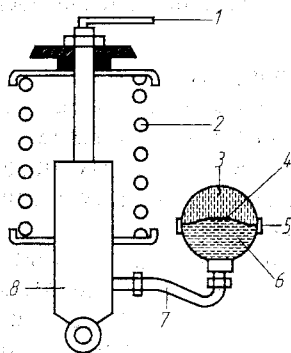
1 – повітряний штуцер; 2 – сталевая пружина;
3 – додаткова пневмопругина; 4 – газова камера; 5 – амортизатор

Рисунок 9.7 – Пневмопідвіска з вирівнюванням навантаження

Переваги електронної системи:

- зменшена витрата енергії через усунення проміжних циклів під час гальмування, прискорення і при русі на поворотах;
- реагування системи на збільшення швидкості руху автомобіля зменшенням висоти підвіски для економії палива;

— підвищення висоти підвіски під час руху на дорожніх покриттях четвертої та п'ятої категорій; підвищена стійкість руху на поворотах, що досягається шляхом поперечного блокування елементів підвіски на одній осі.



1 — подача рідини; 2 — сталеві пружини; 3 — акумулятор; 4 — газова камера;
5 — гумова діафрагма; 6 — рідина; 7 — шланг; 8 — амортизатор

Рисунок 9.8 — Гідропневматична система вирівнювання навантаження

Додаткові переваги для вантажних автомобілів великої вантажопідйомності:

зміна висоти підвіски для заміни кузовів і контейнерів; висота транспортного засобу може регулюватися, наприклад, для вирівнювання вантажонесучої поверхні з навантажувальною платформою; керування піднімальною віссю: піднімальна вісь автоматично опускається, коли перевищується максимальне навантаження на вісь; піднімальна вісь піднімається на короткий час (2...3 хвилини) з метою підвищення навантаження на ведучу вісь (збільшення зусилля стиску).

Цілоком навантажені системи підвіски

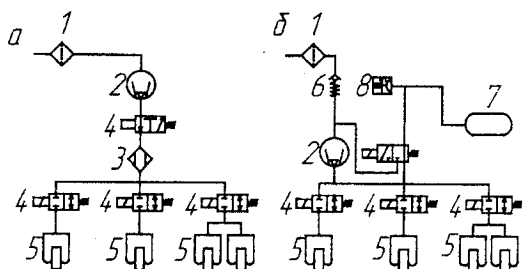
Пружна дія забезпечується за допомогою газового елемента підвіски, у якій відсутні спіральні пружини. Керованими можуть бути одна чи обидві осі автомобіля.

Якщо необхідно керувати всіма осями, система повинна мати електронний блок керування зі спеціальною програмою керування, що враховує такі фактори, як зміна навантаження на вісь, щоб запобігти нахилу автомобіля чи його перекидання, і в той же час розпізнавати системні помилки.

Розімкнута система

Переваги: порівняно прості конструкція і керування.

Недоліки: висока вихідна потужність компресора, необхідна для коротких періодів часу активного керування; необхідність забезпечення осушення повітря; шум під час періодів всмоктування і випуску.



а – розімкнута система; б – замкнута система; 1 – фільтр; 2 – компресор;
3 – осушувач; 4 – соленоїдний клапан; 5 – пневмоамортизатор;
6 – зворотний клапан; 7 – пневмобалон; 8 – датчик тиску

Рисунок 9.9 – Система вирівнювання навантаження
(цілком навантажена система)

Замкнута система

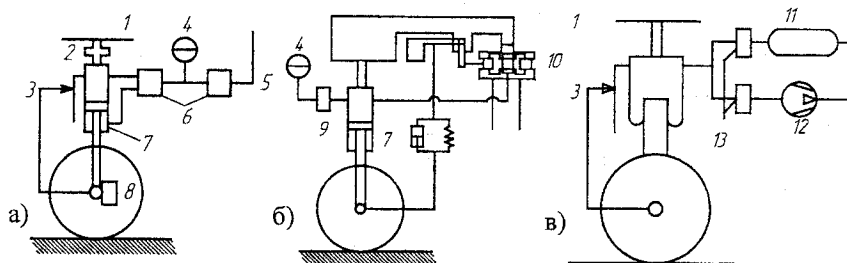
Переваги: низька вихідна потужність компресора (мінімальний перепад тиску між акумулятором і елементом підвіски), відсутність осушувача.

Недоліки: відносно складна конструкція.

Пневмоамортизатори за масою значно менші, ніж гідропневмоамортизатори.

9.4.6 Активна підвіска

В активній підвісці (рис. 9.10) контролюються параметри як пружності, так і демпфірування.



а – гідралічна підвіска; б – гідропневматична підвіска;
в – пневматична підвіска; 1 – кузов автомобіля; 2 – датчик колісного навантаження;
3 – датчик переміщення; 4 – акумулятор; 5 – лінія від насоса; 6 – сервоклапан;
7 – гідралічний циліндр; 8 – датчик прискорення; 9 – демпфер;
10 – розподільний клапан; 11 – ресивер; 12 – компресор; 13 – соленоїдний клапан

Рисунок 9.10 – Активна підвіска

Конструкції, що містять гідравлічний циліндр

За допомогою зовнішнього джерела генерується енергія для прискорених регулювань роботи гідравлічного циліндра. Датчиками забезпечується зв'язок між циліндром і кузовом автомобіля. Датчики колісного навантаження, переміщення і прискорення передають сигнали електронному блоку керування (ECU) у межах декількох мілісекунд.

Система керування дозволяє досягти постійного навантаження на колесо з підтримкою незмінної середньої висоти автомобіля. Сталеві пружини чи гідропневматичні елементи підвіски використовуються для підтримки статичного навантаження на колесо.

Конструкції гідропневматичних підвісок

Структурні коливання регулюються за допомогою розподілу потоків гідравлічної рідини в гідропневматичному контурі підвіски. З метою зменшення потреб в енергії дія системи обмежується згладжуванням нерегулярних низьких частот коливань; газовий акумулятор з'єднаний з гідроциліндром і гасить коливання більш високих частот.

Конструкції пневматичних підвісок

Рух кузова контролюється регулюванням подачі повітря до пневматичних амортизаторів. Замкнуті системи амортизаторів обмежуються керуванням низькочастотних коливань і коливань від рульового керування.

Оскільки системою врівноважуються поперечні сили, вона допускає застосування пружин.

9.5 Розрахунки на міцність

Розрахункові навантаження. Розрахунок на втомну міцність металевого пружного елемента проводять у залежності від умов експлуатації, розрахунок на статичну міцність – за зчпною вагою з урахуванням коефіцієнта динамічності $P_p = G_{vy} k_d$, причому k_d береться в залежності від умов експлуатації [1].

Матеріали. Листові ресори, стабілізатори і пружини виготовляють із пружинних сталей 50ХГА, 65Г і ін., торсіони – з 45Х-НМФА, 60С2А, 70С2А, твердість HRC-45-50. Деталі напрямного пристрою – з литої сталі 35Л, 45Л, з поковок сталі 20, 30Х, 40Х, зі штампованої груболистової сталі 14Г2, 30Г.

Розрахунки. Листову ресору розраховують на згин (корінний лист з врахуванням тягової і гальмової сил), виту пружину – на стиск, торсіон – на кручення, причому для повного згину – зі збитим гумовим буфером. Ресорні пальці – на згин і зминання, важелі напрямного пристрою – на згин з врахуванням стиску.

Навантаження, яке діє на пневматичний пружний пристрій підвіски та викликає зміну ефективної площі F_{ef} і ефективного радіуса R_{ef} пневмобалона

$$P_{\delta} = p_n F_{ef} = p_n \pi R_{ef}^2, \quad (9.9)$$

де p_n – тиск повітря в пневмобалоні.

При зміні динамічного навантаження тиску повітря в пневмобалоні

$$p_n = (p_{ст} + 1) \left(\frac{V_0 + V_{рез}}{V_{\delta} + V_{рез}} \right)^k - 1, \quad (9.10)$$

де $p_{ст}$ – тиск повітря в балоні при статичному навантаженні;

V_0 – об'єм балона при статичному навантаженні;

$V_{рез}$ – об'єм додаткового резервуара повітря;

V_{δ} – об'єм балона при будь-якому навантаженні;

$k = 1, 3$ – показник політропи при швидкостях, що відповідають власній частоті коливань підресореної маси автомобіля.

Запитання для самоконтролю

1. Яке призначення автомобільної підвіски?
2. Назвіть основні вимоги до підвісок.
3. За якими ознаками класифікують підвіски?
4. Які переваги та недоліки різних типів підвісок?
5. Поясніть робочий процес підвіски.
6. Які існують види коливань підвіски?
7. Призначення та принцип дії напрямного пристрою підвіски.
8. Що являє собою пружний пристрій підвіски?
9. Які ви знаєте види амортизаторів та їх переваги?
10. Принцип роботи керованих систем підвісок.
11. Поясніть принцип роботи активної підвіски та її конструктивні особливості.
12. Яким чином проводиться розрахунок підвіски на міцність?

10.1 Колеса

Сучасні колеса автомобілів (car wheel) звичайно містять обід (wheel rim) і маточину або колісний диск (wheel disk). Розмір колеса в основному визначається діаметром гальмового барабана і вантажопідйомністю шини. Найбільш важливими конструктивними параметрами є: ширина обода, діаметр обода (diameter at rim seat), діаметр центрального отвору, діаметр кола, на якому розташовані отвори під шпильки кріплення колеса, число таких отворів, величина заглиблення шпильок, а також зсув обода.

10.1.1 Варіанти конструктивного виконання ободів

Ободи відрізняються один від одного (у залежності від типу використовуваної шини) числом окремих конструктивних елементів і формою поперечного перерізу обода. Найбільш важливими деталями обода є борт, поверхня посадки борта шини на обід і основа обода. Ободи мають одну з таких форм поперечного перерізу:

- із заглибленням по центру (глибокий обід);
- плоска основа;
- поверхня посадки борту шини з конусністю 5° ;
- поверхня посадки борту шини з конусністю 15° .

При встановленні колеса на маточині повинні виконуватися дві вимоги: центрування колеса для забезпечення його правильного обертання і передавання навантажень від колеса на маточину.

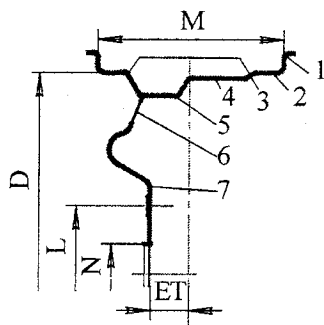
10.1.2 Колеса легкових автомобілів

Колеса серійного виробництва виконуються з листової сталі, а колеса спеціальних типів – зі штампованого металу, литого алюмінію або магнієвого сплаву.

Колеса з листового алюмінію і розрізні колеса, створені на основі класичного штампованого колеса, є найлегшими, але, в той же час, і дорогими у виготовленні. Застосовуються також литі алюмінієві колеса з ободами, виготовленими методом прокатування, і збірні колеса, спеціально створювані для передавання великих зусиль.

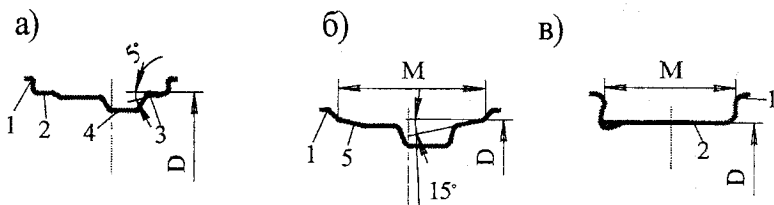
Диск і обід колеса з листової сталі з'єднуються між собою зварюванням; при виготовленні коліс методом гарячого об'ємного штампування або лиття коліс з легких сплавів ці два елементи колеса звичайно виготовляються як одне ціле. Багатoelementні конструкції коліс, а також колеса, виконані з різних матеріалів, застосовуються тільки в особливих випадках і для гоночних автомобілів. Ободи для коліс легкових автомобілів

(рис. 10.1) майже завжди мають центральне заглиблення з подвійним горбом Н2 (дуже рідко з плоскою частиною FH), конусну посадкову поверхню (з нахилом конічних полиць 5°) і J-подібний борт. Менш високі борти з профілем В часто застосовуються на колесах малолітражних автомобілів; борти з великим профілем JK і К використовуються рідко і тільки на важких вантажних автомобілях (рис. 10.2).



1 – борт обода (наприклад, J-подібний); 2 – поверхня посадки борту шини, нахил конічних полиць (конусність) 5°; 3 – горб (або хамп), наприклад, подвійний горб Н2; 4 – обід; 5 – центральне заглиблення (струмок); 6 – вентиляційний отвір; 7 – диск;
D – діаметр обода (наприклад, 14"); L – діаметр кола, на якому розташовані отвори під шпильки; M – ширина обода (наприклад, 6"); N – діаметр центрального отвору;
ET – відстань від середньої площини обода до привалкової площини диска

Рисунок 10.1 – Колесо (наприклад, розміром 6J×14H2)



а – горб на ободі колеса легкового автомобіля; б – обід з конусною посадковою поверхнею (15°) для вантажних автомобілів (для безкамерних шин); в – обід з конусною посадковою поверхнею (5°) для вантажних автомобілів; 1 – борт; 2 – конусна посадкова поверхня; 3 – горб; 4 – струмок; 5 – конусна посадкова поверхня (15°);
M – ширина обода; D – діаметр обода

Рисунок 10.2 – Конструкції обода колеса

До недавніх розробок коліс, які запущені в серійне виробництво, можна віднести колеса з ободами типу TR (метричних розмірів), створені фірмою MICHELIN для використання разом із шинами серії TRX, які забезпечують більший простір для розміщення гальмових механізмів, а також ко-

леса з ободами DUNLOP і жолобами «Denloc», що також вимагають встановлення на них спеціальних шин, призначених для забезпечення підвищеної безпеки у випадку проколу шини. Система TD (TRX-Denloc) потребує для свого застосування відповідності колеса і шини. Усупереч загальноприйнятій практиці, у всіх трьох вищевказаних колесах не можна використовувати інші варіанти конструкції ободів або шин, або використовувати їх можна дуже обмежено.

Цілком новою розробкою є колесо з затиском шини зовні обода (CONTINENTAL). Ця конструкція дозволяє значно збільшити діаметр гальмового механізму, хоча в той же час при взаємодії шини з ободом відзначається деяка зміна характеристик цих елементів. Така конструкція дозволяє автомобілю рухатися зі зниженою швидкістю кілька сотень кілометрів зі спущеними шинами та усуває необхідність у використанні запасного колеса. Ця версія також не стала популярною на ринку шин і має обмежене застосування.

З огляду на зусилля, що прикладаються для зменшення простору в автомобілі для розміщення запасної шини, а також зниження повної маси автомобіля, усе частіше стали використовуватися спеціальні запасні колеса із шинами, що не мають великої довговічності.

Конструктивні критерії для коліс легкових автомобілів: висока міцність окремих елементів колеса, ефективне охолодження гальм, надійне встановлення колеса на автомобілі, високий ступінь концентричності, невеликий простір, мала маса, низька вартість, легкість монтажу шини на колесо, надійне кріплення балансирних вантажів і естетичний зовнішній вигляд (особливо у випадку використання коліс з легких сплавів). Недавно велику увагу стали приділяти колесам, які дозволяють зменшити коефіцієнт аеродинамічного опору c_w .

Колеса звичайно закріплюються на автомобілі за допомогою 3-5 колісних гайок спеціальної форми, що відповідають цьому колесу. Правильність встановлення колеса досягається центруванням колеса на маточині за допомогою центрувального буртика. Так зване центральне кріплення колеса застосовується тільки на гоночних автомобілях.

Ковпаки коліс закріплюються на колесах за допомогою затискних скоб або (що не так часто) за допомогою нарізних з'єднань через естетичні вимоги, необхідність зменшення аеродинамічного опору c_w та охолодження коліс і гальм.

Традиційними матеріалами для виготовлення ковпаків коліс є сталь і алюміній. Останнім часом усе частіше стали використовуватися пластики, що дозволяють знизити масу і вартість колеса.

10.1.3 Колеса вантажних автомобілів

Основними вимогами, що висуваються до коліс вантажних автомобілів, є:

- висока утомна міцність і великий термін служби;

- максимально можливе зниження маси колеса;
- забезпечення великої вантажопідйомності колеса;
- підвищення якості при обробленні диска колеса;
- зменшення биття колеса і його дисбалансу (unbalance);
- полегшене складання шини з ободом.

Для безкамерних шин вантажних автомобілів використовується сучасна конструкція нероз'ємного обода, що має посадкову поверхню для борта шини з нахилом конічних полиць 15° .

Переваги:

- нероз'ємна конструкція колеса дозволяє знизити його масу;
- збільшений діаметр обода;
- забезпечення достатнього вільного простору;
- уніфікований вентиль (valve), розташований у точно обраному місці і на достатній відстані від гальмового барабана або скоби дискового гальма;
- уніфікована форма балансирних вантажів;
- можливість центрального центрування колеса;
- можливість застосування автоматичного або напіваавтоматичного шиномонтажного устаткування.

Радіальне биття колеса є однією з головних причин вібрацій автомобіля при русі. Припустимо радіальне биття при використанні обода з конусною посадковою поверхнею (15°) сьогодні досягає значення 1,25 мм. Поперечне биття колеса справляє менший негативний ефект на рух автомобіля. Дисбаланс колеса також створює менше проблем, ніж дисбаланс шини, що характеризується більшою величиною.

Центрування колеса за допомогою виступів і сферичних шайб або тільки за допомогою сферичних гайок було замінено центральним центруванням з метою зменшення надмірного радіального биття колеса.

Будь-яка нерівність у зоні контакту шини з дорогою (хвилястість, ухили, наявність рослинності і т. п.) впливає на гальмовий барабан при затягнутих гайках колеса, викликаючи коливання в гальмових зусиллях при обертанні колеса. Ці коливання, у свою чергу, приводять до вібрацій у системі рульового керування. Випробування показали, що максимальна припустима величина хвилястості контактної поверхні повинна складати 0,15 мм, а ухилу від центра колеса назовні – 0,2 мм.

Бездискові колеса

Бездискове колесо виготовлене зі сталі і містить обід. Знімний обід колеса з'єднаний з маточиною за допомогою затисків і гвинтів. З метою спрощення монтажу і демонтажу камерних шин обід колеса складається з трьох частин, рознесених між собою в поперечному напрямку (рис. 10.3). Така ж маточина може використовуватися в комбінації з ободом, призначеним для монтажу на нього безкамерних шин.

Новою розробкою можна назвати нероз'ємний литий обід з конусною посадковою поверхнею (15°), що важить стільки ж, скільки і сталевий обід з оптимізованою масою.

Однією з причин для використання ободів з легких сплавів є зменшення маси всього колеса з ободом, що має конусну посадкову поверхню (15°).

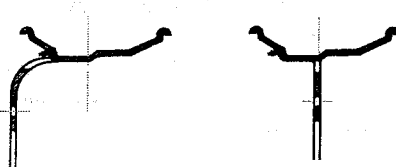
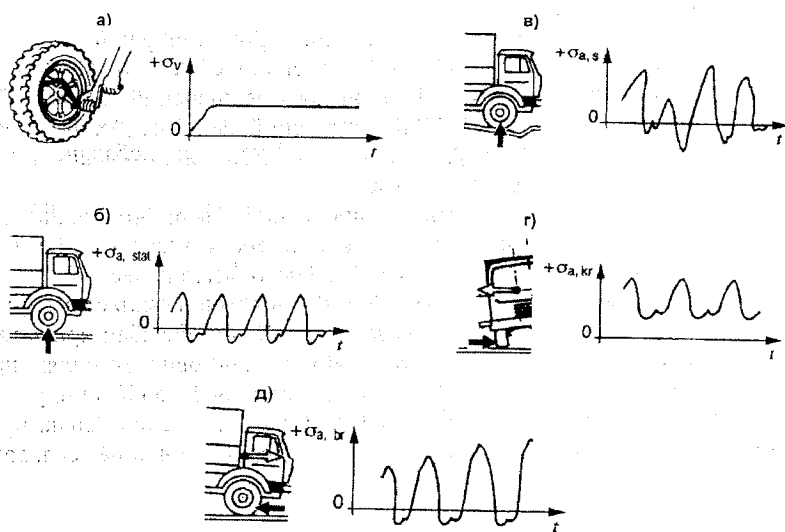


Рисунок 10.3 – Бездискове колесо зі зміщеним ободом (зліва)
і ободом без зсуву (справа)

Навантаження на колеса вантажних автомобілів

Попереднє напруження колеса (рис. 10.4) має місце при комбінованому впливі напруг, одержуваних при складанні, і зусиль, що виникають при накачуванні шини повітрям.



а – попереднє напруження σ_v ; б – статичне напруження $\sigma_{a,stat}$; в – напруження при русі по нерівній поверхні $\sigma_{a,s}$; г – напруження при русі на повороті $\sigma_{a,kr}$; д – напруження при гальмуванні $\sigma_{a,br}$

Рисунок 10.4 – Види навантажень на колесо і розподіл напруження в залежності від часу t

При коченні колеса з невеликою швидкістю абсолютно рівною поверхнею дороги в умовах статичного номінального навантаження на колесо, у ньому виникають періодичні напруження.

Додаткові навантаження викликаються динамічними зусиллями, створюваними при русі автомобіля нерівною дорогою, при маневрах автомобіля, при обертанні кермового колеса нерухомого автомобіля, при гальмуванні і прискоренні.

Слабкі місця конструкції колеса

Впливу великих навантажень і ушкоджень зазнають такі елементи колеса, як борт обода, фланець диска, вентиляційні отвори, місце зварювання обода з диском і радіальною частиною центрального заглиблення обода. Фланцеве з'єднання частково зазнає впливу напружень.

У зоні центрального отвору звичайно утворюються радіальні тріщини, а тангенціальні тріщини утворюються між отворами, розташованими по колу.

10.2 Шини

10.2.1 Класифікація шин

Основні характеристики – розміри, значення навантажень, установлене значення внутрішнього тиску та рекомендована швидкість руху – стандартизовані з метою забезпечення взаємозамінності шин, які розбиті на 7 груп або категорій (табл. 10.1). Крім пневматичних шин також застосовуються суцільні шини, що призначені для руху зі швидкостями, що не перевищують 25 км/год або 16 км/год для шин, установлених на непідресорних колесах.

Таблиця 10.1 – Категорії шин

Категорія	Застосування шини
1	Двоколісні моторні транспортні засоби (мотоцикли, мопеди, моторолери з двигуном робочим об'ємом менше 50 см ³)
2	Легкові автомобілі, враховуючи вантажопасажирські
3	Малотоннажні комерційні автомобілі, враховуючи розвізні
4	Комерційні автомобілі, враховуючи багатопільові
5	Землерийні машини (транспортні машини, навантажувачі, грейдери)
6	Промислові вантажні автомобілі, в т. ч. автомобілі, які оснащені суцільними гумовими шинами
7	Сільськогосподарські машини й устаткування (трактори, механізми, агрегати, причепа)

Шини (tire) категорій 2-4 поділяються, в залежності від дорожніх умов, на: стандартні, дорожні шини; спеціальні, підвищеної прохідності (M + S і позашляхові).

Основні вимоги, які висуваються до всіх шин, подані в табл. 10.2, хоча слід зазначити, що для шин, призначених для більш важких автомобілів, головну увагу варто приділяти останнім трьом критеріям (особливо № 6).

Таблиця 10.2 – Робочі характеристики

Основні критерії	Додаткові критерії
1. Комфорт при русі	М'яка підвіска, низький рівень шуму, плавність кочення (малі відхилення від округлої форми шини)
2. Керованість	Сприйняття зусиль, що виникають при поворотах, забезпечення точності в керуванні автомобілем ¹⁾
3. Стійкість руху	Можливість збереження прямолінійності руху ¹⁾ , стійкість на поворотах ¹⁾
4. Безпека руху	Надійна посадка шини на обід, гарне зчеплення шини з дорогою ¹⁾
5. Довговічність	Конструктивна міцність, можливість руху з високими швидкостями, герметичність, високий опір проколам
6. Економічність	Очікуваний термін служби (пробіг), характер зносу, знос боквини, опір коченню, можливість відновлення протектора

¹⁾ Основні критерії в умовах зимового руху по дорож

10.2.2 Конструкція шини

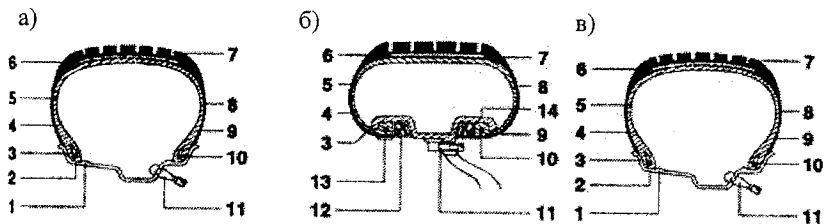
У наш час на легкові автомобілі встановлюються винятково радіальні шини. Діагональні шини сьогодні використовуються тільки на мотоциклах, мопедах, землерийних машинах і транспортних засобах, що обслуговують промисловість і сільське господарство. На вантажних автомобілях діагональні шини застосовуються все рідше.

Діагональні шини одержали свою назва тому, що нитки корду в протекторі шини розташовані діагонально (під певним кутом одна до одної) і перетинають одна одну. У радіальних шинах нитки корду розміщені на найкоротшій відстані між бортами. Брекерний пояс обмежує відносно тонкий і пружний каркас (carcass of tire) для забезпечення достатньої стійкості шини.

Шини з діагонально розташованими шарами брекерного пояса одержали широке поширення в США, вони містять додатковий пояс зовні діагонального каркаса. Характеристики цих шин не настільки хороші, як у радіальних шин.

Шини типу СТ характеризуються плоскою біговою доріжкою протектора. У спушеному стані такі шини, опираючись на сидло обода колеса, забезпечують можливість руху автомобіля на відстань у кілька сотень кілометрів. У системі TRX/Denloc спеціальний виступ у борті шини входить у відповідну западину обода колеса. Такий пристрій дозволяє фіксувати борт шини.

При використанні безкамерних шин (рис. 10.5) камера замінюється вулканізованим внутрішнім шаром, що характеризується високою повітронепроникністю. Борт такої шини повинен сідати на обід колеса більш герметично з метою забезпечення необхідного ущільнення. Іноді застосовуються спеціальні додаткові ущільнювальні елементи у формі кілець з еластичного матеріалу. Відсутність камери в шині дозволяє зменшити масу шини і спростити операції з її монтажу на обід колеса.



- а) – радіальна шина для легкових автомобілів; каркас: два шари з віскозних ниток радіального корду; брекер: два шари пересічних сталевих ниток і два шари нейлонових ниток, розташованих по колу; б) – шина типу СТ із плоскою біговою доріжкою; в) – радіальна шина для великовантажних автомобілів; каркас: один шар радіальних ниток (моношар); брекер: чотири шари з пересічних сталевих ниток.
- 1 – горб на ободі колеса; 2 – посадкова поверхня для борту шини на ободі колеса; 3 – борт обода; 4 – каркас шини; 5 – повітронепроникний внутрішній шар; 6 – брекерний пояс; 7 – протектор; 8 – боковина; 9 – борт; 10 – сердечник борту; 11 – вентиль; 12 – запірне кільце; 13 – балансувальний вантаж; 14 – буртик обода

Рисунок 10.5 – Приклади безкамерних шин радіальної конструкції

Діаметр і конструкція обода колеса

Для шин, що входять у категорії 3 і 4, одноелементний глибокий обід з конусністю 15° (для безкамерних шин) більш краший, ніж багатоелементний обід з конусністю 5°. Цей тип обода ідентифікується кодовими позначеннями діаметра (одиниця коду відповідає 25,4 мм), що закінчуються на 0,5; наприклад, 17,5; 19,5 і 22,5. Цифри 16 і 20 є кодами для глибоких ободів з конусністю 5°. Стандартні глибокі ободи з кодовими позначеннями діаметра, що виражаються цілим числом (10, 12, 13 і т. д.), і спеціальні конструкції ободів, діаметр яких позначається в мм, використовуються для встановлення на них шин легкових автомобілів.

Відношення висоти профілю шини до її ширини

Визначається за формулою: $(H/W) \cdot 100$, де H – висота поперечного перерізу профілю шини; W – ширина поперечного перерізу профілю шини.

Це відношення для сучасних стандартних шин легкових автомобілів знаходиться в діапазоні від 80 до 50; відношення, рівне 35, відповідає шинам для спортивних автомобілів, від 65 до 100 – для шин вантажних автомобілів.

При різних значеннях цього відношення використовується один посадковий діаметр шини для полегшення взаємозамінності шин. Шини для легкових автомобілів з малим значенням відношення висоти профілю шини до її ширини забезпечують високу стійкість при русі на поворотах. Також при малому відношенні висоти шини до її ширини можна зберегти ширину відбитка протектора при одночасному збільшенні діаметра обода колеса, що дозволяє одержати більший простір для розміщення гальмових механізмів.

10.2.3 Маркування шин

Маркування шини виштамповується на її боковині (табл. 10.3) і відображає стандартні вимоги, що розглянуті в Правилах ЄЕК ООН № 30 для шин легкових автомобілів, № 54 для шин великовантажних автомобілів (для швидкостей руху 80 км/год і вище) і № 75 для шин механічних двоколісних транспортних засобів (транспортні засоби з двигунами, робочий обсяг яких перевищує 50 см³, і переміщаються з установленою швидкістю понад 40 км/год). Винятком є шини типів V, VB, VR, ZB і ZR, призначені для руху зі швидкостями понад 210 і 240 км/год.

Шини, випробувані на відповідність Правилам ЄЕК ООН, ідентифікуються за допомогою коду, нанесеного на боковині шини поблизу її борту. Це кодове позначення складається з розташованих у колі великої букви «Е» і кодової цифри, за якими йде число, що відповідає номерові реєстрації даної конструкції шини.

Приклад:  020 427

Велика буква «Е», що наноситься на боковині шини відповідно до європейських рекомендацій 92/93, має таку ж значимість у кодовому маркуванні.

Ширина шини, її конструкція (R – радіальна; «–» – з нитками, що перетинаються; B – діагональна) і діаметр обода складають мінімальну інформацію, необхідну для маркування шини. На шинах промислових вантажних автомобілів також, звичайно, наноситься значення діаметра шини. На шинах двоколісних транспортних засобів, легкових і вантажних автомобілів ця інформація часто доповнюється значенням відношення висоти шини до її ширини (в %), це відношення нанесене безпосередньо за інформацією про ширину шини (з розділенням пропуском). За нормами ЄЕК подібна інформація повинна бути на всіх нових шинах. Хоча це і не обговорено правилами ЄЕК, шини для легкових автомобілів і двоколісних транспортних засобів можуть також мати кодове позначення максимальної швидкості руху для цієї шини (нанесено після величини відношення висоти шини до її ширини або значення ширини шини). На діагональних шинах кодова буква замінена горизонтальною рисою.

На шинах типів VR, VB, ZR і ZB кодова буква складає частину позначення розміру шини.

За позначенням розміру шини впливає інформація про число шарів (PR); це позначення сьогодні використовується як код номінального навантаження для різних варіантів шини того самого розміру.

Як експлуатаційні характеристики застосовуються додаткові позначення у вигляді комбінації індексу навантаження (LI) і символу номінальної швидкості (GSY). Правила ЄЕК ООН розглядають ці позначення як заміну коду про число шарів PR або буквеного коду номінальної швидкості руху в розмірній характеристиці шини (за винятком шин типів VB, VR, ZB і ZR).

Таблиця 10.3 – Приклади позначення шин

Група шин	Вид транспортного засобу	Розміри шини	Число PR ³⁾	Коди експлуатац. характеристик		Діаметр шини А	Ширина шини В	Відношення висоти до ширини Н/В %	Діаметр обода d
				LI ⁴⁾	GSY ⁵⁾				
MC	Мопеди	21/4-16	-	-	-	-	код	-	код
	Мопеди з двигуном робочим об'ємом 50 см ³	3-17 reinforced ²⁾	-	51	J	-	код	-	код
	Моторолери	3.00-17 reinforced ²⁾	-	50	P	-	код	-	код
		110/80 R 18	-	58	H	-	мм	80	код
		120/90 H 18	-	65	H	-	мм	90	код
	Скутери	3,50-10	-	51	J	-	код	-	код
	Легкові автомобілі	165R14M+S	-	84	Q	-	мм	-	код
		165 R 14 reinforced ²⁾	-	88	R	-	мм	-	код
		200/60 R 365	-	88	H	-	мм	60	мм
		205/60 ZR15	-	-	-	-	мм	60	код
		CT 235/40 ZR 475	-	-	-	-	мм	40	мм
CV	Розвізні а/м	185 R 14 C ¹⁾	8 PR	102/100	M	-	мм	-	код
	Легкі вантаж. а/м	8 R 17,5 C ¹⁾	-	113/112	M	-	код	-	код
	Вантажні а/м	11/70R22.5	-	146/143	K	-	код	70	код
	Причепи	14/80 R 20	-	157	K	-	код	80	код
	Автобуси	295/80R 22,5	-	149/145	M	-	мм	80	код
MPV	Багатоцільові а/м	10,5R20 MPT ⁸⁾	14 PR	134	G	-	код	-	код
EM	Транспортні засоби	18,0-25EM ⁹⁾	32 PR	-	-	-	код	-	код
	Навантажувачі	29,5-29 EM ⁹⁾	28 PR	-	-	-	код	-	код
IT	Промислові вантажні а/м	6,50-10 ⁶⁾	10 PR	-	-	-	код	-	код
	Причепи	21 x 4 ⁶⁾	4 PR	-	-	код	код	-	-
	Промислові вантажні а/м	28x9-15 ⁷⁾	14 PR	-	-	код	код	-	код
		300x15 ⁷⁾	18 PR	-	-	-	мм	-	код
AS	Трактори	480/70 R 34	-	143	A8	-	мм	-	код
		7,50-60 AS ¹⁰⁾	6 PR	-	-	-	код	-	код
	Рухоме обладнання ¹¹⁾	11.0/65-12	6PR	-	-	-	код	-	код

¹⁾ шини для легких (розвізних) вантажних автомобілів (також для моторолерів великої вантажопідйомності); ²⁾ посилені – додаткове позначення для посилених шин двоколісних транспортних засобів і легкових автомобілів; ³⁾ PR – клас навантажувального діапазону; ⁴⁾ код навантажувального діапазону для одинарних і здвоєних шин; ⁵⁾ код швидкості для номінального значення швидкості автомобіля; ⁶⁾ пневматичні шини; ⁷⁾ суцільні гумові шини; ⁸⁾ MPT – багатоцільові шини; ⁹⁾ EM – шини для землерийних машин; ¹⁰⁾ AS – с.-г. трактори; ¹¹⁾ шини для рухомого устаткування і причепів.

Для шин легкових автомобілів: номінальна швидкість руху дорівнює максимальній швидкості. Автомобілі, призначені для руху при максимальній швидкості 60 км/год і менше, мають додаткову вантажопідйомність.

Для більшості шин зниження вантажопідйомності шини може забезпечити одержання більш високих максимальних значень швидкостей. З іншого боку, шини, що характеризуються підвищеною вантажопідйомністю, призначені для причепів до легкових автомобілів, що рухаються зі швидкостями до 100 км/год, а також для спеціальних вантажних автомобілів, використовуваних при перевезеннях на короткі відстані.

Внутрішній тиск у шинах визначених розмірів, шарності PR або експлуатаційних характеристик нормується стандартами чи рекомендаціями виробника шини.

Відповідність між номінальними швидкостями для шин M+S легкових автомобілів, вантажних автомобілів і мотоциклів і максимальними значеннями швидкостей руху не регламентується. Однак таблиця з вказанням швидкості, при якій може працювати дана шина, повинна закріплюватися всередині автомобіля в межах поля зору водія. Нижчеподані категорії шин можуть бути позначені додатковими даними, що регламентовані нормами з безпеки дорожнього руху США. Ці дані, що наносяться на боковину шини поблизу її борта, використовуються в Канаді, а також в Ізраїлі: FMVSS (Федеральний стандарт автомобільної безпеки) 109 для шин легкових автомобілів; FMVSS 119 для шин двоколісних транспортних засобів і комерційних автомобілів.

Ці дані виштамповуються поблизу букв «DOT» і містять ідентифікаційний код шини і дату її виготовлення, а також інформацію про максимальну вантажопідйомність (load rating), максимальний внутрішній тиск і число шарів корду в каркасі та брекерному поясі.

Австралійські норми безпеки APR 23 застосовуються до шин легкових автомобілів; у цих нормах використовуються ідентифікаційні коди (табл. 10.4), запозичені з Федеральних стандартів автомобільної безпеки США (FMVSS) 109 і норм ЕЕК-R30.

Таблиця 10.4 – Коди експлуатаційних характеристик шин (приклади)

Індекс навантаження																
LI	50	51	88	89	112	113	145	149	157							
кг	190	195	560	580	1120	1150	2900	3250	4125							
Символи номінальної швидкості для шини																
GSY	F	Q	J	K	L	M	N	P	Q	R	S	T	H	V	W	Y
км/год	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	210	240	270	300

10.2.4 Застосування шин

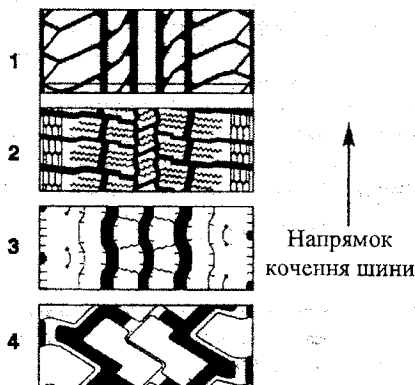
Оптимальні робочі характеристики можуть бути отримані, коли на всіх колесах автомобіля встановлюються шини однієї конструкції (наприклад, радіальні шини).

Особливу увагу необхідно приділяти монтажу шин на ободи коліс. Ніколи не слід встановлювати шини на ушкоджений, деформований обід зі слідами корозії (допускається тільки мінімальний знос обода).

Нові вентиля, та, по можливості, нові камери і бандажі бортів повинні використовуватися разом з новими шинами. Необхідно дотримуватись запобіжних заходів при повторному розміщенні камер у шинах, які при попередній експлуатації піддалися розширенню, що може призвести до появи небезпечних складок на камері після її повторного встановлення в шині.

Протектор шини

Забороняється відновлювати протектор (рис. 10.6) на шинах двоколісних транспортних засобів і легкових автомобілів; необхідно виконувати вимоги заводу-виробника при відновленні шин інших категорій.



1 – шина легкового автомобіля; 2 – шина типу M+S для легкового автомобіля; 3 – шина вантажного автомобіля; 4 – шина вантажного автомобіля з протектором, що забезпечує надійне зчеплення з дорогою

Рисунок 10.6 – Приклади рисунків протектора

Рекомендується переставляти шини, що характеризуються різним ступенем зносу протектора, за схемою, коли шина з однієї осі автомобіля переставляється на іншу його вісь. Зменшення глибини рисунка протектора шини супроводжується зменшенням захисного шару, що покриває брекерний пояс і каркас шини. Цей аспект повинен враховуватися, коли передбачається експлуатація шини протягом тривалого часу в умовах, що ведуть до можливих ушкоджень шини. Крім того, зменшена глибина рисунка

протектора веде до непропорційного збільшення гальмового шляху автомобіля. У табл. 10.5 наведені дані, що дозволяють порівнювати гальмові шляхи при швидкості 100 км/год для легкових автомобілів малого класу (передній привод) і середнього класу (задній привод) при різному ступені зносу протектора шин (гальмові шляхи значною мірою також залежать від стану і типу дорожньої поверхні, профілю шини і якості гумового матеріалу шини).

Таблиця 10.5 – Залежність гальмового шляху автомобіля від глибини рисунка протектора шини (при початковій швидкості гальмування 100 км/год)

Автомобіль	Легковий автомобіль малого класу з передніми ведучими колесами					Легковий автомобіль середнього класу з задніми ведучими колесами (обладнаний ABS)			
	8	4	3	2	1	8	3	1,6	1
Глибина рисунка протектора, мм									
Гальмовий шлях в м	76	99	110	129	166	59	63	80	97
в %	100	130	145	170	218	100	107	135	165
Збільшення гальмового шляху на кожен 1 мм зносу протектора шини, %	7	15	25	48		1,4	20		50

Визначення точних характеристик шин є важливою умовою оптимізації керуваності, ходових якостей, комфортабельності автомобіля і зменшення вібрацій у трансмісії.

Запитання для самоконтролю

1. Які типи коліс застосовують на сучасних автомобілях?
2. Назвіть основні частини автомобільного колеса.
3. Які вимоги до шин автомобілів?
4. Чим відрізняються камерні та безкамерні, радіальні та діагональні шини?
5. Як класифікують автомобільні шини?
6. Опишіть конструкцію автомобільних шин.
7. Яким чином маркують автомобільні шини?
8. Як підбирають шини для автомобілів?

11.1 Вимоги до рульового керування

Рульове керування призначене для зміни напрямку руху автомобіля. Відповідно до вимог Європейських директив 70/311/EWG система рульового керування повинна забезпечувати:

- високу маневреність (maneuverability, mobility) автомобіля;
- легкість і зручність керування (easiness of steering), у тому числі мінімальне передавання поштовхів від дороги на рульове колесо (високий ККД);
- високу надійність;
- мінімальне бічне ковзання коліс при повороті;
- мінімальні вібрації, у тому числі відсутність автоколиваний коліс;
- кінематичну погодженість з підвіскою.

Максимально припустимий час спрацьовування і робоче зусилля для цілком працездатної системи рульового керування наведені в таблиці 11.1.

Таблиця 11.1 – Норми робочих зусиль в системі рульового керування

Клас автомобіля	Цілком працездатна система рульового керування			Несправна система рульового керування		
	Максимальне робоче зусилля, Н	Час, с	Радіус повороту, м	Максимальне робоче зусилля, Н	Час, с	Радіус повороту, м
M ₁	150	4	12	300	4	20
M ₂	150	4	12	300	4	20
M ₃	200	4	12	450	6	20
N ₁	200	4	12	300	4	20
N ₂	250	4	12	400	4	20
N ₃	200	4	12 ¹⁾	450 ²⁾	6	20

¹⁾ При наявності обмежувача повороту це значення може бути менше.

²⁾ 500 Н для автомобіля без або з двома і більш керованими осями, крім фрикційно-керованих осей.

11.2 Класифікація рульового керування

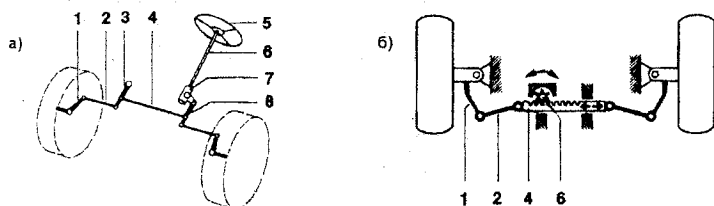
1. За способом повороту:
 - а) керованими коліссьми;
 - б) керованими осями;
 - в) складанням ланок;
 - г) бортовий поворот.
2. За розташуванням місця водія:
 - а) праве – при лівосторонньому русі;
 - б) ліве – при правосторонньому русі.

3. За типом рульового механізму:
 - а) за типом передачі: механічний, гідравлічний;
 - б) за передаточним числом: змінюване, незмінне;
 - в) за оборотністю: оборотний, на межі оборотності.
4. За типом рульового приводу (рульової трапеції):
 - а) за розташуванням: передня – перед віссю, задня – за віссю;
 - б) в залежності від типу підвіски: цільна (при залежній підвісці), розрізна (при незалежній підвісці).

11.3 Робочий процес рульового керування

Вимогами функціонування системи рульового керування (рис. 11.1) є:

- максимально можливе демпфірування коливань, переданих від коліс автомобіля на рульове колесо при русі нерівними дорогами, однак демпфірування коливань не повинно приводити до втрати зворотного зв'язку в рульовому керуванні;
- основні кінематичні параметри рульового керування повинні задовольняти умови Акермана: при повороті осі передніх лівого і правого керованих коліс повинні перетинатися з віссю задніх коліс в одній точці;
- за рахунок наявної жорсткості системи рульового керування (особливо коли використовуються гумометалеві з'єднання) автомобіль повинен реагувати на найменші повороти рульового колеса;
- при відпусканні руля колеса повинні автоматично повертатися в положення прямолінійного руху;
- система рульового керування повинна мати мінімальне передатне відношення в рульовому приводі для забезпечення швидкості керування;
- необхідне зусилля на рульовому колесі визначається не тільки передатним відношенням в рульовому приводі, але і навантаженням на передню керовану вісь автомобіля, радіусом повороту, параметрами підвіски коліс і станом протектора шини (tyre casing).



а) традиційна; б) рейкове рульове керування;

- 1 – важіль поворотного кулака; 2 – бічна рульова тяга; 3 – маятниковий важіль;
 4 – поперечна рульова тяга або зубчаста рейка; 5 – рульове колесо; 6 – рульовий вал;
 7 – картер рульового механізму; 8 – рульова сошка

Рисунок 11.1 – Схеми рульового керування

При заданих значеннях радіуса обода рульового колеса r_{pk} , передаточного числа i_{py} та ККД η_{py} рульового керування зусилля на рульовому колесі P_{pk} пропорційне моменту M_c опору коліс повороту

$$P_{pk} = \frac{M_c}{r_{pk} \cdot i_{py} \cdot \eta_{py}}. \quad (11.1)$$

Величина M_c істотно залежить від ваги, що припадає на керовані колеса, від коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою, від швидкості руху автомобіля V_a , зменшуючись у 1,5-2 рази зі збільшенням V_a від 0 до 20 км/г. Для зменшення P_{pk} застосовують підсилювачі (booster).

Радіус $r_{pk} = 0,15-0,20$ м для легкових автомобілів та $0,2-0,3$ м для вантажних. Передаточне число (за кутами повороту коліс θ_k і рульового колеса θ_{kp}) $i_{py} = i_{pm} + i_{pn}$, причому звичайно передаточне число рульового приводу $i_{pn} = 0,9 \div 1,1$ (до 2 у деяких моделей) і трохи змінюється при повороті керованих коліс. Передаточне число рульового механізму $i_{pm} = 15 \div 20$ у легкових автомобілів, $20 \div 25$ у вантажних (у БелАЗ $i_{pm} = 40,4$). Поворот керованих коліс звичайно не перевищує $30 \div 36^\circ$ від середнього положення, що при $i_{py} = 20$ потребує повороту рульового колеса на 2 обороти (на 4 обороти при $i_{py} = 40$).

ККД $\eta_{py} = 0,7 \div 0,85$, причому звичайно втрати у шворнях складають [1] 40–50%, у шарнірах тяг 10–15%, у рульовому механізмі 35–50% від загальної суми втрат. При двох і більше керованих осях (steering axle) $\eta_{py} = 0,5 \div 0,7$.

Зносостійкість і термін служби рульового приводу звичайно в 3-4 рази менше, ніж рульового механізму. Люфт у рульовому колесі (steering wheel play) збільшується [1] від зносу: шарнірів тяг – на $2-4^\circ$, шліців сошки – на $10-20^\circ$, шворнів – на $13-20^\circ$, від усадки пружин – на $2-3^\circ$.

Характеристики керованості (agility; turnability)

В автомобіля з так званою надлишковою керованістю досягається менший радіус повороту, ніж це відповідає куту повороту рульового колеса; при недостатній керованості виходить більший радіус повороту через різні кути відведення коліс, що виникають при збільшенні відцентрових сил; відношення поперечних зусиль до навантаження на колесо стає різним для коліс передньої і задньої осей. Звичайно автомобіль повинен бути нейтрально-керованим. Хоча це дозволяє оптимальним способом використовувати поперечні зусилля (максимальні швидкості при русі на поворотах), але приводить до зменшення суб'єктивного сприйняття межі стійкості автомобіля. Крім того, не піддається розрахункові момент відриву колеса від дороги при повороті, тому що цей відрив може мати місце одночасно як для задніх, так і для передніх коліс. З цієї причини метою більшості конс-

трукторів є досягнення невеликої недостатньої керованості, тому що в цьому випадку відрив коліс на повороті забезпечує випрямлення курсу руху.

Кінематика рульового керування

Кінематичні параметри рульового керування і конструкція керованої осі автомобіля повинні бути такими, щоб водій міг відчувати величину зчеплення між шинами та дорогою.

Поперечний нахил осі повороту колеса (cross fall pivot) приводить до нахилу передньої частини автомобіля, коли колеса повернені в ту чи іншу сторону. Це, у свою чергу, викликає появу стабілізуючого моменту.

Сходження керованих коліс служить для врівноважування сил, що виникають через розвал коліс навіть при русі по прямій; ці сили створюють напруги в тягах і важелях рульового керування, що приводить до швидкої появи поперечних зусиль при русі автомобіля на повороті.

Поздовжній нахил осі повороту колеса (head fall pivot) створює плече для поперечних зусиль, тобто стабілізуючий момент, що залежить від швидкості руху.

Плече обкатування визначає ступінь впливу збурювальних сил. В наш час метою конструкторів є одержання плеча обкатування, рівного нулю або мінімальному негативному значенню.

11.3.1 Рульовий привод

З рис. 11.2 випливає, що для руху коліс без бічного ковзання необхідно (без обліку кутів відведення) виконати умову

$$\operatorname{ctg} \alpha_s - \operatorname{ctg} \alpha_g = \frac{B'}{L}. \quad (11.2)$$

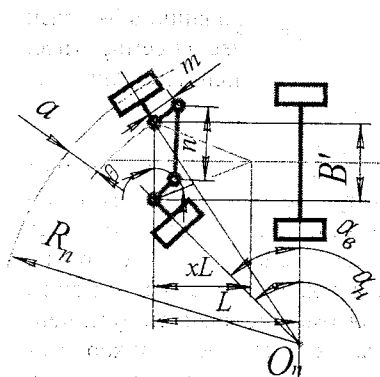


Рисунок 11.2 – Розрахункова схема кінематичних параметрів повороту автомобіля

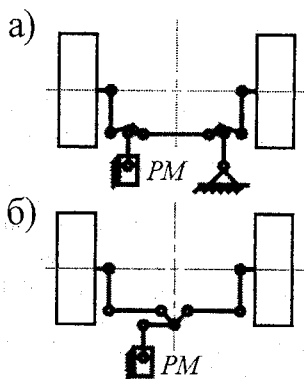


Рисунок 11.3 – Схеми розчленованих трапецій при незалежній підвісці керованих коліс

Рульова трапеція встановлює (див. рис. 11.2) таку залежність [1] між кутами повороту зовнішнього α , та внутрішнього α_e коліс $\left(\operatorname{ctg} \theta = \frac{B'}{2xL} \right)$:

$$\alpha_s = \theta + \operatorname{arctg} \frac{m \cos(\theta + \alpha_s)}{B - m \sin(\theta + \alpha_s)} - \operatorname{arcsin} \frac{m + 2B \sin \theta - 2m \sin^2 \theta - B \sin(\theta + \alpha_s)}{\sqrt{B^2 + m^2 - 2Bm \sin(\theta + \alpha_s)}}. \quad (11.3)$$

Таким чином, рульова трапеція лише приблизно забезпечує виконання умови (11.2). Звичайно $\frac{m}{n} = 0.14 \div 0.2$, $\theta = 60 \div 75^\circ$, причому $x \approx \frac{2}{3}$ – для задньої трапеції, $x \approx 1$ – для передньої трапеції. Радіус повороту (див. рис. 11.2) $R_n = \frac{L}{\sin \alpha_s} + a$.

