

3 ЧАСТИНА

ТРАКТОРИ ТА АВТОМОБІЛІ

ШАСІ

Трансмiсія

Системи керування
трактора й автомобiля

Несiвні системи.
Ходова частина



А. Т. Лебедєв, В. М. Антощенко,
М. Ф. Бойко, Д. І. Мазоренко, М. Г. Макаренко,
М. А. Подрігало, В. О. Карпенко

ТРАКТОРИ ТА АВТОМОБІЛІ

Частина 3 ШАСІ

За редакцією професора А. Т. Лебедєва

*Допущено
Міністерством аграрної
політики України
як навчальний посібник
для підготовки фахівців з напрямку
«Механізація та електрифікація
сільського господарства»
(спеціальність «Механізація
сільського господарства»)
в аграрних вищих навчальних закладах
I – IV рівнів акредитації*

Київ
“Вища освіта”
2004

УДК 631.37:629.3.023.1(075.8)
ББК 40.72:40.75я73
Т65

*Гриф надано Міністерством аграрної
політики України (лист від 08.10.04 р.
№ 18-1-1-13/1183)*

Рецензенти: д-р техн. наук, проф. *Є.С. Александров* (Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»);
канд. техн. наук *А.І. Панченко* (Таврійська державна агротехнічна академія, м. Мелітополь)

Редактор *Н.А. Серебрякова*

Трактори та автомобілі. Ч. 3. Шасі: Навч. посібник / А.Т. Лебедев, В.М. Антощенко, М.Ф. Бойко та ін.; За ред. проф. А.Т. Лебедева. — К.: Вища освіта, 2004. — 336 с.: іл.

ISBN 966-8081-27-7

Розглянуто загальну будову шасі тракторів та автомобілів, принцип дії основних вузлів, агрегатів та систем (трансмисії, системи керування, несівних систем), висвітлено їх призначення, вимоги, класифікації, типові схеми, принцип роботи. Проаналізовано й оцінено різні конструкції, розглянуто види навантажень та руйнувань. Висвітлено питання технічного обслуговування, пошуку й усунення несправностей, а також тенденції вдосконалення систем і механізмів тракторів та автомобілів.

Для підготовки фахівців в аграрних вищих навчальних закладах I – IV рівнів акредитації з напрямку «Механізація та електрифікація сільського господарства» (спеціальність «Механізація сільського господарства»).

ББК 40.72:40.75я73

ISBN 966-8081-27-7

© А.Т. Лебедев, В.М. Антощенко,
М.Ф. Бойко, Д.І. Мазоренко,
М.Г. Макаренко, М.А. Подрігало,
В.О. Карпенко, 2004

ВСТУП

Технічний рівень конструкцій тракторів та автомобілів, стабільність їхнього функціонування за різних умов експлуатації значною мірою впливають на ефективність сільськогосподарського виробництва. Основними чинниками тут є підвищення продуктивності агрегатів, розширення їх універсальності та уніфікованості, можливостей поєднання енергетичних засобів з іншими знаряддями і забезпечення надійної їх керованості, зведення до мінімуму негативного впливу на навколишнє середовище і ґрунт, поліпшення умов праці механізаторів і водіїв автомобілів, а також безпеки руху.

Вирішення цих завдань залежить насамперед від досконалості трансмісії, ходової частини та систем керування трактора й автомобіля.

Навчальний посібник «Шасі» є третім із серії таких посібників, складених за програмою вивчення конструкції сільськогосподарських тракторів та автомобілів в аграрних вищих навчальних закладах. Вклад матеріалу цього посібника підпорядкований загальному принципу: загальний аналіз та оцінка конструкцій типових схем агрегатів і систем тракторів та автомобілів; детальне вивчення будови шасі базових моделей; основні несправності і технічне обслуговування; тенденції вдосконалення конструкцій.

У першому розділі за такою схемою розглянуто агрегати трансмісії різних моделей тракторів та автомобілів, у другому — системи керування, у третьому — несівні системи і ходову частину.

В основу навчального посібника покладено курс лекцій, які читають автори, та методичні настанови щодо виконання лабораторних робіт під час вивчення шасі сільськогосподарських тракторів та автомобілів у Харківському державному технічному університеті сільського господарства.



ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ТРАКТОРИ ТА АВТОМОБІЛІ

1.1. КЛАСИФІКАЦІЯ ТРАКТОРІВ ТА АВТОМОБІЛІВ

Сучасний трактор є складною машиною, що компонується з багатьох деталей, механізмів і агрегатів, які знаходяться у певній взаємодії між собою. Їх поділяють на такі основні групи: *двигун, трансмісія, ходова частина, механізми керування* (рульове керування, гальмівна система), *електрообладнання, робоче і допоміжне обладнання* (рис. 1.1).

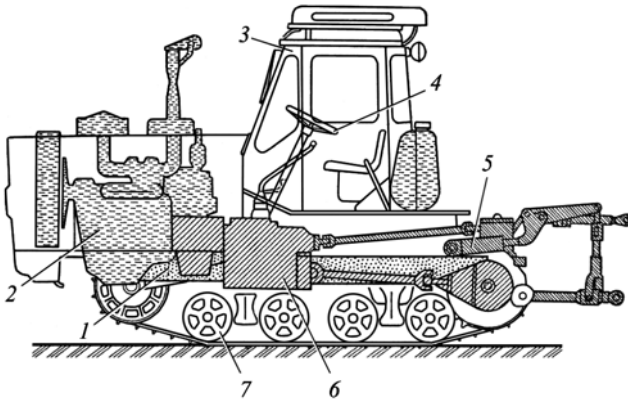


Рис. 1.1. Розміщення основних механізмів і агрегатів гусеничного трактора:

1 — остов; 2 — двигун; 3 — кабіна; 4 — органи керування; 5 — робоче обладнання; 6 — трансмісія; 7 — ходова частина

Трактори класифікують за призначенням, типом ходових систем, номінальним тяговим зусиллям і розміщенням основних механізмів, агрегатів і систем.

За *призначенням* сільськогосподарські трактори поділяють на трактори загального призначення, просапні, універсально-просапні,

спеціалізовані на вирощуванні сільськогосподарських культур (виноградникові, рисові, садівничі, буряківничі та ін.), для роботи в різних умовах експлуатації (гірські, болотохідні, тепличні, тваринницькі), а також на малогабаритні та мотоблоки.

Трактори загального призначення виконують енергоємні технологічні операції в рослинництві (оранка, суцільна культивування, розпушування, фрезерування, внесення добрив, дискування важкими бородами і т.д.) і кормовиробництві. Основні вимоги до таких тракторів: високі тягові якості, низький тиск на ґрунт. Це обумовлено їхнім призначенням працювати в основному з ґрунтообробними машинами, які мають великий тяговий опір, і виконувати роботи переважно у короткі агротехнічні терміни.

Просапні трактори виконують роботи з посіву, догляду і збирання просапних культур у міжряддях різної ширини. Крім того, до 60 % часу їх використовують на транспортних роботах і обмежено на оранці й інших енергоємних операціях. Отже, вимоги до них визначають операції міжрядного обробітку просапних культур, до них належать необхідність регулювання колії ходової системи та агротехнічного просвіту відповідно до ширини міжрядь і висоти рослин, висока маневреність і керованість під час руху агрегата в міжряддях. Для безпечного руху в транспортному потоці на дорогах просапні трактори мають бути оснащені гальмівною системою з приводом на причіп і світловими приладами відповідно до вимог дорожньої безпеки.

Універсально-просапні трактори поєднують характеристики двох попередніх груп тракторів, але їх обмежено використовують на роботах з підготовки ґрунту.

Спеціалізовані трактори мають характерні конструктивні особливості для обробітку відповідних видів сільськогосподарських культур у різних ґрунтово-кліматичних умовах.

За *типом ходових систем* (рушіїв) трактори поділяють на колісні і гусеничні. *Колісні трактори* порівняно з гусеничними універсальніші і швидкохідніші, однак мають недостатню прохідність, особливо на ґрунтах з підвищеною вологістю. З метою усунення цих недоліків деякі моделі колісних тракторів випускають з усіма ведучими колесами, а універсально-просапні трактори додатково обладнують напівгусеничним ходом. *Гусеничні трактори* мають у цьому певні переваги, однак за зайнятістю упродовж року поступаються колісним.