При незалежній підвісці керованих коліс для узгодження з кінематикою підвіски застосовують розчленовану трапецію, виконану за різними схемами, наприклад, за схемами рис. 11.3.

Розміри і розміщення поздовжньої тяги також повинні бути погоджені з кінематикою підвіски. Наприклад, якщо ресора 1 (рис. 11.4) з'єднана з рамою ззаду сережкою 2, спереду шарніром, а рульовий механізм 3 встановлений за віссю керованих коліс, тоді колесо при наїзді на нерівності повинно переміщатися по дузі MM разом з ресорою, але передній кінець поздовжньої тяги буде переміщатися по дузі NN . Дуги MM і NN розходяться, що викликає вилання коліс. Істотне зменшення різниці в траєкторіях MM і NN забезпечується встановленням переднього кінця ресори на сережці, заднього – на шарнірі або розміщенням рульового механізму перед віссю керованих коліс. Однак і в цьому випадку можлива деяка неузгодженість, тому що при повороті керованих коліс змінюється положення сошки (точка 4 на рис. 11.4).

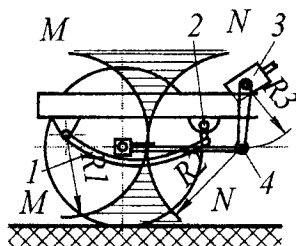


Рисунок 11.4 – Схема вибору положення та способу кріплення поздовжньої тяги

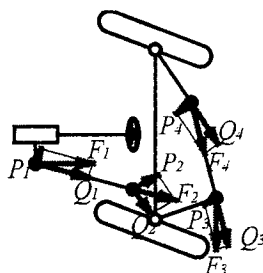


Рисунок 11.5 – Схема сил, що діють у рульовому приводі (без врахування вертикальних складових)

Сили, що діють у рульовому приводі, без врахування вертикальних складових, показані на рис. 11.5. У кожній точці F – сумарна сила, Q – поперечна і P – поперечна складові. Таким чином,

$$F_1 = \frac{P_{\rho\kappa} r_{\rho\kappa} i_{\rho\kappa}}{\eta_{\rho\kappa} r_1}, F_2 = Q_1, P_2 r_2 = M_{c1} + F_3 r_3, F_4 = Q_3, P_4 r_4 = M_{c1}, \quad (11.4)$$

де M_{c1} – момент опору колеса повороту.

При повороті керованих коліс нерухомого автомобіля можна знехтувати стабілізувальними моментами. У цьому випадку використовують різні емпіричні формули, наприклад,

$$\text{В. Гауха} \quad M_{c1} = \frac{\varphi}{3} \sqrt{\frac{G_{\kappa}^3}{P_{\text{ш}}}}, \quad (11.5)$$

$$\text{Я.Таборека} \quad M_{c1} = \varphi G_{\kappa} \sqrt{e \frac{I_o}{F_{\kappa}}}, \quad (11.6)$$

$$\text{М. І. Лисова} \quad M_{c1} = G_{\kappa} (0.132 \varphi r + f e) \frac{1}{\eta_1}, \quad (11.7)$$

де G_{κ} – вага, що припадає на одне колесо в кг,

$P_{\text{ш}}$ – тиск у шинах у кг/см²,

φ – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою,

I_o – полярний момент інерції відбитка,

F_{κ} – площа відбитка,

e – відстань від осі шворня,

r – вільний радіус колеса,

f – коефіцієнт опору кочення (coefficient of rolling resistance),

η – ККД, що враховує втрати в цапфах і шарнірах рульової трапеції.

Жорсткість рульового приводу повинна бути високою, інакше в рульовому керуванні можуть виникнути значні коливання, що погіршують стійкість автомобіля. Проте занадто велика жорсткість сприяє передаванню поштовхів від дороги на рульове колесо. При незалежній підвісці жорсткість рульового приводу в 1,5-2 рази нижча, ніж при залежній. Вона зменшується зі збільшенням числа керованих коліс.

11.3.2 Рульовий механізм

Рульовий механізм повинен характеризуватися:

– відсутністю люфту (looseness; play) в усіх елементах при русі по прямій;

– низьким тертям;

– високою жорсткістю;

– можливістю здійснення регулювань.

Найбільше поширення одержали такі рульові механізми.

1. Черв'ячні: із глобoidним черв'яком і роликом (ЗАЗ, ВАЗ, АЗЛК, ГАЗ); з циліндричним черв'яком і сектором (Урал, КрАЗ).

2. Гвинтові: гвинт-гайка і рейка (steering rack) – сектор (ЗИЛ, МАЗ, БелАЗ); гвинт-гайка-кривошип (МАЗ-525).

Застосовуються також кривошипні (гвинт-кривошип) і зубчасті (шестерня-шестерня або шестерня-рейка) рульові механізми.

Одержання великих передаточних чисел забезпечується застосуванням гвинтових і черв'ячних передач. Однак їх ККД через тертя ковзання набуває значень $0,5 \div 0,7$. Заміна тертя ковзання тертям кочення (ролик замість сектора, гайка з кульками в гвинтових канавках) дозволила підвищити ККД до $0,8 \div 0,85$.

Велике значення має оборотність рульового механізму – здатність передавати зусилля від сошки до рульового колеса. Чим більший в цьому випадку момент тертя в рульовому механізмі, тим нижчий його обернений ККД η_{pm} , тим менше передаються поштовхи від дороги на рульове колесо, але тим гірша стабілізація керованих коліс. Тому бажано мати обернений ККД порядку $0,5 \div 0,6$.

Звичайно передаточне число рулевих механізмів не змінюється або мало змінюється від кута повороту рульового колеса. Вважається, що застосування змінного передаточного числа з $i_{pm} > 20$ при $\theta_{pk} < 90^\circ$ і $i_{pm} < 15$ при $\theta_{pk} > 180^\circ$ може поліпшити керованість автомобілем за рахунок підвищення точності керування і зниження передавання поштовхів від дороги (через зниження ККД в середньому положенні) при великих швидкостях руху і за рахунок підвищення маневреності при малих швидкостях руху.

Рульовий механізм із глобoidним черв'яком і роликом (рис. 11.6). Передаточне число для середнього положення

$$i_{pm} = \frac{2 \tau r_2}{t z_r}, \quad (11.8)$$

де t – крок гвинтової лінії,

z_r – число заходів черв'яка,

r_2 – початковий радіус глобoidу черв'яка.

Від середнього положення до крайніх i_{pm} зростає на 5-7%. ККД $\eta_{pm} = 0,77 \div 0,82$.

Сили, що діють на черв'як: окружна $P_1 = \frac{M_{pk}}{r_1}$, осьова $Q_1 = \pm P_1 \tan \beta_1$,

радіальна $R_1 = P_1 \frac{\tan \alpha}{\cos \beta_1}$, α – кут зачеплення, β – кут спіралі.

Сили, що діють на ролик (рис. 11.6): $P_2 = -Q_1$, $Q_2 = -P_1$, $R_2 = -R_1$.

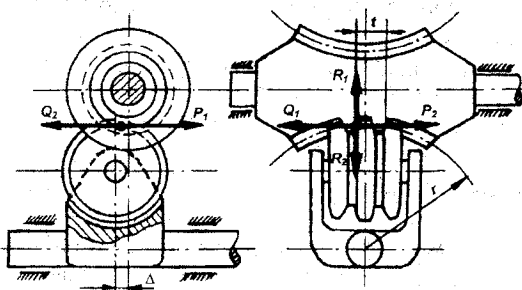


Рисунок 11.6 – Сили, що діють на рульовий механізм із глобоїдним черв'яком і роликом

Рульовий механізм гвинт-гайка і рейка-сектор (рис. 11.7).

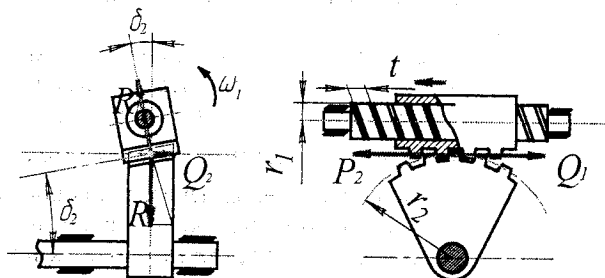


Рисунок 11.7 – Рульовий механізм гвинт-гайка і рейка-сектор

Передаточне число

$$i_{\text{РАІ}} = \frac{2\pi \cdot r_2}{t}, \quad (11.9)$$

де r_2 – радіус початкового кола зубів сектора,

t – крок гвинта.

ККД $\eta_{\text{РАІ}} = 0,8 \div 0,9$. Зуби сектора прямі, але $Q_2 \neq 0$ через нахил зубів – конус з $\delta_2 = 7 \div 9^\circ$ для регулювання зачеплення: $Q_2 = P_2 \tan \alpha \sin \delta_2$,

$$P_2 = \pm \frac{M_{\text{ПК}} i_{\text{РАІ}}}{r_2}, \quad R_2 = P_2 \tan \alpha \cos \delta_2. \quad \text{Для гвинта:} \quad P_1 = \frac{M_{\text{ПК}}}{r_1},$$

$Q_1 = \pm P_1 \frac{2\pi r_1}{t} = -P_2$. Крім того, на гвинт від сектора передається радіальна

сила $R_1 = -\sqrt{R_2^2 + Q_2^2} = -P_2 \tan \alpha$.

Рульовий механізм гвинт-кривошип (рис. 11.8).

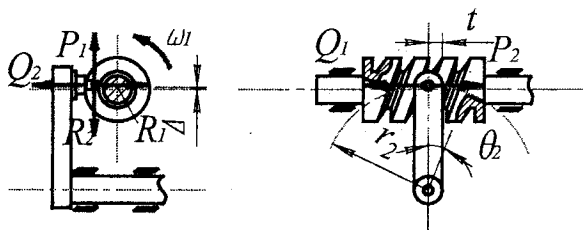


Рисунок 11.8 – Рульовий механізм гвинт-кривошип

Передаточне число при $t = \text{const}$.

$$i_{pm} = \frac{2\pi r_2}{t} \cos \theta_2, \quad (11.10)$$

де θ_2 – кут повороту вала сошки.

Шип, виконаний заодно з кривошипом, ковзас, а шип, встановлений у кривошипі на підшипниках, обертаючись, котиться по гвинтовій поверхні. Виготовивши гвинт із змінним кроком t , можна одержати змінне передаточне число, близьке до оптимального.

Приблизно можна використовувати для визначення сил, що діють на гвинт, ті ж залежності, що і для глобoidного черв'яка. Крім того, $P_2 = Q_1$, $Q_2 = -R_1$, $R_2 = -P_1$.

Зубчасті рульові механізми:

- типу шестерня-шестерня $i_{pm} = z_2 / z_1$;
- типу шестерня-рейка $i_{pm} = r_{pk} / r_1$, де r_1 – радіус початкового кола.

11.4 Підсилювачі рульового керування

Для рульового керування найкраще підходять гідравлічні підсилювачі. Вони складаються з джерела енергії (насоса Н з бачком Б рис. 11.9), розподільного пристрою (РП – клапана (valve) керування), виконавчого механізму (ВМ – силового циліндра).

За компонованням з рульовим механізмом РМ можливі такі варіанти.

1. РП-ВМ-РМ в одному блоці (ЗИЛ).
2. ВМ окремо, РП-РМ в одному блоці (Урал).
3. РМ окремо, РП-ВМ в одному блоці (МАЗ).
4. РП, ВМ, РМ окремо (ГАЗ) – рис. 11.9.

Особливості компоновальних схем.

1. Компактність, два коротких трубопроводи до насоса. Недоліки: привод і вал сошки сприймають повні навантаження і поштовхи.
2. Вал сошки розвантажений, але додалися трубопроводи між РП-ВМ.

3. Вал сошки розвантажений, тільки два довгих трубопроводи.
4. Якщо ВМ впливає на рульову трапецію (рис. 11.9), тоді розвантажений вал сошки і частина деталей приводу при подовженні трубопроводів і небезпеці виникнення коливань у підсилювачі.

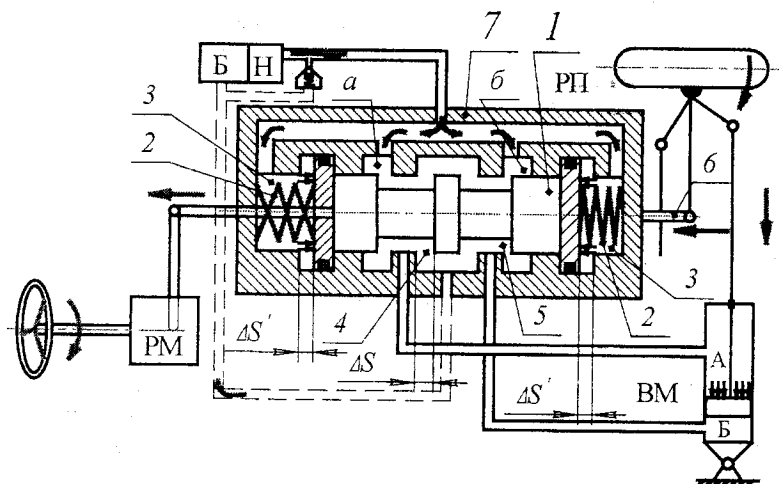


Рисунок 11.9 – Схема рульового керування з гідравлічним підсилювачем

Вимоги до підсилювачів рульового керування.

1. При несправному підсилювачі автомобіль не повинен втрачати керованість.
2. Відсутність самовімкнення підсилювача від поштовхів з боку дороги і можливість підтримувати потрібний напрямок руху при гальмуванні з ушкодженою шиною.
3. Мінімальне запізнювання в спрацюванні і забезпечення пропорційності кутів повороту коліс і рульового колеса.
4. Зусилля на рульовому колесі повинно бути невеликим, але пропорційним опорі повороту коліс (відчуття дороги).

Робочий процес гідравлічного підсилювача. При повороті рульового колеса, наприклад, вправо, (рис. 11.9) водій зміщає золотник 1 РП (вліво на рис. 11.9), переборюючи зусилля лівої центральної пружини 2 і тиск рідини в лівій реактивній порожнині 3. Канали 4 і 5 перекриваються. Рідина під тиском (pressure) проходить з порожнини а РП в порожнину А ВМ, переміщуючи поршень ВМ (униз на рис. 11.9), оскільки порожнина А ВМ з'єднана тепер тільки з лінією нагнітання насоса. Порожнина Б ВМ – тільки з лінією зливу.

Через тягу 6, що виконує роль механічного зворотного зв'язку колеса з РП підсилювача, забезпечується переміщення корпусу 7 РП – вліво на

рис. 11.9 (із золотником в крайньому лівому положенні). Підсилювач забезпечує спостереження за переміщенням: кут повороту рульового колеса пропорційний кутові повороту керованих коліс.

Як тільки припиниться поворот рульового колеса, зупиниться золотник 1, але корпус 7, продовжуючи зміщатися, займе щодо золотника середнє положення, у якому всі канали знову з'єднуються між собою. Тиск у порожнині А знизиться, тому що рідина зможе вільно проходити з лінії нагнітання в лінію зливу. Припиниться поворот керованих коліс.

РП за рис. 11.9 має відкритий центр: у середньому положенні рідина вільно проходить з лінії нагнітання в лінію зливу. РП з закритим центром і насосом, що вимикається, застосовуються рідко.

Джерело енергії складається з насоса, що звичайно приводиться в рух від двигуна автомобіля, масляного резервуара і відповідних шлангів і трубок.

Насос – звичайно ротаційного типу з внутрішнім пропускним каналом – повинен мати продуктивність, що забезпечувала б подачу в систему такої кількості масла (навіть при роботі двигуна на холостому ходу), щоб одержати кутову швидкість при обертанні рульового колеса як мінімум $1,5 \text{ с}^{-1}$.

При більш високих швидкостях обертання колінчастого вала подальше збільшення подачі масла в систему припиняється за допомогою перепускного клапана. Також звичайно в насос вбудовується клапан, що обмежує максимальний тиск масла.

Конструкція насоса повинна забезпечувати такий режим роботи, щоб робоча температура масла не піднімалася вище 100°C , був відсутній шум при роботі насоса і не утворювалася піна у використовуваному маслі.

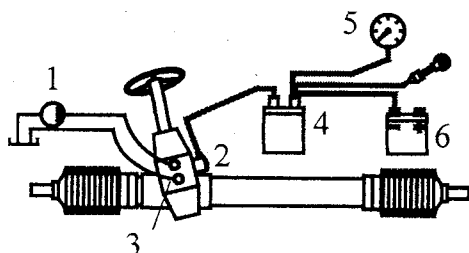
Розподільний клапан – служить для нагнітання в силовий циліндр масла під таким тиском, що відповідає куту повороту рульового колеса. Пружний елемент забезпечує перетворення моменту на рульовому колесі при відсутності люфту в якнайменше керувальне переміщення золотника. Канали золотника, що виконані у формі скосу або конуса, у результаті керувального переміщення утворюють отвір відповідного поперечного перерізу для пропуску масла. Розподільні клапани звичайно працюють відповідно до так званого принципу «відкритого центра», тобто коли розподільний клапан не діє, масло, подаване насосом, перепускається назад у масляний резервуар при нульовому тиску.

Силовий циліндр рульового керування перетворює тиск масла в допоміжне зусилля, що впливає на рейку і підсилює вплив водія на рульове колесо. Цей циліндр звичайно розміщується усередині картера рульового механізму і характеризується низьким тертям.

Рульове керування з підсилювачем, робота якого модулюється в залежності від швидкості руху

Зростаючі вимоги до комфортабельності і безпеки руху автомобіля приводять до необхідності використання рульового керування, обладнаного системою посилення з можливостями модуляції тиску (рис. 11.10). Воно

працює в залежності від швидкості, тобто швидкість руху автомобіля, що замірюється за допомогою електронного спідометра, керує силою, що впливає на рульове керування (рис. 11.11). Блок керування оцінює сигнали, що відповідають швидкості руху, і визначає рівень реакції на це гідروпідсилювача.



- 1 – нагнітальний масляний насос; 2 – електрогідравлічний перетворювач;
3 – корпус розподільного клапана; 4 – електронний блок керування;
5 – електронний спідометр; 6 – акумуляторна батарея

Рисунок 11.10 – Схема рульового керування з підсилювачем, робота якого модулюється в залежності від швидкості руху

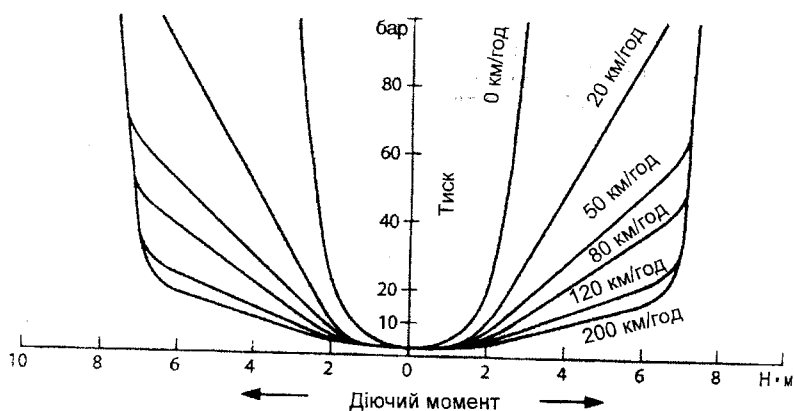


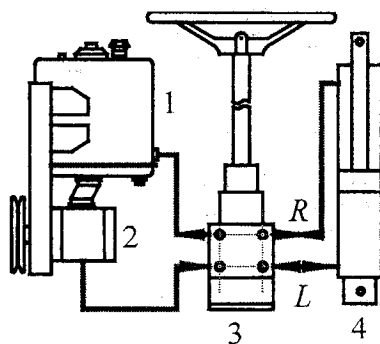
Рисунок 11.11 – Характеристичні криві системи рульового керування з підсилювачем (форма кривих може змінюватися відповідно до змін параметрів автомобіля)

Цей рівень реакції передається на розподільний клапан у системі рульового керування через електрогідравлічний перетворювач. При такій пе-

редачі відбувається зміна рівня реакції в залежності від швидкості руху автомобіля. Особливі характеристики підсилювача рульового керування дозволяють повертати рульове колесо з мінімальним зусиллям при нерухомому автомобілі або під час його руху з невеликою швидкістю; ступінь посилення знижується з підвищенням швидкості руху. Таким чином, при русі з високими швидкостями забезпечується можливість керування поворотами автомобіля в оптимальному режимі. При такій системі важливо, що тиск і витрата масла ніколи не знижуються і тому ці параметри можуть бути негайно затребувані в критичних ситуаціях керування.

Рульове керування цілком гідравлічного типу

При використанні гідравлічного рульового керування (рис. 11.12) відсутні механічні з'єднання між рульовим колесом і колесами автомобіля. Підвищення зусиль в рульовому приводі здійснюється гідравлічним шляхом, і ці зусилля передаються винятково за допомогою гідроприскоїв. Розташований у блоці керування дозувальний насос забезпечує подачу в силовий циліндр масла, що знаходиться під тиском; витрата масла відповідає куту повороту рульового колеса. Через неминучі втрати масла в дозувальному насосі можуть виникати проблеми з встановленням рульового колеса в положення, що відповідає рухові автомобіля по прямій. Це є причиною обмеженого застосування таких систем.



1 – масляний резервуар; 2 – насос;

3 – блок керування з дозувальним насосом; 4 – силовий циліндр.

З'єднання: R – напрямок подачі масла при повороті автомобіля праворуч; L – напрямок подачі масла при повороті автомобіля ліворуч

Рисунок 11.12 – Гідравлічне рульове керування

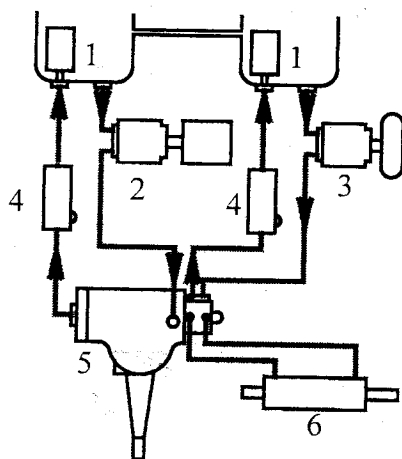
В багатьох країнах Європи максимально припустима швидкість руху транспортних засобів, оснащених гідравлічним рульовим керуванням,

складає 25 км/год, у Німеччині – 50 км/год, а при двоконтурній системі ця швидкість збільшена до 62 км/год.

Двоконтурна система рульового керування, призначена для великовантажних вантажних автомобілів

Двоконтурні системи рульового керування (рис. 11.13) необхідні там, де зусилля на рульове колесо, у випадку виходу з ладу підсилювача, перевищує 600 Н.

Ці системи рульового керування характеризуються гідравлічною надмірністю. Робота кожного контуру рульового керування в такій системі контролюються за допомогою індикаторів витрати.



1 – масляний резервуар; 2 – насос, що приводиться в рух від двигуна; 3 – насос, що приводиться в рух від коліс автомобіля; 4 – індикатор витрати масла; 5 – двоконтурна гідравлічна система керування поворотом; 6 – силовий циліндр

Рисунок 11.13 – Двоконтурна система рульового керування

Насоси в контурах рульового керування повинні мати різні приводи (наприклад, від двигуна, від пристрою, робота якого залежить від швидкості руху автомобіля або електроприводу). Відповідно до встановлених правил, якщо двигун або один з контурів системи рульового керування виходять з ладу, повинна залишатися можливість керування автомобілем за допомогою функціонуючого контуру, що залишився.

Рульове керування з одноконтурним гідропідсилювачем для вантажних автомобілів

Вантажні автомобілі звичайно обладнані рульовим механізмом типу гвинт-кулькова гайка-сектор з гідропідсилювачем.

В сучасних системах розподільний клапан вбудований у рульовий гвинт для компактності конструкції та зниження її ваги.

В деяких модифікаціях (modification) розподільних клапанів є компоненти для регулювання посилення в залежності від швидкості автомобіля або таких параметрів, як поперечне прискорення чи навантаження (load).

Оцінні параметри підсилювача

На рис. 11.14 наведена залежність зусилля на рульовому колесі без підсилювача $P_{рк}$ і з підсилювачем $P_{ркл}$ від моменту опору повороту керованих коліс M_c .

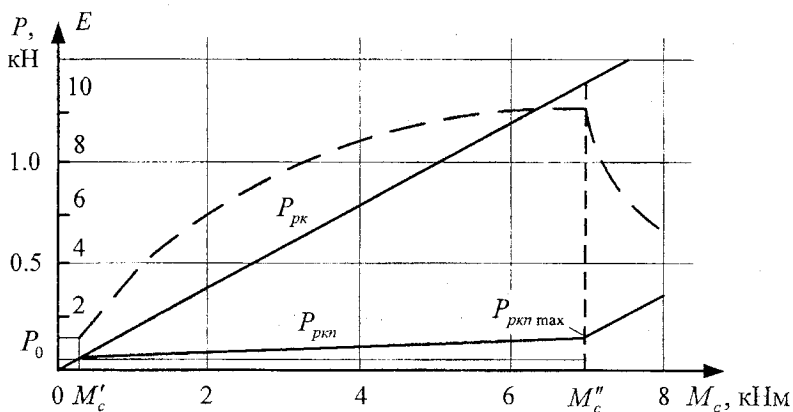


Рисунок 11.14 – Залежність зусилля на рульовому колесі від моменту опору повороту керованих коліс

1. Ефективність дії (operational efficiency)

$$E = \frac{P_{рк}}{P_{ркл}} = 1 + \frac{P_n}{P_{ркл}}. \quad (11.11)$$

З рис. 11.14 випливає, що при малих опорах ($M_c < M'_c$) підсилювач не вмикається, якщо є центрувальні пружини. Зі збільшенням M_c збільшується E (до значення M''_c , при якому спрацьовує запобіжний клапан насоса), причому звичайно $E_{\max} = 5 \div 10$ (у БелАЗ: 25). Зусилля ВМ підсилювача, приведені до рульового колеса, $P_n = \frac{p \cdot F \cdot 10^6}{i' \cdot \eta'}$, де p – тиск рідини, причому звичайно $p_{\max} = 6 \div 10$ МПа, F – площа поршня, i' та η' – передаточне число від рульового колеса до ВМ та ККД.

2. Показник чутливості

$$P_o = \frac{Q + S}{i'' \cdot \eta''}, \quad (11.12)$$

де Q – зусилля центрувальних пружин;

S – сили тертя в РП та тиску в реактивній порожнині;

i'' та η'' – передаточне число та ККД від рульового колеса до РП.

Звичайно $P_o = 20 \div 30$ Н для легкових автомобілів і $40 \div 60$ Н – для вантажних. Чутливість за кутом повороту рульового колеса $\pm 3 \div 6^\circ$ при загальному люфті $10 \div 15^\circ$. Час увімкнення підсилювача близько 0,05 с (у пневмопідсилювачів до 0,5 с).

3. Показник реактивного впливу підсилювача на рульове колесо

$$\rho = \frac{dP_{pkn}}{dM_c}. \quad (11.13)$$

З досвіду експлуатації необхідно, щоб $\rho = 0,02 \div 0,05$ Н/Н·м.

Використовують й інші оцінні параметри, наприклад, показник чутливості при зворотному (від коліс) увімкненні підсилювача, показник маневреності на поворотах $\Delta M = \frac{t_n}{t_{\sigma n}}$, де t_n і $t_{\sigma n}$ – час повороту з підсилювачем і без підсилювача.

Застосування підсилювача істотно полегшує керування автомобілем, але при цьому можливий підвищений знос шин через зайві часті повороти на місці. Крім того, рульове керування з підсилювачем більш схильне до появи автоколивань.

Максимальне зусилля на рульовому колесі приймають за табл. 11.1, що звичайно відповідає повороту керованих коліс нерухомого автомобіля з повним навантаженням на сухому асфальті. Для цих умов вибирають значення $E_{\max}$. Мінімальне зусилля на рульовому колесі P_o при $E = 1$ визначається, в основному, зусиллям центрувальних пружин. Чим менше P_o , тим менше $P_{pkn \max}$. З іншого боку, якщо $Q + S$ менше приведеної сили тертя в рульовому механізмі, то підсилювач буде вмикатись під дією стабілізуючого моменту (крім випадку, коли РП встановлений між рульовим механізмом і рульовим колесом) і перешкоджати поверненню коліс у нейтральне положення. Тому сила $Q + S$ повинна бути мінімальною, але більша приведеної сили тертя в рульовому механізмі.

При наїзді на нерівності через короткочасність дії відбувається значна зміна тиску в циліндрі, що перешкоджає переміщенню деталей приводу і знижує силу поштовху, переданого на рульове колесо.

Застосовуються РП: із центрувальними пружинами і реактивними порожнинами – ЗИЛ, Урал; тільки з центрувальними пружинами – ЗИЛ, БелАЗ; тільки з реактивними порожнинами – КраЗ, МАЗ, ГАЗ.

Розрахунок підсилювача, крім розрахунків на міцність, звичайно охоплює такі етапи.

1. Вибір типу і компоновальної схеми підсилювача.
2. Статичний розрахунок – визначення сил і переміщень, розмірів циліндра і РП, центрувальних пружин і площ реактивних порожнин РП.
3. Динамічний розрахунок – визначення часу увімкнення підсилювача, аналіз коливань і стійкості роботи підсилювача.
4. Гідравлічний розрахунок – визначення продуктивності насоса, діаметрів трубопроводів і т. ін.

Динамічний розрахунок. Час t_1 увімкнення підсилювача практично визначається переміщенням золотника ΔS (рис. 11.9) до перекриття каналів:

$$t_1 = \frac{\Delta S i''}{2\pi r_{pk} \omega_{pk \max}}, \quad (11.14)$$

де $\omega_{pk \max}$ – максимальна розрахункова швидкість повороту рульового колеса, приймають $\omega_{pk \max} \approx 9 \text{ с}^{-1}$.

За час t_1 швидкість повороту керованих коліс за допомогою підсилювача повинна бути трохи більшою, ніж без підсилювача, при крутих поворотах під час руху сухим асфальтом (приблизно при тиску рідини $0,5p_{\max}$), що відповідає збільшенню обсягу рідини в системі на ΔV за час t_2 . Отже, повинно бути

$$t_1 > t_2 = \frac{\Delta V}{Q_H \left(\eta_0 - \frac{\Delta Q_3}{Q_H} \right)}, \quad (11.15)$$

де Q_H – продуктивність насоса в $\text{м}^3/\text{с}$;

$\eta_0 \approx 0,8$ – об'ємний ККД насоса,

$\Delta Q_3 / Q_H \approx 0,05 \div 0,1$ – витоки в золотнику РП. Для гідропідсилювачів звичайно $t_2 = 0,01 \div 0,02 \text{ с}$.

При розташуванні РП між рульовим механізмом і керованими колісами можливе виникнення автоколивань коліс з малою амплітудою $1-2^\circ$. Автоколивання можуть виникнути при прямолінійному русі з великою швидкістю від поштовху з боку дороги, але більш ймовірні вони при повільному русі на повороті. В останньому випадку, якщо зупинити рульове колесо при повороті коліс, то колеса під дією сил інерції та залишкового тиску в циліндрі повернуться ще на деякий кут $\Delta\alpha$. Потім під дією сил пружності шин колеса почнуть повертатися в зворотному напрямку. Коли колеса досягнуть вихідного положення, золотник РП зміститься і тиск у циліндрі почне зростати. Однак через пружність плантів і деталей зростання тиску до необхідного значення p_x відбудеться за час Δt , при цьому колеса повернуться на кут $-\Delta\alpha$. Цикл повторюється.

Умовою відсутності автоколивань, за Л. Л. Гінзбургом, може бути нерівність

$$\frac{D}{2I} - \frac{F \cdot l_n}{\pi} \cdot \frac{\sin(\nu t_2)}{I \cdot \nu} \cdot \frac{p_x \cdot 10^6}{\Delta \alpha} > 0, \quad (11.16)$$

де D – коефіцієнт, що характеризує тертя в рульовому приводі і шинах в Н·м·с;

I – момент інерції мас, що повертаються навколо шворнів, Н·м·с²;

F – площа поршня циліндра в м²;

l_n – плече сили циліндра, м;

ν – частота коливань керованих коліс у рад·с⁻¹;

t_2 – час запізнювання циліндра відносно РП, с;

$p_x / \Delta \alpha$ – відношення тиску у циліндрі до кута повороту керованих коліс, що викликає цей тиск, МПа·рад⁻¹.

Ці величини, крім F і l_n , можна одержати лише експериментально. Наприклад, для МАЗ: $D = 2960$ Н·м·с, $I = 66,8$ Н·м·с², $\nu = 47$ рад·с⁻¹, $p_x / \Delta \alpha = 1,11 \cdot 10^3$ МПа·рад⁻¹.

Виникненню автоколивань можна запобігти зменшенням ємності трубопроводів, збільшенням жорсткості деталей, що з'єднують циліндр із керованими колесами, обов'язковим введенням реактивних порожнин при роздільному встановленні РП і циліндра.

Гідравлічний розрахунок. Вибір продуктивності насоса здійснюють з умови, що час заповнення циліндра повинен бути меншим часу повороту рульового колеса водієм

$$\frac{F \cdot S}{Q_H \eta_0 - \Delta Q} < \frac{\varphi}{\omega_{pk \max}}, \quad (11.17)$$

де S – хід поршня за час Δt , м;

φ – кут повороту рульового колеса за час Δt , рад.;

ΔQ – витоки в системі в м³/с, повинно бути $\Delta Q / Q_H < 0,1$.

З рівняння (11.17)

$$Q_H > \frac{F \cdot S \cdot \omega_{pk \max}}{\varphi \cdot \eta_0} + \frac{\Delta Q}{\eta_0}. \quad (11.18)$$

Розрахункова продуктивність насоса повинна відповідати кутовій швидкості вала двигуна $\omega_1 = (1 \div 1,5) \cdot \omega_{1xx}$. Обсяг бачка беруть рівним 10÷15% хвилинної продуктивності насоса для легкових автомобілів і 15÷20% для вантажних. Температура рідини в системі не повинна перевищувати 100 °С. Крім того, для легкових автомобілів шум від насоса не повинен прослуховуватися на фоні шуму двигуна.

Перерізи трубопроводів вибирають за втратами напору Δp_p швидкості протікання рідини V_p

$$\Delta p_p = \lambda_{mp} \cdot \rho \cdot \frac{l_T}{d_T} \cdot \frac{V_p^2}{2}, \quad (11.19)$$

де $\lambda_{тр} \approx 0,025$ – коефіцієнт втрат на тертя;

$\rho \approx 88 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-3}$ – густина рідини;

l_T і d_T – довжина і діаметр трубопроводів.

$$V_p = \frac{4Q_H}{\pi \cdot d_T^2} \quad (10.20)$$

Повинно бути $\Delta p_p \leq 0,1 \div 0,3 \text{ МПа}$ для легкових автомобілів, $0,2 \div 0,5 \text{ МПа}$ для вантажних, $V_p \leq 2 \div 3 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ для ліній під тиском і $1 \div 2 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ для ліній зливу.

Робоча рідина – масло типу індустріальне 20 або 12 із протизадирною і стабілізуювальною присадками.

11.5 Розрахунки на міцність

Розрахункові навантаження

1. За максимальним розрахунковим моментом на рульовому колесі $M_p = P_{рк\text{max}} \cdot r_{рк}$ при $P_{рк\text{max}} = 500 \text{ Н}$ (для легкових автомобілів можна брати 250 Н).

2. За максимальною гальмовою силою, прикладеною до одного керованого колеса ($\varphi_{\text{max}} = 0,8 \div 1,0$; для іншого колеса $\varphi = 0$) $P_p = G'_{зч} \cdot \varphi_{\text{max}}$.

3. За силою удару керованого колеса в граничну перешкоду [1].

Для деталей поворотної цапфи розрахункові навантаження ті ж, що і для напіврозвантажених півосей.

Матеріали. Вал рульового колеса і тяги звичайно виготовляють з безшовних труб (сталь 20, 35, 45). Пальці шарнірів – сталь 18ХНТ, 15ХН й ін. з твердістю поверхні HRC 56-63.

Деталі рульового механізму: картери – ковкий чавун КЧ35-10, КЧ37-12; черв'яки – сталь 35Х, 30ХН3А з твердістю поверхні HRC 45-52; ролики – сталь 20Х, 18ХГТ із HRC 52-56; гвинти, гвинтові гайки, сектори і вали сошки – сталь 18ХГТ із HRC 58-64.

Деталі гідравлічного підсилювача: корпус циліндра і золотника РП – сірий чавун СЧ24-44, ковкий чавун КЧ35-10; окремо встановлений циліндр – часто зі сталі 35, 45; золотник – сталь 20, 18ХГ, 15Х з HRC 52-56; шток поршня – сталь 35, 45.

Розрахунки. В рульовому керуванні розраховують на міцність деталі рульового механізму і рульового приводу.

Навантаження в деталях рульового механізму і рульового приводу можна розрахувати шляхом задавання максимального зусилля на рульовому колесі або визначення цього зусилля за максимальним опором повороту керованих коліс автомобіля на місці. Ці навантаження є статичними. Однак при русі автомобіля по нерівній дорозі чи при гальмуванні на дорозі з різними коефіцієнтами зчеплення у керованих коліс деталі рульового керу-

вання можуть сприймати динамічні навантаження. Тому динамічні навантаження необхідно враховувати за допомогою коефіцієнта динамічності $k_d = 1,5 \dots 3,0$, який вибирається в залежності від типу і призначення автомобіля, а також умов його експлуатації.

Робочу пару рульового механізму (черв'як–ролик, гвинт–гайка і т. ін.) перевіряють на зминання і вигин, сошку на складне напруження (вигин і кручення), вал сошки – на кручення.

Тяги рульового приводу і шток циліндра підсилювача розраховують на стиск і поздовжню стійкість із запасом стійкості $n_{zc} = 1,5 \div 2,5$.

Деталі поворотної цапфи розраховують на вигин, а шворінь – на вигин, зминання, зріз.

В рульовому приводі розраховують вал рульової сошки, рульову сошку, поздовжню і поперечну рульові тяги, поворотний важіль і важелі поворотних цапф.

Вал рульової сошки розраховують на кручення.

Рульову сошку розраховують на згин і кручення від максимальної сили, яка діє на кульовий палець від поздовжньої рульової тяги.

Кульовий палець сошки розраховують на згин і зріз в небезпечному перерізі та на зминання між сухарями поздовжньої рульової тяги.

Розрахунок кульових пальців поздовжньої та поперечної рульових тяг виконується аналогічно розрахунку кульового пальця рульової сошки з врахуванням діючих навантажень на кожний палець.

Поздовжню та поперечну рульові тяги розраховують на стиснення і поздовжній згин. Запас стійкості повинен складати $1,5 \dots 2,5$.

Поворотний важіль і важелі поворотних цапф розраховують на згин і кручення.

Запитання для самоконтролю

1. Основні вимоги до рульового керування автомобіля.
2. Як класифікують рульове керування?
3. Опишіть робочий процес рульового керування.
4. Поясніть принцип дії рульового приводу.
5. Типи рульових механізмів, їх переваги і недоліки.
6. Принцип дії та призначення рульового підсилювача.
7. Типи рульових підсилювачів, їх переваги і недоліки.
8. Особливості розрахунку рульового керування на міцність?

Гальма призначені для ефективного сповільнення автомобіля аж до зупинки та для утримання його в нерухомому стані. Розрізняють такі режими гальмування.

1. Аварійне – йому відповідає мінімальний шлях гальмування і максимальне за зчепленням з дорогою сповільнення ($j_c \approx 8 \div 9 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$ при $\varphi = 0,8 \div 0,9$).

2. Службове – йому відповідають сповільнення $j_c \leq 3 \div 3,5 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$, які не викликають неприємних відчуттів у пасажирів.

3. Службове тривале на затяжних спусках до 10 км при $j_c = 0 \div 2 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$.

4. Загальмування нерухомого автомобіля, у тому числі на значних ухилах.

Гальмування забезпечується гальмовими системами, що складаються з гальмових механізмів і приводів (brake gear).

Гальмова система складається з енергопостачального пристрою; керувального пристрою; гальмового приводу для передавання гальмового зусилля і для приведення в дію допоміжної та стоянкової гальмових систем; додаткового устаткування тягача для гальмування причепа; колісних гальмових механізмів.

Кожний з компонентів впливає на сили, що визначають ефективність гальмування автомобіля.

Робоча (основна) гальмова система (primary braking system) – устаткування, що дозволяє водію знижувати швидкість руху транспортного засобу і зупинити його при звичайному режимі експлуатації. Вона повинна забезпечувати максимально можливі сповільнення ($5,8 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$ для транспортних засобів категорії M_1 і $5,0 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$ для транспортних засобів інших категорій). При цьому необхідно контролювати тривалість спрацювання гальмової системи (t_c), яка для ДТЗ з гідравлічним приводом повинна бути не більша ніж $0,5 \text{ с}$, а для ДТЗ з іншими типами приводу – не більша, ніж $0,8 \text{ с}$.

Запасна гальмова система (emergency brake system) – устаткування, що дозволяє водію зменшувати швидкість руху транспортного засобу і зупинити його при несправній робочій гальмовій системі. Вона повинна забезпечувати не менше 40% ефективності в порівнянні з робочою системою.

Стоянкова гальмова система (parking brake system) – устаткування, що дозволяє утримувати транспортний засіб в нерухомому стані на похилій поверхні та при відсутності водія. Вона повинна при від'єднаному від трансмісії двигуні забезпечувати нерухомий стан:

– транспортних засобів з повним навантаженням – на схилі не менше 16%;

- легкових автомобілів, їхніх модифікацій для перевезення вантажів, а також автобусів у спорядженому стані – на схилі не менше 23%;
- вантажних автомобілів і автопоїздів у спорядженому стані – на схилі не менше 31%.

Допоміжна гальмова система (secondary brake system) – устаткування, що дозволяє водію підтримувати швидкість руху автомобіля чи зменшувати на затяжних дорожніх спусках. Вона повинна нормально діяти, забезпечуючи (без застосування робочої гальмової системи) стабілізацію швидкості руху автомобіля чи автопоїзда в діапазоні 30 – 40 км/год на схилі 8% незалежно від його довжини. Середні значення сповільнення при зниженні швидкості від 40 до 20 км/год повинні складати не менше $0,6 \text{ м/с}^2$.

Автоматична гальмова система (automatic braking system) – устаткування, що автоматично загальмовує причіп при його випадковому відділенні від тягача.

Антиблокувальна система (antilock brake system, ABS) – частина робочої гальмової системи, що запобігає блокуванню одного чи декількох коліс при гальмуванні автомобіля. Керування силами гальмування на колесах здійснюється на основі датчиків, що контролюють швидкість обертання кожного колеса чи безпосередньо за непрямыми параметрами.

Гальмовий привід – частина гальмової системи, що передає енергію, яка розподіляється керувальним пристроєм. З'єднує керувальний чи енергопостачальний пристрій з гальмовими механізмами, в яких створюються зусилля, спрямовані проти руху автомобіля. Він може бути механічного, гідравлічного, пневматичного, вакуумного, електричного чи комбінованого, наприклад, гідромеханічного, гідропневматичного типу.

Гальмовий механізм – частина гальмової системи, що створює сили, спрямовані проти руху автомобіля (наприклад, фрикційні гальма).

Допоміжний пристрій тягача для причепа – частина гальмової системи на тягачі, що призначена для передавання енергії до гальмових систем причепа та для керування ними. Допоміжний пристрій містить лінії керування і передавання енергії зі з'єднувальними елементами для гальмової системи причепа.

Гальмові системи автопоїздів, як і поодиноких автомобілів, складаються з гальмових механізмів і гальмового приводу. Гальмові механізми, використовувані на автопоїздах і поодиноких автомобілях, виконуються конструктивно однаковими. Гальмові приводи автопоїздів мають деякі особливості, обумовлені необхідністю забезпечувати одночасне керування гальмами тягача та причепа.

12.1 Вимоги до гальмових систем

Основні вимоги до гальмових систем.

1. Висока і приблизно однакова для всіх автомобілів і автопоїздів ефективність, в тому числі:

- а) мінімальний час спрацьовування гальмових систем;
- б) синхронність збільшення і зменшення гальмового моменту всіх гальмових механізмів системи (різниця найбільших значень не більше 15%);
- в) стабільні і високі значення коефіцієнта тертя (friction factor) в гальмових механізмах в усьому діапазоні можливих в експлуатації температур і тисків.

2. Легкість і зручність керування.

3. Висока надійність, безвідмовна робота протягом усього терміну служби при будь-яких умовах експлуатації.

4. Гарне відведення тепла від пар тертя і захист їх від зволоження і забруднення.

5. Мінімальний шум при спрацьовуванні.

6. При розриві зчепу автопоїзда гальма причепа повинні забезпечити його автоматичну зупинку.

Крім того, до гальмових систем висуваються вимоги для забезпечення необхідної ефективності гальмування, оцінюваної гальмовим шляхом і сповільненням, а також стійкістю автопоїзда в процесі гальмування.

Відповідно до ДСТУ 3649:2010 «Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання» значення гальмового шляху S транспортних засобів в залежності від початкової швидкості гальмування V_0 (км/год) повинні відповідати наведеним у таблиці 12.1.

Таблиця 12.1 – Порядок обчислення нормативних значень гальмового шляху

Тип ДТЗ	Категорія ДТЗ	Гальмовий шлях, м, не більше значень, обчислених за формулами
Одиночні	M_1	$V_0 \times (0,10 + V_0 / 150)$
	M_2, M_3, N_1, N_2	$V_0 \times (0,15 + V_0 / 130)$
	N_3	$V_0 \times (0,18 + V_0 / 130)$
Автопоїзди	M_1	$V_0 \times (0,15 + V_0 / 150)$
	N_1, N_2, N_3	$V_0 \times (0,18 + V_0 / 130)$

Стійкість повинна зберігатися при виході з ладу частини гальмової системи. При відриві причіпної ланки від тягача гальмова система, встановлена на причепі, повинна забезпечувати його зупинку. Дозволяється не мати спеціальної гальмової системи на одноосьових причепах, маса яких не перевершує 750 кг, за умови, що маса тягача в спорядженому стані, з яким експлуатується даний причіп, перевищує в два рази і більше масу причепа. В особливих випадках допускається експлуатація одноосьових і двоохосьових причепів масою до 2,5 т без гальмових систем за умови, що їхня маса не перевищує 65% маси тягача в спорядженому стані. Гальмова система причепа (напівпричепа) обов'язково містить у собі робочу та сто-

янкову системи. Причіпний склад з повною масою (gross vehicle weight) понад 10 т повинен мати і допоміжну систему.

Основним міжнародним європейським розпорядженням, що регламентує вимоги до гальмових систем, є Правило № 13 ЄЕК ООН, згідно з яким:

- *транспортні засоби категорії L* (менше 4 коліс) – дво- і триколісні транспортні засоби, що приводяться в рух двигуном, повинні мати дві взаємно незалежні гальмові системи. На важких триколісних транспортних засобах категорії L_5 обидві гальмові системи повинні діяти на два колеса і повинна додатково встановлюватися стоянкова гальмова система;

- *транспортні засоби категорій M і N* повинні мати робочу, запасну і стоянкову гальмові системи, які можуть мати загальні компоненти. Такі транспортні засоби повинні мати принаймні два взаємно незалежних керувальних пристрої (equipment) та заданий розподіл гальмової сили по осях. Транспортні засоби категорій M_2 і N_2 повинні оснащуватися ABS. Допоміжні гальмові системи можуть використовуватися на транспортних засобах категорій M_3 і N_3 . Транспортні засоби категорії M_3 використовуються для міжміських і далеких поїздок і повинні відповідати вимогам стабілізації швидкості на спусках винятково за рахунок роботи допоміжної гальмової системи;

- *причепи категорії O* можуть не оснащуватися гальмовою системою, однак існують вимоги для безпечного приєднання причепа до автомобіля-тягача. Починаючи з категорії O_2 , причепи повинні оснащуватися робочою гальмовою системою, що може мати загальні компоненти з гальмовою системою тягача. Керування стоянковою гальмовою системою повинно бути доступним для людини, що знаходиться за кермом транспортного засобу. Відповідно задається перерозподіл гальмової сили по окремих осях. Також пропонується використання антиблокувальної системи гальм для деяких причепів категорії O_3 і вище. Інерційні гальмові системи дозволяються для причепів до категорії O_2 включно;

- *транспортні засоби, оснащені антиблокувальними системами гальм (ABS)*, повинні відповідати вимогам додатка 13 Правил ЄЕК ООН № 13 (для транспортних засобів категорій M_2 , M_3 , N_2 , N_3 на дорогах 1-ї категорії). Основні вимоги:

- відсутність блокування контрольованих коліс при швидкостях понад 15 км/год, незалежно від дорожнього покриття;

- збереження стійкості і керованості при гальмуванні; оптимальне використання зчеплення шин з дорогою при рівних створюваних зусиллях на дорожньому покритті 1-ї категорії чи при різних коефіцієнтах зчеплення в лівих і правих колесах;

- використання візуального засобу контролю електроприладів ABS;

- *автомобілі-тягачі і причепи з пневматичними гальмовими системами* повинні мати дво- чи багатопровідні засоби подачі стиснутого повіт-

ря. При роботі робочої чи запасної гальмової системи автомобіля-тягача сумісна з нею гальмова система причепа повинна працювати плавно. У випадку якої-небудь несправності в робочій гальмовій системі автомобіля-тягача гальмові компоненти причепа, що не спрацьовують при такій відмові, повинні плавно загальмувати причіп. Якщо один із трубопроводів між тягачем і причепом розривається чи в ньому відбувається значний витік, то причіп повинен автоматично загальмовуватися. Гальмовий ефект автомобіля задається тиском магістралі керування. Робоча гальмова система причепа може функціонувати тільки разом з робочою запасною чи стоянковою гальмовою системою тягача.

12.2 Класифікація

Класифікація гальмових систем за призначенням (робоча, стоянкова, запасна, допоміжна) наведена вище.