Сільськогосподарські трактори залежно від конструкції ходової системи позначають індексами «К» — колісний, а гусеничний рушій не позначається. Цифра перед «К» — це загальне число коліс, після — число ведучих коліс. До позначення додають також літеру «а» або «б», які характеризують конструкцію трактора. Наприклад, позначення 4К2а: 4-колісний трактор із двома ведучими колесами, напрямні колеса меншого діаметра; 4К4б: 4-колісний трактор, усі його колеса ведучі й однакового діаметра.

За *номінальним тяговим зусиллям* (тобто здатністю трактора розвивати певну силу тяги за повного завантаження двигуна на нижчих робочих передачах) сільськогосподарські трактори поділяють на 10 класів (табл. 1.1).

Таблиця 1.1. Тягові класи сільськогосподарських тракторів

Тяговий клас	Значення номінального тягового зусилля, кН	Тяговий клас	Значення номінального тягового зусилля, кН
0,2	1,8 – 5,4	3	27 – 36
0,6	5,4 – 8,1	4	36 – 45
0,9	8,1 – 12,6	5	45 – 54
1,4	12,6 – 18	6	54 – 72
2	18 – 27	8	72 – 108

Тракторна промисловість України випускає трактори, що розвивають тягове зусилля від 2 до 50 кН.

За *розміщенням механізмів, агрегатів і систем* трактори поділяють на моноблокове (класичне) і роздільно-агрегатне компонування. Якщо конструкція трактора допускає роз'єднання енергетичної частини (двигуна) від ведучих частин (коліс, гусениць), то такий трактор вважають моделлю модульних енергетичних засобів.

Для *моноблокового компонування* трактора характерне переднє розміщення двигуна і заднє (над задньою віссю) розміщення кабіни, а також керовані передні колеса, діаметр яких менший, ніж задніх. Трансмісію виконують в одному блоці і жорстко з'єднують із двигуном. Таку схему мають в основному трактори з номінальним тяговим зусиллям 6 – 20 кН (ХТЗ-2511, Т-25А, ХТЗ-5020, трактори ЮМЗ, МТЗ і т.д.), хоча чимало закордонних фірм використовують її і для тракторів з номінальним тяговим зусиллям понад 30 кН.

У разі *роздільно-агрегатного* компоновання двигун і кабіна зміщені наперед, передні і задні колеса однакових розміру і вантажопідйомності. За такою схемою виготовляють в основному колісні трактори загального призначення з номінальним тяговим зусиллям 30 кН і вище (серія тракторів ХТЗ-170, К-701 і т.д.), а також гусеничні трактори цього класу.

За класифікаційну ознаку мобільного енергетичного засобу (МЕЗ) взято *технологічний простір* навколо трактора для розміщення сільськогосподарської машини чи додаткового технологічного обладнання, наприклад ящика для насіння, добрив чи інших технологічних матеріалів (рис. 1.2). В окремий клас виділяють модульні енергетичні засоби, які використовують у поєднанні з візками, оснащеними технологічним обладнанням та активними чи пасивними колесами.

Мобільні енергетичні засоби поділяють на такі групи:

- *класична* (рис. 1.2, *a*) — енергетичний засіб з одним технологічним простором позаду;

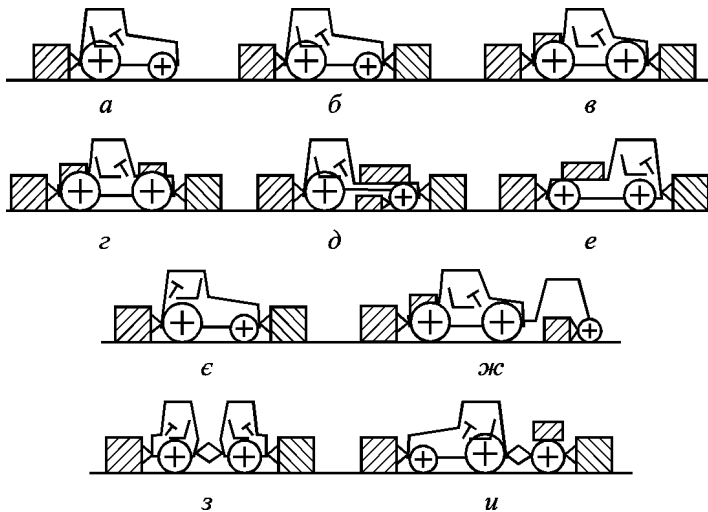


Рис. 1.2. Компоновальні схеми енергетичних засобів:

a — класична; *б* — модернізована класична (класик-М); *в* — системна-3, трактор колісної формули 4К46; *г* — системна-4, модель «Ксилон»; *д* — самохідні тракторні шасі; *е* — модель «Інтрак»; *є* — «Мекс-Мобіль»; *ж* — вивільнений енергетичний засіб; *з* — жорстко стикувальні агрегати; *и* — модульний енерготехнологічний засіб

• *модернізована (класик-М)* (див. рис. 1.2, б) — енергетичний засіб із двома технологічними просторами, модернізованою класичною схемою з передньою начіпною системою і переднім ВВП, із запасом потужності двигуна, вантажопідйомності, нижчим тиском на ґрунт передніх і задніх коліс, посиленням рульовим керуванням;

• *системна-3* (див. рис. 1.2, в) — енергетичний засіб із трьома технологічними просторами (ХТЗ-160, ЛТЗ-155, «МБ-Трак»). Порівняно з трактором групи «класик-М» він має більший запас вантажопідйомності, реверсивну трансмісію і пост керування, передні і задні ведучі колеса одного розміру, позаду кабіни розміщена платформа для резервуару з технологічним матеріалом;

• *системна-4* (модель «Ксилон» і *самохідне шасі*, див. рис. 1.2, г, д) — енергетичний засіб з чотирма технологічними просторами, двигун і трансмісія розміщені під кабіною, що поліпшує передній і задній огляд, має дві платформи (позаду і перед кабіною) для розміщення бункера із технологічним матеріалом. У моделі «Ксилон» (фірма Фенд, Німеччина) встановлено повний реверс трансмісії і поста керування, який може фіксуватись під кутом до напрямку руху;

• *модульний* енергетичний засіб складається з енергетичного модуля (ЕМ) і технологічних модулів (ТМ) (див. рис. 1.2, ж – и), які легко з'єднуються між собою. Технологічним модулем є візок, можливо з активними колесами, що приводяться від двигуна ЕМ. Залежно від виконуваної технологічної операції ЕМ застосовують із ТМ і без нього, що підвищує універсальність цього енергетичного засобу.

Автомобіль складається з таких основних частин: *двигун, трансмісія* (зчеплення, коробка передач, карданна передача, ведучий міст), *рульове керування, гальмівна система, електрообладнання і кузов* (рис. 1.3), призначення яких аналогічне відповідним механізмам, агрегатам і системам трактора.

Класифікація автомобілів відбиває їх призначення і пристосованість до дорожніх умов.

За *призначенням* їх поділяють на пасажирські, спеціальні і спеціалізовані (табл. 1.2).

Пасажирські автомобілі, що вміщують до восьми чоловік (включаючи водія), належать до *легкових*, понад вісім чоловік — до *автобусів*.

Легкові автомобілі за робочого об'єму двигуна (в літрах) поділено на такі класи: особливо малий — до 1,2 л; малий — 1,2 – 1,8 л; серед-