Класифікація гальмових механізмів

1. За принципом дії (за характером зв'язку між рухомими і нерухомими частинами):

- а) фрикційні (дискові, барабанні; колодкові та стрічкові);
- б) гідравлічні (гідродинамічні);
- в) електричні (індукційні, генераторні);
- г) компресорні – протитиск у двигуні;
- д) аеродинамічні (закрилки, парашути).

2. За розташуванням:

- а) колісні;
- б) трансмісійні;
- в) на кузові (закрилки, парашути);
- г) біля двигуна (сповільнювач).

Класифікація гальмових приводів

1. За способом передавання енергії до гальмових механізмів:

- а) механічні (стоянкові гальмові системи);
- б) гідравлічні (при повній масі $G_a < 8$ т);
- в) пневматичні;
- г) комбіновані (гідропневматичні).

2. За джерелом енергії:

- а) водій;
- б) водій і підсилювач (при $8 \text{ т} > G_a > 4 \text{ т}$, для легкових автомобілів при $G_a > 1,5 \text{ т}$);
- в) майже цілком підсилювач (при $G_a > 8 \text{ т}$).

Істотними критеріями при проектуванні є: норми і правила, що регулюють мінімальне гальмове зусилля до первісної появи блокування та порядок блокування передніх і задніх коліс; розподіл вагового навантаження;

гальмування двигуном; несправність гальмової магістралі; регулятор гальмових сил; підсилювач; ABS; системи на базі ABS.

Конструювання гальмової системи в основному сконцентровано на параметрах колісних гальмових механізмів і на керувальному пристрої.

Розрахункові критерії для колісних гальмових механізмів: тип гальмового механізму; термін служби; простір; прийнятні рівні тиску; жорсткість.

Розрахункові критерії для керувального пристрою: хід і зусилля на педалі під час нормального гальмування, при екстрених зупинках, з несправністю гальмової магістралі, при несправності підсилювача; дотримання комфорту руху; простір для встановлення; з'єднання з системами регулювання тиску в гальмах.

12.3 Робочий процес гальмових механізмів

12.3.1 Барабанні колодкові гальмові механізми

Прийнявши постійним розподіл тиску $p = \text{const}$ (справедливо для при-
ближених накладок) по дузі β накладки і розташування рівнодійної X у
центрі дуги (рис. 12.1), одержимо

$$X = p \cdot \sigma \cdot r \cdot b, \quad M_z = X \cdot \mu \cdot r_\theta, \quad (12.1)$$

де b – ширина накладки, r – радіус барабана.

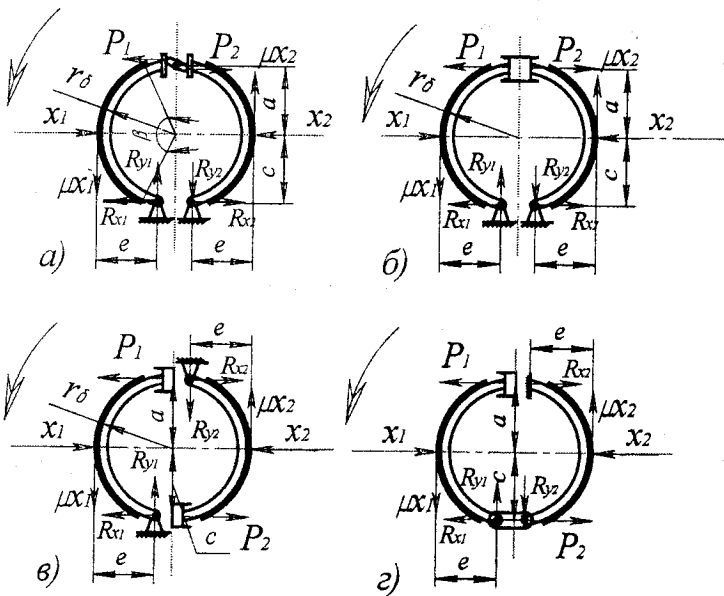


Рисунок 12.1 – Схеми барабанних колодкових гальмових механізмів

Звичайно $\beta = 1,6 \div 1,8$ рад, $p_{\max} < 2,5$ МПа при екстреному гальмуванні, коефіцієнт тертя $\mu = 0,3 \div 0,35$, $r_6 < d_k/2 - (20 \div 30)$ мм (d_k – діаметр обода колеса). Величина гальмового моменту M_z залежить від розташування опор колодок і конструкції розтискного пристрою. Найбільш поширені нижчеописані конструкції.

Гальмо з однобічними опорами (рис. 12.1, а, б). При напрямку обертання барабана проти годинникової стрілки ліва колодка буде активною – вона притискається до барабана моментом тертя $X_1 \cdot \mu \cdot r_6$, права буде пасивною – вона відтискається моментом тертя $X_2 \cdot \mu \cdot r_6$. З рівнянь моментів відносно точок O_1 та O_2

$$X_1 = p_1 \frac{a+c}{c-\mu \cdot e}, \quad X_2 = p_2 \frac{a+c}{c+\mu \cdot e}. \quad (12.2)$$

Гальмовий момент двох колодок

$$M_z = \mu \cdot r_6 \cdot (X_1 + X_2) = \mu \cdot r_6 \cdot (a+c) \cdot \left(\frac{p_1}{c-\mu \cdot e} + \frac{p_2}{c+\mu \cdot e} \right). \quad (12.3)$$

Гальмо з однобічними опорами і рівними переміщеннями колодок: $S_1 = S_2$ – рис. 12.1, а (розтискний кулак зафіксований в опорах – ЗИЛ,

МАЗ, КраЗ), $p_1 < p_2$, $X_1 = X_2$, тоді з (12.2) $\frac{p_1}{c-\mu \cdot e} = \frac{p_2}{c+\mu \cdot e}$ і

$$M_z = 2\mu \cdot r_6 p_1 \frac{a+c}{c-\mu \cdot e} = M_{zs}. \quad (12.4)$$

Це гальмо врівноважене за радіальними силами ($X_1 = X_2$), знос обох колодок однаковий.

Гальмо з однобічними опорами і рівними приводними силами: $p_1 = p_2$ – рис. 12.1, б (циліндр гідроприводу – задні колеса легкових автомобілів, ГАЗ-53А, а також плаваючий кулак, клин), $X_1 > X_2$ і

$$M_z = 2\mu \cdot r_6 \cdot p_1 \frac{(a+c) \cdot c}{c^2 - \mu^2 \cdot e^2} = M_{zs} \cdot \frac{c}{c + \mu \cdot e}. \quad (12.5)$$

Це гальмо неуврівноважене за радіальними силами ($X_1 > X_2$), знос активної колодки вищий, ніж пасивної.

Гальмо з рознесеними опорами (рис. 12.1, в) – обидві колодки активні (для заднього ходу – обидві пасивні), якщо $p_1 = p_2$ (гідропривод – передні колеса легкових автомобілів), тоді

$$M_z = \mu \cdot r_6 \cdot p_1 \cdot (a+c) \cdot \left(\frac{1}{c-\mu \cdot e} + \frac{1}{c+\mu \cdot e} \right) \approx M_{zs}. \quad (12.6)$$

Це гальмо врівноважене, знос колодок однаковий.

Гальмо з великим самопідсиленням в одному напрямку (рис. 12.1, г). $R_x = X_1 - p_1$, $p_2 = 0$ і

$$M_z = 2\mu \cdot r_\theta \cdot P \cdot \frac{(a+c)^2}{(c-\mu \cdot e)^2} = M_{zs} \cdot \frac{a+c}{2(c-\mu \cdot e)}. \quad (12.7)$$

Це гальмо має значну неуврівноваженість і значно більший знос другої (правої на рис. 12.1, з) колодки.

При $c - \mu \cdot e \rightarrow 0$ активна колодка притискається до барабана навіть при $P \approx 0$ (заклинює), це неприпустимо. Повинно бути $c > \mu \cdot e$.

Для порівняльної оцінки гальмових механізмів використовують коефіцієнт ефективності $R_e = M_z / M_p$, де M_p – момент, обчислений за приводними силами

$$R_e = \frac{M_z}{(P_1 + P_2) \cdot r_\theta}. \quad (12.8)$$

В табл. 12.2 наведені значення R_e при $e_1 = e_2 = 0,85 \cdot r_\theta$, $a = c = 0,8 \cdot r_\theta$, $\mu = 0,35$ [1].

Таблиця 12.2 – Розрахункові значення коефіцієнта ефективності R_e

Гальмовий механізм	R_e
Гальмовий механізм із $S_1 = S_2$ (рис. 12.1, а)	0,70
З $P_1 = P_2$ (рис. 12.1, б)	0,81
З рознесеними опорами (рис. 12.1, в)	1,11
З великим самопідсиленням (рис. 12.1, з)	3,54

Важливою особливістю робочого процесу гальмового механізму є явище самопідсилення, що оцінюється [6] коефіцієнтом самопідсилення $R_c = M_z / M_{cp}$, де M_{cp} – статичний (ненавантажене колесо, яке не обертається) гальмовий момент:

$$R_c = \frac{M_z}{(P_1 + P_2) \cdot r_\theta} \cdot \frac{c}{\mu \cdot (a+c)}. \quad (12.9)$$

В табл. 12.3 наведені значення R_c [6].

Таблиця 12.3 – Коефіцієнти самопідсилення

Гальмовий механізм	Передній хід	Задній хід
Гальмовий механізм із $S_1 = S_2$ (рис. 12.1, а)	1,0	1,0
З $P_1 = P_2$ (рис. 12.1, б)	1,2-1,4	1,2-1,4
З рознесеними опорами (рис. 12.1, в)	1,8-2,2	0,5-0,7
З великим самопідсиленням (рис. 12.1, з)	4,0-4,5	0,35-0,45

Стабільність величини гальмового моменту в експлуатації залежить від багатьох факторів і, насамперед, від зміни коефіцієнта тертя, найбільшу чутливість до якого мають гальмові механізми з більш високим самопідсиленням. Однак чутливість зменшується для гальмових колодок із двома

ступенями свободи, наприклад, з нефіксованою віссю повороту (див. рис. 12.1, з).

Гальмові барабани, колодки та їхні опори повинні мати високу жорсткість для зниження зносу і шумності (скрипу). Скрип гальм викликають високочастотні вібрації (понад 500-1500 Гц) барабана і колодок, а також значна різниця в статичному і динамічному коефіцієнтах тертя матеріалу накладок.

12.3.2 Дискові гальмові механізми

Дискові гальмові механізми бувають двох типів: а) з обертовим диском (відкриті), б) з обертовим корпусом (закриті).

Гальмо з обертовим диском (рис. 12.2, а) має такі особливості в порівнянні з барабанними колодковими гальмами:

- а) менша вага;
- б) хороше відведення тепла;
- в) урівноваженість осьових, але не окружних сил при одній парі плоских колодок;
- г) малі зазори між поверхнями тертя (0,1-0,15 мм замість 0,35-0,5 мм у колодкових гальмах) і хід поршня (0,35-0,4 мм замість 1,5-2 мм у колодкових гальмах);
- д) погана захищеність від забруднення та у 2-3 рази більші зноси через тиски на накладках, що досягають 5 МПа при екстрених гальмуваннях.

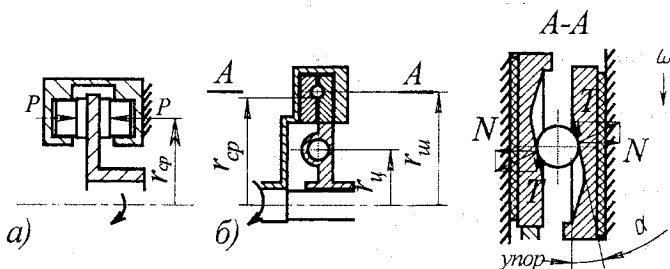


Рисунок 12.2 – Схеми дискових гальмових механізмів

Величина гальмового моменту (при n плоских колодках)

$$M_z = \mu \cdot r_{cp} \cdot P \cdot n \quad (12.10)$$

не залежить від напрямку обертання, а $R_e = \mu$, $R_c = 1$.

Гальмо з обертовим корпусом (рис. 12.2, б) має дві пари тертьових поверхонь і кілька кульок у лунках. Один з дисків має упор. При нерухомому корпусі $P \cdot r_y \cdot n_y - N \cdot r_w \cdot \tan \alpha = 0$ (сума моментів щодо осі гальма) і

$$M_{ep} = 2\mu \cdot r_{cp} \cdot N = \frac{2\mu \cdot r_{cp} \cdot P \cdot r_y \cdot n_y}{r_w \cdot \tan \alpha}, \quad (12.11)$$

де r_{cp} – середній радіус поверхні тертя;

r_{η} та $r_{ш}$ – відстань від осі обертання до осі робочого циліндра і до осі кульки;

$n_{\eta} = 2$ – число робочих циліндрів.

При обертанні корпусу

$$M_{cp} = 2\mu \cdot r_{cp} \cdot N_1 = \frac{2\mu \cdot r_{cp} \cdot P \cdot r_{\eta} \cdot n_{\eta}}{r_{ш} \cdot \operatorname{tg} \alpha - \mu \cdot r_{cp}}, \quad (12.12)$$

оскільки в цьому випадку $P \cdot r_{\eta} \cdot n_{\eta} - N \cdot r_{ш} \cdot \operatorname{tg} \alpha + N_1 \cdot \mu \cdot r_{cp} = 0$. Щоб гальмо не заклинювало, повинно бути $\operatorname{tg} \alpha > \mu \cdot r_{cp} / r_{ш}$. Звичайно $\alpha = 30 \div 35^\circ$.

Таким чином, для цього гальмового механізму $R_c = \frac{1}{1 - \frac{\mu \cdot r_{cp}}{\operatorname{tg} \alpha \cdot r_{ш}}} \approx 2.5$ і

$$R_c = \frac{M_z}{P \cdot r_{cp} \cdot n_{\eta}} = \frac{2\mu \cdot r_{\eta}}{r_{ш} \cdot \operatorname{tg} \alpha - \mu \cdot r_{cp}} \approx 2 \text{ при } \mu = 0,35, \alpha = 30^\circ, r_{cp} = r_{ш} = 1,5.$$

12.3.3 Розрахунок гальмового механізму на нагрівання

Енергетичний баланс автомобіля при гальмуванні ($V_{акін} = 0$) має вигляд

$$\frac{\partial' \cdot G_a \cdot V_{аноч}^2}{2g} = A_m + A_f + A_{\phi} + A_w, \quad (12.13)$$

де $\partial' \approx 1,05$ – коефіцієнт врахування обертових мас при від'єднаному двигуні;

A_m – робота сил тертя в гальмових механізмах;

A_f, A_{ϕ}, A_w – робота сил опору кочення (охоплюючи втрати в трансмісії), ковзання шин, повітря.

Якщо Δ – коефіцієнт ковзання загальмованого колеса, тоді

$$A_m = P_z \cdot S_z \cdot (1 - \Delta), A_f = f \cdot G_a \cdot S_z \cdot (1 - \Delta), A_{\phi} = \phi \cdot G_a \cdot S_z \cdot \Delta, A_w = P_{wcp} \cdot S_z, \quad (12.14)$$

де S_z – шлях гальмування;

P_z – сила гальмування гальмових механізмів;

P_{wcp} – сила опору повітря.

При блокуванні коліс $\Delta = 1$ та $A_m = A_f = 0$, тоді

$$\frac{G_a \cdot V_{аноч}^2}{2g} = \phi \cdot G_a \cdot S_z + P_{wcp} \cdot S_z. \quad (12.15)$$

Знос фрикційних накладок побічно оцінюють за величиною питомої роботи тертя при однократному гальмуванні до $V_{акін} = 0$.

$$\varepsilon = \frac{G_a \cdot V_{аноч}^2}{2g \cdot 3.6^2 \cdot F_z}, \quad (12.16)$$

де F_z – сумарна поверхня фрикційних накладок (friction facing).

При гальмуванні з $V_{\text{аноч}} = 60$ км/год повинно бути $\varepsilon < 0,04 \div 0,1$ Джм² в залежності від типу автомобіля.

Підвищення температури гальмового барабана при однократному інтенсивному і короткочасному гальмуванні, нехтуючи розсіюванням тепла в навколишнє середовище

$$\Delta t_{\theta}^{\circ} = t_{\theta}^{\circ} - t_n^{\circ} = \frac{P_{zk} \cdot S_z}{427 G_{\theta} \cdot c} = 0,922 \cdot 10^{-5} \frac{G_a \cdot V_{\text{аноч}}^2}{z \cdot c \cdot G_{\theta}}, \quad (12.17)$$

де z – число гальмових коліс;

t_n° – температура повітря;

G_{θ} – вага барабана;

$c = 500$ Дж/кг·К (0,125 ккал/кг·°С) – теплоємність чавунного ($c = 840$ Дж/кг·К для алюмінієвого) барабана.

Повинно бути $\Delta t_{\theta}^{\circ} < 15$ °С при $V_{\text{аноч}} = 30$ км/год.

При тривалому гальмуванні

$$S_z = - \frac{c \cdot G_{\theta}}{F_{\theta} \cdot k_{ms}} \ln \left[\frac{P_{zk}}{427} - F_{\theta} \cdot k_{ms} \cdot (t_{\theta}^0 - t_n^0) \right] + C,$$

звідки

$$\Delta t_{\theta}^0 = t_{\theta}^0 - t_n^0 = \frac{P_{zk}}{427 F_{\theta} \cdot k_{ms}} \cdot (1 - e^{-\alpha_z}), \quad (12.18)$$

$$\text{де } \alpha_z = \frac{S_z \cdot F_{\theta} \cdot k_{ms}}{c \cdot G_{\theta}};$$

F_{θ} – поверхня охолодження барабана;

k_{ms} – коефіцієнт тепловіддачі від барабана до повітря,
 $k_{ms} \approx 20 \div 30$ ккал/м²·год·°С.

З рівняння (12.18) випливає, що для зниження Δt_{θ}^0 необхідно збільшувати F_{θ} . Практично при обробленні барабанів температура знижується на 35÷40%. Варто враховувати, що при гальмуванні гальмові механізми передніх і задніх осей можуть мати різну енергонавантаженість. Вважають, що для фрикційних матеріалів з каучуковою зв'язувальною максимально припустима температура 400°С. При тривалих гальмуваннях температура барабанів може сягати 250°С, дисків – 500°С.

12.4 Гальмові приводи

Для підвищення надійності привід, крім механічного, повинен мати не менше двох незалежних контурів, для підвищення ефективності – підсилювач, регулятор гальмових сил та антиблокувальну систему.

Найбільше застосування на автомобілях мають гідравлічні, пневматичні і комбіновані гальмові приводи. До комбінованих приводів, зазвичай, відносять гідропневматичні та гідравлічні з вакуумними підсилювачами.

Механічні гальмові приводи в наш час використовуються, як правило, тільки у приводах аварійного чи стоянкового гальма. Електричні гальмові приводи застосовуються вкрай рідко і тільки для гальмування причепів.

При конструюванні гальмового приводу, незалежно від його типу, необхідно забезпечити: необхідні зусилля на колодках гальмових механізмів усіх коліс автомобіля та слідуючу дію приводу, тобто пряму пропорційність між зусиллям, прикладеним до гальмової педалі, і гальмовим моментом, що діє на колесах автомобіля.

Найбільш ефективне гальмування автомобіля буде в тому випадку, при якому гальмові моменти на колесах будуть пропорційні вазі, що припадає на колесо. За цієї ж умови буде забезпечуватися найкраща стійкість автомобіля в процесі гальмування.

12.4.1 Розрахунок гідравлічного гальмового приводу

При гідравлічному гальмовому приводі (рис. 12.3), що широко застосовується на легкових автомобілях і легких вантажівках, зусилля на гальмових колодках визначаються за формулою

$$P = P' = \frac{P_n \cdot i_n \cdot d_2^2}{d_1^2}, \quad (12.19)$$

де P_n – зусилля на педалі гальма;

i_n – передатне відношення гальмової педалі;

d_1 і d_2 – діаметри, відповідно, головного і колісного гальмових циліндрів.

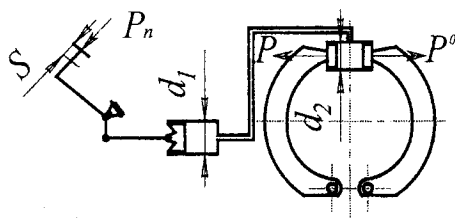


Рисунок 12.3 – Схема гальмового гідроприводу

При виборі передатного відношення педалі і діаметрів гальмових циліндрів варто враховувати дві обставини:

а) діаметр головного гальмового циліндра і передатне відношення педалі повинні бути такими, щоб при максимальному зусиллі на гальмовій педалі тиск у гальмовій магістралі не перевищував припустимої величини (звичайно, 10-12 МПа);

б) робочий хід (working travel) педалі повинен бути достатнім для створення необхідного тиску в гальмовій магістралі.

Повний хід педалі гальма (до упора її в підлогу), виходячи зі зручності керування, звичайно не перевищує 170-200 мм. Однак робочий хід педалі повинен бути меншим максимального, тому що необхідний певний запас ходу педалі. Робочий хід педалі (звичайно складає 40-60% від повного) може бути визначений за формулою

$$S = S_1 + S_2 + S_3, \quad (12.20)$$

де S_1 – хід педалі, необхідний для вибору зазорів у гальмовому приводі і гальмових механізмах;

S_2 – хід педалі, необхідний для деформації гальмового приводу і гальмових механізмів;

S_3 – хід педалі, необхідний для компенсації теплового розширення гальмових барабанів.

Величина ходу педалі може періодично змінюватися внаслідок биття гальмових барабанів, що також повинно бути враховано при виборі величини ходу гальмової педалі. Величина ходу S_1 визначається за формулою

$$S_1 = i_n \cdot \delta_1 + i_n \cdot \sum i_x \cdot \delta_x, \quad (12.21)$$

де $\delta_1 = \delta_2 + \delta_3$;

δ_2 – зазор між штоком і поршнем головного гальмового циліндра;

δ_3 – холостий хід поршня головного гальмового циліндра;

n – число поршнів колісних гальмових циліндрів;

δ_x – холості ходи поршнів колісних гальмових циліндрів;

i_x – передатне відношення між головним і колісним гальмовими циліндрами, $i_x = d_2^2 / d_1^2$.

Величина холостого ходу поршня колісного гальмового циліндра може бути приблизно визначена за формулою

$$\delta_x = 2\delta_k, \quad (12.22)$$

де δ_k – зазор між гальмовим барабаном і колодкою в її середній частині.

Деформація гальмового приводу складається з деформації його окремих частин

$$S_2 = x_1 + x_2 + x_3 + x_4 + x_5 + x_6, \quad (12.23)$$

де x_1 – деформація гальмової педалі;

x_2 – деформація гнучких гальмових шлангів і трубопроводів;

x_3 – деформація фрикційних накладок;

x_4 – деформації гальмових колодок;

x_5 – деформації гальмових барабанів;

x_6 – об'ємна деформація рідини.

Деформація гальмової педалі може бути підрахована за відомими формулами. При визначенні величини x_2 можна (нехтуючи деформацією жорстких трубопроводів) враховувати деформацію тільки гнучких шлангів. У цьому випадку

$$x_2 = \alpha_k \cdot l_{\text{сум}} \cdot \frac{i_n^2}{F_n^2} \cdot P_n, \quad (12.24)$$

де α_k – коефіцієнт деформації гнучкого шланга;

$l_{\text{сум}}$ – сумарна довжина гнучких шлангів у гальмовому приводі;

F_n – площа поршня головного гальмового циліндра.

Коефіцієнт α_k виражає об'ємну деформацію одного погонного міліметра гнучкого шланга при збільшенні тиску в системі на 1 МПа.

Величина x_3 визначається за формулою

$$x_3 = \frac{2 \cdot i_n}{E} \sum_1^n p_i \cdot y_i \cdot i_{x_i}, \quad (12.25)$$

де E – модуль пружності першого роду матеріалу фрикційної накладки;

y_i – товщини фрикційних накладок;

p_i – питомі тиски в середній частині колодки (звичайно максимальні тиски);

i_{x_i} – передатні відношення від колісних циліндрів до головного гальмового циліндра.

Деформація гальмових колодок може бути підрахована за формулою

$$x_4 = 2 \cdot i_n \cdot \sum_1^n f_i \cdot i_{x_i}, \quad (12.26)$$

де f_i – дійсна деформація однієї колодки в її середній частині.

Величина f_i може бути в першому наближенні визначена, якщо розглядати колодку як двоопорну балку з рівномірно розподіленим навантаженням по довжині фрикційної колодки. При більш точних розрахунках необхідно врахувати криволінійність колодки і закон розподілу питомих тисків.

Деформацію гальмових барабанів x_5 і об'ємну деформацію гальмової рідини x_6 врахувати значно складніше. В наш час не існує надійних розрахункових методів для їхнього визначення, внаслідок чого необхідно використовувати для визначення цих величин дослідні дані чи не враховувати їх при розрахунку ходу педалі.

Нормальна робота гідравлічного гальмового приводу може бути забезпечена тільки при застосуванні гальмових рідин певної якості. Вимоги до гальмових рідин визначаються не тільки умовами їх роботи, але і матеріа-

лом деталей гальмового приводу. Гальмова рідина повинна мати такі основні якості:

- високу точку кипіння (не менше 200 °С протягом всієї служби автомобіля), щоб газоповітряні проводи не порушували роботи гальм при їхньому перегріві;
- стабільну в'язкість в широкому діапазоні температур, при низьких температурах в'язкість не повинна перевищувати $12 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ (при - 40 °С);
- високу температуру спалаху (не менше 80 °С);
- хімічну стабільність, гарні змащувальні та антикорозійні властивості;
- не повинна викликати псування лакофарбових покриттів, навіть при тривалому впливі.

З метою підвищення надійності гідравлічного гальмового приводу він повинен мати два незалежних контури. У випадку виходу з ладу одного з них повинна зберігатися ефективність гальм автомобілів. На рис. 12.4 зображені схеми можливих варіантів двоконтурних гальмових приводів. Вибір тієї чи іншої схеми визначається трьома факторами: ступенем втрати ефективності гальмування; припустимою несиметричністю гальмових сил; складністю привода.

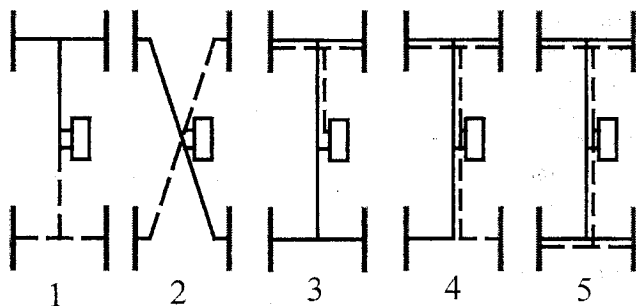


Рисунок 12.4 – Основні схеми двоконтурних гальмових гідроприводів

Схема 1 характерна сильним зниженням ефективності гальмування при виході з ладу переднього контуру. Схеми 2, 3, 4 зберігають значну ефективність гальмування (не менше 50%) при виході з ладу будь-якого контуру, однак у випадку застосування схем 2 і 4 гальмові сили будуть несиметричні. Схема 5 вільна від цих недоліків, але конструктивно складна.

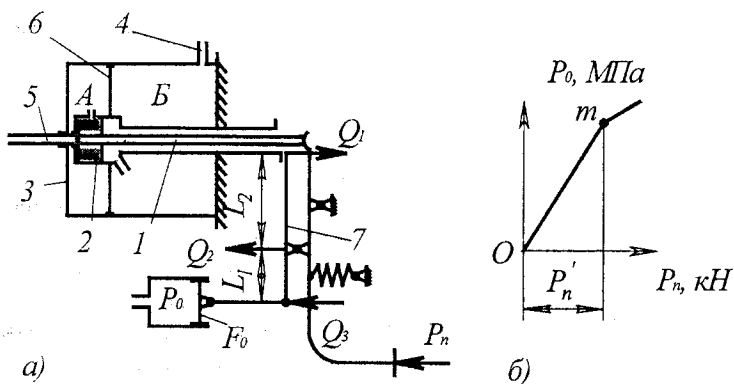
12.4.2 Конструювання і розрахунок гідровакуумних підсилювачів гальм

На легкових автомобілях і легких вантажівках, що мають гідравлічний гальмовий привід, у тих випадках, коли мускульної сили водія недостатньо для забезпечення необхідної ефективності гальмування, застосовують ва-

куумні підсилювачі гальм, основна перевага яких полягає в тому, що вони, використовуючи розрідження у всмоктувальному трубопроводі двигуна, не вимагають додаткових джерел енергії. Їх істотним недоліком є те, що силові циліндри чи камери вакуумних підсилювачів мають великі габаритні розміри внаслідок малих перепадів тисків, створюваних системою впуску двигуна.

В наш час існує багато найрізноманітніших типів вакуумних підсилювачів. Незалежно від схеми і конструктивного виконання вакуумного підсилювача він повинен мати два обов'язкових конструктивних елементи — силову камеру (чи циліндр) і слідкувальний пристрій. У залежності від розташування слідкувального пристрою, силової камери і головного гальмового циліндра всі існуючі вакуумні підсилювачі можна розбити на три основних типи.

Особливість першого типу вакуумних підсилювачів полягає в тому, що слідкувальний пристрій підоймового типу не зв'язаний безпосередньо з гідравлічною системою гальмового приводу. Схема такого вакуумного підсилювача, що встановлюються на автомобілях ГАЗ і ЗИЛ, наведена на рис. 12.5, а. Особливість другого типу вакуумних підсилювачів полягає в тому, що головний гальмовий циліндр, силова камера, а в деяких випадках і слідкувальний пристрій, розташовані окремо один від одного. Схеми таких підсилювачів, що встановлюються на автомобілях ГАЗ-3307 і ГАЗ-3310, наведені на рис. 12.6 і 12.7. Особливість третього типу вакуумних підсилювачів полягає в тому, що силова камера, головний гальмовий циліндр і слідкувальний пристрій, розташовані співвісно, об'єднані в одному агрегаті. Схеми підсилювачів цього типу наведені на рис. 12.8 і 12.9.



а) схема підсилювача; б) характеристики підсилювача

Рисунок 12.5 – Вакуумний підсилювач гальм

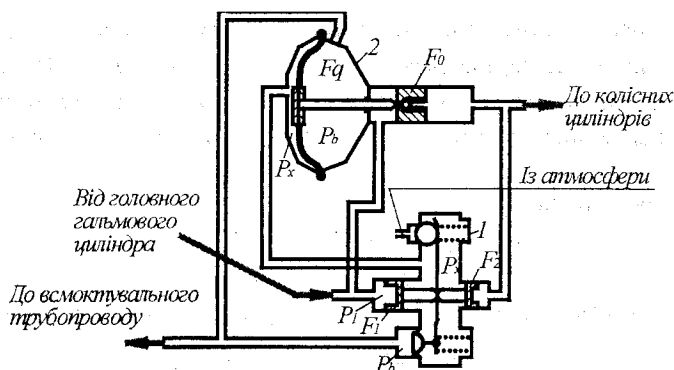
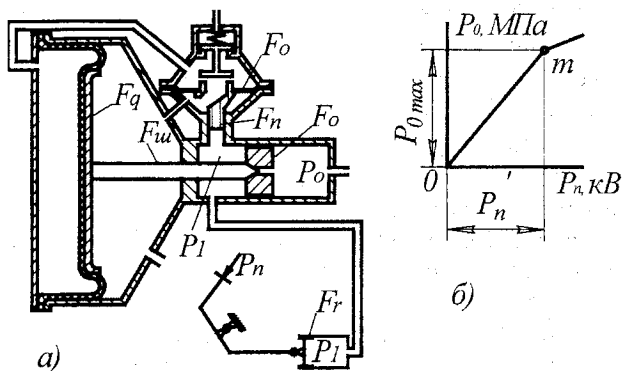


Рисунок 12.6 – Схема гідровакуумного підсилювача гальм з окремо розташованим слідкувальним пристроєм



а) схема підсилювача; б) характеристика підсилювача

Рисунок 12.7 – Гідровакуумний підсилювач гальм

Вакуумний підсилювач, зображений на рис. 12.5, працює в такий спосіб. При відсутності гальмування, коли $P_n = 0$, стрижень 1 під впливом гальмової педалі переміщує клапан 2 у крайнє ліве положення. При цьому порожнина А силового циліндра 3 з'єднується з порожниною Б, а порожнина Б через трубопровід 4 з'єднується з усмоктувальним трубопроводом двигуна. Таким чином, у порожнинах А і Б силового циліндра створюється однаковий тиск, рівний розрідженню в усмоктувальному трубопроводі – p_0 . При гальмуванні автомобіля верхній кінець педалі, переміщуючись вправо, дозволяє клапану 2 закрити отвір, що з'єднує порожнини А і Б, і з'єднати порожнину А через трубопровід 5 з атмосферою. Тиск у порожнині А підвищується до значення p_a , внаслідок чого поршень 6, перемі-

щуючись вправо, натискає на двоплечовий важіль 7 із силою Q_1 . Одночасно на той же важіль передається сила Q_2 від гальмової педалі. Нижнім кінцем важіль 7 із силою Q_3 діє на поршень головного гальмового циліндра. Розглянувши рівновагу важеля 7, можна встановити співвідношення сил Q_1 , Q_2 і Q_3 .

З огляду на те, що $Q_2 = P_n \cdot i_n$, одержимо

$$Q_3 = \frac{Q_2 \cdot l_2}{l_1 + l_2} = \frac{P_n \cdot i_n \cdot l_2}{l_1 + l_2}. \quad (12.27)$$

Тиск рідини в гальмовій системі може бути визначений за формулою

$$P_0 = \frac{Q_3}{F_0} = \frac{P_n \cdot i_n \cdot l_2}{F_0 \cdot (l_1 + l_2)}, \quad (12.28)$$

де F_0 — площа поршня головного гальмового циліндра.

Таким чином, роль слідкувального пристрою у цьому вакуумному підсилювачі виконує двоплечовий важіль 7, що встановлює певний тиск p_a в порожнині А, пропорційний величині сили Q_1 .

Характерною рисою розглянутого вакуумного підсилювача є те, що створювана ним сила Q_3 на поршні головного гальмового циліндра менша, ніж сила Q_2 , створювана мускульною силою водія. Роль вакуумного підсилювача тут полягає в тому, що хід поршня головного гальмового циліндра внаслідок повороту двоплечового важеля 7 щодо точки а значно більший ходу педалі в точці а. Це дозволяє мати потрібний обсяг рідини, що витісняється, у головному гальмовому циліндрі при великому значенні передатного відношення педалі i_n і малій величині площі поршня F_0 .

На рис. 12.5, б зображена характеристика вакуумного підсилювача, що показує зв'язок між силою, прикладеною до педалі, і тиском рідини в головному гальмовому циліндрі. Лінія характеристики *От* побудована за рівнянням (12.28). Надлам характеристики в точці *т* обумовлений тим, що при зусиллі на педалі, рівному P'_n , тиск p_a в порожнині А силового циліндра зріс до атмосферного, внаслідок чого зусилля на штоку підсилювача досягло свого граничного значення. При конструюванні вакуумного підсилювача гальм необхідно забезпечити такі розміри силового циліндра (чи камери) вакуумного підсилювача, при яких припинення роботи підсилювача відповідало б максимально допустимому зусиллі на педалі гальма. Для розглянутого випадку робоча площа поршня силового циліндра чи активна площа діафрагми камери визначається з виразу

$$F_q = \frac{k_n \cdot P'_n \cdot i_n \cdot l_1}{(l_1 + l_2) \cdot p_z}, \text{ мм}^2 \quad (12.29)$$

де p_z — максимально можлива різниця тисків у камерах А и Б силового циліндра ($p_z = 0,05$ МПа);

P'_n – максимально припустиме зусилля на педалі гальма;

k_n – коефіцієнт запасу ($k_n = 1,0-1,2$).

Робочий хід поршня силового циліндра x_n визначається приблизно за формулою

$$x_n \approx \frac{l_1 + l_2}{i_n \cdot l_1} \cdot S_n, \quad (12.30)$$

де S_n – максимальний хід педалі гальма ($S_n = 150-170$ мм).

Для вакуумного підсилювача, зображеного на рис. 12.6, тиск рідини в гальмовій системі можна визначити, розглядаючи рівновагу двоплечового важеля слідкувального пристрою 1

$$p_0 = p_1 \frac{F_1}{F_2} = \frac{P_n \cdot i_n \cdot F_1}{F_2 \cdot F_V}, \quad (12.31)$$

де p_1 – тиск рідини, створюваний мускульною силою водія в первинному головному гальмовому циліндрі;

F_1 і F_2 – площа поршнів слідкувального пристрою 1;

F_V – площа первинного головного гальмового циліндра.

Активна площа діафрагми вакуумного підсилювача 2, що забезпечує необхідне зусилля, може бути визначена з виразу

$$F_q = \frac{k_n \cdot p_{0\max} \cdot F_0 \cdot (1 - \frac{F_2}{F_1})}{p_z}, \quad (12.32)$$

де $p_{0\max}$ – максимальний тиск у колісних циліндрах, створюваний підсилювачем у точці m (рис. 12.7, б);

F_0 – площа поршня вторинного головного гальмового циліндра.

Максимальний тиск в колісних циліндрах гальмової системи визначається з виразу

$$p_{0\max} = \frac{P'_n \cdot i_n}{F_V} = \frac{F_1}{F_2}. \quad (12.33)$$

Максимальний хід штока діафрагми силової камери s_0 може приблизно бути визначений за формулою

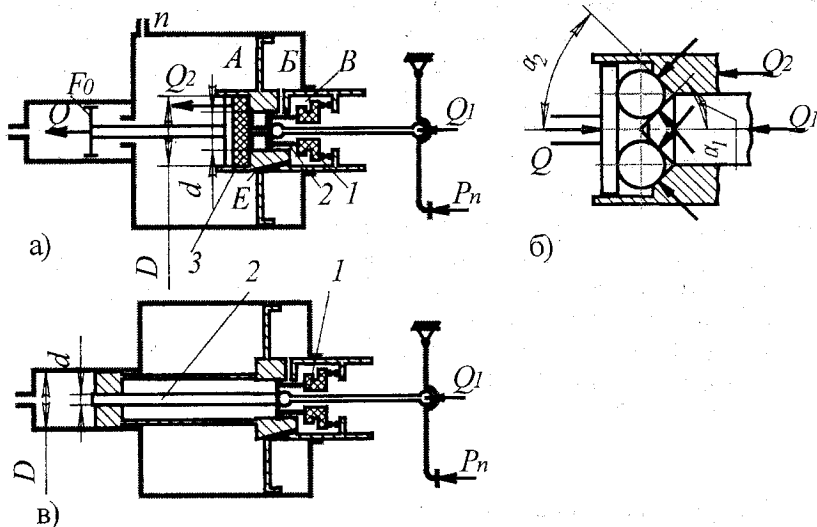
$$s_0 = \frac{F_p}{F'_0 \cdot i_n} s_n. \quad (12.34)$$

Для вакуумного підсилювача, зображеного на рис. 12.7, величину тиску в гальмовій магістралі p_0 можна визначити, розглянувши рівновагу діафрагми F_a , за формулою

$$p_0 = \left(\frac{F_n \cdot F_q}{F_a} + F'_0 \right) \cdot \frac{P_n \cdot i_n}{F_V \cdot F_0}, \quad (12.35)$$

де F_n – площа поршня слідкувального пристрою;

бопроводом *б* з усмоктувальною трубою двигуна) через отвір *К* з'єднана з порожниною *В* слідкувального пристрою і далі через отвір *И* з'єднана з порожниною *Б* силового циліндра. Порожнина *Г* слідкувального пристрою з'єднується з порожниною *А* через отвір *Ж*. Таким чином, при незагальмованому стані в порожнинах *А*, *Б*, *В* і *Г* створене розрідження, а порожнина *Д* через отвір *Е* з'єднана з атмосферою.



а) схема підсилювача з реактивною шайбою; б) схема з кульковим слідкувальним пристроєм; в) схема з гідравлічним слідкувальним пристроєм

Рисунок 12.9 – Основні схеми співвісних гідровакуумних підсилювачів

При гальмуванні, коли до педалі 5 прикладена сила P_n , шток 2, переміщаючись вліво, змушує клапан 1 впертися в сидло штока 7 і відійти від сидла поршня 3. В цьому положенні порожнини *В* і *Б* з'єднуються з порожниною *Д*, що приведе до підвищення в них тиску (гранично до атмосферного). Тоді поршень 4 силового циліндра, переміщаючись вліво, натисне через шток 7 на поршень головного гальмового циліндра.

При даній схемі слідкувального пристрою зусилля на штоку 7 головного гальмового циліндра визначається за формулою

$$P_{ш} = P_n \cdot i_n \cdot \left(\frac{F_q}{F_a} + 1 \right), \quad (12.37)$$

де F_q — площа поршня 4;

F_a — площа поршня 3.

Тиск у гальмовій магістралі можна визначити за формулою

$$p_0 = \frac{P_u}{F_0}. \quad (12.38)$$

Хід поршня 4 знаходиться із співвідношення $s_0 = s_n \cdot i_n$.

Вакуумний підсилювач, схема якого зображена на рис. 12.9, а, працює в такий спосіб. При відсутності гальмування порожнина А (що з'єднується через отвір n з усмоктувальним трубопроводом двигуна) через канал Е і порожнина В з'єднуються з порожниною Б. Таким чином, у порожнинах А і Б створюється розрідження. При гальмуванні клапан 1, переміщуючись вліво, роз'єднує порожнини Б і В, з'єднуючи при цьому порожнину Б з атмосферою. Величина тиску в порожнині Б буде залежати від взаємного положення клапана 1 і його сідла 2. А це взаємне положення, у свою чергу, залежить від деформації реактивної шайби 3, на яку діють три сили: Q_1 — сила, що виникає на штоку педалі, сила Q_2 , створювана поршнем вакуумного підсилювача, і сила Q на поршні головного гальмового циліндра.

Під впливом цих трьох сил реактивна шайба 3 повинна знаходитися у певному деформованому стані, що забезпечує пропорційність зусиль на педалі гальма і на поршні вакуумного підсилювача. З огляду на те, що питомі тиски на поверхні реактивної шайби повинні бути однакові в кожній її точці, знайдемо співвідношення зусиль на штоку педалі і поршні головного гальмового циліндра

$$Q = P_n \cdot i_n \frac{D^2}{d^2}. \quad (12.39)$$

Тиск рідини в гальмовій магістралі визначається за формулою

$$p_0 = \frac{Q}{F_0} = \frac{P_n \cdot i_n}{F_0} \frac{D^2}{d^2}. \quad (12.40)$$

Необхідний розмір площі поршня вакуумного підсилювача може бути знайдений за формулою

$$F_q = \frac{P_n \cdot i_n}{p_z} \left(\frac{D^2}{d^2} - 1 \right). \quad (12.41)$$

Хід поршня вакуумного підсилювача визначається так само, як і в попередньому випадку.

Реактивна шайба вакуумного підсилювача, зображеного на рис. 12.9, а, може бути замінена кульковим слідкувальним пристроєм, схема якого наведена на рис. 12.9, б. У випадку застосування такого пристрою сила на поршні головного гальмового циліндра визначається за формулою

$$Q = P_n \cdot i_n \cdot \left(1 + \frac{tg \alpha_2}{tg \alpha_1} \right), \quad (12.42)$$

де кути α_1 і α_2 показані на рис. 12.9, б.

Тиск рідини в гальмовій магістралі, площа і хід поршня вакуумного підсилювача визначаються так само, як і в попередньому випадку.

На рис. 12.9, в зображений гідровакуумний підсилювач, де функції пристрою, що стежить, разом із клапаном 1, виконує поршень 2, що має діаметр d . У цьому випадку тиск рідини в головному гальмовому циліндрі визначається за формулою

$$p_0 = \frac{4P_n \cdot i_n}{\pi \cdot d^2} \quad (12.43)$$

Необхідні розміри площі поршня вакуумного підсилювача визначаються за формулою

$$F_q = \frac{0,785 \cdot (D^2 - d^2) \cdot p_{0\max}}{p_z} \quad (12.44)$$

де D і d – розміри, позначені на рис. 12.9, в.

Хід поршня вакуумного підсилювача визначається так само, як і в попередньому випадку.

12.4.3 Проектування пневматичного гальмового привода

Пневматичний гальмовий привід застосовується для гальмування важких вантажівок, автопоїздів і автобусів великої місткості. Він забезпечує високу ефективність гальмування незалежно від ваги транспортного засобу. Однак пневматичний гальмовий привід має відносно великий час спрацьовування. Тому при його проектуванні необхідні спеціальні конструктивні заходи зниження часу спрацьовування і зменшення часу розгальмовування. З цією метою необхідно вибирати оптимальні значення перерізів трубопроводів і клапанів, застосовувати прискорювальні клапани і клапани швидкого розгальмовування.

Пневматичний гальмовий привід автопоїздів виконують за двома схемами – однопровідній і двопровідній.

Як орган керування гальмами автопоїзда застосовується гальмовий кран, що подає стиснене повітря до робочих органів гальм передніх і задніх коліс не менше, ніж по двох роздільних магістралях.

Всі автомобілі, призначені для роботи з напівпричепами і розпусками, повинні бути обладнані додатковим гальмовим краном (faucet, valve) з ручним керуванням пневматичного приводу гальм.

Час спрацьовування гальмового приводу повинен бути не більше 0,6 с. При цьому тиск повинен наростати до 90%, що відповідає повному гальмуванню.

Допустима несинхронність гальмування тягача і причепа за часом спрацьовування робочих органів складає від + 0,1 до – 0,2 с.

Тиск повітря в пневматичному приводі до гальм автомобілів і тягачів повинен складати:

а) номінальний (розрахунковий) тиск 0,6 МПа;

б) тиск, обумовлений установленням регулятора тиску, від 0,67 до 0,73 МПа;

в) граничний тиск, обумовлений установленням запобіжного клапана, 0,85 МПа.

Тиск повітря в з'єднувальній магістралі гальмової системи причепів, напівпричепів і розпусків (тиск відгальмовування) повинен підтримуватися в межах 0,67–0,73 МПа. Початок підвищення тиску повітря в пневматичному приводі гальм причепів, напівпричепів і розпусків повинен відповідати зниженню тиску повітря в з'єднувальній магістралі на величину не меншу 0,06 МПа і не більшу 0,08 МПа.

У випадку використання стиснутого повітря для додаткових споживачів (дверні механізми, пневматична підвіска і т. п.) у систему повинен бути внесений додатковий ресивер достатньої ємності і встановлений пропускний клапан, що перепускає стиснене повітря в додатковий ресивер при досягненні тиску в основних ресиверах більше 0,60–0,63 МПа.

Сумарний обсяг ресиверів повинен бути таким, щоб при повному натисканні на педаль і непрацюючому компресорі зниження тиску в ресиверах автомобіля і тягача (щодо максимального, обмеженого регулятором) повинно бути не більше 0,03 МПа, а в ресиверах причепа, напівпричепа і розпуску 0,03–0,05 МПа.

Тягачі та автомобілі повинні бути обладнані з'єднувальною головкою типу А, причепи, напівпричепи і розпуски – з'єднувальною головкою типу Б. В автомобілів і тягачів з'єднувальна головка повинна розташовуватися позаду, у сидільних тягачів – за кабіною.

Для приведення в дію запасного гальма може бути використаний пневматичний привід за умови, що забезпечено повну незалежність запасного гальма від пневматичного приводу до основних гальм.

На щитку водія повинен бути контрольний прилад, що показує тиск у ресивері та у гальмовій магістралі автомобіля, а також сигнал (світловий чи акустичний), що попереджає про зниження тиску повітря в ресиверах нижче припустимого.

Гальмова система автомобіля і тягача повинна бути обладнана регуляторами гальмових сил, що змінюють тиск повітря, підведеного до гальм задніх осей, в залежності від зміни ваги, що припадає на ці осі.

Причіп повинен бути обладнаний краном, що дозволяє змінювати тиск стиснутого повітря, підведеного до гальм осей причепа в залежності від ступеня завантаження, а також робити повне розгальмовування причепа.

Пневматичний привід гальм повинен бути герметичним, зниження тиску повітря при непрацюючому компресорі допускається не більше 0,03 МПа від номінального протягом 30 хв при вільному положенні органів керування і протягом 15 хв при гальмуванні (крім зниження тиску за рахунок заповнення гальмової магістралі).

На рис. 12.10 зображена схема однопровідної гальмової системи з оди-
нарним гальмовим краном. Принцип її дії такий. При натисканні на педаль

гальма діафрагма гальмового крана 1 під впливом сили P_z переміщається вниз і з'єднаний з нею двоплечовий важіль, закриваючи одним кінцем атмосферний клапан, іншим відкриває клапан, що з'єднує порожнину, розташовану під діафрагмою, з повітряним ресивером. Стиснене повітря (з тиском p_x) з цієї порожнини надходить до гальмових камер тягача і додаткового гальмового крана 2, що керує гальмуванням причепа. При цьому рухомий поршень крана 2 переміщається вліво, з'єднуючи порожнину B з атмосферою. Зниження тиску p_y в цій порожнині викликає переміщення нагору рухомого поршня клапана 3, внаслідок чого тиск p_z у порожнині B , з'єднаній з гальмовими камерами причепа, почне зростати.

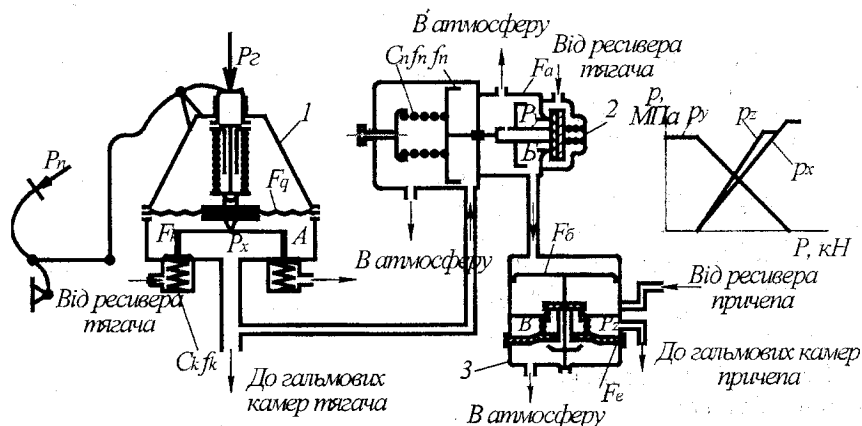


Рисунок 12.10 – Схема пневматичної гальмової однопровідної системи

Тиск повітря в порожнині гальмового крана A , з'єднаній з гальмовими камерами тягача, залежить від сили, прикладеної до педалі, і визначається за виразом (при рівності плечей двоплечового важеля)

$$p_x = \frac{P_z - 2[C_k \cdot f_k + F_k(p_k - p_x)]}{F_q}, \quad (12.45)$$

де P_z – сила, прикладена до діафрагми крана, рівна силі на педалі, помноженої на передатне відношення педалі і важеля крана;

C_k і f_k – відповідно, жорсткість і деформація пружини впускного клапана крана;

F_k і F_q – площі впускного клапана і діафрагми;

p_k – тиск у ресивері тягача.