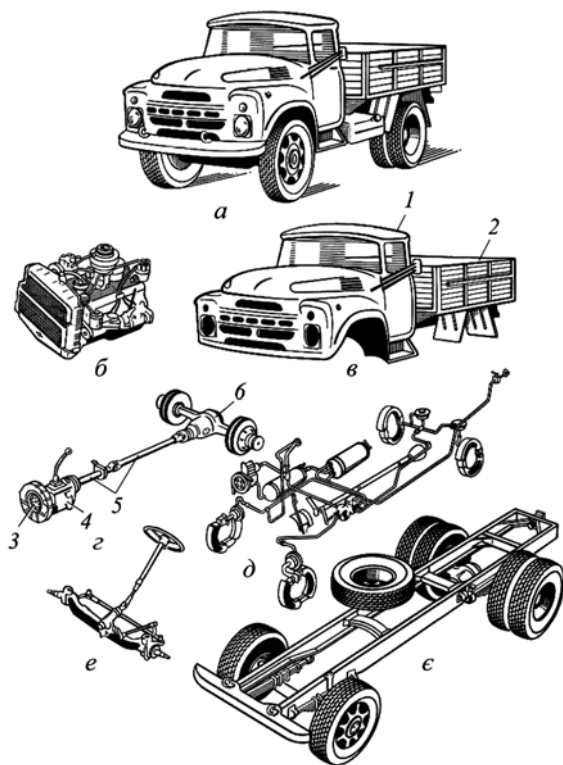


Рис. 1.3. Основні частини вантажного автомобіля:

а — загальний вигляд; *б* — двигун; *в* — кузов; *г* — трансмісія; *д* — гальмова система; *е* — рульове керування; *ж* — ходова частина; *з* — вантажна платформа; *и* — зчеплення; *к* — коробка передач; *л* — карданна передача; *м* — ведучий міст

час роботи на ґрунтових дорогах зазначена вантажопідйомність знижується приблизно на 25 %.

Спеціальні автомобілі виконують переважно нетранспортні роботи. До них належать автомобілі комунального господарства, пожежні, автокрани тощо.

Спеціалізовані автомобілі перевозять спеціальні вантажі: сипкі, рідкі, швидкокопсувні і т.д. До них належать самоскиди, фургони, панелевози, рефрижератори тощо.

ній — 1,8–3,5 л; великий — понад 3,5 л; вищий — не регламентується.

За основу класифікації автобусів взято їх довжину (в метрах), за якою їх поділено на такі класи: особливо малий — до 5 м; малий — 6–7,5 м; середній — 8–9,5 м; великий — 10,5–12 м; особливо великий (зчленований) — 16,5 м і більше.

Вантажні автомобілі поділяють на сім класів залежно від їхньої повної маси (в тоннах): до 1,2; 1,3–2; 2,1–8; 9–14; 15–20; 21–40; понад 40. У характеристиці вантажних автомобілів зазначають їхню вантажопідйомність, тобто масу вантажу, яку він може перевозити в кузові по дорогах із твердим покриттям. Під

Таблиця 1.2. Індксація автомобілів

Легкові автомобілі							
Робочий об'єм двигуна, л	До 1,2	1,3–1,8	1,9–3,5	Понад 3,5			
Індекс	11	21	31	41			
Автобуси							
Довжина, м	До 5	6–7,5	8–9,5	10,5–12	Понад 16,5		
Індекс	22	32	42	52	62		
Вантажні автомобілі							
Повна маса, т	До 1,2	1,3–2,0	2,1–8	9–14	15–20	21–40	Понад 40
Індекс							
• автомобіля с бортовою платформою	13	23	33	43	53	63	73
• сідельного тягача	14	24	34	44	54	64	74
• самоскида	15	25	35	45	55	65	75
• цистерни	16	26	36	45	56	66	76
• фургона	17	27	37	45	57	67	77
• спеціального	19	29	39	49	59	69	79

Автомобілі, пристосовані для буксирування причепів і напівпричепів, називають *автомобілями-тягачами*. Автомобіль-тягач разом з одним чи декількома причепами утворює *автопоїзд*.

За пристосованістю до дорожніх умов автомобілі поділяють на звичайної та підвищеної прохідності; їх характеризує колісна формула: 4×2 , 4×4 , 6×4 , 6×6 і т.д. (перша цифра означає число коліс, друга — число ведучих коліс).

Автомобілі позначають літерами і цифрами. Літери вказують завод-виготівник: ЗАЗ, ВАЗ, КамАЗ і т.д. Цифрові позначення для базових моделей складаються з чотирьох цифр, перші дві з яких означають клас і вид автомобіля, дві наступні — номер моделі. Наприклад, цифрові позначення ЗАЗ-1102 означають: 1 — робочий об'єм до 1,2 л, 1 — легковий, 02 — модель; вантажний автомобіль ЗІЛ-431410: 43 — повна маса автомобіля в межах 9 – 14 т, 14 — модель, 1 — номер модифікації. Шостою цифрою позначають номер експортного варіанта виконання.

До конструкції автомобіля ставлять експлуатаційні або виробничі і споживчі вимоги. *Експлуатаційні* — це економічність за питомою витратою паливна, курсова стійкість, керованість, маневреність, плавність ходу, прохідність, надійність, технологічність обслуговування і ремонту, мінімальна собівартість транспортних робіт. *Споживчі* вимо-

ги — нижча порівняно з аналогічними марками вартість придбання та експлуатації автомобіля, його безвідмовність і ремонтпридатність, безпека, комфортабельність, легкість керування. Вимоги безпеки поширюються на ймовірність зниження кількості дорожньо-транспортних пригод і зменшення шкідливого впливу автомобіля на навколишнє середовище.

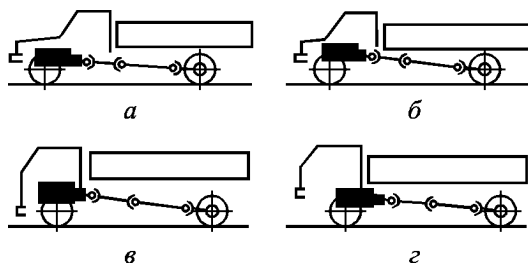
До вантажних автомобілів у сільському господарстві крім зазначених ставлять специфічні вимоги за вантажопідйомністю і вантажомісткістю, рівнем мінімально стійкої швидкості руху під час спільної роботи зі збиральними машинами, конструкцією і герметичністю кузова.

Найбільш поширені чотири варіанти *компонувальних схем* вантажних автомобілів, що різняться між собою розміщенням двигуна і кабіни (рис. 1.4).

а) *капотна* (рис. 1.4, а; автомобілі типу КрАЗ-6505) — двигун знаходиться над переднім мостом, кабіна — за двигуном; перевагами такого розміщення є добра доступність до двигуна, зручність входу і виходу з кабіни, найменше навантаження на передній міст; недоліком — обмежений передній огляд;

б) *короткокапотна* (рис. 1.4, б; автомобілі типу ЗІЛ-433100) — двигун знаходиться над переднім мостом, кабіна частково «насунута» на двигун; переваги — можливість зменшення колісної бази і довжини автомобіля, оптимальне навантаження на передній міст; недоліки — збільшена висота розміщення підлоги кабіни, утруднений доступ до задньої частини двигуна, менша ширина дверей, підвищений рівень шуму у кабіні;

в) *кабіна розміщена над двигуном*, двигун — над переднім мостом,



(рис. 1.4, в; автомобілі типу ГАЗ-66); переваги — можливість отримання мінімальних колісної бази і довжини автомобіля, збільшення навантаження на передні колеса для повнопривідних автомобілів, досягнення доброго огляду з кабіни; недоліки — велика висота підлоги кабіни,

Рис. 1.4. Основні компонентні схеми вантажних автомобілів:

а — капотна; б — короткокапотна; в — кабіна над двигуном; з — передня кабіна

ускладнений вхід і вихід із неї, неможливість розміщення в кабіні більше ніж дві людини, для доступу до двигуна необхідне відкидання кабіни на шарнірах передньої опори;

г) *кабіна* максимально *зміщена вперед*, двигун знаходиться позаду переднього моста (рис. 1.4, з; автомобілі типу КамАЗ-5320); переваги — добрий огляд із кабіни, зручність входу і виходу з неї, помірна висота і рівна поверхня підлоги; недоліки — для доступу до двигуна необхідність підймання кабіни або капота, з'єданого з крилами, вплив на водія великих вертикальних навантажень; навантаження на дорогу від переднього моста у таких автомобілях становлять 33 – 35 % його повної маси, що для неповнопривідних автомобілів погіршує їх прохідність.

Автомобілі сільськогосподарського призначення мають в основному схеми компоновки короткокапотну і з переднім розміщенням кабіни, які забезпечують зручний рух на дорогах будь-якої категорії.