Тиск у порожнині B гальмового крана причепа визначається за формулою

$$p_y = \frac{C_n \cdot f_n - F_n \cdot p_x}{F_a}, \quad (12.46)$$

де C_n і f_n – відповідно, жорсткість і деформація пружини крана;

F_n і F_a – відповідно, площі лівого і правого поршнів.

Максимальний тиск повітря в порожнині B установиться при $p_x = 0$ (розгальмований стан крана). З дуже малою похибкою можна прийняти, що такий же тиск буде і у ресивері причепа, з'єднаному з порожниною B через повітророзподільний клапан.

Тиск повітря в порожнині повітророзподільного клапана B , з'єднаної з гальмовими камерами причепа, визначається за формулою

$$p_z = p_x \frac{F_n F_\delta}{F_a F_e}, \quad (12.47)$$

де F_δ і F_e – відповідно, площа поршня і активна площа діафрагми повітророзподільного крана причепа.

Зразок графіка зміни тисків p_x , p_y і p_z поданий на рис. 12.10.

Одночасне і пропорційне гальмування тягача і причепа повинно бути забезпечене також відповідним розрахунком гальмових камер (чи циліндрів) і гальмових механізмів.

Наведений статичний розрахунок дозволяє тільки в першому наближенні визначити основні параметри гальмового приводу. Більш повні і достовірні дані може дати динамічний розрахунок, основи якого викладені в роботі [2].

На рис. 12.11 зображений комбінований гальмовий кран однопровідної системи. При натисканні на гальмову педаль верхній кінець важеля крана переміщається вліво. Поршень нижнього слідкувального механізму, переміщаючись при цьому вправо, від'єднує порожнину A від атмосфери і, відкриваючи клапан, з'єднує її з ресивером. З порожнини A стиснене повітря надходить до гальмових камер (чи циліндрів) тягача.

Шток верхнього слідкувального механізму, переміщаючись вліво, стискає пружину 2, що дозволяє переміститися вліво поршню і з'єднати порожнину B з атмосферою, внаслідок чого в ній починає зменшуватися тиск. В стані відгальмовування порожнина B з'єднана з ресивером. Стиснене повітря з порожнини B надходить до повітророзподільного клапана причепа (клапан 3 на рис. 12.10).

Тиск повітря в порожнині A (рис. 12.11) визначається за формулою

$$p_x = \frac{P_1 - C_1 f_1}{F_1} = \frac{P \frac{a}{b} - C_1 f_1}{F_1}, \quad (12.48)$$

де F_1 – площа поршня;

P – сила, прикладена до важеля крана;

$C_1 f_1$ – сила, створювана пружиною 1; ця сила може змінюватися регулювальним кільцем 3, при цьому буде змінюватися співвідношення між тисками p_x і p_z .

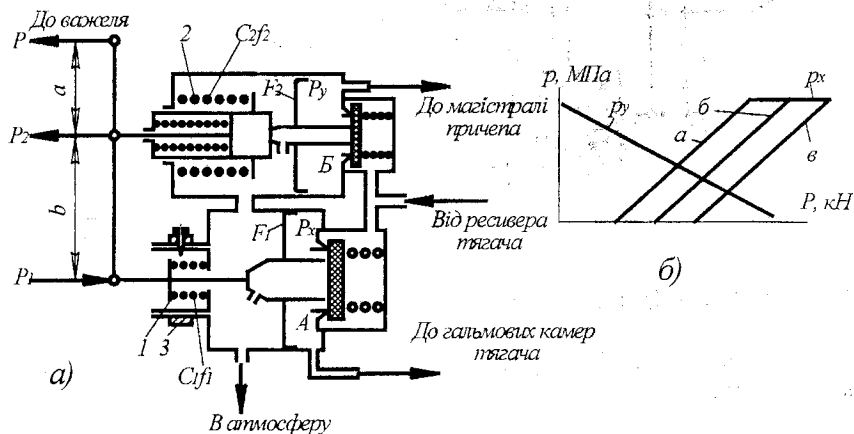


Рисунок 12.11 – Схема здвоєного пневматичного гальмового крана

Тиск у порожнині B визначається за формулою

$$p_y = \frac{C_1 f_1 - P_2}{F_2} = \frac{C_2 f_2 - P \frac{a+b}{b}}{F_2}, \quad (12.49)$$

де $C_2 f_2$ – зусилля, з яким давить на шток слідкувального механізму пружина 2;

F_2 – площа поршня слідкувального 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 зображена на рис. 12.11, б. Лінії a , $б$ і $в$ зображують характер зміни тиску p_x при різному стиску пружини 1: лінія a – при мінімальному стиску пружини 1 (причіп розвантажений); лінія $в$ – при максимальному стиску пружини 1 (причіп навантажений).

На рис. 12.12 зображена схема гідропневматичного приводу, основна перевага якого полягає в зменшенні часу спрацювання гальма. При натисканні на педаль сила P_n передається на штоки слідкувального механізму і поршня силового циліндра у відношенні, обернено пропорційному плечам важеля 2.

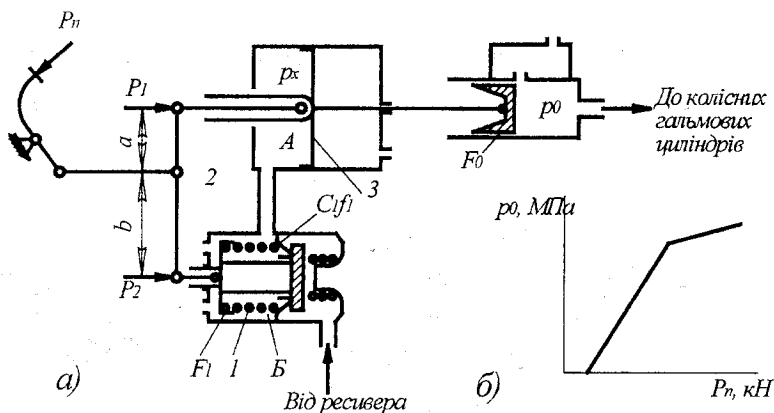


Рисунок 12.12 – Принципова схема гідропневматичної гальмової системи

Тиск у порожнині *Б* клапана слідкувального механізму може бути визначений з виразу

$$p_x = \frac{P_2 - C_1 f_1}{F_1} = \frac{P_n \cdot i_n \frac{a}{a+b} - C_1 f_1}{F_1}, \quad (12.50)$$

де $C_1 f_1$ – сила стиску пружини *1*;

F_1 – площа поршня слідкувального механізму;

i_n – передатне відношення педалі гальма;

a і b – плечі важеля *2*.

Тиск у головному гальмовому циліндрі визначається за формулою

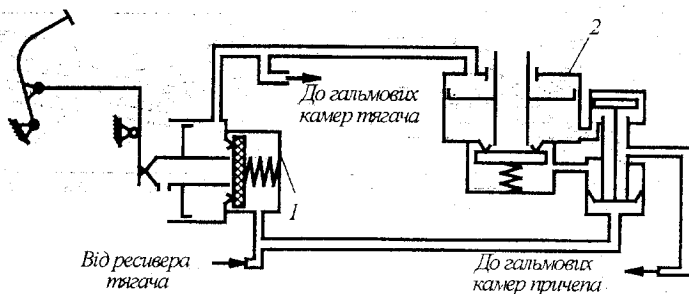
$$p_0 = \frac{p_x \cdot F_2 + P_n \frac{b \cdot i_n}{a+b}}{F_0}, \quad (12.51)$$

де F_0 і F_2 – площі поршнів головного гальмового і силового циліндрів.

При несправній пневматичній гальмовій системі гальмування можливе тільки за рахунок мускульної сили водія. У цьому випадку тиск рідини може бути визначений за формулою (12.51), приймаючи, що $p_x = 0$. Діаграма зміни тиску p_0 в залежності від сили P_n зображена на рис. 12.12, б.

На рис. 12.13 зображена схема двопровідної гальмової пневматичної системи, що має експлуатаційні переваги перед однопровідною системою.

1. На затяжних спусках при тривалому пригальмовуванні в однопровідній гальмовій системі ресивер причепа не встигає поповнюватися. У двопровідній системі цього можна уникнути, тому що в процесі гальмування ресивер причепа увесь час поповнюється.



1 – гальмовий кран; 2 – прискорювально-аварійний клапан

Рисунок 12.13 – Принципова схема пневматичної двопровідної гальмової системи

2. При однопровідній системі у випадку, коли витрата повітря в автомобілі (тягачі) більша, ніж у причепі, існує небезпека, що при розгальмуванні магістраль керування не одержить необхідного наповнення і гальмовий клапан причепа не перейде в положення розгальмовування.

В двопровідній системі надійне розгальмовування забезпечується тим, що положенню розгальмовування відповідає підвищений тиск у гальмовому клапані.

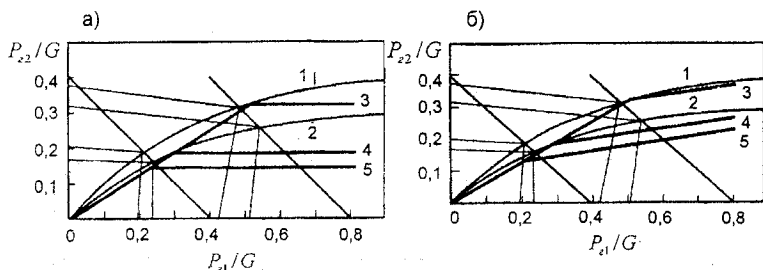
3. Сталість тиску в ресивері причепа при двопровідній системі забезпечує краще узгодження гальмування автомобіля (тягача) із причепом.

12.5 Регулятор гальмових сил

Регулятор (controller, tuner) гальмових сил являє собою клапан – елемент керування з розімкнутим зв'язком. Клапани бувають статичні (обмежники гальмової сили) і динамічні (пропорційні, що працюють за такими параметрами, як тиск у гальмовому приводі, осьове навантаження, величини сповільнення).

Регулятор гальмових сил вимірює співвідношення гальмових сил між переднім і заднім мостами для наближення до ідеальної параболічної кривої (рис. 12.14). Лінії постійної гальмової сили мають вигляд прямих ліній з негативним нахилом. Діаграма на рис. 12.14, а ілюструє дію статичного, а діаграма на рис. 12.14, б – динамічного регулятора.

Клапани, чутливі до тиску, дозволяють досягати співвідношень гальмових сил, близьких до ідеального для порожніх автомобілів. Для навантаженого автомобіля (верхня парабола) розподіл далекий від ідеального як тільки клапан починає діяти, тобто відсоток підсумкової гальмової сили, що припадає на задній міст, зменшується, а на передній міст збільшується.



P_{z2} – гальмова сила заднього моста; P_{z1} – гальмова сила переднього моста;
 G – вага автомобіля; 1 – ідеальна крива для навантаженого; 2 – для порожнього;
 3 – навантаженого з клапаном, що спрацьовує від навантаження; 4 – для порожнього з клапаном, що спрацьовує від навантаження; 5 – для навантаженого з клапаном, що спрацьовує від тиску

Рисунок 12.14 – Діаграма розподілу гальмової сили з регулятором гальмових сил: а – статичним; б – динамічним

При застосуванні клапана, чутливого до навантаження, точка спрацьовування зміщується у верхньому напрямку, наближаючи розподіл гальмової сили до ідеального при всіх робочих навантаженнях.

Клапан, чутливий до сповільнення, спрацьовує при певній величині сповільнення автомобіля, незалежно від навантаження.

Клапан повинен розраховуватися так, щоб його крива розподілу гальмової сили була не вища кривої ідеального розподілу. Умови зміни коефіцієнта тертя накладок і крутного моменту двигуна, а також допуски самого клапана повинні враховуватися для попередження перегальмовування заднього моста. На практиці це означає, що крива фактично встановлюваного розподілу повинна знаходитися значно нижче ідеальної кривої.

Критерії, згідно з якими розробляють регулятори гальмових сил:

- сумісність із системою ABS;
- додаткові витрати через поділ гальмової магістралі на задньому мосту (наприклад, схема типу X);
- забезпечення пропускної чи обхідної функції при несправності гальмової магістралі, особливо для статичних регуляторів;
- засоби випробувань при виготовленні та експлуатації.

Транспортні засоби із завжди рівнонавантаженими мостами немає необхідності оснащувати регулятором гальмових сил, оскільки недоліки у визначенні його несправності переважають його мінімальні переваги.

Оскільки максимальна сила гальмування обмежена зчепленням з дорогою ϕ , то для випадку одночасного гальмування всіх коліс до юза, коли $P_z = G_g \cdot \phi$, одержимо для передньої і задньої осей:

$$P_{z1\max} = \frac{\varphi \cdot G_a}{L} (b + h \cdot \varphi) \text{ і } P_{z2\max} = \frac{\varphi \cdot G_a}{L} (a - h \cdot \varphi), \quad (12.52)$$

де L – база автомобіля;

a , b , h – відстань центра ваги до передньої осі, до задньої осі, до дороги.

В цьому випадку ми одержимо оптимальне значення коефіцієнта розподілу гальмових сил

$$\beta_{z0} = \frac{b + h\varphi_0}{a - h\varphi_0}. \quad (12.53)$$

Регулятори ВАЗ і АЗЛК (рис. 12.15, а) мають таку конструкцію. Корпус з поршнем 1 укріплений на кузові. На поршень від регулювального гвинта 3 діє сила F_z від торсіона 5, розташованого перпендикулярно площині рисунка. Інший кінець торсіона з'єднаний тягами 6 і 7 з балкою заднього моста. На поршень діє також сила F_n від пружини 8.

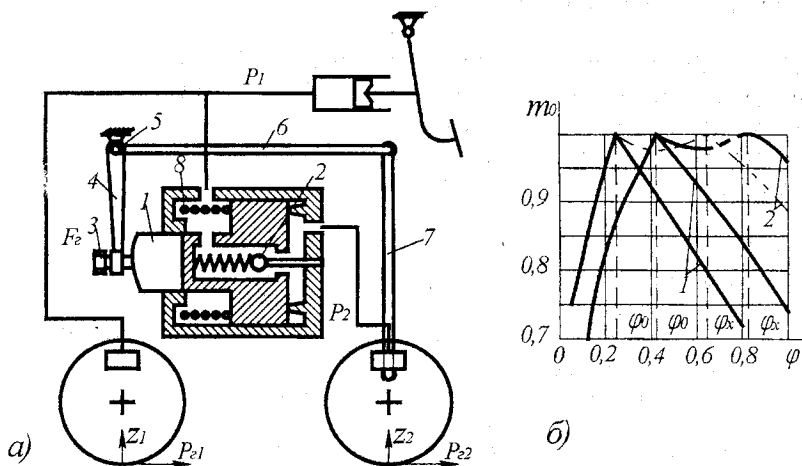


Рисунок 12.15 – Регулятор гальмових сил ВАЗ і АЗЛК та характеристика його ефективності

Система регулювання тиску p_2 в залежності від тиску p_1 і реакції z_2 є за впливом z_2 , вираженим через прогин h підвіски, замкнутою. Вона складається з трьох елементів: автомобіль–торсіон–регулятор. Рівняння регулятора

$$\left. \begin{aligned} p_2 &= p_1 \quad \text{при} \quad p_1 < p_0 \\ p_2 &= \frac{1}{f_2} [F_z + F_n + (f_2 - f_1)p_1] \quad \text{при} \quad p_1 > p_0 \end{aligned} \right\}. \quad (12.54)$$

Застосувавши для оцінювання ефективності регулятора коефіцієнт використання зчипної ваги m_G , що показує, у скільки разів сповільнення автомобіля з даною гальмовою системою менше, ніж при оптимальному розподілі гальмових сил, коли використовується уся вага автомобіля, одержимо

$$m_G = \frac{C_1 \cdot p_1 + C_2 \cdot (p_2 - p'_2)}{G_a \cdot \varphi}, \quad (12.55)$$

де C_1 і C_2 – конструктивні константи;

p'_2 – тиск, пропорційний зусиллю поворотної пружини.

На рис. 12.15, б подана ця залежність з регулятором (криві 2) і без нього (криві 1) при 100% – жирні лінії і 20% навантаженні – тонкі лінії. З рис. 12.15, б випливає, що регулятор значно збільшує коефіцієнт m_G , наближаючи його до одиниці, але тільки в зоні $\varphi > \varphi_0$.

12.6 Антиблокувальні системи

Перші ABS почали застосовуватись в авіації в 1949 р., на автомобілях перші зразки ABS з'явилися у 1969 р. Внаслідок неперервного підвищення вимог, удосконалення ABS привело до визнання її в усьому світі найбільш радикальним засобом підвищення активної безпеки (active safety), особливо на вологих та слизьких дорогах, де відбувається найбільша кількість ДТП.

Антиблокувальні системи автомобілів являють собою системи, оснащені пристроями керування зі зворотним зв'язком, що запобігають блокуванню коліс під час гальмування та зберігають керованість і курсову стійкість автомобіля. Основними компонентами ABS є: гідромодулятор; датчики швидкості обертання коліс; електронний блок керування (ECU).

При розробленні системи ABS беруть до уваги:

- варіанти зчеплення між шиною і дорогою;
- нерівності дорожнього покриття, що викликають коливання коліс і осей;
- гальмовий гістерезис;
- зміни тиску в головному гальмовому циліндрі при впливі водія на педаль гальма;
- зміни радіуса колеса, наприклад, при встановленні запасного колеса.

Критерії якості керування:

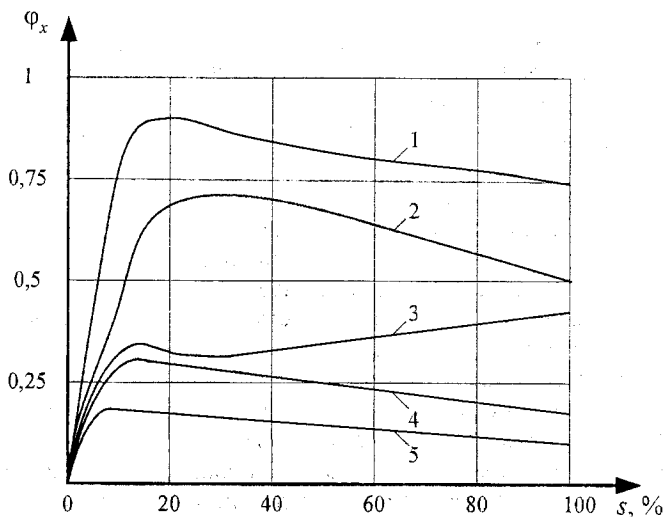
- підтримка курсової стійкості під час керування автомобілем шляхом забезпечення достатньої величини поперечної сили зчеплення на задніх колесах;
- підтримка керованості автомобіля шляхом забезпечення достатньої поперечної сили зчеплення на передніх колесах;
- зменшення гальмового шляху в порівнянні з гальмуванням із заблокованими колесами;

- швидка зміна гальмових моментів для різних коефіцієнтів зчеплення, наприклад, коли автомобіль рухається через невеликі ділянки льоду на дорожньому покритті;
- контроль низьких амплітуд зміни гальмового моменту з метою попередження вібрацій у зубчастих передачах;
- високий рівень комфорту руху в результаті незначного впливу зворотного зв'язку на педаль гальма і застосування безшумних виконавчих механізмів.

12.6.1 Функціонування антиблокувальних систем

Відомо, що в розрахунках гальмової динаміки автомобіля у більшості випадків використовують табличні значення коефіцієнтів зчеплення, які визначаються експериментально при русі заблокованого колеса, тобто при 100% ковзанні колеса відносно дорожньої поверхні. Однак відомо, що коефіцієнт зчеплення еластичного колеса залежить не тільки від стану дорожньої поверхні, але й від ступеня проковзування колеса відносно цієї поверхні в процесі гальмування та від інших факторів.

На рис. 12.16 наведено графік залежностей коефіцієнтів зчеплення колеса з опорною поверхнею φ_x від відносного проковзування s при гальмуванні на різних дорогах.



1 – сухий асфальт; 2 – вологий асфальт;
3 – неукочений сніг; 4 – укочений сніг; 5 – лід

Рисунок 12.16 – Залежності коефіцієнтів зчеплення від коефіцієнта відносного проковзування (slip ratio)

Згідно з [12] відносне проковзування визначається за формулою

$$s = \frac{v_a - \omega_k r_0}{v_a}, \quad (12.56)$$

де v_a – швидкість автомобіля;

ω_k – кутова швидкість колеса при гальмуванні;

r_0 – вільний радіус колеса.

З графіка видно, що при деякому значенні відносного проковзування поздовжній коефіцієнт зчеплення φ_x має максимум. Величина відносного проковзування, що відповідає максимуму, називається критичною s_{xp} . Для більшості дорожніх поверхонь $s_{xp} = 0,1 \dots 0,3$. З графіка також можна зробити висновок, що при доведенні коліс до юза в процесі гальмування ($s = 1$) значно знижується φ_x , а отже гальмова ефективність, стійкість і керованість автомобіля при гальмуванні.

Основною задачею ABS є підтримання в процесі гальмування відносного проковзування у вузьких межах поблизу s_{xp} . В цьому випадку забезпечуються оптимальні характеристики гальмування. Для виконання цього необхідно автоматично регулювати гальмовий момент, що підводиться до коліс в процесі гальмування.

Незалежно від конструкції будь-яка ABS повинна складатися з таких елементів:

- датчики, функцією яких є видача інформації, в залежності від прийнятої системи регулювання, про кутову швидкість колеса, тиск робочого тіла гальмового приводу, сповільнення автомобіля та ін.;
- блок керування, зазвичай електронний, куди надходить інформація від датчиків, який після логічного оброблення отриманої інформації дає команду виконавчим механізмам;
- виконавчі механізми (модулятори тиску), які, в залежності від отриманої з блока керування команди, знижують, підвищують чи підтримують на постійному рівні тиск в гальмовому приводі коліс.

Процес регулювання гальмування колеса за допомогою ABS – циклічний. Пов'язано це з інерційністю самого колеса, приводу, а також елементів ABS. Якість регулювання оцінюється за тим, наскільки ABS забезпечує проковзування загальмованого колеса в заданих межах. При великому діапазоні циклічних коливань тиску порушується комфортабельність при гальмуванні (смикання), а елементи автомобіля сприймають додаткові навантаження. Якість роботи ABS залежить від прийнятого принципу регулювання (алгоритму функціонування), а також від швидкодії системи в цілому. Швидкодія визначає циклічну частоту зміни гальмового моменту. Важливою властивістю ABS повинна бути здатність пристосовуватися до зміни умов гальмування (адаптивність) і, в першу чергу, до зміни коефіцієнта зчеплення в процесі гальмування.

Розроблено велику кількість принципів (алгоритмів функціонування), згідно з якими працюють ABS. Вони відрізняються за складністю, вартістю реалізації і за ступенем задоволення висунутих вимог.

Розглянемо процес роботи ABS з алгоритмом функціонування при сповільненні загальмованого колеса.

Рівняння руху загальмованого колеса має вигляд:

$$J_k \varepsilon_{zk} = M_z - M_\varphi, \quad (12.57)$$

де J_k – момент інерції колеса;

ε_{zk} – кутове сповільнення колеса;

M_z – момент, що створюється гальмовим механізмом;

M_φ – момент, можливий при зчепленні колеса з опорною поверхнею.

Використовуючи рівняння (12.57), можна побудувати графік процесу роботи ABS за сповільненням (рис. 12.17). На рисунку нанесено такі залежності: залежність моменту на загальмованому колесі, що реалізується за зчепленням від відносного проковзування $M_\varphi = f(s)$; залежність моменту, що створюється гальмовим механізмом на загальмованому колесі, від відносного проковзування в процесі автоматичного регулювання $M_z = f(s)$.

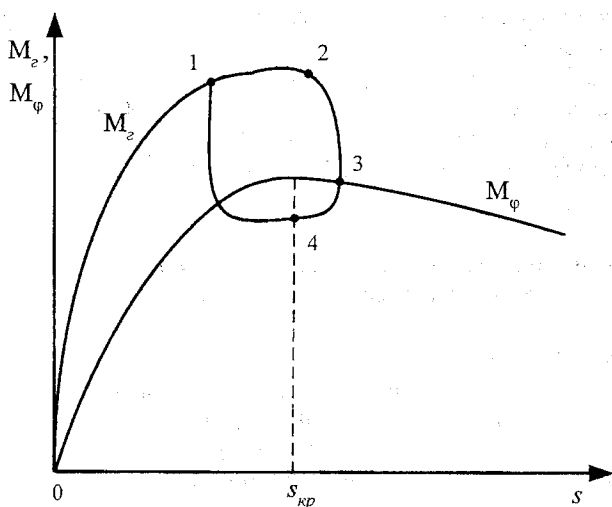


Рисунок 12.17 – Графік процесу роботи ABS за сповільненням

Натискання на педаль гальма викликає зростання гальмового моменту (ділянка 0 – 1 – 2) на всій ділянці, що викликає сповільнення колеса зі збільшення відносного проковзування. Особливо швидко сповільнення зро-

стає на ділянці 1 – 2, де різниця $M_z - M_\varphi$ раптово зростає в результаті зниження M_φ , а сповільнення прямо пропорційно цій різниці

$$\varepsilon_{zk} = (M_z - M_\varphi) / J_k. \quad (12.58)$$

Різке зростання сповільнення свідчить про те, що відносно проковзування стало дещо більшим s_{kp} . Це стає підставою для подачі блоком керування в точці 2 команди модулятору на зниження тиску в гальмовому приводі. Точка 2 відповідає першій команді «вставка». За поданою командою гальмовий момент M_z знижується і в точці 3 стає рівним моменту за зчепленням: $M_z = M_\varphi$, а сповільнення $\varepsilon_{zk} = 0$. Нульове значення сповільнення служить другою «вставкою», за якою блок керування дає команду модулятору на підтримання в гальмовому приводі постійного тиску, а, отже, стало гальмового моменту M_z . В даній фазі $M_\varphi > M_z$ і $\varepsilon_{zk} = (M_\varphi - M_z) / J_k$, тобто ε_{zk} змінює знак і колесо починає прискорюватись. Максимальне значення прискорення відповідає максимальній різниці $M_\varphi - M_z$, що має місце в точці 4, яка є третьою «вставкою». В точці 4 блок керування дає команду модулятору на збільшення тиску в гальмовому приводі, і описаний цикл повторюється, дозволяючи підтримувати відносно проковзування в інтервалі, що забезпечує високі значення повздовжнього і поперечного коефіцієнтів зчеплення.

Процес роботи ABS може реалізовуватися за дво- чи трифазним циклом. При двофазовому циклі: перша фаза зростання тиску; друга фаза – скидання тиску. При трифазовому циклі: перша фаза – зростання тиску; друга – скидання тиску; третя фаза – підтримання тиску на постійному рівні.

12.6.2 Основні конструктивні особливості ABS

Розглянемо деякі варіанти систем ABS (табл. 12.4), що є найбільш поширеними [5].

Чотириканальна система (варіанти 1, 2).

Допускає окремий контроль тиску в двоконтурних системах зі з'єднанням мостів (схема ||) та з діагональним з'єднанням (схема x). При гальмуванні на дорожньому покритті з різними коефіцієнтами зчеплення зліва і справа «мікст» повинні застосовуватися заходи для забезпечення відсутності моменту відносно вертикальної осі, який може призвести до втрати курсової стійкості автомобіля.

Триканальна система (варіант 3).

Момент розвороту під час гальмування на дорожніх покриттях типу «мікст» зменшений так, що легкові автомобілі з довгою базою і великим моментом інерції відносно вертикальної осі не втрачають курсової стійкості і керованості.

Двоканальна система (варіанти 4, 5, 6).

Ці системи, з одного боку, мають менше число компонентів, ніж триканальні і чотириканальні, що робить їх менш дорогими. З іншої сторони, виникає деяка кількість функціональних обмежень. У варіанті 4 при високорозривному регулюванні переднє колесо з більш високим коефіцієнтом зчеплення визначає тиск, що підводиться до обох передніх коліс. У даному випадку при екстремому гальмуванні виникає блокування одного з передніх коліс. Це супроводжується збільшенням зносу шин і погіршенням керуваності. При використанні варіанта 5 таке трапляється, коли контрольоване колесо передньої осі має більш високий коефіцієнт зчеплення, ніж неконтрольоване. У варіанті 6 тиск, що підводиться до передніх коліс, регулюється окремо, а на кожному задньому колесі – спільно з передніми. Через необхідність створення перерозподілу гальмової сили з заднього моста на передній, з метою запобігання блокуванню задніх коліс, дана система забезпечує більш низькі рівні сповільнення, ніж три- чи чотириканальні.

Таблиця 12.4 – Варіанти систем ABS

Чотириканальна з 4-ма датчиками		Триканальна з 3-ма датчиками	Двоканальна		
спереду-ззаду	по діагоналі		з 3-ма датчиками	спереду-ззаду	по діагоналі
варіант 1	варіант 2	варіант 3	варіант 4	варіант 5	варіант 6

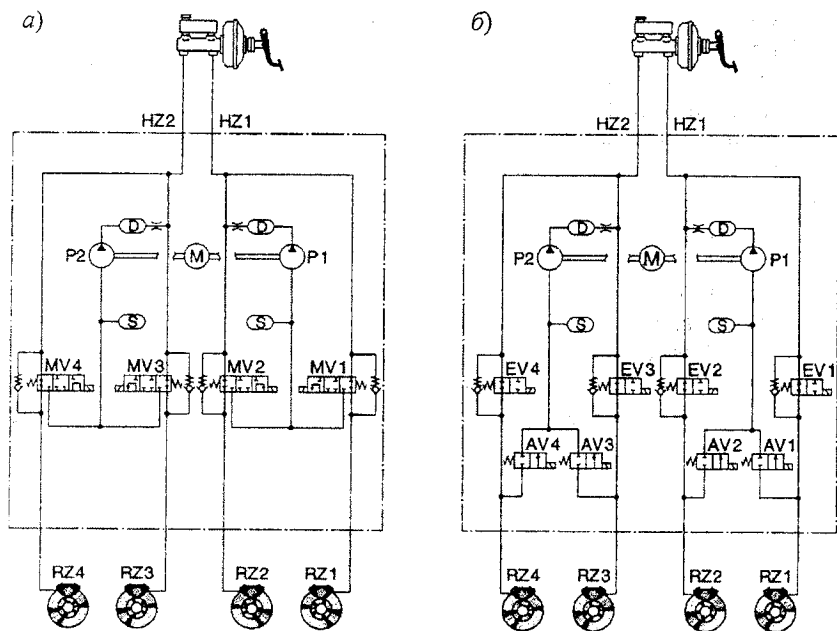
► – датчик;

▷ – датчик, альтернативний відносно датчика диференціала;

▣ – канал керування

Основні складові частини ABS фірми Bosch (рис. 12.18).

1. Індуктивний колісний датчик швидкості обертання забезпечує електронний блок керування (ECU) необхідною інформацією про швидкість обертання колеса.



а) – схема ABS 2S; б) – схема ABS 5S;
 HZ – головний гальмовий циліндр; М – електродвигун;
 Р – поршневий насос; D – демпфер; S – акумулятор;
 MV – соленоїдний клапан; EV – впускний клапан;
 AV – випускний клапан; RZ – колісний гальмовий циліндр

Рисунок 12.18 – Схема гідравлічного модулятора

2. Блок керування ECU з LSI (великою інтегральною схемою)

Блок ECU приймає, фільтрує і підсилює сигнали від датчика швидкості обертання колеса перед їх використанням для визначення проковзування і прискорення колеса.

3. Вхідний блок

Складається з фільтра низьких частот і вхідного підсилювача.

4. Цифровий контролер

Складається з двох ідентичних взаємно незалежних цифрових інтегральних схем LSI. Ці блоки працюють паралельно, опрацьовуючи інформацію, що надходить від двох коліс (канали 1+2 і 3+4), проводять логічні розрахунки. Логіка контролера перетворює сигнали керування в позиційні команди для соленоїдних клапанів. Послідовний інтерфейс, під'єднаний до вхідного каскаду логічного пристрою і логіки контролера за допомогою каналу передавання даних, підтримує зв'язок і передавання даних між двома цифровими LSI.

Ще один функціональний блок містить схему керування для забезпечення розпізнавання помилок та їх аналізу. Як тільки в ECU з'являється несправність, сигнальна лампочка інформує водія про те, що система ABS не функціонує. Однак гальмова система зберігає повну працездатність навіть тоді, коли система ABS вимкнена.

5. Вихідні блоки

Два вихідних блоки функціонують подібно регуляторам струму для каналів 1+2 і 3+4 під час отримання позиційних команд від LSI, що використовуються для керування соленоїдами.

6. Вихідний каскад

Використовує дані від регуляторів струму двох вихідних блоків для збудження струму соленоїдних клапанів.

7. Стабілізатор напруги

В функцію цього блока входить стабілізація напруги в межах допуску, необхідного для надійної роботи ECU. Блок також реагує на недостатню бортову напругу за допомогою вимкнення пристрою, керує роботою реле і колом сигнальної лампи.

8. Блок керування з мікропроцесорами

В цьому блоці ECU замість LSI використовуються два мікропроцесора, які здійснюють оброблення сигналів, прогін програми контролера і функцію автокерування ABS. Блок також виконує діагностування за стандартами ISO, що дає можливість відслідковувати несправні компоненти ABS за допомогою сигнальної лампи чи вимірювального пристрою.

9. Гідравлічний модулятор для систем ABS 2S і ABS 5S з гальмовим приводом за схемами || і ×

Для кожного гальмового контуру гідравлічний модулятор містить в собі (див. рис. 12.18): насос Р з електричним двигуном; акумулятор S; демпфер D; соленоїдні клапани.

Насос Р. Повертає гальмову рідину від колісних гальмових циліндрів до головного гальмового циліндра.

Акумулятор S. Забезпечує тимчасове накопичення великої кількості гальмової рідини під низьким тиском.

Демпфер D. Демпфери з дроселями служать для вирівнювання високих рівнів пульсацій, які виникають під час повернення гальмової рідини до головного гальмового циліндра. Вони забезпечують підтримання рівня шуму на мінімальному рівні.

10. Соленоїдні клапани для ABS2 (MV)

До кожного колісного гальмового механізму під'єднано соленоїдний клапан. Клапан служить для модулювання тиску в колісних циліндрах під час активного керування ABS. Модуляція здійснюється відповідно до трьох режимів: зростання, підтримання і зниження тиску.

11. Соленоїдні клапани для ABS5 (EV, AV)

До кожного колісного гальмового механізму під'єднано по клапану EV і AV. Ті ж самі режими модулювання тиску, які вказано вище, здійснюються керуванням цими клапанами.

Система “Bosch” моделі 2S працює в режимі так званого трифазного циклу за принципом зворотного нагнітання. При звичайному гальмуванні без блокування електроклапан з’єднує колісний гальмовий циліндр із головним циліндром, і гальмова система працює так, ніби і не було антиблокувальної системи. При блокуванні електронний блок керування посилає сигнал у вигляді електричного струму на соленоїд електроклапана. Сердечник починає повздовжнє переміщення і торцевим клапаном перекриває магістраль, одночасно відкриваючи шлях зливної гальмової рідини з гальмової системи в спеціальну демпфірувальну камеру. (Згодом насос пережене її знову в резервуар головного гальмового циліндра). Це приводить до зменшення тиску в магістралі. Потім впливає фаза витримки, коли електроклапан роз’єднує всі магістралі системи перед фазою підвищення тиску, яка настає тоді, коли електроклапан переводиться в початкове положення, закриває зливальний отвір, і тиск гальмової рідини знову збільшується. Перевага розглянутої ABS – можливість використання трипозиційних електроклапанів замість шести двопозиційних, що застосовувалися раніше. Подальшим кроком на шляху розвитку ABS з’явилося об’єднання головного гальмового циліндра разом з підсилювачем і модулятором у єдиний блок, тобто створення інтегрованої антиблокувальної системи, складання якої на конвеєрі стало набагато простішим. Прикладом подібної ABS може служити система, описана нижче. В наш час розвиток ABS йде по двох діаметрально протилежних напрямках. Для автомобілів високого класу створюються найбільш ефективні інтегровані чотириканальні ABS, а для масових дешевих моделей ведеться розроблення спрощених варіантів, що вбудовуються в серійні гальмові системи як додаткове устаткування. ABS змінила уявлення про рівень безпеки руху. Сьогодні ця система входить у список додаткового устаткування практично кожної нової моделі. В усіх розвинутих країнах більшість автомобілістів переконані: заощаджувати на ABS не можна. Не за горами й обов’язкове застосування ABS. На сьогоднішній день міжнародні і національні вимоги (зокрема, Директива 71/320 ЄЕС і додаток 13 до Правил 13 ЄЕК ООН) передбачають обов’язкову наявність ABS тільки на вантажних автомобілях загальною масою більше 16 т, причепах і напівпричепах повною масою більше 10 т і міжнародних автобусах повною масою понад 12 т, оскільки наслідки аварій цих транспортних засобів можуть бути найтрагічнішими.

12.7 Стоянкова гальмова система

Гальмові механізми, обладнані енергоакумуляторами пружинного типу, що є звичайним устаткуванням вантажних автомобілів з повною масою понад 7,5 т, зручні для використання в стоянковій гальмовій системі.

У вимкненому положенні чотириконтурний запобіжний клапан і кран стоянкового гальма з’єднують ресивери робочої гальмової системи з камерою енергоакумулятора для стиску пружини. В причепах автопоїздів на

даний лінії гальмової системи розташований запасний балон. Коли приводиться в дію кран стоянкового гальма, то тиск під поршнем енергоаккумулятора зменшується. Спочатку відбувається часткове гальмування, надалі, коли тиск зменшується до атмосферного, має місце повне гальмування (спрацьовування запасної системи). Встановлюється режим стоянки. В автопоїздах із сидельними тягачами можливо загальмовування тільки тягача, а не всього автопоїзда. При такій ситуації правилами і нормами ЄС/ЄЕК передбачається гарантована подача повітря при екстремальних умовах, дев'ятикратне ввімкнення і вимкнення шляхом використання запасної енергії, наявність пристрою контролю спрацьовування гальма, що приводиться в дію пружиною, і допоміжного пристрою вимкнення.

12.8 Гальмові системи зі сповільнювачем (допоміжні гальмові системи)

Колісні гальма, використовувані в легкових і вантажних автомобілях, не призначені для забезпечення тривалого гальмування (наприклад, при русі автомобіля на спуску), оскільки можуть перегрітися, що викликає зменшення гальмового ефекту. В екстрених випадках це може призвести до повної відмови гальмової системи. Тому автомобілі з великою повною масою стали частіше оснащувати допоміжними гальмовими системами, що не зношуються, на додаток до звичайних колісних гальм. Така система повинна бути незалежною від колісних гальм, а також повинна враховувати обмеження швидкості руху. Це зменшує знос колісних гальм, а також підвищує комфорт (easy riding) при гальмуванні.

12.8.1 Випускна (моторна) гальмова система

Потужність, що витрачається на гальмування, містить у собі потужність, затрачувану на обертання двигуна з дроселюванням потоку газів у випускному тракті. Максимальна потужність гальмування сучасних стандартних двигунів складає 5-7 кВт/л у залежності від робочого об'єму двигуна. Двигуни з обмежниками випуску досягають потужності гальмування порядку 14-20 кВт/л. Підвищення максимальної гальмової сили можливе тільки за допомогою додаткових модифікацій. Декомпресійне зменшення випуску (наприклад, «С-гальмо», «Jake-гальмо», «Dynatard» чи «Powertard»), а також гальмо на основі постійного дроселювання відпрацьованих газів можуть істотно підвищити гальмову силу (рис. 12.19).

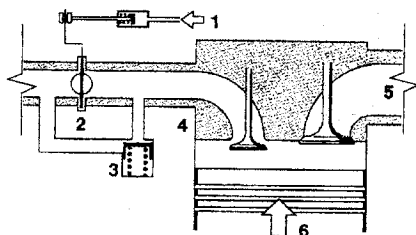
Моторне гальмо з випускною заслінкою

Гальмо з випускною заслінкою в наш час усе ще є найбільш розповсюдженим. У цій системі водій може перекрити заслінкою випускний тракт за допомогою пневмоприводу. У результаті в системі випуску відпрацьованих газів утвориться протитиск, який повинен переборюватися кожним поршнем під час такту випуску (рис. 12.20).



1 – випускна заслінка і постійний дросель; 2 – постійний дросель; 3 – випускна заслінка

Рисунок 12.19 – Криві гальмових сил (двигун V8)



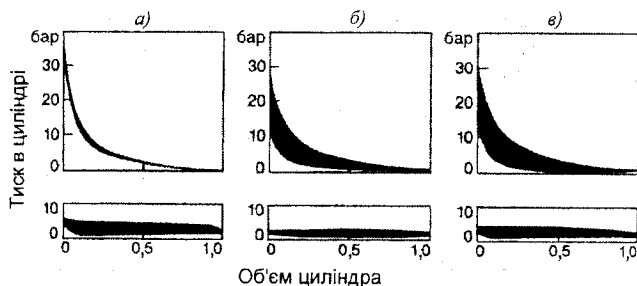
1 – привід випускної заслінки (стиснене повітря); 2 – випускна заслінка; 3 – клапан регулятора тиску; 4 – випускний канал; 5 – впускний канал; 6 – поршень (четвертий такт)

Рисунок 12.20 – Моторне гальмо з додатковим регулятором тиску

При використанні клапана регулятора тиску в пропускному каналі (байпасі) разом з випускною заслінкою гальмове зусилля можна підвищити на низьких і середніх частотах обертання колінчастого вала. При високій частоті обертання клапан регулятора тиску запобігає підвищенню тиску понад межу, при якій могла б пошкодитись заслінка та її привід.

Моторне гальмо з постійним дроселем

Стандартне гальмо, що працює з випускною заслінкою, використовує енергію, яка поглинається під час четвертого (випуск) і першого (впуск) тактів. Спеціальна декомпресія під час другого і третього тактів дозволяє використовувати частину енергії такту стиску двигуна. Діаграми тискоб'єм показують зміни тиску в циліндрі при використанні випускної заслінки і постійного дроселя, а також при з'єднанні обох пристроїв (рис. 12.21).

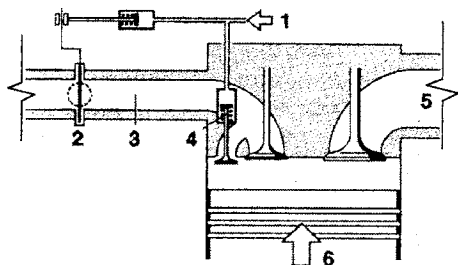


а) – закриття положення випускної заслінки гальма;
 б) – робоче положення постійного дроселя; в) – закритий стан випускної заслінки гальма і робоче положення постійного дроселя

Рисунок 12.21 – Принцип роботи випускних гальмових систем відповідно до діаграми тиск-об'єм, $n_M = 1700 \text{ хв}^{-1}$

Потужність, що йде на гальмування, коли використовується система з постійним дроселем, на противагу системі з заслінкою (throttle gate), головним чином визначається тактом стиску.

Установлення обмежувального клапана в байпасі випускного клапана двигуна дозволяє підвищити гальмове зусилля. Цей клапан приводиться в дію стисненим повітрям від пневмоприводу випускного клапана гальма. Під час роботи гальма з випускним клапаном він може бути постійно відкритий, забезпечуючи постійний поперечний переріз дроселя (рис. 12.22).



1 – стиснене повітря; 2 – випускна заслінка; 3 – випуск; 4 – постійний дросель;
 5 – впуск; 6 – поршень (другий такт)

Рисунок 12.22 – Моторне гальмо з випускною заслінкою і постійним дроселем (Mercedes-Benz)

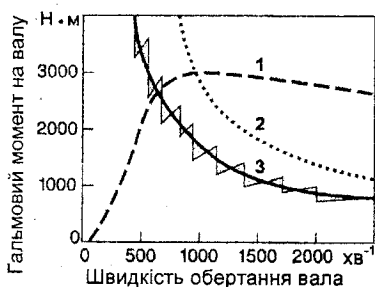
12.8.2 Сповільнювачі

Сповільнювачі знаходять усе більше застосування як незношувані допоміжні гальмові системи для вантажних автомобілів і автобусів. Активна

безпека автомобілів підвищується в результаті зменшення навантажень, що діють на робочу гальмову систему, також зростає економічність експлуатації автомобілів завдяки більш високим середнім швидкостям руху і зменшується знос гальмових накладок.

Сповільнювачі в автомобілі можуть установлюватися між двигуном і коробкою передач (первинні сповільнювачі) чи між коробкою передач і ведучим мостом (вторинні сповільнювачі).

Недолік первинних сповільнювачів полягає в небажаному перериванні гальмового моменту при перемиканні механічної коробки передач. Первинні сповільнювачі можуть мати змінну потужність. Значна різниця між робочими характеристиками первинних і вторинних сповільнювачів підкреслює необхідність продовження подальших розробок у цій області (рис. 12.23).



1 — вторинний сповільнювач; 2 — первинний сповільнювач

Рисунок 12.23 — Гальмові моменти гідродинамічних сповільнювачів

В наш час існують дві основні конструкції сповільнювачів: гідродинамічна та електродинамічна.

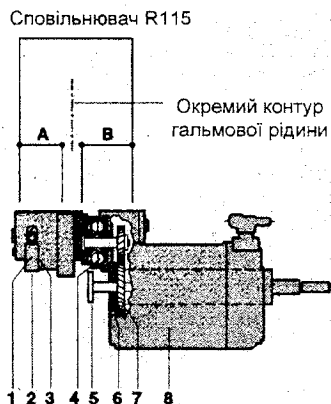
Гідродинамічні сповільнювачі

Працюють подібно гідромуфті «Foettinger» (рис. 12.24). Ротор перетворює механічну енергію в кінетичну енергію рідини, що, у свою чергу, перетворюється в тепло в статорі (тому використовувану рідину необхідно охолоджувати). Керування гальмуванням здійснюється рукояткою важеля чи педаллю гальма (інтегрований сповільнювач). При роботі електронної схеми керування створюється необхідний тиск повітря, під дією якого нагнітається певна кількість рідини (масла) у робочу порожнину між ротором і статором. Потік масла, що утворюється в результаті руху ротора, гальмується нерухомими лопатями статора. Це викликає гальмування ротора і всього автомобіля.

Характеристики:

- відносна складність конструкції; мала маса сповільнювача, що безпосередньо закріплений на коробці передач;

- необхідність у забезпеченні контуру охолодження з метою розсіювання в системі охолодження двигуна тепла, генерованого сповільнячем, для чого використовується масляний водяний теплообмінник;
- високе питоме гальмове зусилля;
- надчутливе керування гальмовим моментом;
- при розробленні сповільнювача повинні братися до уваги вентиляційні втрати невивімкненого сповільнювача.



- 1 – дротяний з'єднувач; 2 – розподільний клапан; 3 – повітряний ресивер;
4 – статор; 5 – ротор; 6 – фланець коробки передач; 7 – циліндричні прямозубі шестерні (передаточне відношення трансмісії); 8 – трансмісія

Рисунок 12.24 – Гідродинамічний сповільнювач

У гідродинамічному вторинному сповільнювачі можна одержати майже постійний гальмовий момент в межах широкого діапазону швидкості обертання трансмісійного вала (рис. 12.25). Трохи нижче 1000 хв^{-1} гальмовий момент різко зменшується. В результаті такої характеристики стандартні гідродинамічні сповільнювачі особливо підходять для використання на високошвидкісних транспортних засобах.

В сучасних конструкціях вторинних сповільнювачів характеристика гальмового моменту поліпшується шляхом забезпечення більш високих величин гальмових моментів при низьких швидкостях обертання вала за допомогою зубчастої передачі з передаточним числом, приблизно рівним 1:2 (посилений сповільнювач).

Максимальна потужність охолодження сучасних дизельних двигунів приблизно складає 300 кВт. Через зв'язок систем охолодження двигуна і сповільнювача існує деякий ризик перегріву обох агрегатів, якщо не забезпечуються додаткові заходи безпеки. З цієї причини використовуються термореле для обмеження гальмової сили сповільнювача з метою забезпечення теплової рівноваги.



1 – посилений сповільнювач; 2 – стандартний сповільнювач; 3 – межа потужності охолодження при безупинному навантаженні (300 кВт)

Рисунок 12.25 – Робочі характеристики гідродинамічного сповільнювача

Електродинамічні сповільнювачі

В наш час найширше розповсюджені електродинамічні сповільнювачі мають статор з обмотками збудження (рис. 12.26). Ротори встановлюються на обох сторонах статора і мають ребристу поверхню для кращого розсіювання тепла. Для того, щоб загальмувати автомобіль, до котушок збудження прикладається напруга (від акумуляторної батареї чи від генератора), при якій генерується магнітне поле, що наводить вихрові струми в роторах під час їхнього проходження через поле. Це створює гальмовий момент, що залежить від збудження статора, а також від повітряного зазору між ротором і статором.

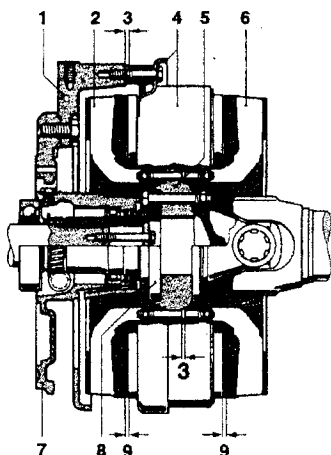
Характеристики:

- атмосферне розсіювання вироблюваного тепла;
- відносна простота конструкції;
- порівняно велика вага;
- безупинна робота при достатньому живленні струмом;
- зменшення гальмового моменту при нагріванні сповільнювача;
- забезпечення високої гальмової сили навіть при низькій швидкості автомобіля;
- потужність гальмування залежить від лопатей ротора, а саме від умов охолодження повітрям гальма і від температури навколишнього повітря.

На противагу стандартним гідродинамічним вторинним сповільнювачам електродинамічні сповільнювачі створюють порівняно високі значення гальмових моментів при низьких швидкостях обертання трансмісійних валів.

Істотне зменшення гальмового моменту електродинамічного сповільнювача при підвищенні робочої температури ротора відбувається через заходи термозахисту (рис. 12.27). Сповільнення автомобіля зменшується,

оскільки збільшуються теплові напруги електродинамічного сповільнювача.



1 – опора; 2 – передній ротор; 3 – регулювальні прокладки (установлення повітряного зазору); 4 – статор з котушками; 5 – проміжний фланець; 6 – задній ротор; 7 – кришка коробки передач; 8 – трансмісійний вал; 9 – повітряний зазор

Рисунок 12.26 – Електродинамічний сповільнювач

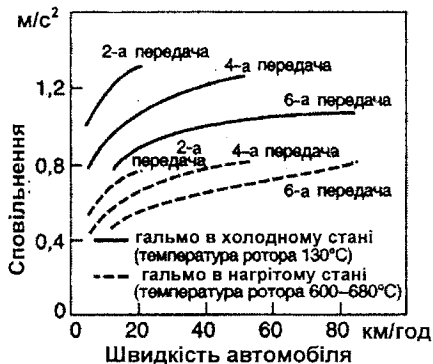


Рисунок 12.27 – Вплив передаточного числа і температури ротора на роботу електродинамічних сповільнювачів (17-тонний навантажений вантажний автомобіль)

Для попередження температурних руйнувань сповільнювача під час гальмування автомобіля використовується біметалевий перемикач, що обмежує подачу струму до половини використовуваних восьми котушок, коли температура статора досягає приблизно 250 °С.

12.9 Розрахунки на міцність

Розрахункові навантаження

Для деталей гальмових механізмів величину навантажень визначають за максимальним зчепленням з дорогою

$$M_{z \max} = \varphi_{\max} \cdot G_a \cdot r_k, \text{ при } \varphi_{\max} = 0,8 \div 1,0.$$

Для деталей приводу – за розрахунковим зусиллям 1500 Н на педалі (800 Н на важелі) або за максимальним розрахунковим тиском в системі (при пневматичному приводі).

Матеріали

Гальмові барабани звичайно відливають з легованого міддю, нікелем, молібденом чавуна, іноді зі сталі з додаванням міді. Часто їх виготовляють у вигляді комбінованої конструкції зі сталевим диском або алюмінієвим корпусом. Колодки (brake block) – зварні сталеві або литі з чавуна чи легких сплавів. Корпуси кранів, клапанів і т. ін. часто виготовляють з цинкового або алюмінієвого сплаву.

Розрахунки

Колодки розраховують на вигин та жорсткість, пальці – на вигин і зріз. Поверхні тертя – на нагрівання та питому роботу тертя. Педаль – на вигин. Трубопроводи – на розрив із запасом біля 2.

Запитання для самоконтролю

1. Для чого призначена гальмова система автомобіля?
2. Які є типи гальмових систем, їх переваги та недоліки?
3. Назвіть основні вимоги до гальмових систем.
4. За якими ознаками класифікують гальмові системи?
5. Опишіть робочий процес гальмових механізмів для барабанних колодкових та дискових механізмів.
6. Яким чином проводиться розрахунок гальмового механізму на нагрівання?
7. Призначення та принцип дії гальмового приводу.
8. Як проводиться розрахунок гальмового приводу?
9. Опишіть конструкцію і розрахунок гідровакуумних підсилювачів.
10. Особливості проектування пневматичного гальмового приводу.
11. Що являє собою регулятор гальмових сил?
12. Призначення та конструкція антиблокувальних систем.
13. Робочий процес антиблокувальних систем.
14. Призначення та принцип дії стоянкової гальмової системи?
15. Які ви знаєте типи сповільнювачів?
16. Особливості розрахунку гальмової системи на міцність.

Рама, а часто і кузов являють собою несучі системи, що сприймають вагові та ударно-перевантажувальні навантаження. Кузов автомобіля служить для розміщення вантажу, пасажирів і водія.

13.1 Вимоги до кузовів і рам

1. Мінімальна вага при довговічності, враховуючи і корозійну стійкість, що відповідає терміну служби автомобіля.

2. Достатня для роботи агрегатів і вузлів автомобіля жорсткість.

3. Форма рами (кузова) повинна забезпечувати зручність монтажу агрегатів, малу висоту центра ваги і малу навантажувальну висоту.

4. Форма і конструкція кузова повинні забезпечувати необхідну комфортабельність, травмобезпечність, а також вимоги моди.

13.2 Класифікація кузовів і рам

Несучі системи класифікують в залежності від того, що сприймає вагові навантаження:

а) рама (кузов розвантажений);

б) кузов – несучий кузов (каркасний, з несучою підставкою, панельний);

в) кузов, об'єднаний з рамою, – інтегральна несуча система (body frame).

Рами поділяють на лонжеронні (периферійні, Х-подібні, сходові, з Х-подібними поперечками) і хребтові (центральної).

Кузови за призначенням поділяють на:

а) пасажирські (автобуси і легкові автомобілі);

б) вантажні;

в) вантажопасажирські;

г) спеціальні.

Кузови легкових автомобілів поділяють в залежності від числа дверей і конструкції даху на закриті (седан, лімузин, купе та ін.) і відкриті (фаетон, кабріолет та ін.).

Кузови вантажних автомобілів поділяють на:

а) загального призначення – бортова платформа;

б) спеціалізовані (самоскиди, фургони, цистерни і т. д.).

13.3 Робочий процес та основи розрахунку кузовів і рам

В статичному положенні (при опиранні на всі колеса) вагові навантаження діють симетрично повздовжній осі і викликають вигин рами (кузова), причому напруги невеликі.

Розрахунок рами. При рухові на раму (кузов) діють динамічні навантаження. При цьому для розрахунку звичайно розглядають два режими.

1. *Рух з великою швидкістю дорогою з дрібними нерівностями.* Піднесені частини роблять інтенсивні вертикальні коливання. Динамічні навантаження можна виразити через статичні

$$P_i = P_{ст} \cdot k_d, \quad (13.1)$$

де $P_{ст}$ – статичне навантаження;

$k_d = j_i / g$ – коефіцієнт динамічності для i -го розрахункового перерізу.

Приблизно вертикальні динамічні навантаження можна вважати симетричними, а отже, лонжерони працюють на вигин, але в місцях кріплення агрегатів можливі значні крутні моменти. Для багатовісних автомобілів розглядається найбільш небезпечний випадок: опора на колеса тільки крайніх осей. При розрахунках на вигин рама розглядається як балка на опорах – осях автомобіля.

2. *Подолання великих нерівностей з вивішуванням окремих коліс.* Опорні реакції несиметричні, і рама працює на кручення при розрахунковому моменті

$$M_p = \frac{h}{B} \cdot \frac{C_n \cdot C_p}{C_n + C_p}, \quad (13.2)$$

де h – висота нерівності;

B – колія;

C_n і C_p – кутові жорсткості підвіски і рами. В нормальних умовах кути закручування рами не більші 3-4°, поза дорогами – до 13-16°.

Лонжерони і поперечки – це тонкостінні профілі, що при крученні викривляються, стають неплоскими – депланують. Крім дотичних напружень виникають нормальні напруження стиснутого кручення, тому розрахунки рам на кручення звичайно базуються на теорії тонкостінних профілів В. З. Власова. Існують і наближені методи розрахунку. В таблиці 13.1 наведені дані різних профілів при однаковій товщині стінок δ і площі поперечного перерізу (при рівній вазі на одиницю довжини).

Розрахунок кузова. Значно складніше розрахувати напруження в несучому кузові, що являє собою складну оболонкову конструкцію з різними прорізами і стояками. Донедавна основним методом оцінювання міцності кузова вважалися випробування на вигин і кручення з тензометруванням напружень у безлічі точок.

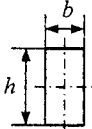
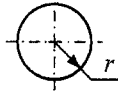
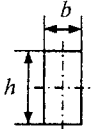
Напруження в кузові легкового автомобіля при крученні в 2-4 рази вище, ніж при вигині, причому окремі елементи працюють на вигин, розтягання, стиск, кручення. Нормальною вважається жорсткість при куті закручування θ' на метр довжини не більше 0°15'.

В останні роки розрахунки кузовів істотно вдосконалені. У розвитку теорії В. З. Власова кузов подають у вигляді тонкостінних біконструкцій, що складаються з двох утворень оболонкового типу (дах і підлога) та

стрижнів (стояки вікон і дверей). За допомогою матричного апарату лінійної алгебри описуються навантаження, епюри моментів, переміщень і геометричні розміри. За М. Б. Школьніковим за основу прийнятий не елементарний стрижень, а біконструкція з однією парою стояків, причому побудова теорії здійснена на базі методу сил будівельної механіки, а не переміщень. Усе це дозволило істотно зменшити порядок матриць і відпрацювати методи розрахунку з використанням ЕОМ як на вигин, так і на кручення, але без врахування випадкових динамічних навантажень від дороги та вібрацій.

Розроблено методи наближеного розрахунку деформацій чи ушкоджень кузова від удару при аварії (спереду, ззаду, збоку чи зверху – перекидання).

Таблиця 13.1 – Параметри профілів лонжеронів і поперечок

Схема профілю	W_g – вигин	$W_g, \%$	$W_{кр}$ – кручення	$W_{кр}, \%$
 $\frac{h}{b} = 2$	$\frac{\delta \cdot h}{3} \cdot (h + 3 \cdot b)$	53	$2 \cdot \delta \cdot b \cdot h$	70
	$\pi \cdot \delta \cdot r^2$	47	$2 \cdot \pi \cdot \delta \cdot r^2$	100
 $\frac{h}{b} = 2,5$ $\frac{h}{b} = 3,5$	$\frac{\delta \cdot h}{6} \cdot (h + 6 \cdot b)$	100 105	$\frac{\delta^2}{3} \cdot (h + 2 \cdot b)$	3,5 3,5

Розрахунок буфера. Буфер з енергопоглинальним елементом – амортизатором – зменшує силу лобового удару при легких зіткненнях. Рух автомобіля під час удару можна описати рівнянням

$$\frac{G_a}{g} \ddot{X} = -F(t), \quad (13.3)$$

де $F(t)$ – зміна сили амортизації в часі;

$\ddot{X}$ – прискорення амортизатора.

Прийнявши $F(t) = F_a = \text{const}$, одержимо з (13.3)

$$X = -\frac{g \cdot F_0}{2G_a} \cdot t^2 + V_0 \cdot t. \quad (13.4)$$

Крім того, час удару $t_y = \frac{G_a \cdot V_a}{g \cdot F_0}$ (при $\dot{X} = 0$) і хід амортизатора

$$X_{\max} = \frac{G_a \cdot V_0^2}{2g \cdot F_0} \text{ з (13.4) при } t = t_y. \text{ Якщо } X_{\max} = 80 \text{ мм і } \ddot{X} = 4g, \text{ тоді одер-}$$

$$\text{жимо } V_0 = \sqrt{2X_{\max} \cdot \ddot{X}} = 2,5 \text{ м/с} = 9 \text{ км/год.}$$

13.4 Розрахунки на міцність

Розрахункові навантаження. Рама автомобіля сприймає статичні і динамічні навантаження. Статичні навантаження виникають внаслідок дії ваги самої рами, кузова, корисного навантаження та від реакцій опор пружного елемента підвіски. Так, після складання автомобіля в його рамі виникають напруження згину, які складають 10...15% межі текучості матеріалу рами. При цьому напруження в лонжеронах рами в 2-2,5 раза більші, ніж в її поперечинах. Динамічні навантаження виникають під час руху автомобіля внаслідок дії інерції підресорених мас при коливаннях автомобіля.

Несучий кузов при русі автомобіля працює на вигин під дією вантажу, пасажирів, встановлених агрегатів і механізмів, а також власної ваги. Кузов сприймає також навантаження на кручення при бокових кренах та перекосах мостів, інерційні навантаження при розгоні і гальмуванні, вібрації під час власних коливань.

Матеріали. Рами виготовляють з товстолистової сталі 08КП, 20КП чи низьколегованих сталей 14Г2, 30Т та ін. Кузови з тонколистової сталі 08КП, 08ФКП, 08Ю товщиною 0,8-1,5 мм за ГОСТ 9045.

Розрахунки. Раму розраховують на вигин від вертикального навантаження (статичного і динамічного) та на кручення, яке виникає при переїзді автомобілем дорожніх нерівностей (кюветів, канав і т. п.). Розрахунок рами є наближеним. При розрахунку нехтують дією поздовжніх навантажень, що виникають від встановлених на рамі агрегатів і механізмів при нерівномірному русі автомобіля (гальмування, розгін). В розрахунках також не враховують різні реактивні моменти (гальмові, від картерів механізмів трансмісії і рульового керування), які сприймаються рамою.

Кузов є складною просторовою системою і його розрахунок на складні напруження згину та кручення дуже утруднений. Розрахунок кузова виконується різними наближеними методами зі спрощеннями і припущеннями. До цих методів відносять: метод потенційної енергії, метод тонкостінних стрижнів, метод кінцевих елементів.

Метод потенційної енергії використовують при порівняльних розрахунках на початковій стадії проектування кузова.

Метод тонкостінних стрижнів застосовують після завершення розробки конструкції кузова.

Метод кінцевих елементів є найбільш точним при розрахунку кузова. Суть його полягає в тому, що конструкція кузова заміняється структурною моделлю, яка складається з найпростіших елементів з відомими пружними

властивостями. Це дає змогу оцінити властивості кузова при певних навантаженнях.

13.5 Особливості улаштування робочого місця водія

Умови роботи водія визначаються багатьма факторами. Одним з основних факторів є організація робочого місця: посадка, оглядовість, зусилля і переміщення важелів та педалей, безпечність.

Положення сидіння водія та типові розміри його робочого місця регламентовані Правилами ЄЕК ООН та національними стандартами (ГОСТ 9734, ГОСТ 12024).

Огляд шляху з сидіння покращується при наближенні місця водія до передньої частини автомобіля, збільшенні переднього скла та вилученні непрозорих стояків.

Максимально допустимі зусилля в Н: педаль гальма – 700, педаль зчеплення – 150, рульове колесо при русі асфальтобетоном – 60, важіль ручного гальма – 400, важіль перемикавання передач – 60.

Безпека автомобіля містить активні заходи запобігання аварій та пасивні, що захищають людей від травм. До активних заходів поряд з підвищеною міцністю і надійністю рульового керування і гальм; високою стійкістю і поліпшеною керованістю автомобіля, підвищеними гальмовими властивостями відносять також відмінну оглядовість з місця водія, зручну посадку водія, зменшені зусилля на важелях і педалях.

До пасивних заходів (passive safety) відносять:

- а) запобіжні ремені, подушки безпеки та інші пристрої;
- б) менш травмонебезпечні деталі: безосколкові стекла, керма, що деформуються (collapsible steering wheel), та панелі;
- в) зменшені навантаження на людей при лобових, задньому, бічних ударах і перекиданні за рахунок значного підвищення жорсткості тієї частини кузова, де розміщуються люди, застосування бамперів з енергопоглинанням і т. д.;
- г) протипожежні заходи і т. д.

Запитання для самоконтролю

1. Що являє собою несуча система автомобіля і для чого вона призначена?
2. Вимоги до кузовів і рам.
3. Як класифікують кузови та рами?
4. Опишіть робочий процес та основи розрахунку кузовів і рам.
5. Як проводиться розрахунок несучої системи на міцність?
6. Назвіть основні особливості улаштування робочого місця водія.

Ефективна і безпечна експлуатація автомобільної техніки в багатьох випадках забезпечується широким використанням в її конструкціях гідравлічних пристроїв: шестеренних, поршневих і електрогідравлічних насосів; гідродвигунів (hydraulic motor); клапанів; гідравлічних циліндрів, гідроаккумуляторів (hydraulic accumulator) та об'ємних приводів; інших допоміжних пристроїв.

Специфічним елементом гідравлічних пристроїв є робоча рідина, закономірності течії якої в трубопроводах і пристроях, енергетичні характеристики цих процесів визначають особливості конструкції та роботи гідравлічних систем.

14.1 Елементи прикладної гідравліки

14.1.1 Властивості робочих рідин

Рідина має унікальну властивість – легку рухливість її частинок. Ця властивість – плинність – обумовлює широкі можливості використання рідини в гідроприводах.

Робочі рідини характеризуються фізичними параметрами (питома вага, густина, в'язкість та ін.), що суттєво впливають на роботу гідроприводу, і експлуатаційними властивостями, які теж є наслідком певних фізико-хімічних характеристик, але проявляються в певних показниках зручності, економічності, безпеки експлуатації, довговічності та ін.

До числа *основних фізичних параметрів* (parameter) робочих рідин треба віднести питому вагу γ , густину ρ , динамічний μ і кінематичний ν коефіцієнти в'язкості, а також індекс в'язкості IV , коефіцієнт стиснення β_p .

Питома вага – це вага одиниці об'єму рідини, Н/м³

$$\gamma = \frac{G}{V}, \quad (14.1)$$

де G – вага об'єму V рідини.

Густиною ρ називається маса одиниці об'єму рідини, кг/м³

$$\rho = \frac{m}{V}, \quad (14.2)$$

де m – маса об'єму V рідини.

Співвідношення між питомою вагою та густиною

$$\gamma = \rho \cdot g, \quad (14.3)$$

де g – прискорення вільного падіння.

В'язкістю (*viscosity*) називають властивість рідини чинити опір відносному руху її частинок. Під час руху рідини в трубопроводі внаслідок в'язкості найбільшу швидкість будуть мати шари, що розташовані близько до осі труби. Шари, які прилягають до стінок, будуть загальмовані.

За гіпотезою Ньютона сила внутрішнього тертя, яка виникає між сусідніми шарами рідини, що рухаються, прямо пропорційна швидкості відносного руху і площі поверхні стикання і не залежить від тиску.

На практиці використовують так званий кінематичний коефіцієнт в'язкості (*viscosity factor*), який характеризує як в'язкість, так і інерційність рідини

$$\nu = \mu / \rho. \quad (14.4)$$

Вимірюється ν в $\text{м}^2/\text{с}$. В літературі зустрічаються одиниці ν , які називаються стоксами (Ст) – $\text{см}^2/\text{с}$ та сантистоксами (сСт) – $\text{мм}^2/\text{с}$.

В'язкість робочої рідини істотно впливає на характеристики гідроприводу. При великих значеннях в'язкості значні сили внутрішнього, а також зовнішнього (об стінки трубопроводу) тертя викликають значні втрати енергії, що приводить до нагріву рідини. ККД гідроприводу знижується, а рідину часто доводиться охолоджувати, витрачаючи на це додаткову енергію. При малих в'язкостях значно зменшуються втрати енергії на тертя і охолодження рідини, але при цьому різко зростають витоки через зазори та нещільності насосів, гідродвигунів та інших гідроагрегатів. Це означає не тільки підвищені втрати енергії, але й порушення кінематичної точності гідроприводу.

Вибір оптимальної в'язкості дозволяє отримати мінімальні витоки при невеликих втратах енергії на тертя і є важливим техніко-економічним завданням. Звичайно величина оптимальної в'язкості залежить від робочого тиску в гідроприводі і при зростанні останнього збільшується (табл. 14.1).

Таблиця 14.1 – Рекомендовані значення кінематичної в'язкості

Діапазон тиску, МПа	до 7,0	до 20,0	до 60,0
Рекомендована кінематична в'язкість ν , сСт	20 – 40	60 – 110	100 – 170

Крім тиску на оптимальне значення в'язкості істотно впливає тип насосів і гідродвигунів, для яких підбирається робоча рідина.

Рідини, які використовуються в гідроприводах, можуть бути розділені на класи в'язкості, вказані в таблиці 14.2.

Таблиця 14.2 – Класи в'язкості робочої рідини

Клас в'язкості	5	7	10	15	22
Кінематична в'язкість, $\text{мм}^2/\text{с}$, при 40°C	4,14 5,16	6,12 7,48	9,0 11,0	13,5 16,5	19,8 24,2
Клас в'язкості	32	46	68	100	150
Кінематична в'язкість, $\text{мм}^2/\text{с}$, при 40°C	28,8 35,2	41,6 50,6	61,2 74,8	90,0 110,0	135,0 165,0

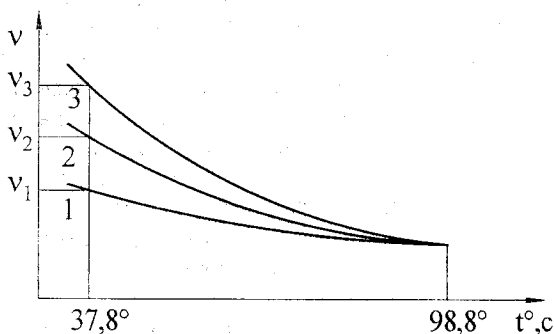
Важливим параметром робочої рідини є індекс в'язкості (ІВ), який оцінює інтенсивність зміни в'язкості в залежності від температури.

$$IB = \frac{v_2 - v_1}{v_3 - v_1} \cdot 100, \quad (14.5)$$

де v_3 – в'язкість еталонної рідини з ІВ = 100, тобто рідини, в'язкість якої істотно залежить від температури t ;

v_1 – кінематична в'язкість еталонної рідини з ІВ = 0, тобто рідини, в'язкість якої практично не залежить від температури t ;

v_2 – в'язкість реальної рідини, для якої визначається ІВ, причому значення v_1 , v_2 і v_3 визначаються при $t = 37,8^\circ\text{C}$, а при $t = 98,8^\circ\text{C}$ повинно бути $v_1 = v_2 = v_3$ (рис. 14.1).



1 – еталонна рідина з ІВ = 0; 2 – випробувана рідина; 3 – еталонна рідина з ІВ = 100

Рисунок 14.1 – Схема визначення індексу в'язкості ІВ

Практично ІВ робочих рідин визначають за таблицями, для чого необхідно знати кінематичну в'язкість при температурі 50°C і 100°C .

На динамічні властивості гідроприводу – стійкість, автоколивальні процеси, точність регулювання – істотно впливає ефект стиску робочої рідини, що оцінюється об'ємним модулем пружності E_p чи коефіцієнтом стиску β_p , причому

$$\beta_p = \frac{1}{E_p}, \text{ МПа}^{-1}. \quad (14.6)$$

Коефіцієнт стиску показує відносну зміну об'єму рідини, віднесену до одиниці приросту тиску, тобто

$$\beta_p = -\frac{\Delta V}{V_0 \cdot \Delta p}, \quad (14.7)$$

де ΔV – зміна початкового об'єму V_0 рідини, викликана приростом тиску Δp .

Відомо, що в робочих рідинах знаходиться розчинений і нерозчинений (у вигляді самостійної фази) газ. Найчастіше це повітря. З підвищенням тиску нерозчинене повітря переходить у розчин і навпаки.

Нерозчинені газові домішки істотно впливають на коефіцієнт стиску β_p . Умови експлуатації гідроприводів, як правило, сприяють як захопленню мікрооб'ємів повітря потоками робочої рідини, так і виділенню повітря, яке раніше знаходилося у розчиненому вигляді, внаслідок проходження потоку рідини через різні отвори – робочі вікна елементів гідроапаратури, причому на інтенсивність газовиділення впливає форма робочого вікна і швидкість потоку рідини. Чим більше в рідині нерозчиненого газу, тим менший її модуль об'ємної пружності, особливо в області малих тисків.

До експлуатаційних властивостей робочої рідини, які доповнюють фізичні параметри, можна віднести:

- чистоту рідини, тобто характеристику забруднень, присутніх в ній;
- наявність в рідині різних присадків, які надають їй додаткові експлуатаційні властивості;
- стабільність хімічних і фізичних властивостей у певному діапазоні температур, а також низьку температуру застигання, яка має бути нижче граничного робочого температурного діапазону на 10...15 °С;
- високу мастильну та антикорозійну якість;
- сумісність з матеріалами конструктивних елементів гідросистеми;
- високу протипіщну стійкість;
- протипожежний захист, екологічну нейтральність і відповідність санітарним нормам;
- довговічність, економічність і недефіцитність.

Забезпечити всі перераховані властивості одночасно практично неможливо, тому вибирається оптимальний варіант, який вирішує конкретну задачу.

Наявність в робочій рідині забруднень – механічних домішок – регламентується державним стандартом (ГОСТ 17216), яким передбачено 19 класів чистоти рідини. Розміри частинок забруднень (частинок металу, кераміки, смолоутворень, органічних частинок і под.) а також їх кількість в об'ємі $100 \pm 5 \text{ см}^3$ формують дисперсний склад, а масовий вміст – межу забруднення.

На практиці для кожної конструкції гідравлічного агрегата його розробники вказують номінальну тонкість фільтрації, тобто максимально допустимі розміри частинок забруднень. Ця вимога виконується шляхом встановлення у гідросистемі фільтрів – пристроїв, які затримують всі частинки, більші максимально допустимих.

Приблизні рекомендації щодо тонкості фільтрації робочої рідини для різних гідроагрегатів вказані в табл. 14.3.

Таблиця 14.3 – Рекомендована тонкість фільтрації

Назва гідроагрегата	Номінальна тонкість фільтрації, мкм
1. Насоси та гідродвигуни:	
шестеренні	25
поршневі	10; 25
гідроциліндри	40; 63
2. Розподілювачі	10; 25; 40; 63
3. Клапани:	
зворотні	25; 40; 63
тиску	10; 25; 40; 63
4. Реле тиску	63

За наявністю в робочих рідинах присадків один з найбільш поширених типів рідин – гідравлічні масла – поділяється на категорії HH-HG (табл. 14.4).

Таблиця 14.4 – Класифікація мастильних матеріалів групи H для гідравлічних систем при гідростатичних умовах

Категорія продукту	Характеристика продукту	Галузь застосування
HH	Очищені мінеральні масла без присадок	
HL	Очищені мінеральні масла з покращеними антикорозійними та антиокисними властивостями	
HM	Масла типу HL з покращеними антизносними властивостями	Гідравлічні системи, які вмикають під дуже високим навантаженням
HR	Масла типу HL з покращеними в'язкотемпературними властивостями	
HV	Масла типу HM з покращеними в'язкотемпературними властивостями	Будівельна та морська техніка
HS	Синтетичні рідини, що не мають особливих вогнестійких характеристик	
HG	Масла типу HM, що мають протизадирні властивості	Гідравлічні приводи з єдиною системою циркуляції

Всі масла є продуктами переробки нафти і мають високі змащувальні властивості.

Значним їх недоліком є залежність в'язкості від температури ($IV = 85...90$), що потребує стабілізації робочої температури на рівні $t = 40\text{ }^{\circ}\text{C}...50\text{ }^{\circ}\text{C}$.

14.1.2 Течія робочої рідини в трубопроводах

Якщо в потоці рідини, що рухається в трубі, провести лінію так, що дотичні до неї в кожній точці будуть збігатись з напрямками швидкостей частинок рідини, які розташовані в цих точках в даний момент часу, то така лінія (пряма чи, в більш загальному випадку, крива) називається *лінією течії*.

На рис. 14.2 показані частинки рідини 1...6, вектори швидкостей цих частинок $\vec{v}_1 \dots \vec{v}_6$ і лінія течії T .

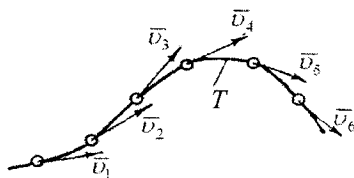


Рисунок 14.2 – Лінія течії

Виділимо елементарну площину dS в рідині, що рухається, нормально до векторів швидкості частинок рідини (рис. 14.3), і через всі точки цієї площини проведемо лінії течії для будь-якого моменту часу. Ми отримаємо ніби пучок ліній течії, який називається *елементарною течією*, а його бокова поверхня – *трубкою течії*.

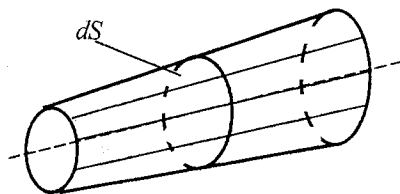


Рисунок 14.3 – Трубка течії

Якщо рух сталий, тобто параметри не залежать від часу, то форма трубки течії з плином часу залишається незмінною, а лінії течії через трубку течії не виходять зсередини назовні і навпаки. Швидкості в усіх точках поперечного перерізу dS трубки течії однакові внаслідок малості dS . Можна вважати, що швидкості $v_1, v_2, \dots, v_i$ є значеннями швидкостей в одиницях перерізах $dS_1, dS_2, \dots, dS_i$, а загальним потоком рідини в трубі є сукупність елементарних течій рідини.

Поверхня, що проведена через дану точку в межах потоку перпендикулярно лініям течії, називається живим перерізом.

Якщо кривизна течії невелика (кут розходження між окремими течіями малий), то живі перерізи потоку є площинами, перпендикулярними осі потоку. Так на рис. 14.3 живим перерізом є коло, перпендикулярне осі труби, площа S якого дорівнює $S = \pi / 4 \cdot d_{mp}^2$, де d_{mp} – діаметр отвору труби.

Такий рух рідини називається плавно змінним рухом.

Через живий переріз потоку (в нашому випадку через поперечний переріз отвору труби) за одиницю часу протікає об'єм, який називається витратою. Використовується також термін подача.

Розмірність витрати Q – $\text{м}^3/\text{с}$. Це об'ємна витрата.

Загальна витрата через живий переріз скінченних розмірів буде дорівнювати

$$Q = \int_S dQ_i = \int_S v_i \cdot dS_i. \quad (14.8)$$

На практиці використовують так звану середню швидкість. Середньою швидкістю потоку v_c в даному живому перерізі називається умовна швидкість, однакова для всіх частинок, що знаходяться в точках цього перерізу, яка формує таку ж витрату, як і дійсний розподіл швидкостей. Тоді

$$Q = v_c \cdot S = \int_S v_i \cdot dS_i. \quad (14.9)$$

Фактичний розподіл швидкостей частинок рідини, які належать площині живого перерізу в кожний момент часу, залежить від режиму руху рідини.

Існують два чітко визначених режими течії:

- *ламінальний режим*, в якому рідина тече окремими напаруваннями, не перемішуючись;
- *турбулентний режим*, в якому розподілення швидкостей хаотичне, а рідина перемішується по всьому об'єму потоку.

Встановлено, що перехід від ламінарного режиму до турбулентного і навпаки визначається безрозмірним критерієм Re , який називається числом Рейнольдса, причому

$$Re = \frac{v_c \cdot d_{mp}}{\nu}. \quad (14.10)$$

При $Re < 2000 \dots 2320$ потік ламінальний, а при $Re > 2320$ – турбулентний. Існує ряд факторів (шорсткість стінок отвору труби, умови входу потоку в трубу та ін.), які можуть змінювати вказані вище критичні значення.

Режим течії рідини в трубопроводі впливає на втрати енергії при переміщенні рідини в трубі. Розрізняють два види втрат енергії рухомої рідини – *шляхові втрати* і *втрати в місцевих перешкодах*. Шляховими втратами називають втрати енергії на подолання сил тертя на певній довжині трубопроводу постійного перерізу.

Втрати тиску $\Delta p_{\text{мер}}$ на тертя з врахуванням режиму руху рідини, який характеризується числом Рейнольдса Re , можна визначити за формулою

$$\Delta p_{\text{мер}} = \xi \cdot \frac{v_c^2}{2} \cdot \rho, \quad (14.11)$$

де ξ – коефіцієнт втрат, який у випадку шляхових втрат тільки на тертя дорівнює

$$\xi = 16 \cdot \alpha_m \cdot \frac{l}{d_{\text{мп}} \cdot Re}. \quad (14.12)$$

де α_m – поправковий коефіцієнт.

Формула (14.11) універсальна. З неї виливає, що втрати енергії на подолання як шляхових, так і місцевих опорів пропорційні середній швидкості потоку. Тому визначення оптимальної величини v_c є відповідальним техніко-економічним завданням.

Вище вказувалось, що крім шляхових втрат можуть бути і так звані *місцеві втрати*. Вони виникають при протіканні рідини через місцеві опори внаслідок різних змін конфігурації потоку, тобто при його розширенні чи звуженні переходом від прямолінійної ділянки до криволінійної.

В місцевих опорах енергія рідини витрачається на перерозподіл швидкостей, зміну напрямку руху, вихороутворення і перемішування в потоці.

Для регулювання параметрів потоку робочої рідини і, відповідно, для керування режимами роботи гідроприводів часто використовують *дросельні (throttling) елементи*, які є спеціально створеними місцевими опорами.

Спрощеною схемою дросельного елемента є отвір у перетинці, встановлений в трубопроводі чи каналі певного гідравлічного пристрою (рис. 14.4). Якщо діаметр $d_{\text{др}}$ отвору більший за його довжину l , то стінка вважається тонкою. В цьому випадку втрати на тертя вздовж дросельного отвору практично дорівнюють нулю (у формулі (14.12) $l \rightarrow 0$) і, як впливає зі схеми на рис. 14.4, втрачається енергія на раптові звуження потоку перед входом в отвір і на розширення його при виході.

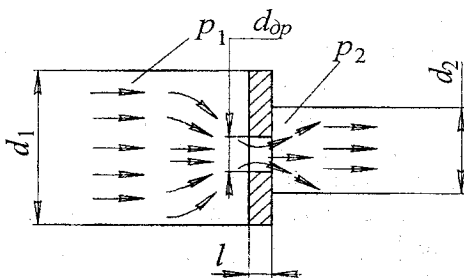


Рисунок 14.4 – Схема дросельного елемента

Застосуємо формулу (14.11) для розрахунку характеристики дросельного пристрою за рис. 14.4, вважаючи, що v_c – це середня швидкість протікання рідини в отворі дроселя діаметром d_{dp} при витраті рідини Q_{dp} . Тоді

$$v_c = \frac{Q_{dp}}{f_{dp}} = \frac{Q_{dp}}{0.25\pi \cdot d_{dp}^2}. \quad (14.13)$$

Втрати тиску

$$\Delta p_{тер} = p_1 - p_2 = \xi \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Q_{dp}^2}{(\pi^2/16) d_{dp}^4} \right), \quad (14.14)$$

звідки витрата рідини через дросель за заданого перепаду тиску дорівнює

$$Q_{dp} = f_{dp} \cdot \sqrt{\frac{1}{\xi}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_1 - p_2)}. \quad (14.15)$$

Величина $\sqrt{1/\xi}$ називається коефіцієнтом витрати і визначається значенням ξ , яке, як зазначалось вище, залежить від конструктивних і геометричних параметрів дросельного пристрою.

Наприклад, для конструкції, схема якої наведена на рис. 14.4, величина ξ залежить від співвідношення діаметрів d_1 , d_{dp} , d_2 і визначається за таблицею 14.5.

Таблиця 14.5 – Значення коефіцієнта ξ

d_{dp}/d_1	d_1/d_2				
	0,45	0,65	0,80	0,90	0,95
0,45	1,46	1,15	0,88	0,67	0,58
0,65	1,20	0,92	0,67	0,47	0,39
0,80	0,94	0,67	0,45	0,27	0,20
0,90	0,74	0,50	0,30	0,16	0,13
0,95	0,60	0,40	0,23	0,10	0,08

Для співвідношень геометричних параметрів дроселя, які найчастіше зустрічаються в реальних конструкціях, коли $d_1/d_2 \rightarrow 1$, а $d_{dp}/d_1 \ll 1$, величина $\sqrt{1/\xi} = 0,65 \dots 0,70$.

В дросельних пристроях, у яких $l \gg d_{dp}$ (див. рис. 14.4), стають значними втрати на тертя в дросельному отворі. Оскільки тертя залежить від в'язкості робочої рідини, а в'язкість змінюється з температурою, то опір такого дроселя істотно залежить від типу робочої рідини та її температури. В багатьох випадках це небажаний фактор.

Дросель з $l \ll d_{dp}$ вільний від вказаного недоліку. За конструкцією всі дросельні пристрої поділяються на *нерегульовані*, тобто з $d_{dp} = \text{const}$, і *регульовані*, тобто зі змінною величиною площі живого перерізу отвору, який називається *робочим вікном*.

14.1.3 Трубопроводи

Усталені і нестационарні процеси в трубопроводах істотно впливають на технологічні характеристики гідроприводу в цілому. Практичне значення мають вибір оптимальної величини живого перерізу трубопроводу та оцінки хвильових процесів в ньому, тому що трубопровід з рідиною, яка рухається, є динамічною системою з розподіленими параметрами. Уявлення про конструкції трубопроводів, які використовуються в автомобілях, дозволяє оцінити їх вплив на роботу гідроприводів.

Головним розрахунковим параметром трубопроводу є *площа живого перерізу*, тобто площа S_{mp} поперечного перерізу його отвору, тому що при заданій витраті Q_{mp} через трубу величина S_{mp} визначає середню швидкість v_c потоку

$$v_c = Q_{mp} / S_{mp} \quad (14.16)$$

З формули (14.11) випливає, що втрати тиску в трубі пропорційні квадрату середньої швидкості, тобто обернено пропорційні квадрату площі поперечного перерізу отвору. Зменшуючи S_{mp} , тобто зменшуючи поперечні габарити і масу трубопроводу, ми різко збільшуємо втрати енергії, тобто зменшуємо ККД гідроприводу. Тому розрахунок зводиться до вибору оптимального практичного значення v_c за рекомендаціями, наприклад, табл. 14.6.

Таблиця 14.6 – Рекомендовані середні швидкості рідини в трубі

Призначення трубопроводу	Орієнтовні значення максимальних середніх швидкостей рідини в трубі, м/с
Всмоктувальний	1,2
Зливний	2,0
Нагнітальний при тисках, МПа	
до 2,5	2,0
до 6,3	3,2
до 16,0	4,0
до 32,0	5,0
понад 63,0	6,3 – 10,0
Короткі канали в гідроагрегатах	до 20,0

Тоді з (14.16)

$$S_{mp} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{mp}^2 = \frac{Q_{mp}}{v_c} \quad (14.17)$$

Звідки

$$d_{mp} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{Q_{mp}}{v_c}} \quad (14.18)$$

Оскільки другий геометричний параметр трубопроводу – довжина – визначається компонованою схемою гідроприводу, то потрібно перевірити величину втрат тиску в трубопроводі (як шляхових, так і місцевих).

Сумарні втрати тиску по довжині трубопроводу і в місцевих опорах повинні перевищувати 5...10% від тиску, який забезпечується насосом. В окремих випадках допускаються втрати до 20% від тиску насоса.

В цілому по трубопроводу, який вміщує крім прямолінійних ділянок декілька місцевих опорів, сумарні втрати дорівнюють

$$\Delta p_{\text{мерз}} = \sum_{i=1}^{i=n} \xi_i \cdot \rho \cdot \frac{v_{ci}^2}{2}, \quad (14.19)$$

де ξ_i – коефіцієнти втрат по довжині і в місцевих опорах, відповідно;

v_{ci} – середні швидкості потоку на цих ділянках.

Рідина в трубопроводі рухається хвилями. Її рух може супроводжуватись явищем гідравлічного удару, яке виникає при раптовій дії місцевих опорів. Результатом цього процесу нерідко буває руйнування труб, гідроциліндрів, порушення необхідних режимів роботи гідроприводу.

Для оцінювання величини $\Delta p_{\text{хв}}$ приросту тиску, викликаного гідравлічним ударом, можна використати рівняння

$$\Delta p_{\text{хв}} = c \cdot \rho \cdot \Delta v, \quad (14.20)$$

де c – швидкість звуку в потоці рідини в трубі;

ρ – густина рідини;

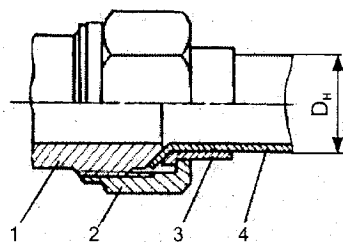
Δv – приріст швидкості, який викликаний закриттям (відкриттям) заслінки (чи аналогічного заслінці пристрою).

Конструкція трубопроводів залежить від взаємного розташування гідравлічних агрегатів та особливостей їх роботи. Всі трубопроводи, що з'єднують гідравлічні агрегати, взаємне розташування яких постійне, виконуються жорсткими, з металевих труб. Такі труби з'єднуються між собою зварюванням (нероз'ємне з'єднання) чи за допомогою штуцерних пристроїв (роз'ємне з'єднання).

Для тисків 15 МПа і вище застосовують сталеві безшовні труби. Сталеві електрозварні труби використовують при тисках до 7 МПа, труби з алюмінієвих сплавів – для тисків до 15 МПа, з мідних – до 3 МПа.

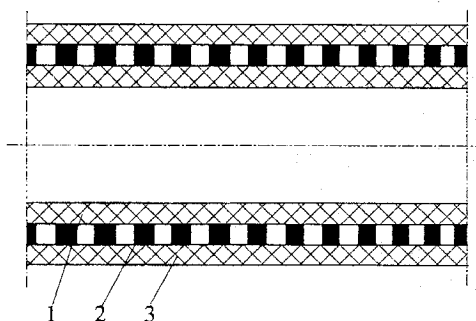
Конструкція штурперного з'єднання наведена на рис. 14.5.

Для з'єднання гідравлічних агрегатів, взаємне розташування яких під час роботи технологічної машини змінюється, використовуються гнучкі трубопроводи – рукави високого тиску. На рис. 14.6 наведена конструктивна схема рукава високого тиску. Внутрішня трубка 1 з маслостійкої гуми обмотана ззовні металевою сіткою 2, яка є силовим елементом, що сприймає сили тиску рідини в рукаві. Зверху вся конструкція захищається гумовим шаром 3. Крім гумових та металевих шарів можуть використовуватись також обмотки з міцних ниток – корду, які забезпечують монолітність всієї конструкції.



1 – труба з привареною різьбовою частиною штупера; 2 – накладна гайка;
3 – ніпель; 4 – труба з розвальцьованим кінцем

Рисунок 14.5 – Штуцерне з'єднання труб



1 – внутрішня гумова трубка; 2 – металева сітка; 3 – зовнішній гумовий шар

Рисунок 14.6 – Конструктивна схема рукава високого тиску

В конструкціях рукавів високого тиску використовують один чи три металевих каркаси, які розділені гумово-кордовими шарами. Безумовно, чим більше металевих каркасів, тим вищий допустимий робочий тиск в рукаві, але повноцінно використовуються міцнісні властивості тільки внутрішнього каркаса, який сприймає в багатокаркасній конструкції біля 60% тиску в рукаві. Найменш ефективний третій каркас, який сприймає всього біля 10% тиску.

Найчастіше використовуються двокаркасні рукави.

Рукави високого тиску чутливі до якості виготовлення та експлуатації, а саме:

- не можна закручувати рукав відносно його осі при монтажі в гідро-системі;
- не можна допускати радіусів згинання рукава менше допустимих;

– ресурс рукава, в основному, визначається формою, амплітудою і частотою пульсації тиску в ньому за умови, що не буде перевищена величина робочого тиску;

– відповідальним елементом конструкції рукава є місце кріплення металевих наконечників – штуцерних елементів.

Здатність рукава високого тиску протидіяти тиску рідини набагато нижча, ніж у сталевих трубопроводів, тобто деформації його порожнини значно більші. Тому, як випливає з рівняння (14.20), швидкість звуку в ньому значно менша, також менше і підвищення тиску при гідравлічних ударах.

14.2 Гідравлічні об'ємні приводи

Гідроприводи відносять до групи найбільш використовуваних перетворювачів потоків енергії (ПЕ).

Всі перетворювачі енергії можна віднести до однієї з таких груп:

– ПЕ, що перетворюють параметри потоку енергії, не змінюючи її виду. Це механічні редуктори, на вхідному валу яких момент M_1 і кутова швидкість ω_1 , на вихідному – M_2 і ω_2 , відповідно; механічні передачі типу “гвинт-гайка” чи “шестерня-рейка”, що перетворюють обертальний рух з параметрами енергії M і ω у поступальний, який характеризується силою F і швидкістю v ; електричні трансформатори, на вхідній обмотці яких напруга U_1 і струм I_1 , на вихідній – U_2 і I_2 , відповідно, та інші;

– ПЕ, що перетворюють види енергії. Це електричні двигуни, які перетворюють напругу U і струм I на вході двигуна, тобто електричну енергію, у механічну енергію на виході, тобто момент M і кутову швидкість ω на валу; електричні генератори, що перетворюють механічну енергію, тобто момент M і кутову швидкість ω на валу, в електричну, тобто напругу U , струм I ; гідравлічні насоси, що перетворюють механічну енергію з параметрами M , ω на потік енергії, параметрами якого є об'ємна або масова подача Q рідини і тиск p на виході насоса;

– ПЕ комбінованого типу, в яких здійснюється перетворювання як параметрів потоку енергії, так і її виду.

Треба відзначити, що в ПЕ комбінованої дії можуть відбуватись неодноразові перетворення виду енергії, кінцевою метою яких є найбільш ефективне перетворення виду і параметрів потоку енергії на вході ПЕ у відповідні характеристики енергії на виході ПЕ.

Критеріями ефективності ПЕ можуть бути: ККД процесу перетворення (регулювання); маса (металомісткість) пристрою і його габарити; надійність; можливість конструктивного розміщення вузлів ПЕ в технологічній машині, наприклад, автомобілі.

Гідроприводи, а в даному посібнику розглядаються так звані *об'ємні гідроприводи*, є одними з найпоширених видів ПЕ комбінованого типу.

14.2.1 Принцип дії найпростішого об'ємного гідроприводу

Схема найпростішого об'ємного гідроприводу (ГП) наведена на рис. 14.7 і містить практично всі основні елементи таких пристроїв.

На вхідному валу 5.1 цього гідроприводу механічна енергія характеризується моментом M і кутовою швидкістю ω . Перше перетворення енергії здійснюється в даній схемі кривошипно-шатунним механізмом (позначений на рис. 14.7 позиціями 5.1, 5.2, 5.3), на виході якого розвивається сила F_1 , прикладена до поршня 4.3, який переміщується зі швидкістю v_1 .

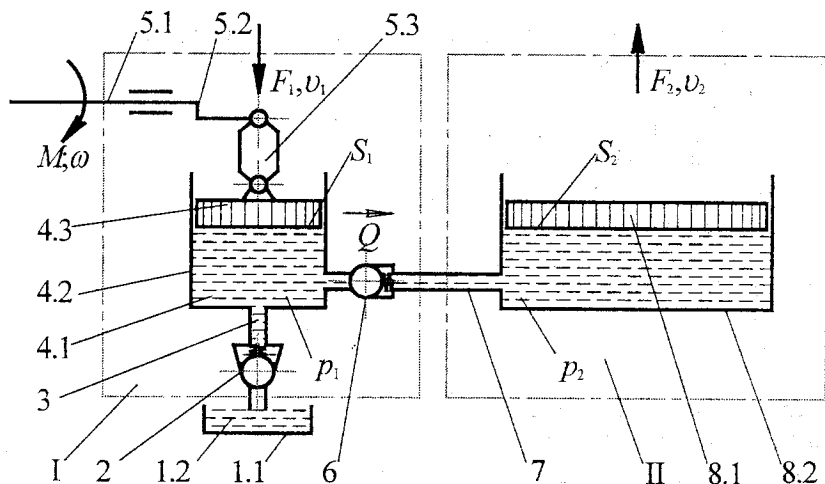


Рисунок 14.7 – Схема об'ємного гідроприводу

Наявність на вході гідроприводу первинного перетворювача механічної енергії не є обов'язковою. Наприклад, у ГП з насосами шестеренного типу він відсутній. При наявності такого перетворювача він далеко не завжди є кривошипно-шатунним механізмом. Конструктивна різноманітність таких перетворювачів досить велика.

Якщо напрям переміщення поршня 4.3 відповідає стрілці на рис. 14.7, то рідина 4.1, яка знаходиться в циліндрі 4.2, витискується поршнем 4.3 через клапан 6 і трубопровід 7 в циліндр 8.2, примушуючи поршень 8.1 переміщуватися вгору, тобто у напрямку, вказаному стрілкою. При цьому механізм, який складається з циліндра 4.2 і поршня 4.3, перетворює механічну енергію (F_1 , v_1) на гідравлічну (тиск p_1 , подача Q), а в пристрої, який складається із циліндра 8.2 і поршня 8.1, відбувається перетворення гідравлічної енергії на механічну енергію поступального руху на виході даного ПЕ, тобто силу F_2 і швидкість v_2 .

Як вказувалось вище, параметрами потоку гідравлічної енергії є тиск p і подача Q рідини.

Тиском p на ділянці поверхні називають відношення сили тиску F , яка діє на цю ділянку, до площі ділянки S , тобто $p = F/S$.

В системі СІ тиск вимірюється в Паскалях (Па), $1\text{Па} = \text{Н/м}^2$.

На практиці використовують похідну одиницю тиску – *мегапаскаль* (МПа = 10^6 Па), а також позасистемну одиницю тиску – *атмосферу* (ат).

$$\text{ат} = \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} = 10^{-1} \text{МПа} = 10^5 \text{Па}.$$

Подачею рідини Q називається об'єм рідини, який протікає через поперечний переріз трубопроводу за одиницю часу. Це так звана об'ємна подача, тобто $Q = V/t$, $\text{м}^3/\text{с}$.

Подача рідини може називатись також витратою.

В системі СІ об'ємна подача вимірюється в $\text{м}^3/\text{с}$.

Потужність потоку гідравлічної енергії дорівнює $P_e = p \cdot Q$.

Частина пристрою, зображеного на рис. 14.7, який знаходиться в межах рамки I і перетворює механічну енергію на гідравлічну, є насосом, а в межах рамки II – гідродвигуном, який перетворює гідравлічну енергію на механічну.

Переміщення поршня 4.3 за допомогою кривошипно-шатунного механізму 5.1 – 5.3 здійснюється так, що після досягнення поршнем нижньої «мертвої» точки він починає переміщуватися вгору. При цьому клапан 6 закривається під дією тиску p_2 , а клапан 2 відкривається і в циліндр 4.2 засмоктується рідина 1.2 із бака 1.1. В процесі руху поршня 4.3 вгору поршень 8.1 гідродвигуна нерухомий. Якщо необхідно отримати безперервний рух гідродвигуна, використовують насос з декількома циліндрами, періоди подавання рідини яких зсунуті за фазою.

Клапани 2 і 6 – гідравлічні діоди. Вони називаються зворотними клапанами і органічно входять до пристрою насоса 1, автоматично керуючи потоками рідини. Системи управління потоками рідини на вході (всмоктування) і на виході (нагнітання) насоса не обов'язково складаються зі зворотних клапанів і відрізняються конструктивним різноманіттям.

Якщо радіус кривошипно-шатунного механізму дорівнює r , а площа поршня насоса S_1 , то за кожний хід поршня (один оберт приводного вала) із циліндра 4.2 витискується об'єм V_1 рідини, де

$$V_1 = 2 \cdot r \cdot S_1. \quad (14.21)$$

Якщо в насосі один поршень, то V_1 називають робочим об'ємом, якщо z поршнів, то робочий об'єм V дорівнює

$$V = V_1 \cdot z = 2 \cdot r \cdot S_1 \cdot z. \quad (14.22)$$

Об'єм циліндра 4.2, розташований під поршнем 4.3, називається робочою камерою насоса, а подача рідини здійснюється шляхом витискання її з робочої камери за рахунок зменшення об'єму останньої на величину ΔV_H .

Переміщення поршня 8.1 гідродвигуна II здійснюється шляхом подання в циліндр 8.2 рідини, при цьому об'єм циліндра 8.2, розташований під поршнем 8.1, тобто об'єм робочої камери гідродвигуна, збільшується на величину $\Delta V_{\text{доп}}$. При цьому

$$\Delta V_{\text{доп}} = \Delta V_H. \quad (14.23)$$

Аналізуючи викладений вище принцип роботи даного гідроприводу, можна зробити висновок, що об'ємним гідроприводом називається перетворювач енергії, в якому з метою управління параметрами потоку енергії відбувається одночасне перетворення механічної енергії в гідравлічну і навпаки, здійснюване шляхом зміни об'ємів робочих камер насоса і гідродвигуна.

Відомо, що тиск, утворюваний поверхневими силами, передається без змін в кожну точку рідини і не залежить від орієнтації площини, на якій він вимірюється, тобто однаковий у будь-якому напрямку. Це закон Паскаля. Під час руху рідини, наприклад, по трубопроводу 7 (див. рис. 14.7), а також через зворотний клапан 6, мають місце втрати енергії і $p_2 < p_1$. Це можна врахувати за допомогою коефіцієнта η_e — гідравлічного ККД,

$$p_2 = p_1 \cdot \eta_e. \quad (14.24)$$

Якщо трубопровід 7 невеликої довжини, а клапан 6 має незначний опір потоку рідини, то з деякою похибкою можна вважати $\eta_e \approx 1$.

В цьому випадку

$$p_2 \approx p_1 = p. \quad (14.25)$$

Зусилля F_1 , прикладене до поршня 4.3 шатуном 5.3, дорівнює

$$F_1 = p_1 \cdot S_1 + F_{\text{тер}1}, \quad (14.26)$$

де $F_{\text{тер}1}$ — сила тертя поршня 4.3 в циліндрі 4.2.

В свою чергу, зусилля F_2 , яке розвивається на поршні 8.1 тиском p_2 , дорівнює

$$F_2 = p_2 \cdot S_2 - F_{\text{тер}2} = p_1 \cdot \eta_e \cdot S_2 - F_{\text{тер}2}, \quad (14.27)$$

де $F_{\text{тер}2}$ — сила тертя поршня 8.1 в циліндрі 8.2.

Якщо вважати сили тертя $F_{\text{тер}1}$ і $F_{\text{тер}2}$ незначними, а $\eta_e \approx 1$, то в такому ідеальному випадку

$$F_1 = p \cdot S_1, \text{ і } F_2 = p \cdot S_2. \quad (14.28)$$

Коефіцієнт n_{F_i} перетворення потоку механічної енергії за зусиллям в ідеальному випадку буде дорівнювати

$$n_{F_i} = \frac{F_2}{F_1} = \frac{p \cdot S_2}{p \cdot S_1} = \frac{D_2^2}{D_1^2}. \quad (14.29)$$

Враховуючи втрати енергії на переміщення рідини по трубопроводу і на тертя в поршневих парах, тобто враховуючи співвідношення (14.24),

(14.26) і (14.27), одержуємо формулу реального коефіцієнта n_{F_p} перетворення потоку механічної енергії за зусиллям

$$n_{F_p} = \frac{p_1 \cdot \eta_z \cdot S_2 - F_{\text{мер}2}}{p_1 \cdot S_1 + F_{\text{мер}1}} = \frac{p_1 \cdot \eta_z \cdot S_2 \cdot \left(1 - \frac{F_{\text{мер}2}}{p_1 \cdot \eta_z \cdot S_2}\right)}{p_1 \cdot S_1 \cdot \left(1 + \frac{F_{\text{мер}1}}{p_1 \cdot S_1}\right)}$$

чи

$$n_{F_p} = n_{F_i} \cdot \eta_z \cdot \left[\frac{1 - \eta_{\text{мех}2}}{1 + \eta_{\text{мех}1}} \right], \quad (14.30)$$

де $\eta_{\text{мех}1}$ і $\eta_{\text{мех}2}$ — механічні ККД, що характеризують втрати енергії на тертя в насосі I і гідродвигуні II, відповідно.

В свою чергу, вираз

$$\frac{1 - \eta_{\text{мех}2}}{1 + \eta_{\text{мех}1}} = \eta_{\text{мех}\Sigma} \quad (14.31)$$

є механічним ККД гідроприводу, що характеризує сумарні втрати на тертя в насосі і гідродвигуні.

Тоді з (14.29), (14.30) і (14.31) випливає, що

$$n_{F_p} = n_{F_i} \cdot \eta_z \cdot \eta_{\text{мех}\Sigma} = \frac{D_2^2}{D_1^2} \cdot \eta_z \cdot \eta_{\text{мех}\Sigma}. \quad (14.32)$$

Оцінімо числові значення n_{F_p} при $\eta_z = \eta_{\text{мех}\Sigma} = 1$, тобто значення n_{F_i} . Припустимо, що $D_1 = 10$ мм, а $D_2 = 100$ мм.

Це середні найбільш вживані значення для гідроприводів найрізноманітніших технологічних машин. Тоді

$$n_{F_i} = \frac{D_2^2}{D_1^2} = \frac{100^2}{10^2} = 10^2,$$

тобто зусилля на поршні гідродвигуна буде в 10^2 разів більше зусилля на поршні насоса. Ця властивість широко використовується в таких найпростіших, але високоефективних пристроях, як гідравлічні домкрати.

В реальних гідроприводах значення коефіцієнта n_{F_i} може досягати величини 10^3 і більше.

Розглянемо перетворення іншого параметра потоку енергії — швидкості v_i , а отже, переміщення поршнів. При переміщенні y_1 поршня 4.3 з насоса (циліндра 4.2) витискується об'єм V_1 рідини

$$V_1 = y_1 \cdot S_1. \quad (14.33)$$

При цьому ми не врахували, що деякий об'єм рідини може витекти із циліндра через зазор між поршнем і циліндром та інші нещільності з'єднань (так звані витоки).

В зв'язку з тим, що ми розглядаємо рідини як суцільне середовище без розривів і пустот, то такий самий об'єм $V_2 = V_1$ надійде до гідродвигуна (в ідеальному випадку при відсутності витоків) і поршень 8.1 переміститься на величину y_2

$$y_2 = \frac{V_2}{S_2} = y_1 \cdot \frac{S_1}{S_2},$$

звідки

$$\frac{y_2}{y_1} = \frac{S_1}{S_2} = \frac{D_1^2}{D_2^2}. \quad (14.34)$$

Переходячи до швидкостей $v_1 = \frac{dy_1}{dt}$ і $v_2 = \frac{dy_2}{dt}$ руху поршнів, одержуємо коефіцієнт n_{v_i} перетворення механічної енергії за швидкістю в ідеальному випадку відсутності витоків.

$$n_{v_i} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{S_1}{S_2} = \frac{D_1^2}{D_2^2}. \quad (14.35)$$

Наявність витоків можна врахувати коефіцієнтом η_0 об'ємного ККД.

Легко переконатися, що реальний коефіцієнт n_{v_p} дорівнює

$$n_{v_p} = n_{v_i} \cdot \eta_0. \quad (14.36)$$

В сучасних гідроприводах η_0 досить близький до 1. Так, для гідродвигунів поступального руху (гідроциліндрів) $\eta_0 = 1$, для насосів і гідромоторів поршневого типу $\eta_0 = 0,95 \dots 0,98$.

Для числового прикладу, розглянутого вище, одержуємо

$$n_{v_i} = \frac{10^2}{100^2} = 10^{-2},$$

тобто переміщення і швидкість зменшуються в 100 разів. Щоб одержати таку редукцію в механічному ПЕ, необхідно включити послідовно зубчасту та черв'ячну передачі.

Легко переконатися, що в результаті всіх перетворень потужність P_{ex} потоку енергії на вході в ПЕ і потужність $P_{вих}$ на виході відрізняються тільки на величину, яка визначається сумарним ККД — η_{Σ} .

Дійсно, потужність на вході

$$P_{ex} = F_1 \cdot v_1. \quad (14.37)$$

$$P_{\text{вих}} = F_2 \cdot v_2, \quad (14.38)$$

або, з урахуванням (14.30), (14.32), (14.35) і (14.36)

$$P_{\text{вих}} = F_1 \cdot v_1 \cdot \frac{D_2^2}{D_1^2} \cdot \eta_z \cdot \eta_{\text{мех}_\Sigma} \cdot \frac{D_1^2}{D_2^2} \cdot \eta_0 = F_1 \cdot v_1 \cdot \eta_z \cdot \eta_{\text{мех}_\Sigma} \cdot \eta_0. \quad (14.39)$$

Коефіцієнт n_p перетворення потоку енергії дорівнює

$$n_p = \frac{P_{\text{вих}}}{P_{\text{вх}}} = \eta_z \cdot \eta_{\text{мех}_\Sigma} \cdot \eta_0 = \eta_\Sigma, \quad (14.40)$$

тобто є сумарним ККД η_Σ даного ПЕ.

Підсумовуючи розгляд найпростішого гідроприводу, зображеного на рис. 14.7, ми можемо оцінити його позитивні якості і недоліки.

До позитивних якостей можна віднести:

- можливість глибокого перетворення параметрів енергії, тобто значення коефіцієнтів n_{F_i} і n_{v_i} можуть досягати величин $10^{-3} \dots 10^{+3}$;

- можливість одержання значних зусиль F на виході двигунів поступального руху (гідроциліндрів) або моментів M на виході двигунів обертового руху (гідромоторів) внаслідок використання порівняно високих робочих тисків;

- значно менші габарити і маса порівняно з ПЕ інших типів, наприклад, електричними;

- високу швидкість дії, що є наслідком незначних мас рухомих елементів гідроприводу, тобто малу інерційність;

- високу експлуатаційну надійність;

- можливість будь-якого взаємного просторового розміщення окремих вузлів гідроприводу, наприклад, насоса і гідродвигуна, що значно полегшує проектування машин, в яких вони використовуються;

- змащувальну властивість робочої рідини, яка, виконуючи роль ланки в кінематичному ланцюгу, зменшує силу тертя і забезпечує таким чином кращу працездатність гідроприводу.

Всі ці переваги досягаються завдяки використанню рідини як головного елемента гідроприводу. Однак цей же фактор є і головним недоліком, тому що використання робочої рідини вимагає проведення ретельних заходів щодо запобігання внутрішнім витокам, не дозволяє передавати енергію по трубопроводах на значні відстані внаслідок втрат тиску на тертя, вимагає періодичної заміни рідини, яка досить швидко втрачає деякі свої властивості (старіє), а у випадках аварійного руйнування трубопроводів призводить до забруднення навколишнього середовища.

Вказані недоліки, в основному, можна ліквідувати, але вони вимагають високої культури проектування, виробництва та експлуатації гідроприводів.

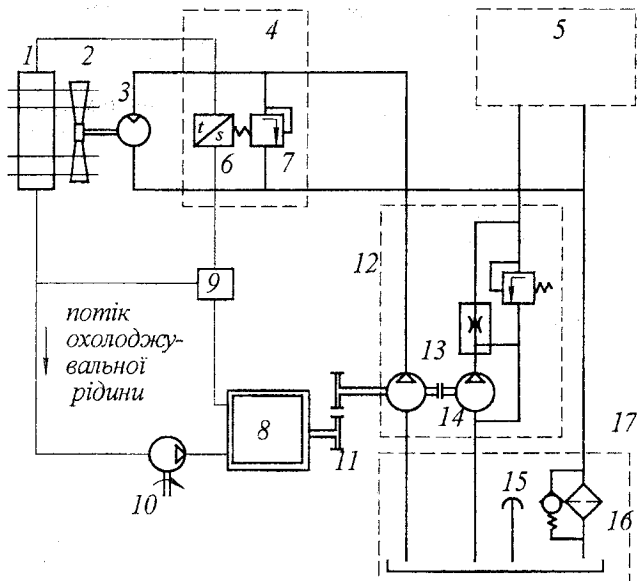
Проте переваги гідроприводу настільки очевидні, що крім традиційного використання в металорізальних верстатах і ковальсько-пресовому обладнанні, він широко застосовується в сільськогосподарських машинах, шляховому, транспортному і гірничому обладнанні, авіації, космічній та оборонній техніці. Знайшов він своє широке використання і в конструкції автомобілів.

14.2.2 Гідравлічні об'ємні приводи вентиляторів

Ступінь впливу повітряного потоку на температуру охолоджувальної рідини в двигуні автомобіля регулюється за допомогою термостатичного керування швидкістю обертання вентилятора (fan). Гідравлічні об'ємні приводи вентиляторів часто застосовуються на високопотужних двигунах (автобуси, вантажні автомобілі, будівельні та сільськогосподарські машини, стаціонарні силові установки), тобто там, де до розміщення радіатора висуваються особливі вимоги (обмежений простір, капсулювання двигуна). Крім забезпечення гнучкості в розміщенні радіатора, такий привід має переваги в досягненні високого значення відношення потужності до маси (мала маса, невеликі розміри окремих елементів), нескладному керуванні і регулюванні, надійності роботи і зниженому зносі деталей.

Основними елементами гідравлічного приводу вентилятора (рис. 14.8) є насос, гідродвигун і клапан, робота якого залежить від температури охолоджувальної рідини та який служить для керування швидкістю обертання вентилятора. Гідродвигун безпосередньо або через пасову передачу з визначеним передаточним числом приводить в рух вентилятор. Частота обертання гідродвигуна залежить від характеристик конкретного вентилятора та ефективної різниці тисків. Якщо не враховувати втрати, пов'язані з передачею потужності, то можна вважати, що швидкість обертання прямо пропорційна тиску у системі.

Для регулювання температури охолоджувальної рідини в двигуні можуть використовуватися принципи безперервного і переривчастого керування. При двопозиційному (переривчастому) керуванні пропускний клапан застосовується у вигляді розподільника з електровімкненням, контрольного термовимикачем у системі охолодження двигуна. Нагнітальний клапан визначає максимальну швидкість обертання вентилятора. Точність регулювання швидкості обертання вентилятора є функцією тиску в системі, на який настроєний клапан (звичайно 200 бар). Особливістю неперервного керування є наявність у системі нагнітального чи дросельного клапана, доповненого ще і пропускним напірним клапаном для обмеження тиску в системі. Робота приводу регулюється механізмом, що пропорційно реагує на зміну температури.

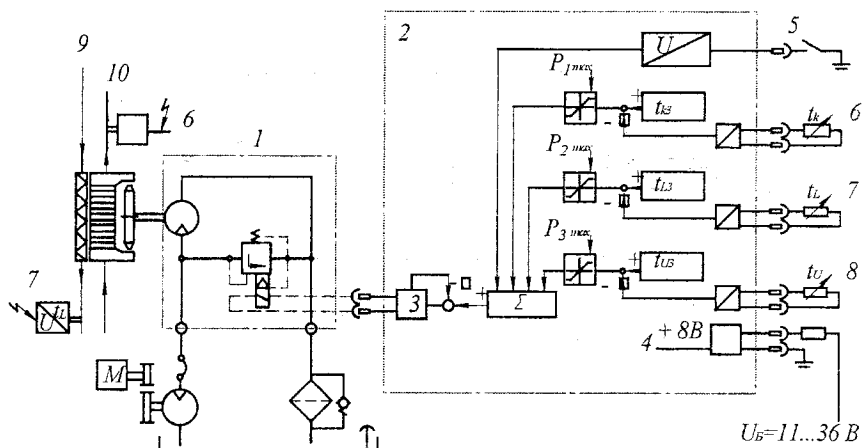


- 1 – вентилятор; 2 – радіатор; 3 – гідродвигун; 4 – пропускний клапан;
 5 – гідропривід підсилювача рульового керування; 6 – керувальний елемент;
 7 – нагнітальний клапан; 8 – двигун автомобіля; 9 – термостат у системі охолодження;
 10 – насос у системі охолодження автомобільного двигуна; 11 – привід насосів;
 12 – насос (здвоєний блок); 13 – насос 1 приводу вентилятора системи охолодження;
 14 – насос 2; 15 – фільтр для повітря; 16 – фільтр (cleaner); 17 – бак для рідини

Рисунок 14.8 – Комбінований гідравлічний привід вентилятора і підсилювача рульового керування

Усе більше поширення одержують електрогідравлічні системи, у яких робота клапана регулюється соленоїдом (пропорційний соленоїд або соленоїд з імпульсно-модульованим увімкненням). Цей тип соленоїда керується вихідним сигналом від датчика температури, розташованого в магістралі, по якій проходить охолоджувальна рідина. Безперервне керування швидкістю обертання вентилятора здійснюється для підтримки температури з відхиленням не більше 5°C. Втрати напору повітря вентилятора при такому способі регулювання складають максимум 15%. Для одержання необхідної вентиляції двигуна при зниженні швидкості обертання вентилятора передбачена межа мінімального тиску в системі. Електронні пристрої керування можуть бути використані для оброблення додаткових сигналів (наприклад, температури всередині і зовні). Вони можуть служити базою для додаткового регулювання швидкості обертання вентилятора. Як приклад можна навести комбіноване використання приводу вентилятора для регулювання температури охолоджувальної рідини, повітря в системі над-

дування і повітря в моторному відсіку, а також для ввімкнення максимальної швидкості обертання вентилятора під час гальмування двигуном (рис. 14.9).



- 1 – шестеренний гідродвигун із клапаном співвідношення тисків; 2 – блок керування;
 3 – регулятор сили струму; 4 – регулятор напруги; 5 – вимикач сповільнювача автомо-
 біля; 6 – датчик температури охолоджувальної рідини;
 7 – датчик температури повітря наддування; 8 – датчик зовнішньої температури;
 9 – вхід повітря для наддування; 10 – охолоджувальна рідина;
 U_B – напруга акумуляторної батареї; t_s – задане значення температури

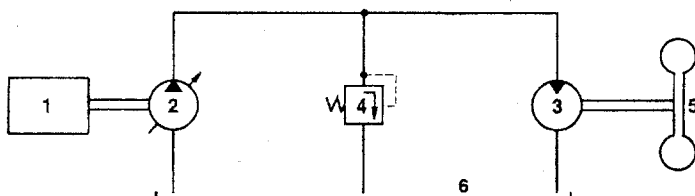
Рисунок 14.9 – Електрогідрравлічний привід вентилятора двигуна

Електрогідрравлічні системи можуть бути інтегровані в систему керування роботою двигуна. Гідропривід вентилятора може використовуватися з іншим устаткуванням і забезпечувати роботу таких пристроїв, як зчеплення, трансмісія, компресори, водяний насос, генератор, гідропідсилювач рульового керування, керування задніми колісми, гідроприводний самоскидний механізм. Системи з необхідним набором функцій керування і з використанням великого числа насосів можуть забезпечити пріоритети в роботі та вимоги безпеки.

14.2.3 Гідрравлічні об'ємні приводи трансмісії

Якщо лінію нагнітання регульованого насоса з'єднати з гідродвигуном з постійною або регульованою частотою обертання, то можна одержати трансмісію з безступінчастим регулюванням передаточного числа. Передаточне число визначається як відношення робочих об'ємів насоса і гідродвигуна. Також можливе використання схем з паралельним з'єднанням декількох гідродвигунів або з їхнім послідовним з'єднанням. Однак головний

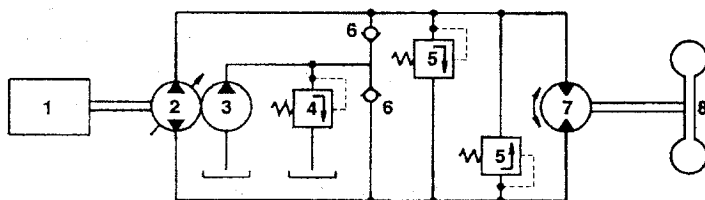
привід з розімкнутим контуром (рис. 14.10) не може змінювати напрямок свого обертання або забезпечувати прикладення гальмового зусилля без допомоги допоміжних механізмів. Цей тип схеми придатний для використання спільно з такими регульованими приводами, як привід вентилятора і т. п.



1 – двигун автомобіля; 2 – регульовальний насос; 3 – гідродвигун;
4 – запобіжний клапан; 5 – ведучі колеса; 6 – бак з рідиною

Рисунок 14.10 – Гідралічний привід з розімкнутим контуром

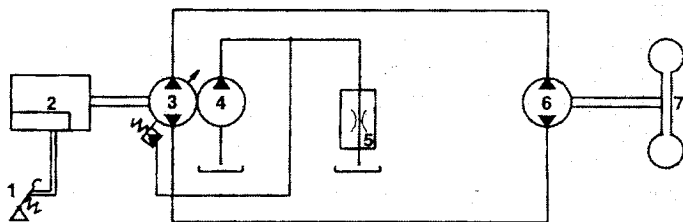
Головний привід. Гідралічні системи в автомобілях повинні забезпечувати можливість роботи підсилювача рульового керування та гальмових систем. З цієї причини перевагу мають системи з замкнутим контуром (рис. 14.11). Основний (реверсивний) насос комбінується з живильним насосом. Подача рідини від живильного насоса в магістраль низького тиску дозволяє компенсувати всі витoki. Оскільки завжди є тиск від живильного насоса на вході основного насоса, максимально припустима швидкість його обертання виявляється вища, ніж при роботі в режимі всмоктування. При постійному значенні передаточного числа цей тип трансмісії забезпечує одержання майже такої ж жорсткості приводу, як і в механічній передачі.



1 – двигун; 2 – регульовальний насос; 3 – живильний насос; 4 – запобіжний клапан живильної магістралі; 5 – запобіжний клапан магістралі високого тиску;
6 – зворотний клапан; 7 – реверсивний гідродвигун; 8 – ведучі колеса

Рисунок 14.11 – Гідралічний привід із замкнутим контуром

Було розроблено «автомобільне» керування для одержання характеристик, подібних тим, що потрібні для автомобілів. Найбільш відомими є схеми, коли водій користується педалью для керування тільки частотою обертання колінчастого вала двигуна (рис. 14.12). Частина потужності від двигуна направляється через додатковий насос у контур керування, що містить дросель для створення керувального тиску, величина якого відповідає частоті обертання колінчастого вала двигуна. Цей тиск, у свою чергу, визначає витрату рідини, що проходить через основний насос, за допомогою механізму керування з характеристикою, пропорційною тиску. Ця концепція керування не є складною і перешкоджає зупинці двигуна, тому що насос реагує на зниження частоти обертання шляхом переходу на більш низькі значення витрати, що вимагає менших значень крутного моменту. Однак для задоволення більш строгих вимог щодо регулювання потужності двигуна і паливної економічності необхідно використання більш складних схем.



1 — педаль керування; 2 — двигун автомобіля з регулятором швидкості;
3 — гідралічний насос з регулюванням за тиском; 4 — додатковий насос; 5 — дросель;
6 — гідралічний двигун; 7 — приводні колеса

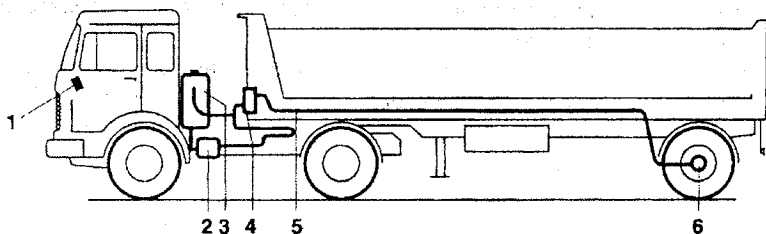
Рисунок 14.12 — Схема гідравлічної об'ємної трансмісії для автомобіля

Допоміжний привід. Ще одним варіантом використання гідравлічного об'ємного приводу є допоміжні приводні пристрої на неведучих осях вантажних автомобілів (рис. 14.13), що працюють тільки при русі з малою швидкістю на важких ґрунтах. При звичайному русі дорогою цей привід вимикається для зниження втрат потужності.

14.3 Насоси та гідродвигуни

Виконавчий контур (ВК) є головною обов'язковою частиною об'ємного гідроприводу будь-якого призначення і складності. У ВК відбуваються процеси перетворення потоку енергії.

До складу ВК входять насос чи група насосів, гідродвигун та трубопроводи, що з'єднують їх.



- 1 – електричне керування ввімкненням і вимкненням допоміжного приводу;
 2 – насос постійної продуктивності зі змінною робочою швидкістю і можливістю вимкнення; 3 – резервуар з робочою рідиною; 4 – рознімне з'єднання шлангів;
 5 – гідромагістралі; 6 – гідродвигуни в маточинах коліс

Рисунок 14.13 – Гідравлічний об'ємний допоміжний привід

Решта гідроагрегатів, які входять до складу гідроприводу, поділяється на дві групи:

– гідроагрегати, які не впливають на процес перетворення енергії та, відповідно, на точність і параметри режимів роботи гідроприводу; до них належать резервуари для робочої рідини – *баки*, пристрої очищення рідини від забруднення – *фільтри* та інші. Далі ці гідроагрегати будуть називатись обслуговувальними (ГО);

– гідроагрегати, які керують процесом перетворення енергії і тим самим значно впливають на точність і параметри режимів роботи гідроприводу; до них належать різного роду *регулятори тиску (клапани)*, *регулятори витрати (швидкості)*, *пропорційні розподільвачі* і под. Ці гідроагрегати входять до групи *гідроапаратури* (ГА).

Насос є перетворювачем механічної енергії в гідравлічну. Якщо коефіцієнти n_F і n_{v_i} перетворення потоку енергії за зусиллям і швидкістю для даного насоса величини постійні, то насос називається нерегульованим, тобто його робочий об'єм $V = \text{const}$. Якщо насос регульований, то $V = \text{var}$ і, відповідно, змінними є n_F і n_{v_i} .

Таким чином, насос може бути нерегульованим, регульованим нереверсним, тобто з постійним напрямком потоку, регульованим реверсним.

До загальних характеристик насоса належать:

– головний параметр насоса – *робочий об'єм* V , $\text{м}^3/\text{об}$, тобто об'єм рідини, яка подається насосом за 1 оберт його приводного вала, чи *характерний об'єм* $V' = V/2\pi$, $\text{м}^3/\text{рад}$, тобто об'єм рідини, яка подається насосом за оберт приводного вала на один радіан;

– робочий тиск p_p , тобто тиск, що його забезпечує насос протягом тривалої роботи;

– максимальний тиск $P_{\max}$, при якому допускається короткочасна робота насоса;

– витрата Q_n насоса при робочому тиску; $Q_n = V \cdot n_n \cdot \sigma^6$, де n_n – номінальна частота обертання приводного вала насоса;

– σ^6 – коефіцієнт витрати, який дорівнює відношенню

$$\sigma^6 = \frac{Q_n}{Q_m}, \quad (14.41)$$

де $Q_m = V \cdot n_n$ – теоретична витрата насоса;

– ККД насоса $\eta_n = \eta_0 \cdot \eta_e \cdot \eta_m$, де η_0 – об'ємний ККД, який характеризує втрати енергії на витоки рідини; η_e – гідравлічний ККД, який характеризує втрати енергії на місцевих опорах, каналах і робочих вікнах насоса; η_m – механічний ККД, який характеризує втрати енергії на механічне тертя в насосі. Використовується також показник – гідромеханічний ККД $\eta_{gm} = \eta_e \cdot \eta_m$;

– потужність на виході насоса $P_n = Q_n \cdot p_p$. Потужність на приводному валу насоса

$$P_{ax} = M_{кр} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_n = \frac{Q_n \cdot P_p}{\eta_n}. \quad (14.42)$$

Гідродвигун разом із насосом є основним агрегатом, який входить до складу ВК і призначається для перетворення потоку гідравлічної енергії, що утворюється насосом, в механічну з параметрами, необхідними для ефективного функціонування технологічної машини.

Основна частина гідродвигунів належить до одного з двох типів:

- гідродвигуни поступального руху – *гідроциліндри*;
- гідродвигуни обертального руху – *гідромотори*.

Значно менше використовуються так звані *поворотні двигуни* – спрощені гідромотори з обмеженим кутом φ повороту вала, тобто $\varphi \leq 360^\circ$; звичайно $\varphi = 270^\circ$.

Гідромотори є енергетичними агрегатами, які за своїм призначенням протилежні насосам. Разом з тим і насоси, і гідромотори складають групу гідромашин, які можуть перетворюватись одна в одну, тобто якщо на вал такої гідромашини подати потік механічної енергії, то вона буде працювати в режимі насоса і навпаки, якщо на гідравлічний вхід (вихід) гідромашини подати потік гідравлічної енергії, то гідромашина буде працювати в режимі гідромотора.

Таким чином, схема пластинчастого нерегульованого насоса в принципі ідентична схемі пластинчастого нерегульованого гідромотора, схема аксіально-поршневого регульованого насоса з похилим диском ідентична схемі такого ж самого гідромотора, схема шестеренного насоса – схемі шестеренного гідромотора і т. ін.

При своїй принциповій ідентичності гідромотори і насоси одного типу мають конструктивні відмінності, які обумовлені особливостями процесів, що виникають в них.

Розглянемо дві особливості характеристик гідромоторів. Перша з них обумовлена тим, що потужність потоку гідравлічної енергії на вході в гідромотор обмежена як параметрами самого гідромотора, так і насоса. Тому втрати енергії в гідромоторі, особливо на механічне і гідравлічне тертя, призводять до зменшення рушійного моменту на валу, зокрема, пускового моменту. Виникають проблеми пуску гідромотора під навантаженням, тому що через підвищені сили тертя спокою пускові моменти у гідромоторів в більшості випадків вищі номінальних моментів, що розвиваються на рухомому валу. Другою особливістю гідромоторів є різниця в об'ємній витраті на вході і виході, яка особливо відчутна при наявності перепадів тиску, $\Delta p = p_1 - p_2$, між тиском p_1 на вході і тиском p_2 на виході гідромотора і присутності в робочій рідині нерозчиненого газу.

Для визначення крутного моменту $M_{кр}$ на валу гідромотора розглянемо співвідношення

$$M_{кр} = P_m / \omega, \quad (14.43)$$

де P_m – потужність на валу гідромотора;

ω – кутова швидкість гідромотора.

В свою чергу

$$P_m = P_e \cdot \eta_0 \cdot \eta_m = \Delta p \cdot Q_m \cdot \eta_0 \cdot \eta_m = (p_1 - p_2) \cdot Q_m \cdot \eta_0 \cdot \eta_m, \quad (14.44)$$

де P_e – потужність гідравлічного потоку, підведеного до гідромотора.

$$Q_m = \frac{V' \cdot \omega}{\eta_0}. \quad (14.45)$$

Тоді, з урахуванням (14.43) – (14.45)

$$M_{кр} = (p_1 - p_2) \cdot V' \cdot \eta_m, \quad (14.46)$$

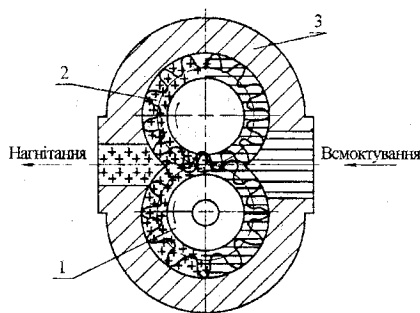
Коефіцієнт η_m враховує втрати моменту на тертя, які в сумі дорівнюють

$$M_{тер\Sigma} = M_{кр} \cdot (1 - \eta_m) = b_m \cdot \omega + M_{тер}(\omega, p_1, p_2, \tau, M_{тер0}), \quad (14.47)$$

В рівнянні (14.47) b_m – коефіцієнт в'язкого тертя між деталями гідромотора (припускаючи, що в'язкісна складова $b_m \cdot \omega$ сумарного моменту $M_{тер\Sigma}$ тертя пропорційна кутовій швидкості вала (ротора гідромотора); $M_{тер}(\omega, p_1, p_2, \tau, M_{тер0})$ – нелінійна складова, яка залежить в загальному випадку від величини і напрямку кутової швидкості ω вала, тисків p_1 і p_2 в порожнинах, початкового значення $M_{тер0}$ моменту тертя, який утворюється різного роду попередніми натягами пружних елементів гідромотора (пружин, гумових ущільнень і под.), а також від тривалості τ попереднього контакту деталей, які зазнають взаємного тертя, що передуює пуску гідромотора.

14.3.1 Шестеренні насоси та гідромотори

Обертові шестерні (рис. 14.14), що знаходяться в зачепленні, забирають рідину в простір між зубами і переносять із зони низького тиску в зону високого тиску, нагнітаючи тиск у магістраль. У насосі майже відсутній зазор між корпусом і вершинами зубів; таким чином забезпечується хороше радіальне ущільнення. В осьовому напрямку ущільнення забезпечується пластинами або втулками, які тиск притискає до шестерень. Ці пластини або втулки одночасно виконують роль підшипників для шестерень. Така конструкція дозволяє одержати насоси високого тиску з високим ККД (рис. 14.15). Частота обертання шестерень насоса досягає 4000 хв^{-1} , максимальний тиск – 300 бар, питома потужність – 6 кВт/кг; ці параметри дають можливість застосовувати шестеренні насоси в автомобільних гідросистемах. Діапазон продуктивності від 0,5 до 300 л/хв мають 4-5 типорозмірів насосів.



1 і 2 – прямозубі шестерні з евольвентним профілем, які знаходяться у зачепленні і розташовуються в розточках-колодязях корпуса 3

Рисунок 14.14 – Схема шестеренного насоса або гідродвигуна (напрямок потоку рідини й обертання шестерень показані при роботі насоса)

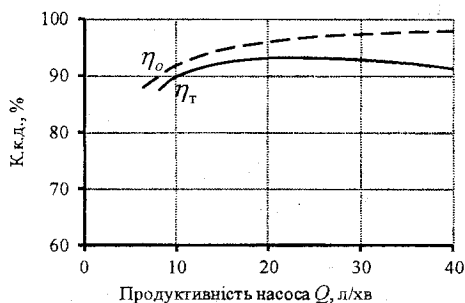


Рисунок 14.15 – Шестеренний насос високого тиску Bosch: залежність об'ємного ККД η_g і повного ККД η_o від продуктивності при $\Delta p = 210$ бар

Найпростіші шестеренні гідромотори подібні шестеренним насосам: шестерні обертаються тільки в одному напрямку, протилежному тому, у якому вони оберталися при роботі в режимі насоса. Гідромотори, призначені для використання в автомобільних приводах, тобто гідромотори, шестерні яких обертаються в обох напрямках і навантажуються при реверсі, також були сконструйовані на основі шестеренних насосів з відповідними змінами зон осьового тиску і ряду каналів для пропускання робочої рідини. Переваги, які мають шестеренні насоси із шестернями зовнішнього зачеплення (висока питома потужність, невелика необхідна площа для розміщення і низька вартість у виробництві), також характерні і для шестеренних гідромоторів. Тому вони часто вибираються для використання на автомобілях, будівельних і сільськогосподарських машинах, машинах для підмітання вулиць, розрівнювачах, вібраторах тощо.

14.3.2 Поршневі насоси і гідромотори

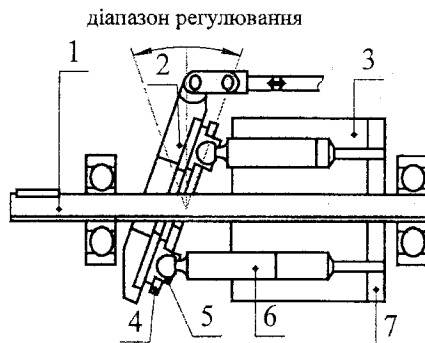
Поршневі насоси і гідромотори значно відрізняються від поршневих машин класичного типу. Високі значення тиску (350–400 бар) приводять до виникнення великих зусиль на поршні. Гарні змащувальні і охолоджувальні якості використовуваної рідини сприяють створенню малогабаритних пристроїв. Гідравлічні поршневі механізми дозволяють одержувати максимальну питому потужність понад 5 кВт/кг.

Для одержання рівномірної витрати рідини гідравлічні поршневі механізми конструюються з використанням додаткового числа поршневих елементів. Розрізняють механізми з радіальним і осьовим переміщенням поршнів, що залежить від приводу. Обидва види таких механізмів застосовуються як насоси і гідромотори з постійним або змінним робочим об'ємом, використовувані у розімкнутих і замкнутих контурах. Робочі об'єми цих гідромоторів і насосів змінюються за рахунок зміни довжини ходу поршня. Фазове регулювання гідравлічних механізмів не застосовується, тому що колінчастий вал не придатний як засіб регулювання ходу поршня. Ексцентриковий або колінчастий вал і похила шайба непридатні для регулювання величини ходу й застосовуються тільки в деяких гідромашинах з постійною продуктивністю.

Гідромашини зі змінною продуктивністю містять обертовий блок циліндрів. Разом з нерухомим розподільним диском або цапфою блок циліндрів утворює обертовий золотниковий розподіл, який забезпечує чергування випускання рідини з циліндра і заповнення його цією рідиною. Аксиально-поршневі гідромашини являють собою пристрої з похилою шайбою (рис. 14.16).

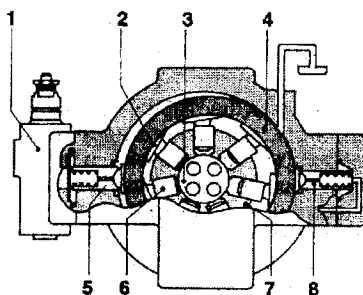
Радіально-поршневі гідромашини є пристроями з рухомим кільцем (рис. 14.17). За рахунок зміни ексцентриситету рухомого кільця щодо цапфи змінюється хід поршня. У насосах, де напрямок подачі може бути реверсовано, рухоме кільце може переміщатися в обох напрямках керувальними плунжерами. Усі елементи керування розташовані в статорі, що дозво-

ляє швидко і точно регулювати витрату з використанням гідравлічних або електронних сервопристроїв і регуляторів. Регулювальний поршневий механізм може бути внесений в електронний контур керування з використанням клапанів співвідношення тисків або серворегулятора, що працює в залежності від витрати рідини.



1 – приводний вал; 2 – похила шайба; 3 – блок циліндрів (обертається);
4 – утримувальна пластина; 5 – повзун; 6 – поршень; 7 – розподільний диск

Рисунок 14.16 – Аксіально-поршнева гідромашина (похила шайба)



1 – пристрій керування з розімкнутим або замкнутим контуром; 2 – повзуни;
3 – розподільна цапфа; 4 – рухоме кільце; 5 – керувальний плунжер 1;
6 – поршень з радіальним переміщенням; 7 – блок циліндрів (обертається);
8 – керувальний плунжер 2

Рисунок 14.17 – Радіально-поршнева гідромашина

14.3.3 Електрогідравлічні насоси і невеликі механізми

Електрогідравлічний насос є комбінацією звичайного гідронасоса й електродвигуна. Електродвигун постійного струму застосовується в більшості самохідних машин, а змінного струму – у стаціонарних установках.

Шестеренні насоси характеризуються низьким ступенем пульсацій і безшумною роботою. З цих причин дані гідромашини можуть використовуватися в електрогідравлічних насосах. Такі насоси типорозмірів В і F із продуктивністю 1–22,5 см³ за 1 оборот застосовуються для одержання тисків до 280 бар, працюючи разом з електродвигунами номінальною потужністю до 8 кВт; ці насоси використовуються в ряді мобільних гідроприсроїв у вантажопідйомних механізмах і системах керування транспортними засобами.

На легкових автомобілях електрогідравлічні насоси знаходять застосування в підвісці для підтримки постійного рівня кузова автомобіля та у підсилювачах рульового керування. Особлива сфера застосування таких насосів – системи ABS і ASR. Основним елементом антиблокувальної системи гальм (ABS) і системи керування тяговим зусиллям (ASR) є гідроприсрій створення тиску в цих системах.

З електрогідравлічними насосами на автомобілях повинні використовуватися різні клапани для виконання широкого спектра функцій керування. Усе це викликає необхідність розроблення невеликого і компактного пристрою з вихідною потужністю до 4 кВт.

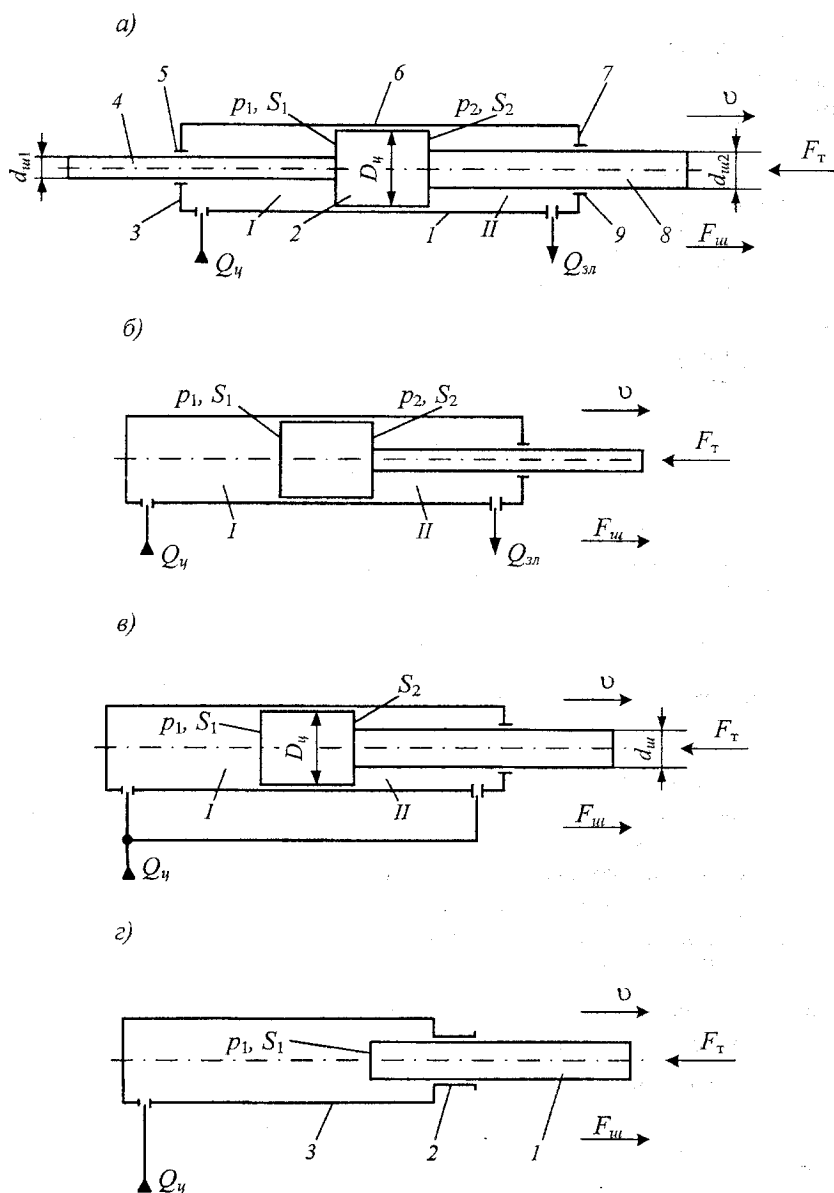
В таких пристроях електродвигун і насос доповнюються корпусом клапана, бачком для рідини та фільтрами для повітря і рідини. Конструкції цих пристроїв допускають модифікацію їх для виконання конкретних функцій з керування. Циліндричні золотники і сідла клапанів можуть розміщатися в компактному клапанному блоці або поєднуватися в систему. Мініатюрні варіанти цих пристроїв застосовуються там, де необхідне одержання високої потужності, незважаючи на обмеженість простору для розміщення пристрою, наприклад, у муніципальних автомобілях (вуличні підмітальні машини, ротаційні снігоочисники, автофургони і вантажні автомобілі, що працюють у промзонах; спеціальні автомобілі та легкові автомобілі, обладнані підйомниками і поворотними пристосуваннями для полегшення посадки в них інвалідів).

На легкових автомобілях знайдена нова сфера їхнього застосування. У більшості кузовів з відкидним верхом застосовуються гідравлічні механізми, що забезпечують переміщення даху, його складання, відкидання у певне положення та встановлення в початкове положення.

14.3.4 Гідравлічні циліндри

Гідроциліндри – це гідродвигуни поступального руху (рис. 14.18), які перетворюють гідравлічну енергію з параметрами Q_n , p в механічну з параметрами F , v .

За енергонеосиченістю (потужність, яка припадає на одиницю маси), здатністю розвивати значні зусилля F і швидкості v , компактністю, простотою конструкції, надійністю, а також завдяки невеликій вартості гідроциліндри не мають аналогів серед всіх ПЕ.



а – несиметричний з двобічним штоком; б – несиметричний з однобічним штоком;
в – диференційний гідроциліндр; г – плунжерний

Рисунок 14.18 – Схеми гідроциліндрів

Гідроциліндри характеризуються високими показниками питомої потужності і відносною простотою конструкції. ККД циліндра визначається ущільненнями, робочим тиском і якістю поверхні поршня. Крім таких параметрів, як сила і швидкість, міцність циліндра на поздовжній вигин також є важливим конструктивним критерієм, що застосовується для визначення розмірів циліндра і довжини штока поршня.

Принципова схема гідроциліндра винятково проста (наприклад, на рис. 14.7 гідродвигун II є простим гідроциліндром, який складається з власне циліндра 8.2 і поршня 8.1).

Більшість відомих гідроциліндрів може бути віднесена до однієї зі схем:

- несиметричний гідроциліндр з двобічним штоком (рис. 14.18, а), тобто діаметри штоків $d_{ш1}$ і $d_{ш2}$ неоднакові ($d_{ш1} \neq d_{ш2}$); такий гідроциліндр складається з циліндра 1, поршня 2, фланців 3 і 7, штоків 4 і 8, ущільнень 5, 6 і 9 в місцях рухомих посадок штоків в отворах фланців і поршня в отворі циліндра;

- симетричний гідроциліндр з двобічним штоком, тобто гідроциліндр за схемою рис. 14.18, а при $d_{ш1} = d_{ш2}$;

- несиметричний гідроциліндр з одnobічним штоком (рис. 14.18, б);

- диференційний гідроциліндр, аналогічний схемі на рис. 14.18, б, але із співвідношенням $d_{ш} / D_{ц} = \sqrt{0,5}$ (рис. 14.18, в);

- плунжерний гідроциліндр (рис. 14.18, г), який складається з плунжера 1, який ковзає в напрямній втулці з ущільненням 2, і циліндра 3.

В різних галузях машинобудування використовуються також і інші схеми гідроциліндрів, наприклад, телескопічні, здвоєні і под., багато з яких знайшли своє застосування в конструкції різних пристроїв, установлюваних в тому числі і на спеціалізованих автомобілях.

Враховуючи напрям зусилля $F_{ш}$ і швидкості v поршня, зображених на рис. 14.18, можна записати рівняння сил, які прикладені до системи «поршень-шток» при усталеному рівномірному русі

$$F_{ш} - F_{\tau} - b_{ц} \cdot v - F_{тер}(v, p_1, p_2, \tau, F_{тер0}) - G \cdot \cos \alpha, \quad (14.48)$$

де $F_{ш}$ – зусилля, що його розвиває гідроциліндр;

F_{τ} – технологічне навантаження на шток;

$b_{ц} \cdot v$ – складова сила в'язкого тертя, яка пропорційна коефіцієнту $b_{ц}$ в'язкого тертя в ущільненнях і швидкості v переміщення поршня;

G – вага вузлів, які переміщуються гідроциліндром під кутом α до горизонту.

$F_{тер}(v, p_1, p_2, \tau, F_{тер0})$ – нелінійна складова сил тертя, яка залежить від величини і напрямку швидкості v , тисків p_1 і p_2 в порожнинах гідроциліндра, часу τ , висоти поршня перед моментом початку руху, а також від по-

чаткової сили тертя $F_{тер0}$, яка формується, наприклад, натягом при складанні ущільнювальних елементів з поршнем, штоком і т. п.

Враховуючи, що зусилля, яке розвиває гідроциліндр, дорівнює

$$F = p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2, \quad (14.49)$$

де S_1 і S_2 – ефективні площі поршня в першій і другій порожнинах гідроциліндра, причому $S_1 = (\pi/4) \cdot (D_y^2 - d_{ш1}^2)$, а $S_2 = (\pi/4) \cdot (D_y^2 - d_{ш2}^2)$, отримаємо із (14.48) і (14.49) рівняння для корисного зусилля $F_{ш}$ на штоці

$$F_{ш} = F_T = p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2 - b_y \cdot \nu - F_{тер}(\nu, p_1, p_2, \tau, F_{тер0}) - G \cdot \cos \alpha. \quad (14.50)$$

Рівняння (14.50) дозволяє визначити корисне зусилля на штоці і для всіх інших схем гідроциліндрів на рис. 14.18.

При цьому для схеми на рис. 14.18, в треба врахувати, що тиск у двох порожнинах однаковий і дорівнює p_1 , а для схеми на рис. 14.18, з величина $p_2 \cdot S_2 = 0$.

Врахування напрямку (знаків) швидкості ν і ваги G , а також знака різниці $p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2$ дає знак, тобто напрям зусилля $F_{ш}$.

Швидкість поршня для схем на рис. 14.18, а і 14.18, б, якщо подавати робочу рідину у порожнину I, дорівнює

$$\nu_1 = [Q_y - p_1 \cdot \sigma_1 - \sigma_{1-2} \cdot (p_1 - p_2)] \cdot S_1^{-1}, \quad (14.51)$$

де Q_y – витрата рідини на виході в порожнину I;

σ_1 – витоки рідини в атмосферу з порожнини I;

σ_{1-2} – коефіцієнт перетікання рідини з першої порожнини гідроциліндра в другу.

При подачі рідини в порожнину II швидкість дорівнює

$$\nu_2 = Q_y \cdot S_2^{-1}, \quad (14.52)$$

не враховуючи вищесказане відносно значення σ , для схеми на рис. 14.18, з швидкість дорівнює

$$\nu_{ш} = Q_y \cdot S^{-1}. \quad (14.53)$$

Для диференційного підключення за схемою на рис. 14.18, в, враховуючи, що

$$d_{ш} = D_y \cdot \sqrt{0,5}, \text{ тобто } d_{ш}^2 = 0,5 \cdot (\pi/4) \cdot D_y^2$$

або

$$S_2 = 0,5 \cdot S_1 \text{ і } S_2/S_1 = k = 0,5,$$

отримаємо

$$\nu_{диф} = 2 \cdot (Q_y/S_1) = Q_y/S_2 = \nu_2 = 2 \cdot \nu_1, \quad (14.54)$$

де ν_2 підраховується за (14.52), а ν_1 – за (14.51).

Таким чином, при диференційному включенні гідроциліндра з $k = S_2/S_1 = 0,5$ можна отримати три різних за величиною або напрямом швидкості руху при одній і тій самій витраті рідини на вході в циліндр:

- рух зі швидкістю $+v_1$ у даному (див. рис. 14.18, в) напрямі;
- рух зі швидкістю $-v_2 = -2 \cdot v_1$;
- рух зі швидкістю $+v_{\text{диф}} = +2 \cdot v_1$.

Підведена до порожнини I циліндра гідравлічна потужність дорівнює

$$P_{\text{ггх}} = Q_{\text{гг1}} \cdot p_1. \quad (14.55)$$

Гідравлічна потужність рідини, яка витискується з гідроциліндра, дорівнює

$$P_{\text{ггв}} = Q_{\text{гг2}} \cdot p_2. \quad (14.56)$$

Потужність потоку гідравлічної енергії, яка реалізується на поршні гідроциліндра, дорівнює

$$P_{\text{гг}} = Q_{\text{гг1}} \cdot p_1 - Q_{\text{гг2}} \cdot p_2. \quad (14.57)$$

Потужність потоку механічної енергії на штоці

$$P_{\text{мех}} = F_{\text{ш}} \cdot v. \quad (14.58)$$

ККД режиму руху $\eta_{\text{реж}}$ поршня, який враховує втрати енергії, викликані наявністю протитиску p_2 (при $p_1 > p_2$),

$$\eta_{\text{реж}} = \frac{P_{\text{гг}}}{P_{\text{ггх}}} = 1 - \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{Q_{\text{гг2}}}{Q_{\text{гг1}}} = 1 - \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{S_2}{S_1}. \quad (14.59)$$

Повний ККД циліндра $\eta_{\text{ц}}$ дорівнює

$$\eta_{\text{ц}} = \frac{P_{\text{ггмех}}}{P_{\text{ггх}}} = P_{\text{ггмех}} = \frac{F_{\text{ш}} \cdot v}{p_1 \cdot Q_{\text{гг1}}} = \frac{F_{\text{ш}} \cdot v}{p_2 \cdot Q_{\text{гг2}}} \cdot (1 - \eta_{\text{реж}}), \quad (14.60)$$

враховуючи, що із (14.59) випливає $p_1 \cdot Q_{\text{гг1}} = (p_2 \cdot Q_{\text{гг2}}) / (1 - \eta_{\text{реж}})$.

14.4 Гідроагрегати, які обслуговують виконавчий контур

Гідроагрегати, які забезпечують функціонування ВК, але не керують режимом його роботи, належать до обслуговувальних пристроїв.

Прикладом таких обслуговувальних пристроїв є *фільтри*, які забезпечують очищення робочої рідини від забруднення. Головною характеристикою фільтра є точність фільтрації, тобто максимальний розмір частинок у мікрометрах, які пропускає фільтрувальний елемент. Не менш важливим є величина втрати тиску в фільтрі і максимально допустима витрата рідини при цьому.

В характеристиці фільтра майже ніколи немає вказання на його ємність, тобто на сумарний об'єм, або масу частинок забруднення, які можуть затриматись на фільтроелементі без збільшення втрати тиску понад допустимого.

Основні під'єднання фільтра наведено на гідравлічних схемах рис. 14.19.

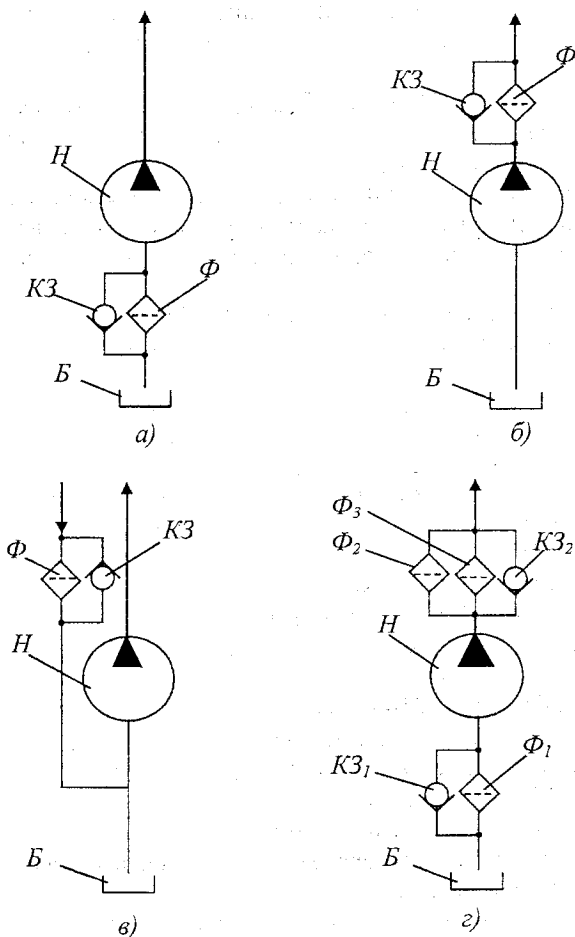


Рисунок 14.19 – Схема під'єднання фільтрів у гідросистему

У схемі на рис. 14.19, а рідина з бака Б через приймальний фільтр Φ всмоктується насосом Н і далі нагнітається в гідросистему. Клапан КЗ забезпечує прохід у систему частини потоку рідини при засміченні фільтра і обмежує перепад тиску на ньому. Перевага – вловлювання частинок до того, як вони можуть потрапити в насос, що збільшує термін його служби. Недолік – утворення додаткового опору на лінії всмоктування. В зв'язку з тим, що рідина переміщується всмоктувальним трубопроводом за рахунок різниці між атмосферним тиском і розрідженням, що його утворює насос, допустимий перепад тиску на всмоктувальному трубопроводі і приймальному фільтрі незначний, не більше 0,020...0,025 МПа. Тому робочі вікна

фільтрувального елемента, крізь які проходить рідина, повинні бути досить великими і тонкість фільтрації на вході в насос не може бути менша 80...160 мкм.

У схемі на рис. 14.19, б рідина з бака B і насоса H через фільтр Φ потрапляє в гідросистему, тобто фільтр встановлено в лінії нагнітання, клапан $K3$ обмежує перепад тиску на фільтрі.

Оскільки запас тиску на лінії нагнітання досить великий, можна допустити більшу величину втрати тиску на фільтрі, ніж у випадку встановлення фільтра на всмоктуванні і, відповідно, забезпечити значну тонкість очистки.

Недоліком є те, що корпус та всі елементи фільтра повинні розраховуватись на максимальний тиск у гідросистемі, що викликає збільшення їх маси.

Як фільтрувальні елементи в напірних фільтрах застосовуються: набір пластин, в щілини між якими протискується рідина і затримуються частинки, розмір яких дорівнює або більший розміру щілини (тонкість фільтрації 80...12,5 мкм); фільтроелементи – з гофрованого картону (тонкість фільтрації 10; 25; 40 мкм); магнітні уловлювачі, а також різні комбінації перелічених елементів.

Встановлення фільтра на зливі наведено на рис. 14.19, в, де рідина, яка подається насосом H з бака B , проходить крізь гідросистему, а на зливі крізь фільтр Φ , паралельно якому встановлений перепускний клапан $K3$. Зливні фільтри також мають системи сигналізації про засмічення і забезпечують тонкість фільтрації 25-40 мкм.

Схеми під'єднання фільтрів далеко не вичерпуються наведеними вище. Можливе, зокрема, використання комбінованої схеми пропорційної очистки, наведеної на рис. 14.19, г. Насос H засмоктує рідину з бака B через приймальний фільтр Φ_1 , паралельно якому встановлений клапан $K3_1$, і подає її в гідросистему крізь два паралельно встановлених фільтри Φ_2 і Φ_3 грубої і тонкої очистки з клапаном $K3_2$.

Ще одним прикладом обслуговувальних пристроїв є баки – ємності, які містять робочу рідину і забезпечують ряд важливих умов нормальної роботи ВК. Зокрема, ємність бака повинна враховувати зміни об'єму рідини, яка міститься в гідросистемі в різних фазах її дії. Так при використанні несиметричних або плунжерних гідроциліндрів об'єм рідини, яка міститься в його порожнині, може істотно змінюватись, що компенсується відповідною ємністю бака.

Ємність бака істотно впливає на температурний режим гідроприводу. Якщо відсутня система терморегуляції, стабілізація температурного режиму можлива лише шляхом вибору раціонального об'єму бака і робочої рідини, яка міститься в ньому.

Крім того, конструкція бака повинна забезпечувати раціональний напрям потоку рідини, який буде сприяти перемішуванню об'ємів з різними

температурами, вилученню нерозчиненого повітря з вільної поверхні, пригніченню піноутворення та зручності очищення і зливу бака.

14.5 Гідравлічні акумулятори

Гідроакумулятори (рис. 14.20) це пристрої, що накопичують частину енергії потоку рідини на виході насоса, яка не використовується гідродвигуном на певних режимах його роботи, а потім віддають цю енергію гідродвигу на тих режимах, коли номінальної потужності насоса стає недостатньо. Наприклад, при малих швидкостях руху гідродвигуна, коли споживання рідини від насоса значно менше його витрати, надлишок подачі може подаватись у гідроакумулятор. На швидких переміщеннях, коли подачі насоса не вистачає на забезпечення високих швидкостей гідродвигуна, акумулятор звільняє енергію, збільшуючи потік робочої рідини, що подається у гідродвигун.

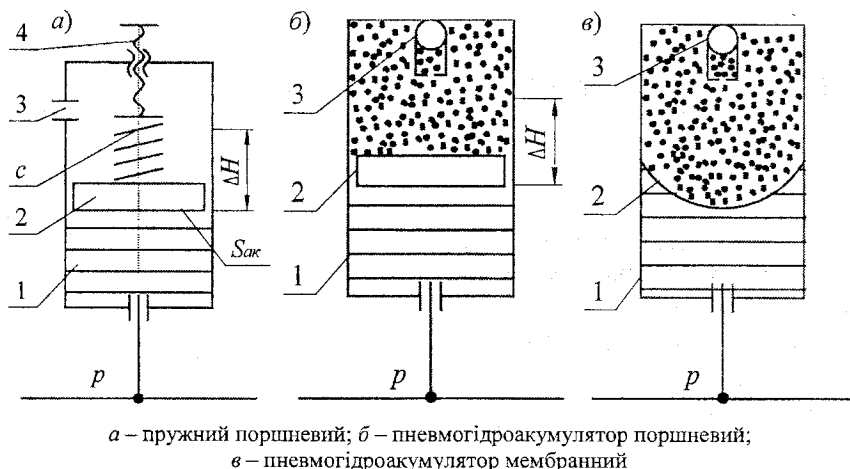


Рисунок 14.20 – Схеми гідроакумуляторів

Призначенням гідроакумуляторів є накопичення енергії, демпфірування пульсацій рідини, виконання функцій пружного елемента.

У ВК гідроприводів використовуються акумулятори потенціальної енергії, яка запасасться в стиснених пружинах, стисненому газі або у піднятті маси на певну висоту.

Фактично акумулювання, а потім вивільнення енергії відбувається також в робочій рідині за рахунок її стисливості, особливо при наявності в ній нерозчиненого газу, а також трубопроводами за рахунок їх деформацій

під тиском, насамперед рукавами високого тиску. Це акумулювання істотно впливає на динамічні процеси у ВК.

Гідроаккумулятори поділяються, в основному, на дві великі групи: пружинні (схема на рис. 14.20, а) і пневмогідролічні (схеми на рис. 14.20, б і 14.20, в). Останні можуть бути поршневіми (рис. 14.20, б), коли газ і рідина розділяються поршнем, і мембранні (рис. 14.20, в), коли роздільним елементом є мембрана.

При робочому ході поршня ΔH тиск p в гідроаккумуляторі змінюється на величину

$$\Delta p_{ак} = \frac{c \cdot \Delta H}{S_{ак}}, \quad (14.61)$$

де c – жорсткість пружини;

$S_{ак}$ – площа поршня акумулятора.

Таким чином, якщо позначити початковий тиск p_0 , за яким починається заряджання, максимальний тиск буде дорівнювати

$$\Delta p_{\max} = p_0 + \Delta p_{ак} = p_0 + \frac{c \cdot \Delta H}{S_{ак}}. \quad (14.62)$$

Величину $\Delta p_{ак}$ настраюють підтисканням пружини c за допомогою гвинта 4. У більшості гідроаккумуляторів попереднє підтискання пружини – величина постійна. Отвір 3 в корпусі 1 існує для з'єднання з атмосферою порожнини порожнини. Поршень 2 ущільнюється так, як і в гідроциліндрах.

У пневмогідроаккумуляторах поршень 2 розділяє рідину і газ, який подається при заряджанні через зворотний клапан 3 в корпусі 1. Початковий тиск p_0 азоту і рідини однаковий. При переміщенні поршня на величину ΔH початковий об'єм газу зменшується на величину $\Delta V = \Delta H \cdot S_{ак}$. Якщо це переміщення повільне, тобто таке, що процеси в газі можна вважати ізотермічними, то

$$p_0 \cdot V_0 = (p_0 + \Delta p_{ак}) \cdot (V_0 - \Delta V) \quad (14.63)$$

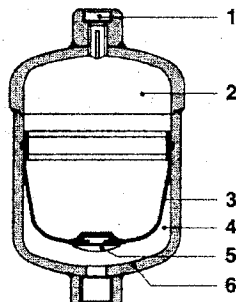
звідки

$$\Delta p_{ак} = p_0 \cdot \frac{\Delta V}{V_0 - \Delta V} = p_0 \cdot \frac{1}{\frac{V_0}{\Delta H \cdot S_{ак}} - 1}. \quad (14.64)$$

В пневмогідроаккумуляторах з мембраною 2 (див. рис. 14.20, в) газ і рідина в корпусі 1 взаємодіють так, як і в конструкції з поршнем, а заряджання газом відбувається через клапан 3. Конструкція такого пневмогідроаккумулятора наведена на рис. 14.21.

Як газове середовище в гідроаккумуляторах застосовується азот. При роботі тиск рідини передається на газ, стискаючи його. Мінімальний робочий тиск p_1 повинен бути як мінімум на 10% вище початкового тиску газу p_2 . Відношення початкового тиску газу до максимального не повинно пе-

ревищувати 1,4 для акумулятора з пружним балоном або діафрагменного; 1:10 – для поршневого.

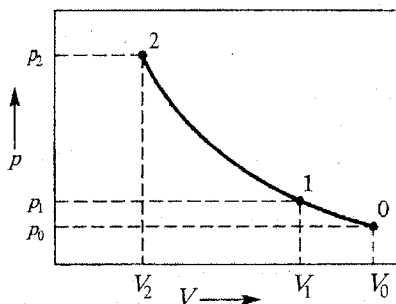


1 – гвинтова кришка; 2 – газова камера; 3 – діафрагма;
4 – рідинна камера; 5 – пробка; 6 – сталевий корпус

Рисунок 14.21 – Діафрагменний пневмогідравлічний акумулятор

Три робочих стани, що показані на діаграмі (рис. 14.22), визначаються законами політропних змін:

$$p_0 \cdot V_0^n = p_1 \cdot V_1^n = p_2 \cdot V_2^n. \quad (14.65)$$



p_0 – початковий тиск газу; p_1 – мінімальний робочий тиск; p_2 – максимальний робочий тиск; V_0 – об'єм газу при початковому тиску; V_1 – об'єм при мінімальному робочому тиску; V_2 – об'єм при максимальному робочому тиску

Рисунок 14.22 – Діаграма робочих станів гідравлічного акумулятора

При використанні азоту політропна експонента $n = 1$ для ізотермічних змін стану і $n = 1,4$ для адіабатичних змін.

14.6 Гідравлічна апаратура

Гідравлічна апаратура забезпечує управління режимами перетворення потоку енергії в об'ємних гідроприводах. При цьому регулюються параметри потоку механічної енергії на виході гідроприводу.

Принцип регулювання полягає в тому, що в певних живих перерізах магістралей гідросистеми встановлюються спеціальні робочі вікна (активні гідравлічні опори), величина площі живого перерізу яких за допомогою механізмів гідравлічних апаратів регулюється дискретно або неперервно. В зв'язку з цим всі гідроапарати з дискретним регулюванням величини площі робочих вікон належать до групи *напрямних гідроапаратів* (НГА), а з неперервним – до групи *регулювальних гідроапаратів* (РГА). До останніх ми також віднесемо і ті гідроапарати, робочі вікна яких є постійними гідравлічними опорами.

У НГА, як правило, площа робочих вікон дискретно змінюється від нуля до максимально можливого, тобто відповідний прохід для робочої рідини або закритий, або відкритий. До таких НГА належать *гідророзподільники* різних конструкцій, зворотні клапани та ін. Основне їх призначення – здійснювати комутацію трубопроводів згідно зі схемою.

Всі гідророзподільники за своїми конструктивними ознаками можуть належати до однієї з груп:

- золотникові розподільники, в яких закриття і відкриття робочих вікон здійснюється шляхом поступального переміщення запірного елемента – золотника; комбінація відкритих і закритих вікон у кожному фіксованому положенні (позиції) золотника забезпечує необхідну схему з'єднання (роз'єднання) трубопроводів, які під'єднані до каналів розподільника;

- кранові розподільники, в яких закриття і відкриття робочих вікон здійснюється шляхом кутового переміщення (повороту) запірного елемента крана відносно своєї осі, при цьому одні отвори з'єднуються один з одним, а інші роз'єднуються;

- клапанні розподільники, в яких відкриття і закриття робочих вікон здійснюється клапанами.

До РГА належать різні конструкції *регуляторів тиску* (запобіжні, запобіжно-переливні і редуційні клапани), *регуляторів витрати*, *пропорційних гідророзподільників*, *дросельних синхронізаторів потоків*.

Регулювання тиску в гідроприводах, в основному, зводиться до таких режимів:

- захист гідросистеми від дії тиску, який перевищує допустиме значення, це здійснюють *запобіжні клапани*, які діють епізодично, в аварійних режимах, та *регулятори тиску* широкого призначення;

- стабілізація постійного значення тиску в напірній магістралі, тобто на виході насоса, за рахунок роботи регулятора тиску в режимі постійного зливання частини подачі насоса в бак; це здійснюють *переливні клапани*, а

в зв'язку з тим, що вони одночасно виконують функції запобіжних клапанів, то їх краще називати *запобіжно-переливними клапанами*;

- редукція тиску у відгалуженнях від напірної магістралі, тобто стабілізація постійного значення тиску на деяких ділянках гідросистеми, меншого, ніж тиск на виході насоса; це здійснюють *редукційні клапани*;

- комбінація перелічених вище функцій з різними модифікаціями алгоритмів керування тиском.

При розгляді регуляторів тиску як систем автоматичного управління їх можна поділити на 2 групи:

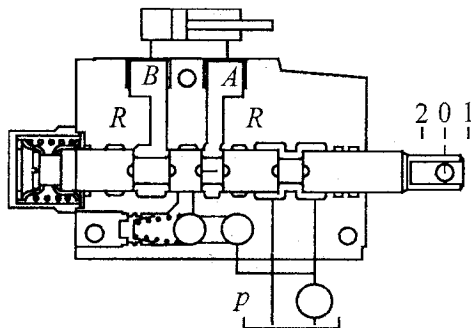
- регулятори тиску з одним каскадом підсилення, які називають *клапанами прямої дії* або *клапанами тиску*;

- регулятори тиску з двома каскадами, коли перший каскад невеликої потужності керує потужним другим каскадом, який регулює основний потік гідравлічної потужності; їх називають *клапанами непрямої дії*.

14.6.1 Розподільні клапани

Розподільний клапан з відкритим центром. В нейтральному положенні потік рідини від насоса проходить вільно до інших клапанів і на злив. Витрата рідини обмежується при переміщенні золотника клапана до того, як буде відкрита магістраль, що йде до сервопристрою (рис. 14.23).

Недоліки: втрати високого тиску; точність регулювання досягається за рахунок тиску навантаження.

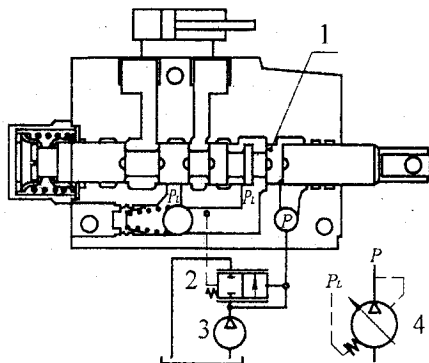


1 – потік рідини в нейтральному положенні

Рисунок 14.23 – Розподільний клапан з відкритим центром

Розподільні клапани, чутливі до зміни навантаження. В нейтральній позиції клапана лінія керування дозволяє зняти тиск із насоса і компенсатора тиску. Контролер насоса і компенсатор тиску підтримують різницю тиску біля циліндричного золотника на постійному рівні (рис. 14.24).

Переваги: мінімальні втрати тиску в нейтральному положенні; підвищена точність керування, що не залежить від тиску навантаження.



1 – вимірвальна діафрагма; 2 – компенсатор тиску;
3 – насос з постійною витратою; 4 – насос зі змінною витратою

Рисунок 14.24 – Розподільний клапан, чутливий до зміни навантаження

14.6.2 Регулятори витрати

Дросельні клапани використовуються для регулювання витрати рідини шляхом зміни площі поперечного перерізу потоку. Ця функція залежить від тиску (рис. 14.25). Регулювання, що не залежить від тиску рідини, вимагає застосування клапанів керування.

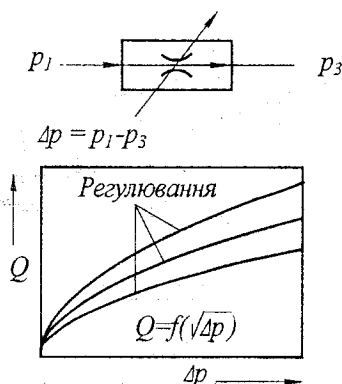
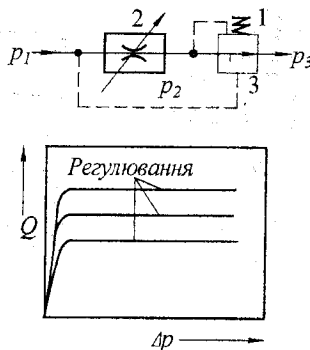


Рисунок 14.25 – Регулювання витрати рідини дросельним клапаном

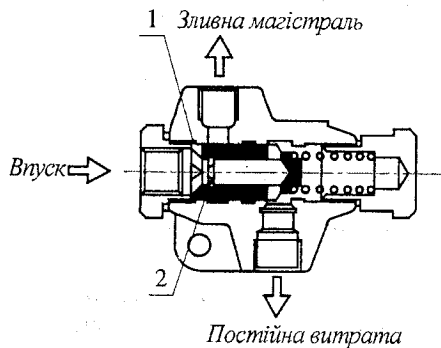
Регулятори потоку з компенсаторами тиску (рис. 14.26). Для того, щоб була можливість визначення витрати рідини Q незалежно від тиску навантаження p_3 при використанні двоходового клапана-регулятора витрати, різниця тисків у дозувальному отворі $p_1 - p_2$ утримується на постійному рівні змінним перерізом (зниження тиску). При такому типі керування зайва кількість рідини подається через запобіжний клапан у систему.



1 – пружина; 2 – дозувальний отвір; 3 – регулювальний дросель (компенсатор тиску)

Рисунок 14.26 – Двоходовий регулятор витрати

Витрати можуть бути знижені за рахунок використання триходових клапанів-регуляторів потоку (рис. 14.27), в яких передбачені додаткові випускні отвори, якими зайва кількість рідини потрапляє назад у резервуар.



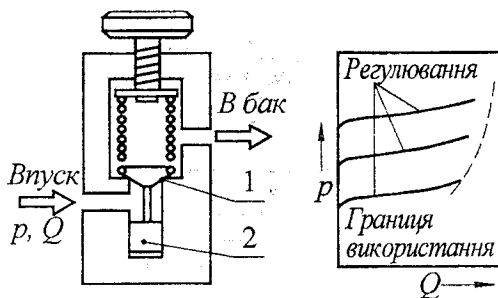
1 – компенсатор тиску; 2 – вимірювальна діафрагма

Рисунок 14.27 – Триходовий клапан-регулятор витрати

14.6.3 Регулятори тиску

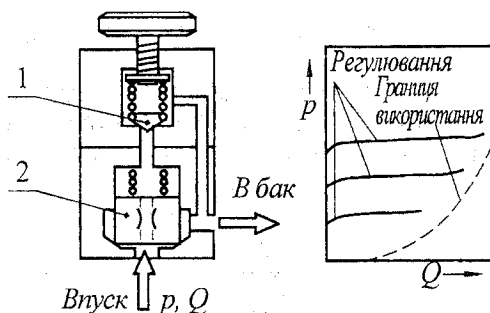
Запобіжний клапан (рис. 14.28). Якщо тиск, що впливає на запірний елемент на посадковому діаметрі, створює зусилля, рівне силі попередньо стиснутої пружини, що діє на цей елемент, то останній піднімається від свого сидла, і рідина перетікає в бак. Запобіжні клапани з керувальними клапанами (рис. 14.29) застосовуються для одержання великих витрат.

Редуційний клапан. Дозволяє знизити тиск, що забезпечує одержання розрахункового навантаження в системі.



1 — сідло клапана; 2 — амортизувальний поршень

Рисунок 14.28 – Запобіжний клапан



1 — керуючий клапан; 2 — основний клапан

Рисунок 14.29 – Запобіжний клапан з керувальним клапаном

Клапан послідовності. Забезпечує пропускання робочої рідини в основний контур, поки її тиск не досягне певного значення, після чого клапан перепускає цю рідину в допоміжний контур.

14.6.4 Зворотні клапани

Зворотні клапани дозволяють підтримувати тиск у системі за рахунок протидії зовнішнім зусиллям і силі ваги.

Човниковий клапан (рис. 14.30). За допомогою човникового клапана забезпечується вибір із двох значень тисків найбільшого і подача рідини під цим тиском на вихід. Клапан перекриває надходження до виходу рідини, що знаходиться під низьким тиском.

Зворотний клапан (рис. 14.31). Простий зворотний клапан забезпечує пропускання рідини тільки в одному напрямку і блокує пропускання її в протилежному напрямку.

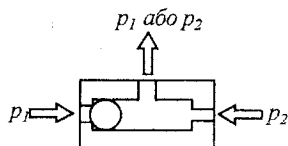
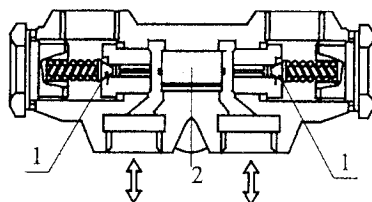


Рисунок 14.30 – Човниковий клапан



1 – сідло клапана; 2 – поршень роз'єднання

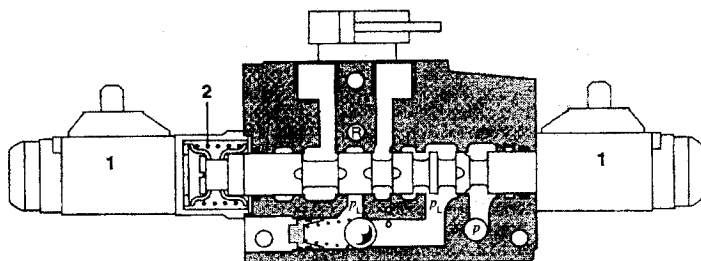
Рисунок 14.31 – Подвійний зворотний клапан з гідрокеруванням

При виконанні функцій з утримання навантаження зворотний клапан повинен відкриватися для зниження тиску. У гідрозамках це досягається за рахунок використання механічного, гідравлічного або електричного приводу, що піднімає запірний елемент зі свого сідла.

14.6.5 Електроприводні розподільні клапани

Переваги таких клапанів у простоті їхнього встановлення і використання.

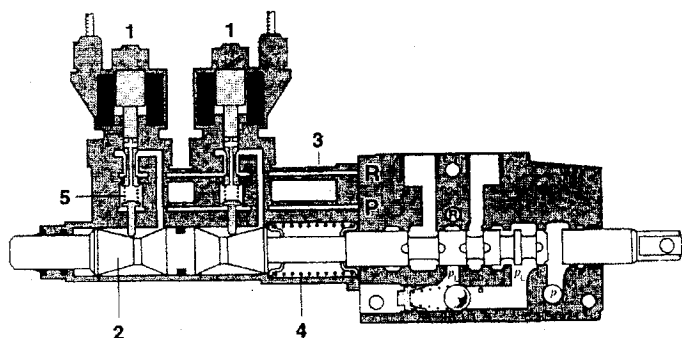
Безпосереднє електромагнітне керування (рис. 14.32). Тяговий електромагніт при рушанні зміщує золотник клапана на відповідну відстань, стискаючи при цьому пружину. Граничні умови застосування визначаються зусиллям соленоїда і відповідають, наприклад, 30 л/хв і 200 бар. При невеликому ході золотника застосування цього принципу обмежується трипозиційними клапанами.



1 – тяговий електромагніт; 2 – поворотна (центрувальна) пружина

Рисунок 14.32 – Розподільний клапан із соленоїдом прямої дії

Електрогідравлічне керування розподільним клапаном (рис. 14.33). Електрогідравлічний сервомеханізм створює великі зусилля для одержання високої потужності вмикання. Плунжер клапана керується за допомогою двох електромагнітних клапанів типу 2/3. Робота клапана починається при подачі струму на клапан керування і впливі золотника на пружину; при цьому плунжер клапана включається в роботу. Копіювальний палець відтискає пружину через поворотну кульку. Коли досягається рівність зусиль пружини і соленоїда, керувальний золотник повертається в положення блокування і плунжер припиняє своє переміщення. Ефект врівноваження цілком усуває вплив перешкод, наприклад, зусиль, створюваних потоком рідини. Потік рідини з витратою, пропорційною струму в соленоїді, має гістерезис менше 3%, при цьому час позиціювання плунжера складає менше 0,1 с.



1 – клапан керування; 2 – плунжер основного клапана; 3 – підвідна і зворотна магістра-
лі для рідини; 4 – поворотна (центрувальна) пружина; 5 – позиційна пружина

Рисунок 14.33 – Розподільний клапан з електрогідравлічним приводом

14.7 Розрахунок параметрів виконавчого контуру гідроприводу

До розрахунків параметрів ВК гідроприводу належить вибір нормалізованого значення *робочого тиску* у відповідності з зусиллям або моментом, що його повинен забезпечити гідродвигун, а також визначення *головного параметра двигуна* (ефективної площі поршня гідроциліндра або робочого об'єму гідромотора) та вибір типорозміру насоса. Після розрахунку трубопроводів і остаточного вибору типорозмірів всіх гідроагрегатів як головних (гідродвигун і насос), так і обслуговувальних (фільтри, баки і под.) може проводитись, за необхідності, розрахунок динамічних характеристик ВК.

14.7.1 Вихідні дані для розрахунку

В технічному завданні (ТЗ) на проектування може бути вказано:

- характер руху виконавчого гідродвигуна (поступальний або обертальний, неперервний або дискретний, вібраційний, синхронізований або слідувальний), а також напрям робочих і холостих ходів;

- робочий цикл (циклограма) гідроприводу, що проектується;

- характеристика технологічної машини, для якої проектується ВК гідроприводу (загальні контури і габарити; розташування ВК на машині; можливі місця встановлення насосного агрегата; інтервали відстаней між насосним агрегатом і гідродвигуном; допустимі габарити і маса гідробака з робочою рідиною);

- джерело енергії для приводу насоса; характеристики джерела енергії;

- державні, галузеві або спеціальні нормативні матеріали (значення робочих тисків; типорозміри гідродвигунів, насосів; типорозміри гідроагрегатів і апаратури).

Аналіз вхідних даних дозволяє формувати структуру ВК, використовуючи, наприклад, типові схеми гідроприводів.

Для ВК з гідродвигуном поступального руху – гідроциліндром, – у випадку найпоширенішого режиму роботи – рівномірних рухів поршня при робочих і холостих переміщеннях, повинні бути вказані інтервали робочих зусиль F_{wi} і необхідні швидкості v_i поршня на цих інтервалах. Ці дані можуть бути задані таблицею або графіком. Крім того, зазначаються швидкості v_{x_i} холостих ходів, а також відстані F_{pi} робочих і F_{xi} холостих переміщень.

Для ВК з гідродвигуном обертального руху – гідромотором, – аналогічно з вищевказаним для гідроциліндра, наводяться інтервали $M_{kp_i} \dots M_{kp_{i+n}}$, а також відповідні їм $\omega_i \dots \omega_{i+n}$.

У випадку розрахунку приводу повільних рухів або дуже малих дискретних переміщень, що висуває додаткові специфічні вимоги до конструкції приводу, вказуються параметри цих режимів роботи.

У тих випадках, коли в результаті розрахунку необхідно отримати екстремальне значення будь-якого показника якості ВК, проводиться оптимізація. При цьому у вхідних даних для розрахунку ВК повинен бути вказаний критерій оптимізації, наприклад, мінімальна маса ВК, мінімальна вартість ВК, максимальний загальний ККД ВК, а також інші умови, які пов'язані зі специфікою функціонування технологічної машини, для якої проектується гідропривід. Зокрема, у процесі подальших розрахунків, які містять аналіз і синтез динамічних характеристик, можуть вирішуватись завдання динамічної стійкості, коливальності, швидкодії та ін.

14.7.2 Розрахунок ВК з гідроциліндром

При розрахунку ВК з гідроциліндром вибирається схема гідроциліндра в залежності від заданого робочого циклу. Так, при симетричному робочому циклі приймається схема за рис. 14.18, а, при несиметричному циклі

приймається схема за рис. 14.18, б, при несиметричному циклі з навантаженням одного напрямку – схема за рис. 14.18, з.

В залежності від прийнятої схеми визначається ефективна площа поршня гідроциліндра. Для цього складається рівняння сил, які прикладені до поршня гідроциліндра. Наприклад, для схеми гідроциліндра за рис. 14.18, б можна використати рівняння (14.50).

Подано рівняння (14.50) у вигляді

$$p_1 \cdot S_1 \cdot \left(1 - \frac{p_2 \cdot S_2}{p_1 \cdot S_1}\right) = F_{u_{\max}} \cdot \left(1 + \frac{b_y \cdot v + F_{\text{тер}0}}{F_{u_{\max}}}\right) + G \cdot \cos \alpha, \quad (14.66)$$

де $F_{u_{\max}}$ – максимальне зусилля на штоці.

Позначимо $\frac{S_2}{S_1} = k_y$; $\frac{p_2}{p_1} = k_p$; $\frac{b_y \cdot v + F_{\text{тер}0}}{F_{u_{\max}}} = k_b$.

УВАГА! Коефіцієнт k_y визначає несиметричність гідроциліндра і використовується для визначення площі поперечного перерізу штока $S_{ш} = S_1 - S_2 = S \cdot (1 - k_y)$; $k_y = 0,5 \dots 0,85$.

Коефіцієнт k_p визначає тиск p_2 як частину тиску p_1 , $p_2 = k_p \cdot p_1$. Тиск на вході в гідроциліндр відрізняється від тиску на виході насоса, тому що існують втрати тиску на тертя у нагнітальній магістралі, а також втрати тиску у місцевих опорах, до яких можна віднести і гідроагрегати, які знаходяться в нагнітальній магістралі (фільтри, гідророзподільники, дроселі та ін.).

В свою чергу, втрати тиску у зливній магістралі (як шляхові, так і в місцевих опорах) формують протитиск p_2 .

Визначаючи коефіцієнт k_p , ми тим самим попередньо визначасмо, яка частину тиску p_1 буде втрачена у гідросистемі ВК як у нагнітальній, так і в зливній магістралях; у першому наближенні $k_p = 0,10 \dots 0,25$.

Коефіцієнт k_b визначає сили в'язкого і сухого тертя як частину сили $F_{u_{\max}}$ корисного навантаження; для попереднього розрахунку можна прийняти $k_b = 0,08 \dots 0,15$.

З урахуванням прийнятих позначень з рівняння (14.66) при $G \cdot \cos \alpha = 0$ отримаємо

$$S_1 = \frac{F_{u_{\max}} \cdot (1 + k_b)}{p_{1p} \cdot (1 - k_y \cdot k_p)}. \quad (14.67)$$

Для визначення S_1 за рівнянням (14.67) необхідно вибрати тиск p_{1p} , користуючись для цього табл. 14.7 (тиск залежить від значення $F_{u_{\max}}$).

Аналогічно складаються розрахункові рівняння для гідроциліндрів за іншими схемами рисунка 14.18.

Таблиця 14.7 – Визначення параметрів гідроциліндрів

$F_{ш}, \text{Н}$	$10^3 - 10^4$	$10^4 - 10^5$	$10^5 - 10^6$	$10^6 - 10^7$
$p_{1p}, \text{МПа}$	10	21	32	50
$D_{ц}, \text{мм}$	40 – 100	80 – 250	200 – 600*	160 – 500*

* можуть використовуватись два або декілька паралельно діючих гідроциліндрів з підсумовуванням цих зусиль і відповідним зменшенням діаметрів $D_{ц}$ кожного з них.

УВАГА! Наведений вище розрахунок виконується для режиму навантаження гідроциліндра з максимально корисним зусиллям $F_{ш_{\max}}$. Це означає, що для всіх інших значень $F_{ш} < F_{ш_{\max}}$ режим роботи забезпечується відповідним настроюванням апаратури регулювання.

Далі визначається величина $D_{ц_{роз}}$ діаметра гідроциліндра. При цьому значення $k_{ц}$ може бути встановлене в результаті попереднього розрахунку штока на розтягання, стиск або повздовжній згин.

Тоді

$$D_{ц_{роз}} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot S_1}. \quad (14.68)$$

Отримане значення $D_{ц_{роз}}$ округляється до стандартної величини $D_{ц_{норм}}$ за рядом стандартних значень, або ж, у випадку використання серійної конструкції, за даними галузевого каталогу.

Далі проводиться розрахунок діаметра штока

$$d_{ш} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot S_{ш}}, \quad (14.69)$$

$$\text{де } S_{ш} = S_1 \cdot (1 - k_{ц})$$

і встановлюється стандартний (нормалізований) його розмір $d_{ш_{норм}}$. Уточнюється фактичне значення ефективної площі $S_{1_{факт}}$ поршня

$$S_{1_{факт}} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{ц_{норм}}^2 - d_{ш_{норм}}^2). \quad (14.70)$$

В безштоковій порожнині приймають $d_{ш} = 0$. При отриманні значень $D_{ц_{роз}}$, далеких від стандартних $D_{ц_{норм}}$, які наведені в галузевих каталогах, а також технологічно важких для виконання або конструктивно неприпустимих, проводиться перегляд значення p_{1p} , або конструктивної схеми гідроциліндра і повторюються розрахунки за формулами (14.67)-(14.70).

14.7.3 Розрахунок ВК з гідромотором

В попередньому розрахунку визначається характерний об'єм $V'_{роз}$, або ж робочий об'єм $V_{роз} = 2 \cdot \pi \cdot V'_{роз}$ гідромотора. Для цього використовується рівняння (14.46) моментів на валу гідромотора з урахуванням втрат за рівнянням (14.47) і приводиться до вигляду, аналогічного рівнянню (14.66). Тоді величина $V_{роз}$ дорівнює

$$V_{роз} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{M_{кр\max} \cdot (1 + k_{бм})}{p_{1р} \cdot (1 - k_p)} \quad (14.71)$$

Величина $p_{1р}$ робочого тиску вибирається з нормального ряду значень для даного типу гідромотора. В таблиці 14.8 наведені орієнтовні значення $p_{1р}$, V' і V , що відповідають різним інтервалам значень $M_{кр}$.

Таблиця 14.8 – Визначення параметрів гідромоторів

$M_{кр}$, Н·м	$10 - 10^2*$	$10^2 - 10^3$	$10^3 - 10^4**$
$p_{1р}$, МПа	5	10	32
V' , см ³ /рад	2 – 20	10 – 100	30 – 300
V , см ³ /об	15 – 150	65 – 660	200 – 2000

* Низькомоментні гідромотори. ** Високомоментні гідромотори.

Міркування відносно призначення коефіцієнта $k_p = p_2 / p_1$, а також розрахунку величини $k_b = (\omega_{\max} \cdot b_{\text{м}} + M_{\text{тер}0}) / M_{кр\max}$ викладені вище.

За розрахованим значенням $V_{роз}$ підбирається значення $V_{норм}$, що відповідає серійному типорозміру гідромотора для даної галузі. При цьому, як правило, $V_{норм} \geq V_{роз}$, але так, щоб $V_{норм} / V_{роз} \leq 1,15$. В іншому випадку розглядається можливість заміни $p_{1р}$ і розрахунок повторюється.

14.7.4 Розрахунок параметрів насоса ВК

При виборі структури насосної установки можливе одне з таких конструктивних рішень: використання у ВК одного регульовального насоса; використання у ВК регульовального насоса для робочих рухів і додаткового насоса для холостих (швидких) ходів; використання групи насосів, комбінація подач яких забезпечує всі діапазони робочих і холостих переміщень; використання одного насоса, який забезпечує всі робочі і холості переміщення.

Для вирішення цієї проблеми необхідно підраховувати значення подач $q_{нi}$ насоса для кожного режиму руху.

Для ВК з гідроциліндром

$$Q_{n_i} = v_{n_i} \cdot S_{1_{\text{норм}}} + \sigma_n (p_1 - p_2), \quad (14.72)$$

де σ_n – коефіцієнт перетікання в гідроциліндрі.

Для ВК з гідромотором

$$Q_{n_i} = V_{\text{норм}} \cdot n_i + \sigma_1 \cdot p_1 + \sigma_n \cdot (p_1 - p_2), \quad (14.73)$$

де σ_1 і σ_n – коефіцієнти витоків з напірної порожнини і перетікання, відповідно.

Вибір типорозміру насоса проводиться за каталогами відповідно до раніше визначених p_{1p} і V_n .

Особливий випадок вибору насоса – необхідність забезпечити досить точне значення швидкості поршня v_y при закритому запобіжному клапані ВК, тобто коли $v_y = Q_n \cdot \eta_0 / S_{1_{\text{норм}}}$. У цьому випадку одночасно з підбором типорозміру насоса проводиться корегування $S_{1_{\text{норм}}}$ до значення $S_{1_{\text{кор}}}$. При цьому змінюється D_y і p_i , але так, щоб забезпечити $S_{1_{\text{кор}}} \geq S_{1_{\text{роз}}}$.

14.7.5 Розрахунок трубопроводів

Основним параметром трубопроводу, що підлягає розрахунку, є діаметр $d_{\text{тр}}$ трубопроводу. При цьому вирішується важливе техніко-економічне завдання, тому що вибір мінімальних розмірів $d_{\text{тр}}$ приведе до зменшення маси і габаритів гідросистеми, що є позитивним моментом, але в той же час зростуть втрати тиску і, відповідно, потужності через підвищення швидкості течії в трубах. Тобто зменшиться ККД гідроприводу.

Інженерний підхід до цього розрахунку полягає в тому, що вибирають оптимальні, практично апробовані середні значення швидкості v_c течії робочої рідини в залежності від призначення трубопроводу, а потім визначають діаметр отвору труби за формулою

$$d_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{Q_{\text{тр}}}{v_c}}, \quad (14.74)$$

де v_c – середня швидкість потоку рідини в трубі;

$Q_{\text{тр}}$ – максимальна витрата рідини через трубопровід.

Рекомендовані значення v_c наведені у табл. 14.9.

Таблиця 14.9 – Рекомендовані значення середньої швидкості руху робочої рідини

Призначення трубопроводу	Всмокту- вальний	Зливний	Нагнітальний (при тиску, МПа)		
			до 5,0	до 10,0	більше 15,0

Середня швидкість потоку, м/с: (не більше)	0,8 – 1,2	2,0	3,4 – 4,0	5,0	8,0 – 10,0
--	-----------	-----	-----------	-----	------------

Як правило, втрати тиску в трубопроводі, враховуючи втрати в місцевих опорах, не перевищують 5...10% тиску на виході насоса. Однак при більшій довжині трубопроводів (10...30) м після визначення d_{mp} необхідно перевірити сумарну величину втрат тиску. Слід відзначити, що більш простим є визначення d_{mp} як умовного проходу D_y за значенням Q_{mp} [20], але такий метод менш точний.

Втрати тиску в круглій трубі Δp_{TP} довжиною l_{TP} у відповідності з (14.11) дорівнюють

$$\Delta p_{TP} = \rho \cdot \lambda \cdot \frac{l_{TP} \cdot v_c^2}{2 \cdot d_{mp}}, \quad (14.75)$$

де λ – коефіцієнт опору, однаковий для металевих труб і прямолінійних ділянок рукавів високого тиску; ($\lambda = 75/Re$).

В свою чергу Re – число Рейнольдса, яке відповідно до (14.10) для круглої труби дорівнює

$$Re = \frac{Q_{mp} \cdot 4}{d_{mp} \cdot \pi \cdot v}. \quad (14.76)$$

Слід зазначити, що коефіцієнт опору λ залежить від шорсткості труби (при турбулентній течії). Разом з тим в трубопроводах гідроприводів, як правило, швидкості течії такі, що турбулізація потоку незначна. При цьому трубу можна вважати практично гладкою, а втрати тиску оцінювати за номограмами.

Отримані значення Δp_{TP} , а також значення втрат тиску в місцевих опорах використовуються для корегування значень k_p . Якщо необхідно, розрахунки за формулами (14.67)-(14.76) повторюються.

Алгоритмічна схема розрахунку ВК наведена на рис. 14.34. Схема відповідає послідовності розрахунку, викладеного вище, і передбачає повторні цикли розрахунків, які забезпечують оптимальний вибір стандартних параметрів ВК (діаметра $D_{\text{ц}}$ циліндра, робочого об'єму V гідромотора, типорозміру насоса та ін.) за каталогами серійної продукції галузі.

Гідравлічні приводи відрізняються швидкою дією, яка досягається оптимальним поєднанням параметрів. Проблеми швидкості дії, точності і якості перехідних процесів, а також динамічної стійкості вирішуються шляхом динамічних розрахунків. Останні можуть здійснюватись аналітичним шляхом у випадку використання компактних, а іноді спрощених математичних моделей з урахуванням деяких нелінійностей або шляхом імітаційних досліджень математичної моделі на електронних обчислювальних машинах.

У будь-якому випадку базою для розрахунку або імітаційного дослідження є раціонально складена математична модель гідроприводу– динамічного об'єкта.

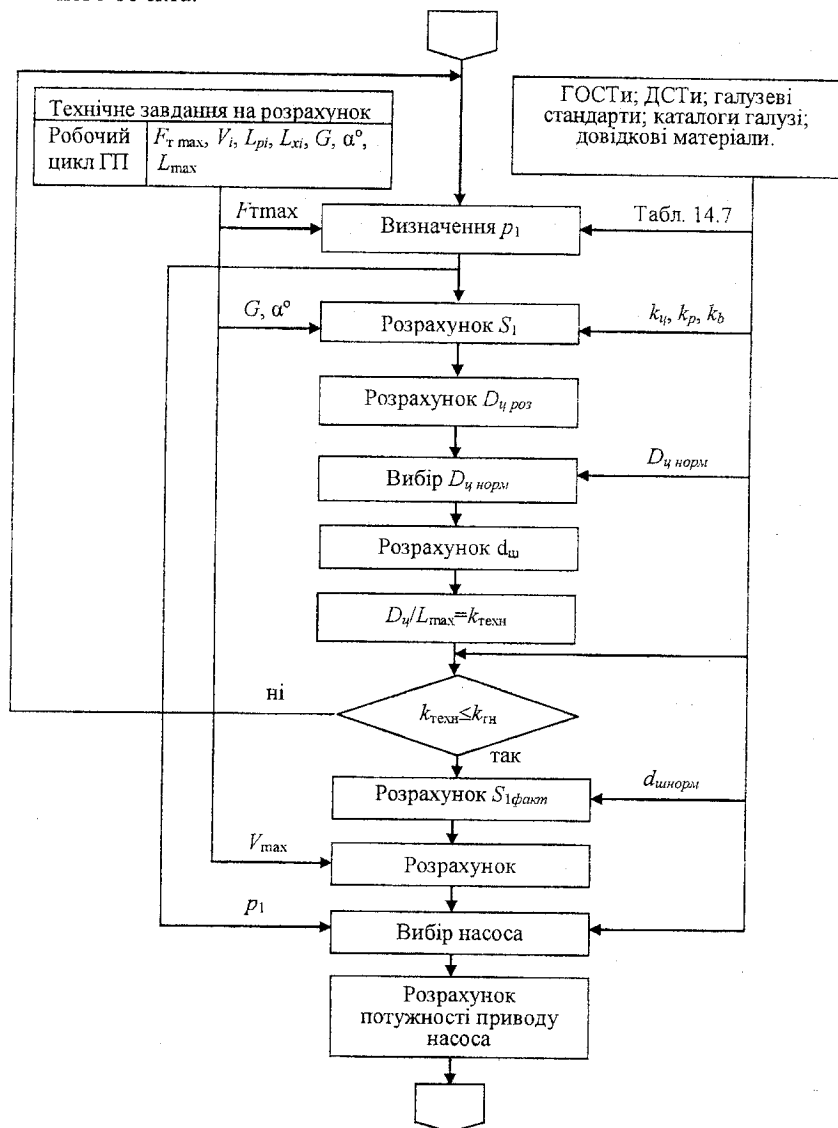


Рисунок 14.34 – Алгоритмічна схема розрахунку виконавчого контуру

Запитання для самоконтролю

1. Що таке автомобільна гідравліка?
2. Які основні властивості робочих рідин?
3. Що вам відомо про течію робочої рідини в трубопроводах?
4. Назвіть типи та переваги трубопроводів.
5. Поясніть принцип дії найпростішого об'ємного гідроприводу.
6. Що ви знаєте про гідравлічні об'ємні приводи вентиляторів?
7. Призначення та принцип дії гідравлічних об'ємних приводів трансмісії.
8. Що являють собою насоси та гідродвигуни?
9. Опишіть конструктивні особливості та принцип роботи шестеренних насосів.
10. Поясніть принцип роботи та будову поршневого насоса й гідромотора.
11. Що являють собою електрогідравлічні насоси?
12. Які є типи гідроциліндрів, їх переваги і недоліки?
13. Принцип роботи гідравлічного акумулятора.
14. Яку ви знаєте гідравлічну апаратуру?
15. Призначення гідравлічних розподільних клапанів.
16. Для чого потрібні регулятори витрати рідини?
17. Принцип дії регуляторів тиску.
18. Види та переваги зворотних клапанів.
19. Призначення та принцип дії електроприводних розподільних клапанів.
20. Як розраховуються параметри виконавчого контуру гідроприводу?
21. Яка послідовність розрахунку виконавчого контуру з гідроциліндром?
22. Яка послідовність розрахунку виконавчого контуру з гідромотором?
23. Принцип розрахунку параметрів насоса виконавчого контуру.
24. Послідовність розрахунку трубопроводу.

Пневматичні системи як джерело енергії застосовуються на автомобілях для:

- відкриття, закриття і блокування дверей, люків, жалюзей радіатора і под.;
- приведення в дію і керування роботою гальм (див. розділ 12);
- керування властивостями підвіски та регулювання висоти підлоги автомобіля над поверхнею дороги (див. розділ 9);
- регулювання тиску повітря в шинах.

15.1 Керування відкриттям-закриттям дверей і люків, жалюзей радіатора

У приводі дверей автобуса використовуються силові циліндри подвійної дії. Застосовуються три системи пневмоприводу:

- шток поршня, що виходить із силового циліндра, з'єднаний з важелем, закріпленим на осі, на яку навішуються двері;
- силовий циліндр за допомогою фланця (flange) аксіально кріпиться до осі дверей (зворотно-поступальне переміщення поршня в циліндрі перетворюється в обертальний рух осі дверей);
- силовий циліндр роторного типу є комбінацією циліндра і поворотної осі.

Для одержання плавного переміщення дверей при їх закритті або відкритті в силовому циліндрі може бути встановлене демпферувальне пристосування, яке чутливе до тиску й переміщення дверей та дозволяє знизити швидкість переміщення дверей безпосередньо перед підходом їх в крайнє положення.

Як приклад можна привести соленоїдний клапан 4/2, що може використовуватися для реверсування переміщення дверей в такий спосіб. Водій автобуса натискає на кнопку керування дверми, що забезпечує подачу струму в систему; це змушує якір соленоїда через шток змішати золотник у крайнє положення. Золотник закриває живильну лінію і відкриває випуск в атмосферу для однієї порожнини циліндра з одночасним закриттям випуску і відкриттям живильної лінії для іншої порожнини циліндра.

При виникненні будь-яких перешкод переміщенню дверей в закритому положення система приводу повинна бути вимкнена або напрямок переміщення дверей повинен бути реверсованим. Зусилля, що впливає на двері при їх відкритті, повинне обмежуватися величиною 150 Н або цілком зніматися при виникненні опору їх переміщенню. Після спрацювання клапана аварійного вимкнення двері повинні переміщатися вручну. Після по-

вернення аварійного клапана у своє нормальне положення переміщення дверей не може бути почато, поки окрема кнопка, розташована на панелі приладів перед водієм або в коробці за дверима, не буде натиснута або не будуть відновлені умови безпечної роботи дверей.

Системи в міських автобусах

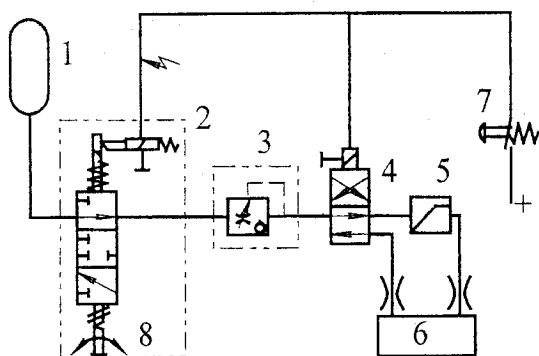
Для зміни напрямку руху дверей у міських автобусах використовуються натискні пристрої, герметично закриті реле перепаду тиску, фотоелементи, гнучкі осі дверей і потенціометри. При дотику пасажирів до дверей система реагує на це шляхом генерування електричного сигналу, що забезпечує реверсування роботи клапана в системі приводу дверей.

На автобусах з числом дверей більше двох задні треті двері повинні керуватися автоматично. Водій тільки звільняє двері для роботи.

Часто буває необхідно відкривати тільки половину передніх дверей. Це досягається використанням соленоїдного клапана 2/2, розташованого в закривній магістралі циліндра для другої половини дверей.

Системи для туристичних автобусів

Там, де клапан аварійного вимкнення розташований до клапана приводу дверей (рис. 15.1), кнопка керування роботою дверей забезпечує спрацювання соленоїда для звільнення штовхального штока клапана аварійного вимкнення.



- 1 – повітряний ресивер; 2 – клапан аварійного вимкнення із соленоїдним роз'єднувачим механізмом; 3 – обмежник витрати; 4 – клапан приводу дверей; 5 – редукційний клапан; 6 – циліндр керування; 7 – кнопка; 8 – електрозвонка звукового сигналу

Рисунок 15.1 – Система відкриття дверей

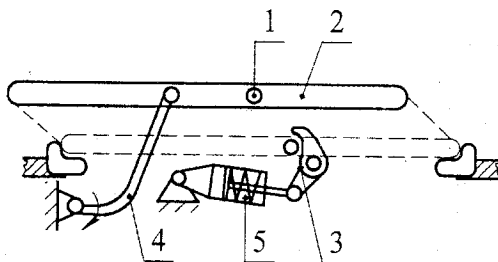
При ввімкненні приводу різке закриття дверей запобігається шляхом використання обмежника витрати.

Якщо клапан аварійного вимкнення розташований за клапаном приводу дверей в магістралі, що веде до порожнини закриття циліндра керування

ня, блокування клапана аварійного вимкнення спрацьовує пневматичним шляхом. Коли тиск у системі досягає середнього значення, шток керування пневматично звільняється і клапан повертається у своє вихідне положення.

Блокування дверей і люків

При наявності у туристичному автобусі великих дверей, що можуть повертатися назовні, необхідно, щоб вони залишалися закритими під час руху. Це досягається підняттям дверей відразу ж після закриття або використанням додаткових фіксувальних пристосувань із приводними циліндрами однобічної дії (рис. 15.2). У кінцевій стадії закриття дверей ці пристосування починають працювати за рахунок дії самих дверей, наприклад, через реверсивний клапан 3/2, у такий спосіб допомагаючи приводові дверей закінчити цей процес. Пристрої для закриття і блокування дверей (gate, lock, shutter) устанавлюються таким чином, щоб вони звільняли двері при скиданні тиску в системі; при цьому двері залишаються замкнені тільки на стандартний замок, що дозволяє відкрити їх в аварійній ситуації рукою.



1 – запор; 2 – поворотні двері; 3 – безпечний захват; 4 – куліса; 5 – приводний циліндр

Рисунок 15.2 – Пристрій для закриття і блокування дверей туристичного автобуса

На противагу сказаному, пружини пускають у хід механізми запору для люків багажних відсіків, коли відбувається скидання тиску в системі пневмоприводу.

Жалюзі радіатора

Приводяться від силового циліндра однобічної дії, керованого термостатом з восковим заповнювачем, що розширюється при температурі понад 80°C і забезпечує реверсування клапана 3/2.

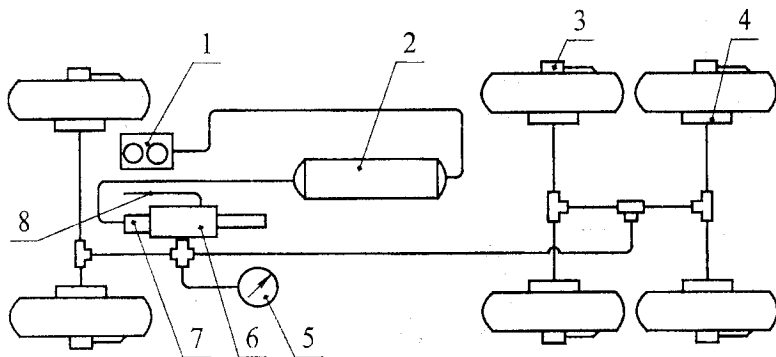
15.2 Регулювання тиску повітря в шинах

Систему регулювання тиску повітря в шинах застосовують на повноприводних вантажних автомобілях, призначених для систематичної роботи в несприятливих дорожніх умовах.

Наявність системи регулювання тиску повітря дозволяє:

- знижуючи тиск у шинах, зменшувати питоме навантаження на ґрунт, підвищуючи тим самим прохідність автомобіля;
- у випадку проколу камери продовжувати рух без зміни колеса;
- постійно підтримувати в шинах необхідний тиск повітря.

Схема системи регулювання тиску показана на рис. 15.3. Система живиться стисненим повітрям від системи пневматичного приводу гальм. Система регулювання тиску повітря в шинах складається з крана керування тиском, об'єднаного з ним клапана-обмежника зниження тиску, сальникових пристроїв, що забезпечують подачу стиснутого повітря до обертової шини, і запірних кранів, що дозволяють відключати від системи ушкоджену шину, а також манометра і повітропроводів із трубок і шлангів.

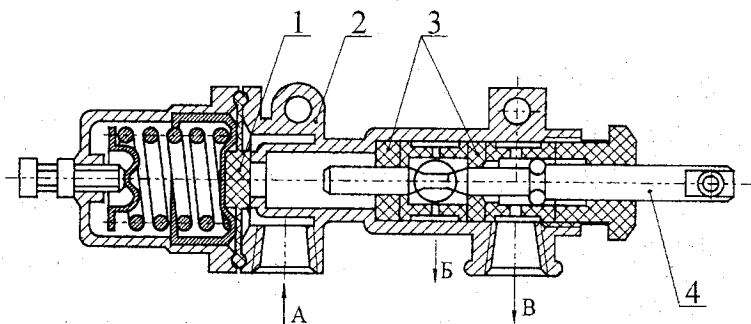


- 1 – компресор; 2 – балон; 3 – запірний кран; 4 – сальниковий пристрій; 5 – манометр;
6 – кран керування тиском у шинах; 7 – клапан-обмежник зниження тиску;
8 – випуск в атмосферу

Рисунок 15.3 – Схема системи регулювання тиску повітря в шинах

Кран керування тиском (рис. 15.4) золотникового типу. Корпус крана має три отвори: для підведення стиснутого повітря від пневматичної системи, для приєднання до шин і для випуску стиснутого повітря в атмосферу.

Золотник, з'єднаний тягою з важелем, розташованим у кабіні, може переміщатися в осьовому напрямку; він має кільцеву проточку й ущільнюється двома сальниками. Золотник може займати три робочі положення: ліве, прав і середнє. У лівому положенні проточка золотника знаходиться проти лівого сальника, при цьому стиснене повітря надходить з повітряного балона в шини. У правому положенні проточка золотника розміщується проти правого сальника, при цьому стиснене повітря із шин виходить в атмосферу. У середньому положенні проточка золотника знаходиться між сальниками, перекриваючи надходження повітря з пневматичної системи в шини і випуск повітря із шин в атмосферу.



A – від балона; Б – до шин; В – в атмосферу;
1 – клапан-обмежник; 2 – корпус крана; 3 – сальники; 4 – золотник

Рисунок 15.4 – Кран керування тиском із клапаном-обмежником

Установлений на крані клапан-обмежник роз'єднує систему регулювання тиску в шинах від системи пневматичного приводу гальм при зниженні тиску в ній нижче певного значення, щоб забезпечити достатній запас стиснутого повітря для надійного гальмування.

При застосуванні системи регулювання тиску повітря в шинах потрібно встановлювати спеціальні шини, що мають велику ширину профілю і зменшене число шарів корду для підвищення гнучкості каркаса покришки.

Запитання для самоконтролю

1. Для чого призначена автомобільна пневматика?
2. Яким чином виконується керування дверей, люків?
3. Які є системи керування з пневмоприводом в автобусах?
4. Поясніть як виконується блокування дверей і люків за допомогою пневматики.
5. Як відбувається регулювання тиску повітря в шинах?
6. Опишіть конструкцію крана керування тиском.

ЛІТЕРАТУРА

1. Автомобильный справочник BOSCH : пер. с англ. – М. : За рулем, 2004. – 992 с.
2. Оsepчугов В. В. Автомобиль. Анализ конструкций. Элементы расчета / В. В. Оsepчугов, А. К. Фрумкин. – М. : Машиностроение, 1989. – 304 с.
3. Нарбут А. Н. Автомобили: рабочие процессы и расчет механизмов и систем : учебник / Нарбут А. Н. – М. : Академия, 2008. – 256 с.
4. Шепеленко И. Г. Основы проектирования специализированного подвижного состава / Шепеленко И. Г. – К. : УМКВО, 1989. – 162 с.
5. Кашканов А. А. Специализований рухомий склад автомобільного транспорту: конструкція : навчальний посібник / А. А. Кашканов, В. М. Ребедайло. – Вінниця : ВДТУ, 2002. – 164 с.
6. Автомобили: специализированный подвижной состав : учебное пособие / [М. С. Высоцкий, А. И. Гришкевич, Л. С. Гилелес и др.]; под ред. М. С. Высоцкого, А. И. Гришкевича. – Мн. : Вышэйша шк., 1989. – 240 с.
7. Вахламов В. К. Автомобили: конструкция и элементы расчета : учебник для студ. высш. учеб. заведений / Вахламов В. К. – М. : Издательский центр «Академия», 2006. – 480 с.
8. Автомобили-самосвалы / В. И. Белокуров, О. В. Гладков, А. А. Захаров, А. С. Мелик-Саркисянц; под общ. ред. А. С. Мелик-Саркисянца. – М. : Машиностроение, 1987. – 216 с.
9. Говорущенко Н. Я. Техническая кибернетика транспорта / Н. Я. Говорущенко, В. Н. Варфоломеев. – Харьков : РИО ХГАДТУ, 2001. – 271 с.
10. Литвинов А. С. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин. – М. : Машиностроение, 1989. – 237 с.
11. Фрумкин А. К. Трансмиссия автомобиля : учебное пособие / Фрумкин А. К. – М. : МАДИ, 1978. – 116 с.
12. Основенко М. Ю. Автомобілі : навчальний посібник / М. Ю. Основенко, В. П. Сахно. – К. : НМК ВО, 1992. – 344 с.
13. Бухарин Н. А. Автомобили / Бухарин Н. А., Прозоров В. С., Шукин М. М. – Л. : Машиностроение, 1973. – 504 с.
14. Гольд Б. В. Прочность и долговечность автомобиля / Б. В. Гольд и др. – М. : Машиностроение, 1974. – 328 с.
15. Румянцев Л. А. Проектирование автоматизированных автомобильных сцеплений / Румянцев Л. А. – М. : Машиностроение, 1975. – 176 с.
16. Нарбут А. Н. Гидромеханические передачи автомобилей / Нарбут А. Н. – М. : МАДИ, 1971. – 66 с.
17. Генбом Б. Б. Вопросы динамики торможения и рабочих процессов тормозных систем автомобилей / Б. Б. Генбом и др. – Львов : Вища школа, 1974. – 234 с.
18. Булычев Д. В. Автопоезда / Д. В. Булычев, М. И. Грифф. – М. : Транспорт, 1990. – 215 с.

19. Щетина В. А. Подвижной состав автомобильного транспорта : Учебник / В. А. Щетина и др. – М. : Транспорт, 1989. – 302 с.
20. Буренніков Ю. А. Гідравліка і гідропривід : навчальний посібник / Буренніков Ю. А., Немировський І. А., Козлов Л. Г. – Вінниця : ВНТУ, 2003. – 123 с.
21. Буренніков Ю. А. Рухомий склад автомобільного транспорту: робочі процеси та елементи розрахунку : навчальний посібник / Буренніков Ю. А., Кашканов А. А., Ребедаєло В. М. – Вінниця : ВНТУ, 2009. – 267 с.
22. Кашканов А. А. Інформаційні комп'ютерні системи автомобільного транспорту : навчальний посібник / Кашканов А. А., Кужель В. П., Грисюк О. Г. – Вінниця : ВНТУ, 2010. – 230 с.
23. Данов Б. А. Электронные системы управления иностранных автомобилей / Данов Б. А. – М. : Горячая линия – Телеком, 2002. – 224 с. – ISBN 5-93517-085-X.
24. Сосин Д. А. Новейшие автомобильные электронные системы / Д. А. Сосин, В. Ф. Яковлев – Москва : Солон-Пресс, 2005. – 240 с. – ISBN 5-98003-201-0.
25. Афонин С. В. Устройство и диагностика автоматических коробок передач легковых автомобилей. Переднеприводные, заднеприводные, полноприводные : практ. руководство / Афонин С. В. – Ростов-на-Дону : ПОНЧиК, 2000. – 136 с. – ISBN 5-8069-0011-8.
26. Антонов Д. А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей / Антонов Д. А. – М. : Машиностроение, 1984. – 164 с.
27. Боровский Б. Е. Безопасность движения автомобильного транспорта / Боровский Б. Е. – Л. : Лениздат, 1984. – 305 с.
28. Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств / Джон Вонг – М. : Машиностроение, 1982. – 285 с.
29. Гришкевич А. И. Автомобили. Теория / Гришкевич А. И. – Минск : Вышейша школа, 1986. – 207 с.
30. ДСТУ 3649:2010. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання ; Введ. 28.12.10. – К. : Держспоживстандарт України, 2011. – 32 с.
31. Мартынюк А. А. Динамика и устойчивость движения колесных транспортных машин / Мартынюк А. А., Лобас Л. Г., Никитина Н. В. – К. : Техніка, 1981. – 222 с.
32. Нефедов А. Ф. Планирование эксперимента и моделирование при исследовании эксплуатационных свойств автомобилей / А. Ф. Нефедов, Л. Н. Высочин – Львов : Вища школа, 1976. – 160 с.
33. Подригало М. А. Устойчивость колесных машин при торможении / Подригало М. А., Волков В. П., Кирчатый В. И. – Харьков : ХГАДТУ, 2000. – 180 с.
34. Туренко А. Н. Функциональный расчет тормозной системы автомобиля с барабанными тормозами / Туренко А. Н., Богомолов В. А., Клименко В. И. – К. : УМК ВО, 1990. – 134 с.

ГЛОСАРІЙ

Автомобіль (car)

Самохідна машина, що приводиться в рух за допомогою встановленого на ньому двигуна.

Автомобіль-тягач (truck tractor)

Автомобіль, призначений для постійної роботи з причепами або напівпричепами. Тягачі поділяються на сидельні автомобілі-тягачі для роботи з напівпричепами і автомобілі-тягачі для роботи з причепами.

Автопоїзд (articulated truck)

Транспортний засіб, який складається з автомобіля-тягача в зчепленні з причепом чи напівпричепом.

Агрегат (unit)

1. Декілька з'єднаних між собою різних за призначенням машин чи пристроїв, які працюють в єдиному комплексі.

2. Складальна одиниця машини, якій властива повна взаємозамінність, можливість складання окремо і здатність виконувати окремі функції (наприклад, двигун).

Амортизатор (shock absorber)

Пристрій підвіски для гасіння механічних (звичайно вертикальних) коливань, які виникають при русі транспортного засобу.

Безпека активна транспортного засобу (active safety)

Властивість транспортного засобу, яка знижує ймовірність виникнення дорожньо-транспортної пригоди.

Безпека пасивна транспортного засобу (passive safety)

Властивість транспортного засобу, яка знижує тяжкість наслідків дорожньо-транспортної пригоди.

Блок електронний керування (electronic control unit)

(ЕБК) Блок, який складається з електронних елементів та використовується для автоматичного керування яким-небудь процесом, пристроєм.

Вал (shaft)

Деталь у вигляді стержня, яка обертається або не обертається та передає крутний момент.

Вал ведений (driven shaft)

Вал механізму, який передає крутний момент від цього механізму.

Вал ведучий (driving shaft)

Вал механізму, який передає крутний момент до цього механізму.

Вал карданний (driveshaft)

Вал карданної передачі, на кінцях якого закріплені карданні шарніри.

Вантажопідйомність (load rating)

Здатність транспортного засобу перевозити певну масу вантажу.

Варіатор (stepless transmission)

Безступінчаста механічна передача.

Вінець зубчастий (toothed rim)

Частина зубчастого колеса, яка складається з усіх зубців та прилеглої до них поверхні, на якій вони розташовані.

Вентиль (valve)

Клапан для регулювання або перекриття виходу рідини чи газу.

Вентилятор (fan)

Лопатеве колесо, яке нагнітає повітря при обертанні.

Вага зчипна (adhesion weight)

Вага, що припадає на ведучі колеса транспортного засобу і забезпечує зчеплення їх з дорогою.

Взаємозамінність (interchangeability)

Властивість однакових деталей, вузлів чи агрегатів, що дозволяє виконувати їх складання або заміну без попереднього підгону чи з незначним підгоном, регулюванням або попереднім підбиранням.

Вібрація (vibration)

Механічні коливання звичайно з відносно малою амплітудою та не дуже низькою, не менше 17-25 Гц, частотою. Все частіше вібрацією називають механічні коливання з будь-якою частотою.

Вісь (1 – axle, 2 – axis)

1. Деталь в вигляді стержня, що обертається чи не обертається та не передає крутний момент.

2. Лінія, яка відрізняється особливими властивостями.

Вузол (assembly)

З'єднання декількох деталей, прийняте у виробництві за самостійну складальну одиницю.

В'язкість (1 – viscosity, 2 – toughness)

1. Властивість рідини чинити опір відносному руху її частинок.

2. Властивість твердих тіл необоротно поглинати енергію при пластичному деформуванні.

Гаситель крутильних коливань (vibration damper)

Пристрій, розташований на валу для зменшення амплітуди крутильних коливань.

Гідроаккумулятор (hydraulic accumulator)

Пристрій, що накопичує частину енергії потоку рідини на виході насоса, яка не використовується гідродвигуном на певних режимах його роботи, а потім віддає цю енергію гідродвигу на тих режимах, коли номінальної потужності насоса стає недостатньо.

Гідродвигун (hydraulic motor)

Машина, яка перетворює механічну енергію потоку рідини в механічну енергію веденої ланки.

Гідротрансформатор (fluid converter)

(ГДТ) Гідродинамічна передача, яка перетворює крутний момент, що передається.

Гідромуфта (fluid coupling)

Гідродинамічна передача, яка не перетворює крутний момент, що передається.

Датчик (1 – sensing element, 2 – sensor)

1. Частина вимірювального приладу, яка перетворює неелектричний сигнал в електричний.

2. Індикаторний пристрій.

Двигун (engine)

Машина, яка перетворює який-небудь вид енергії в механічну роботу.

Демультіплікатор (demultiplier)

Додаткова коробка передач, звичайно двоступенева, з відношенням передаточних чисел біля 2-3 та більше, яка встановлюється за основною коробкою передач.

Деталь (part, element)

Частина виробу, в якій немає з'єднань.

Діаметр посадочний обода (diameter at rim seat)

Діаметр циліндричної поверхні обода, яка служить для розміщення з натягом основи борта шини колеса.

Діапазон кінематичний (kinematic range)

Відношення найбільшого передаточного числа до найменшого.

Діафрагма (diaphragm; membrane)

Пружна деталь, яка являє собою тонкостінну пластину; звичайно застосовується для розділення двох порожнин з газами чи рідинами.

Диск ведений зчеплення (clutch driven plate)

Диск, який передає крутний момент ведучому валу коробки передач при замиканні його між ведучими частинами зчеплення.

Диск колеса (wheel disk)

Частина колеса, розташована між ободом і маточиною.

Диск натискний зчеплення (clutch pressure plate)

Диск, на який безпосередньо впливає натискний пристрій (наприклад, пружина) і через який частина крутного моменту двигуна передається веденому диску при ввімкненому зчепленні.

Диск гальмового механізму (brake disk)

Диск відкритого дискового гальмового механізму, закріплений на маточині колеса, до якого з двох сторін притискаються гальмові колодки і здійснюють гальмування колеса.

Диференціал (differential mechanism)

Механізм трансмісії, який розподіляє крутний момент між двома веденими валами в заданому співвідношенні та забезпечує їм можливість обертатися з різними кутовими швидкостями.

Дисбаланс (unbalance)

Неврівноваженість деталей, що обертаються відносно своїх осей обертання.

Довговічність (*durability*)

Властивість об'єкта зберігати працездатний стан до настання граничного стану при встановленій системі технічного обслуговування і ремонту.

Дроселювання (*throttling*)

Процес зниження тиску в потоці робочої рідини при її русі через місцевий гідравлічний опір.

Жорсткість механічна (*mechanical stiffness*)

Здатність тіла чи конструкції опиратися деформуванню.

Зазор (*clearance*)

Відстань між поверхнями спряжених деталей, що регламентована для правильного функціонування або виникла в результаті експлуатації, неправильного виготовлення чи складання.

Занос (*skidding*)

Рух транспортного засобу з боковим ковзанням задніх коліс, що призводить до швидкого зменшення радіуса повороту.

Заслінка (*throttle gate*)

Регулятор витрати рідини або газу, виконаний у вигляді пластини, що повертається в трубі.

Замвор (*gate, lock, shutter*)

Запірний пристрій.

Звис (*overhang*)

Частина транспортного засобу, яка виступає за межі його колісної бази.

З'єднання (*1 – bundling 2 – junction assembling*)

1. Скріплення складових частин виробу.
2. Об'єкт, який складається зі з'єднаних між собою елементів.

Зчеплення (*clutch*)

Пристрій для короточасного роз'єднання вала двигуна і трансмісії транспортного засобу та плавного їх з'єднання.

Зчіпка (*coupling*)

Пристрій для з'єднання транспортних засобів (тягача з причепом чи напівпричепом).

Каркас кузова (*body frame*)

Просторова замкнута система, зібрана зі стержнів різної конфігурації, що служить несучим остовом кузова.

Каркас шини (*carcass of tire*)

Основна частина покришки, що складається з декількох шарів корду.

Картер (*case, casing, housing*)

Нерухома частина пристрою, звичайно закритого коробкового перерізу, для опори рухомих деталей і захисту їх від ушкоджень і забруднень.

Клапан (*valve*)

Деталь або пристрій для керування витратою газу або рідини зміною площі прохідного перерізу.

Колесо (*wheel*)

Пристрій у вигляді диска чи обода зі спицями, який звичайно застосовується для передавання обертального руху або перетворення його в поступальний.

Колесо автомобільне (car wheel)

Колесо, яке складається з пневматичної шини, обода, маточини та з'єднувального елемента.

Колесо травмобезпечне рульове (collapsible steering wheel)

Рульове колесо, яке має можливість деформуватися таким чином, щоб унеможливити отримання водієм травм при аварійному наїзді автомобіля на перешкоду.

Колія (1 – track, 2 – wheel span)

1. Слід, який залишає транспортний засіб на ґрунті або дорозі.
2. Відстань між середніми лініями слідів колісного чи гусеничного транспортного засобу.

Колодка гальмова (brake block)

Деталь гальмового механізму з фрикційною накладкою на циліндричній поверхні, опорою з одного кінця і приводним елементом – з іншого, який передає через накладку гальмове зусилля на гальмовий барабан, що обертається.

Компонування (assembling, arrangement)

Взаємне розташування окремих частин пристрою та місце, яке ними зайняте.

Комфортабельність (easy riding)

Комфорт для пасажирів і водія в автомобілі, який визначається ступенем віброзахисту, зручністю сидіння, вентиляцією і опаленням, захищеністю від кліматичних впливів, сонця і под., наявністю додаткового обладнання, яке створює зручності (годинник, попільничка, радіоприймач і т. д.), зручним розміщенням багажу.

Конструкція (construction)

Склад і взаємне розташування окремих частин із певних матеріалів, втілених в конкретну форму з певними розмірами.

Коробка передач автоматична (automatic transmission)

Коробка передач, в якій перемикання передач і вибір моменту перемикання відбувається автоматично без участі водія.

Коробка передач механічна (mechanical gearbox)

Коробка передач, перетворення крутного моменту в якій відбувається механічними (наприклад, зубчастими) передачами.

Коробка роздавальна (transfer gearbox)

Агрегат трансмісії, призначений для розподілу крутного моменту між ведучими мостами, візками, бортами.

Коефіцієнт (coefficient, factor)

Показник, виражений, зазвичай, безрозмірною величиною.

Коефіцієнт демпфювання (damping ratio)

Величина, яка показує, у скільки раз знижується амплітуда коливання за один цикл.

Коефіцієнт динамічної в'язкості (dynamic viscosity factor)

Фізична величина, яка характеризує в'язкість.

Коефіцієнт нерівномірності обертання (rotational variation factor)

Відношення різниці між максимальним і мінімальним значеннями кутової швидкості до її середнього значення за один цикл.

Коефіцієнт ковзання (slip ratio)

Відношення швидкості ковзання колеса до швидкості його кочення без ковзання при ведучому режимі чи до його реальної швидкості при гальмовому режимі.

Коефіцієнт опору кочення (coefficient of rolling resistance)

Відношення сили опору перекочуванню тіла по деякій поверхні до сили нормальної реакції з боку цієї поверхні.

Коефіцієнт зчеплення (adhesion factor)

Величина, яка відповідає коефіцієнту тертя ковзання шини по поверхні дороги, тобто при коефіцієнті ковзання, рівному одиниці; звичайно це поняття розповсюджують на всі значення при коефіцієнтах ковзання: від одиниці до значення, яке відповідає максимальному коефіцієнту зчеплення.

Коефіцієнт тертя кочення (rolling friction factor)

Відношення моменту сили опору перекочуванню тіла по деякій поверхні до сили нормальної реакції з боку цієї поверхні.

Коефіцієнт тертя спокою (quiescent friction factor)

Відношення сили тертя спокою до сили реакції, яка виникає при прикладанні навантаження, що притискає одно тіло до іншого, та направлена перпендикулярно до поверхні їх дотику.

Коефіцієнт тертя ковзання (coefficient of sliding friction)

Відношення сили тертя ковзання до сили реакції, яка виникає при прикладанні навантаження, що притискає одно тіло до іншого, та направлена перпендикулярно до поверхні їх дотику.

Коефіцієнт врахування обертальних мас (rotational inertia coefficient)

Відношення суми мас, що поступально рухаються і обертаються, приведених до ланки з основною масою, що рухається поступально, до цієї основної маси.

Коефіцієнт корисної дії (coefficient of efficiency)

Відношення відведеної від пристрою потужності до потужності, підведеної до нього.

Кран (1 – crane, 2 – faucet, valve)

1. Вантажопідйомна машина (чи обладнання), яка складається з остова і вантажопідйомних механізмів.

2. Гідравлічний чи газовий запірний пристрій.

Критерій (criterion)

Ознака, на основі якої виконується вибір вимірника кількісної оцінки.

Кронштейн (bracket)

Опорна деталь для закріплення (звичайно на вертикальній площині) вузлів та агрегатів.

Кузов (body)

Частина автомобіля, призначена звичайно для розміщення водія, пасажирів, вантажів чи спеціального обладнання.

Ланка (link, member)

Складова частина якого-небудь цілого, рухомого з'єднання з однотипними частинами.

Легкість рульового керування (easiness of steering)

Властивість автомобіля, яка визначає ступінь фізичного навантаження водія при курсовому і траєкторному керуванні автомобілем.

Люфт (looseness; play)

Сумарний зазор між декількома спряженими послідовно розташованими деталями.

Люфт рульового колеса (steering wheel play)

Кут повороту рульового колеса, при якому ще не відбувається поворот керованих коліс автомобіля.

Маневреність (maneuverability, mobility)

Здатність транспортного засобу до зміни свого положення на обмеженій площадці і в проїздах заданої форми та розмірів без попереминого використання заднього і переднього ходів.

Маса підпесорена (sprung weight)

Маса частин автомобіля, вагове навантаження від яких передається на пружні елементи підвіски.

Маса корисна (useful weight)

Маса вантажу, пасажирів, водія і спорядження.

Маса повна транспортного засобу (gross vehicle weight)

Сума власної маси і маси вантажу та пасажирів, відповідної номінальної вантажопідйомності і пасажиромісткості даного транспортного засобу.

Механізм (device, gear, mechanism)

З'єднання вузлів і деталей, яке забезпечує певні кінематичні і силові зв'язки, звичайно необхідні для виконання частини робочого процесу машини.

Механізм гальмовий (brake gear)

Механізм, який служить для зменшення швидкості руху транспортного засобу чи для утримання його в нерухомиому стані.

Механізм рульовий (steering gear)

Механізм, який забезпечує легке обертання рульового колеса при повороті керованих коліс автомобіля.

Модель (1 – form, model, 2 – mock-up facility, 3 – templet)

1. Зразок для масового виробництва виробу.
2. Об'єкт, відтворений в збільшеному чи зменшеному вигляді.
3. Об'єкт чи процес, досліджувані властивості якого відповідають властивостям реального об'єкта чи процесу.

Модель базова (basic model)

Основна модель, яка виготовляється на заводі.

Модернізація (modernization, updating)

Внесення змін в модель, які підвищують її відповідність сучасним вимогам.

Модифікація (1 – modification, 2 – restyling model)

1. Внесення змін в базову модель, які підвищують її відповідність спеціалізованому призначенню (наприклад, збільшення чи зменшення бази автомобіля).

2. Модель, яка відрізняється від базової моделі модифікацією.

Міст автомобіля (1 – axle, 2 – axle assembly)

1. Елемент ходової частини автомобіля, який служить для підтримання рами чи кузова і сприймає всі сили, що діють між підвіскою та колесами.

2. Складальна одиниця, яка містить в собі автомобільний міст, а також колеса і деталі для їх приводу чи керування.

Міст ведучий (driving axle)

Автомобільний міст, колеса якого є ведучими, разом з головною передачею, міжколісним диференціалом і приводом до ведучих коліс.

Міст керований (steering axle)

Автомобільний міст, колеса якого є керованими.

Міцність (strength)

Властивість твердих тіл опиратися руйнуванню і незворотній зміні форми під дією зовнішніх навантажень.

Муфта (joint box, clutch)

Пристрій для з'єднання валів, труб, тяг і т. п.

Муфта вимкнення зчеплення (operated clutch)

Пристрій, який передає осове зусилля від вилки вимкнення через підшипник на обертальний елемент натискного диска зчеплення.

Навантаження (load)

Сукупність сил, які діють на деталь, вузол, машину, поверхню і т. д.

Надійність (reliability)

Властивість об'єкта зберігати у часі в установлених межах значення всіх параметрів, які характеризують здатність виконувати потрібні функції в заданих режимах і умовах застосування, технічного обслуговування, ремонтів, зберігання і транспортування; складається з безвідмовності, довговічності, ремонтпридатності, збереженості.

Накладка фрикційна (friction facing)

Неметалевий елемент зчеплення чи гальмового механізму, який має велику тепло- і зносостійкість при роботі по металевій поверхні та забезпечує великий коефіцієнт тертя.

Нахил поперечний шворня (cross fall pivot)

Нахил осі шворня колеса в площині, перпендикулярній до поздовжньої осі транспортного засобу.

Нахил поздовжній шворня (head fall pivot)

Нахил осі шворня колеса в площині, паралельній поздовжній осі транспортного засобу.

Напівпричіп (semitrailer)

Причіп, частина повної маси якого передається на автомобіль-тягач через сидельно-зчіпний пристрій.

Налаштування (tuning, adjustment)

Регулювання параметрів пристрою, приладу, машини в зв'язку зі зміною режиму їх роботи в період експлуатації.

Обід колеса (wheel rim)

Частина колеса транспортного засобу, яка служить безпосередньо для встановлення на неї шини.

Параметр (parameter, quantity, rating, value)

1. Змінна величина, постійна в межах одного рішення, від якої залежать значення іншої змінної величини.

2. Величина, яка характеризує істотну властивість об'єкта, явища.

Педаль (pedal; foot bar)

Орган керування чи кінцева ланка приводу у вигляді важеля, що приводиться в рух ногою.

Передача (drive, transmission, gear)

Механізм, який служить для передавання руху з перетворенням силового параметра (крутного моменту, сили) та відповідною зміною кінематичного параметра (кутової чи лінійної швидкості).

Передача головна (final drive)

Передача в трансмісії транспортного засобу, призначена для збільшення крутного моменту і зменшення кутової швидкості до значень, необхідних для ведучих коліс.

Передача карданна (cardan drive; driveline)

Передача, призначена для передавання руху від одного агрегата до іншого, якщо осі їх валів змінюють своє взаємне положення або не лежать на одній прямій; складається з двох і більше карданних шарнірів з карданними валами.

Підсилювач (booster)

Пристрій, який полегшує керування механізмами за рахунок використання додаткової енергії, що отримується від стороннього джерела; складається з джерела енергії, розподільного пристрою та виконавчого механізму.

Пластичність (ductility, malleability, plasticity)

Властивість твердих тіл незворотно змінювати свої розміри і форму під дією механічних навантажень.

Платформа (body floor, loading platform)

Частина кузова вантажного автомобіля, причепа чи напівпричепа у вигляді плоскої площадки.

Поворотність (agility; turnability)

Властивість автомобіля змінювати кривизну траєкторії (радіус повороту) при зміні швидкості руху.

Підвіска (suspension)

Сукупність пристроїв транспортного засобу, які забезпечують пружний зв'язок між підресореною і непідресореною масами.

Подільник (divider)

Додаткова коробка передач, двоступенева, з відношенням передаточних чисел біля 1,2-1,3; яка перемикається на кожній передачі основної коробки передач і встановлюється перед нею.

Покришка (tyre casing)

Тороподібна пружна оболонка, яка утворює шину разом з камерою і стрічкою обода чи шаром герметика на внутрішній поверхні.

Потужність (power)

Фізична величина, рівна відношенню виконаної роботи або зміни енергії до проміжку часу, протягом якого була виконана робота чи відбувалась зміна енергії.

Привід (actuator)

Пристрій, який складається в загальному випадку з двигуна, передавальних механізмів і системи керування для приведення в рух машин та механізмів.

Привід гальмовий (brake gear)

Частина гальмової системи, що передає енергію, яка розподіляється керувальним пристроєм. З'єднує керувальний чи енергопостачальний пристрій з гальмовими механізмами, в яких створюються зусилля, спрямовані проти руху автомобіля. Він може бути механічного, гідравлічного, пневматичного, вакуумного, електричного чи комбінованого, наприклад, гідромеханічного, гідропневматичного, типів.

Пристрій (1 – equipment, 2 – arrangement)

1. Сукупність деталей, вузлів, елементів, яка має конструктивну та функціональну єдність.

2. Склад і взаємне розташування окремих частин, які відображають основні функціональні та конструктивні ознаки, що притаманні даному технічному об'єкту.

Причін (trailer)

Транспортний засіб, що з'єднується з автомобілем-тягачем тягочіпним пристроєм, не має власного джерела енергії і служить для перевезення вантажів чи людей.

Просвіт дорожній (road clearance)

Відстань між поверхнею дороги та найнижчою точкою транспортного засобу без врахування шин і брудовідбивачів.

Процес робочий (operation, working procedure)

Сукупність фізичних, фізико-хімічних та інших явищ, які виникають під час роботи в агрегатах і системах, їх послідовність, причинність, взаємозв'язок.

Пружина (spring)

Деталь, яка служить для тимчасового накопичення механічної енергії за рахунок пружної деформації під впливом навантаження.

Рама (frame)

Несуча система, елементи якої міцно зв'язані між собою й служать для розміщення вузлів і агрегатів транспортного засобу.

Регулятор (controller, tuner)

Пристрій для підтримання в заданих межах якого-небудь параметра машини чи процесу.

Режим (1 – routine, 2 – mode, 3 – operating / working conditions)

1. Точно встановлений у часі та за додатковими умовами порядок яких-небудь дій.

2. Система правил, заходів для досягнення цілі.

3. Конкретний стан робочої машини чи механізму, який визначається її кінематичними параметрами і конкретним станом системи керування.

Рейка рульового механізму (steering rack)

Зубчаста рейка, яка сприймає зусилля від шестерні рульового вала і виконує функції поперечної рульової тяги, зв'язаної з поворотними цапфами керованих коліс.

Ресора (bow spring)

Металевий пружний елемент підвіски транспортного засобу, який складається з одного чи декількох довгих листів, що працюють на згин; частково виконує функції напрямного і гасильного елементів.

Сила (force)

Міра механічного впливу на матеріальну точку чи тіло з боку інших тіл.

Синхронізатор (synchronizer)

Пристрій коробки передач для безударного ввімкнення передачі шляхом попереднього вирівнювання кутових швидкостей за допомогою з'єднувальних деталей; при цьому блокувальний пристрій не дозволяє зубцям зубчастих муфт дотикатись поки кутові швидкості з'єднувальних деталей не стануть рівними.

Система (1 – system, 2 – structure)

1. Сукупність пристроїв, зв'язаних загальною функцією в робочому процесі агрегата чи машини.

2. Об'єкти з їх зв'язками.

Система гальмова автоматична (automatic braking system)

Устаткування, що автоматично загальмовує причіп при його випадковому відділенні від тягача.

Система гальмова антиблокувальна (antilock brake system, ABS)

(АБС) Частина робочої гальмової системи, що запобігає блокуванню одного чи декількох коліс при гальмуванні автомобіля. Керування силами гальмування на колесах здійснюється на основі датчиків, що контролюють швидкість обертання кожного колеса чи безпосередньо за непрямыми параметрами.

Система гальмова допоміжна (secondary brake system)

Устаткування, що дозволяє водію підтримувати швидкість руху автомобіля чи зменшувати на протяжних дорожніх спусках. Вона повинна нормально діяти, забезпечуючи (без застосування робочої гальмової системи) стабілізацію швидкості руху автомобіля чи автопоїзда в діапазоні 30 – 40 км/год на схилі 8% незалежно від його довжини. Середні значення сповільнення при зниженні швидкості від 40 до 20 км/год повинні складати не менше $0,6 \text{ м/с}^2$.

Система гальмова запасна (emergency brake system)

Устаткування, що дозволяє водію зменшувати швидкість руху транспортного засобу і зупиняти його при несправності робочої гальмової системи. Вона повинна забезпечувати не менше 40% ефективності в порівнянні з робочою системою.

Система гальмова основна (primary braking system)

Устаткування, що дозволяє водію знижувати швидкість руху транспортного засобу і зупиняти його при звичайному режимі експлуатації. Вона повинна забезпечувати максимально можливі сповільнення ($5,8 \text{ м/с}^2$ для транспортних засобів категорії М1 і $5,0 \text{ м/с}^2$ для транспортних засобів інших категорій). При цьому необхідно контролювати тривалість спрацювання гальмової системи (t_c), яка для ДТЗ з гідравлічним приводом повинна бути не більше ніж 0,5 с, а для ДТЗ з іншими типами приводу – не більше ніж 0,8 с.

Система гальмова стоянкова (parking brake system)

Устаткування, що дозволяє утримувати транспортний засіб в нерухомому стані на похилій поверхні і при відсутності водія. Вона повинна при вимкненню від трансмісії двигуні забезпечувати нерухомий стан: транспортних засобів з повним навантаженням – на схилі не менше 16%; легкових автомобілів, їхніх модифікацій для перевезення вантажів, а також автобусів у спорядженому стані – на схилі не менше 23%; вантажних автомобілів і автопоїздів у спорядженому стані – на схилі не менше 31%.

Склад рухомий автомобільного транспорту (vehicles)

Склад, що складається з автомобілів, причепів, напівпричепів.

Склад спеціалізований рухомий (specialized vehicles)

Склад, що складається зі спеціалізованих вантажних автомобілів, причепів, напівпричепів для перевезення певних видів вантажів.

Склад спеціальний рухомий (special vehicles)

Склад, що охоплює автомобілі, причепа та напівпричепа і призначається для виконання не транспортних робіт, а технологічних операцій. Тому на ньому встановлюється, в залежності від призначення, спеціальне обладнання – пожежні машини, автокрани, пересувні ремонтні майстерні та ін.

Tuck (pressure)

Величина, яка характеризує інтенсивність дії сил на поверхню тіла по нормалі до неї, при рівномірному розподілі сил по поверхні рівна відношенню сили до площі поверхні.

Трансмiсія (transmission; power drive)

З'єднання механiзмiв та агрегатiв (зчеплення, коробки передач, карданної передачі, головної передачі, диференціала та півосей), які служать для передавання крутного моменту від двигуна до рушія транспортного засобу.

Трансмiсія автоматична (automatic transmission)

Трансмiсія з автоматичною коробкою передач.

Транспорт автомобільний (motor transport)

Галузь транспорту, яка здійснює перевезення людей і вантажів на автомобілях.

Фільтр (cleaner, filter, strainer)

Пристрій для очищення рідин чи газів від непотрібних і шкідливих домішок.

Фланець (flange)

З'єднувальна частина труб, валів, втулок у вигляді плаского кільця чи диска з отворами для болтів чи шпильок.

Хід педалі (pedal movement)

Хід, що відповідає відстані між крайніми початковими і кінцевими положеннями педалі гальма, зчеплення і т. д.

Хід робочий (working travel)

Хід, що відповідає руху чи роботі механізму, машини при виконанні корисної роботи.

Хомут (loop, mounting clamp)

Пристосування, яке охоплює об'єкт та використовується для його закріплення.

Цапфа (knuckle, spindle)

Опорна частина осі чи вала.

Центр інерції (center of inertia, center of mass)

Центр, в якому умовно зосереджена маса механічної системи.

Шарнір (hinge, joint, pivot)

Рухоме з'єднання деталей, яке допускає обертання тільки навколо загальної осі чи точки.

Шасі (chassis, running gear)

Частина транспортного засобу, яка складається з трансмісії, ходової частини і системи керування.

Шина (tire)

Пружна оболонка, яка встановлюється на обід колеса і взаємодіє з дорогою, частково пом'якшуючи удари та поглинаючи поштовхи від дорожніх нерівностей.

Ефективність використання (operational efficiency)

Ефективність пристрою, системи, яку можна оцінити узагальненими критеріями: продуктивністю, економічністю, непошкоджуваністю.

ПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЖЧИК

А

АБС 177
--чотириканальна система 188
--триканальна система 188
--двоканальна система 189
Автоматичне зчеплення 28
Автомобіль 12
Автомобіль-тягач 7
Агрегат 12
Активна підвіска 117
Амортизатори 112
--однотрубні 113
--двотрубні 113

Б

Бездискові колеса 123
Безступінчасті передачі 38
Блок керування 190
Блок керування з мікропроцесорами 191
Блокування гідротрансформатора 53
Блокування дверей і люків 263

В

В'язкість 207
Виконавчий контур 230
Вихідний каскад 191
Вихідні блоки 191
Вхідний блок 190

Г

Гальмова система 13, 153
--робоча (основна) 153
--запасна 153
--стоянкова 153, 192
--допоміжна 154
--автоматична 154
Гальмовий механізм 154

Гальмовий привід 154, 175
Гальмування двигуном 49
Гідравлічне зчеплення 25
Гідравлічний модулятор 191
Гідроаккумулятор 243
Гідромотор 231
Гідротрансформатор 38
Гіпотеза Ньютона 207
Головна передача 13, 75

Д

Датчик колісний індуктивний 189
Двигун 12
Диференціал 13, 86

Е

Електромагнітне порошкове зчеплення 25
Елементарна течія 212
Елементи керування кінцеві 53

Ж

Жалюзі радіатора 264

З

Замкнута система 117
Захисне коло 53
Зчеплення 12, 24

К

Карданна передача 12, 65
Карданный шарнір 65
Керованість 89
Керування перемиканням передач 51
Клапан 247
--переливний 247
--запобіжно-переливний 247
--редукційний 249

--дросельний 248

--човниковий 251

Колеса 120

Комбіновані передачі 38

Контроль якості перемикання 53

Коробка передач 37

Критерії статичної міцності 18

Кузов 12, 201

Л

Ламінарний режим 212

Лінія течії 211

М

Маркування шин 128

Металеві пружні елементи 111

Механізм 12

Місцеві втрати 213

Моторне гальмо з випускною заслінкою 193

Н

Навантажувальний режим 20

Напівавтоматичне зчеплення 27

Насос 230

Неметалеві пружні елементи 112

О

Об'ємні гідроприводи 218

П

Півосі 13, 92

Підвіска 99

Підсилювач рульового керування 141

Площа живого перерізу 215

Пневматика 261

Привід керування зчепленням 33

Привід ведучих коліс 92

Протектор шини 131

Прохідність 89

Р

Рама 13, 201

Регулятор гальмових сил 181

Регулятор тиску 248

Розгін автомобіля 48

Розімкнута система 116

Рульовий механізм 13, 128

Рульовий механізм 126

С

Система 12

Система, що частково навантажується 115

Соленоїдний клапан 191

Спеціальний рухомий склад 7

Стабілізатор напруги 191

Стійкість 89

Т

Трансмсія 12

Трубка течії 212

Трубопроводи 215

Турбулентний режим 212

Тягові властивості 89

Х

Характеристики демпфірування 113

Характеристики керованості 135

Ц

Цифровий контролер 190

Цілком навантажена система підвіски 116

Ш

Шасі 12

Шини 124

Навчальне видання

**Буренніков Юрій Анатолійович
Кашканов Андрій Альбертович
Ребедайло Вадим Миколайович**

АВТОМОБІЛІ: РОБОЧІ ПРОЦЕСИ ТА ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ

Навчальний посібник

Редактор В. Дружиніна

Оригінал-макет підготовлено А. Кашкановим

Підписано до друку 18.02.2013 р.

Формат 29,7×42 ¼. Папір офсетний.

Гарнітура Times New Roman.

Друк різнографічний. Ум. друк. арк. 18,3.

Наклад 300 (1-й запуск – 100) прим. Зам. № 2013-026.

Вінницький національний технічний університет,
навчально-методичний відділ ВНТУ.

21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,

ВНТУ, ГНЖ, к. 114.

Тел. (0432) 59-87-38.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.

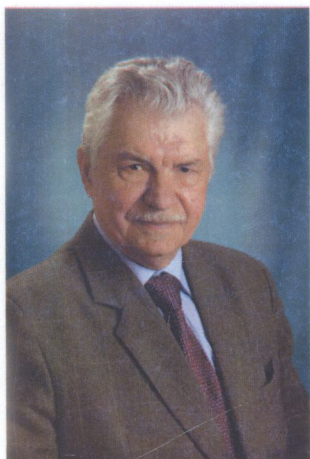
Віддруковано в Вінницькому національному технічному університеті
в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі

21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,

ВНТУ, ГНЖ, к. 114.

Тел. (0432) 59-87-38.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.



Ребедайло Вадим Миколайович, кандидат технічних наук, професор кафедри автомобілів і транспортного менеджменту Вінницького національного технічного університету. Науково-педагогічний стаж - 45 років. Коло наукових інтересів - моделювання та дослідження динаміки руху автомобілів. Є автором 110 наукових публікацій і навчальних посібників.



Буренніков Юрій Анатолійович, заслужений працівник освіти України, професор, кандидат технічних наук, директор Інституту машинобудування та транспорту Вінницького національного технічного університету. Науково-педагогічний стаж - 41 рік. Коло наукових інтересів - моделювання та синтез гідравлічних систем мобільної техніки. Є автором 135 наукових публікацій і навчальних посібників.



Кашканов Андрій Альбертович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортного менеджменту Вінницького національного технічного університету. Науково-педагогічний стаж - 16 років. Коло наукових інтересів - моделювання та дослідження експлуатаційних властивостей автотранспортних засобів, експертиза дорожньо-транспортних пригод. Є автором 46 наукових публікацій, 5 монографій і 6 навчальних посібників.