За класифікаційними ознаками визначають клас, модель, модифікацію трактора чи автомобіля.

Клас — це сукупність моделей тракторів і автомобілів, які мають однакові основні класифікаційні ознаки.

Модель — це конкретна конструкція трактора чи автомобіля. У кожному класі є основна (базова) модель масового виробництва, на основі якої створюють їх модифікації.

Модифікація — це модель, яка належить до того самого класу, що й базова і цілком уніфікована з нею. Модифікацію створюють з метою економічнішого і продуктивнішого виконання технологічних операцій сільськогосподарського виробництва.

Типаж тракторів — це мінімальний технічно й економічно обґрунтований ряд випуску або намічених до випуску тракторів, які під час агрегування з відповідними машинами й агрегатами можуть забезпечити комплексну механізацію сільськогосподарського виробництва з найменшими затратами праці.

Типаж автомобілів — це економічно оптимізований за номенклатурою і технологічними параметрами типорозмірний ряд, у який автомобілі об'єднані спільністю призначення. Типаж складається роздільно за видами автомобілів та їх параметрами, які у вантажних автомобілів відбивають повну масу, базову модель, основні її модифікації, вантажопідйомність, колісну формулу, потужність двигуна, число циліндрів, питому потужність, осьове навантаження.

1.2. ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ

Експлуатаційні властивості тракторів та автомобілів визначають ступінь їхньої пристосованості до експлуатації. Для тракторів їх поділяють на техніко-економічні (продуктивність в агрегаті із сільськогосподарськими знаряддями, витрата палива на одиницю роботи), технічні (клас, потужність двигуна, тягові властивості, наявність робочого і допоміжного обладнання), агротехнічні (питомий тиск на ґрунт, прохідність у міжряддях, маневреність в агрегаті), ергономічні (умови праці механізатора, трудомісткість технічного обслуговування) та ін.

Вантажні сільськогосподарські автомобілі мають задовольняти специфічні експлуатаційні вимоги за вантажопідйомністю, вантажомісткістю, прохідністю, мінімально стійкою швидкістю руху під час спільної роботи зі збиральними машинами, конструкцією і герметичністю кузова.

Технологічні показники і технічні характеристики тракторів взаємозв'язані (табл. 1.3).

Таблиця 1.3. Взаємозв'язок основних технологічних показників, технічних і конструктивних параметрів трактора

Технологічний показник	Характеристика, що визначає технологічний показник	Конструктивний параметр
Продуктивність	Номінальне тягове зусилля трактора, номінальна потужність двигуна, агрегування, технологічні простори, навісоздатність, ергономіка, надійність	Основні: маса трактора і потужність двигуна, компоновальна схема, відповідність призначенню трактора двигуна, трансмісії, ходової системи, рівень автоматизації, оснащеність технологічним обладнанням
Агротехнічні властивості	Питомий тиск на ґрунт, дорожній та агротехнічний просвіт, керованість, оглядовість	
Вартість	Ціна трактора, надійність, витрата паливно-мастильних матеріалів	

З даних таблиці випливає, що деякі характеристики зв'язані не з одним, а з двома технологічними показниками. Так, керованість трактора й оглядовість з місця водія впливають на агротехнічні показники і на продуктивність. Від надійності залежать не тільки продуктивність, а й економічні показники технологічного процесу. Один і той самий конструктивний параметр впливає на кілька технологічних параметрів і характеристик трактора. Наприклад, компоновальна схема трактора впливає на всі технологічні показники і на більшість технічних характеристик трактора крім заданих і регламентованих техніч-

ними умовами (маса трактора, потужність двигуна, питомий тиск рушія на ґрунт, агротехнічний просвіт, надійність, умови праці).

Шасі, що поєднує механізми й агрегати трансмісії, рульового керування, гальмової системи й остова, впливає на всі технологічні показники трактора.

1.3. ТЯГОВІ ЯКОСТІ ТРАКТОРА Й АВТОМОБІЛЯ

Тягове зусилля колісного трактора й автомобіля забезпечується зчїпними властивостями взаємодії ведучого колеса з опорною поверхнею, при коченні якого його обертальний рух перетворюється на поступальний.

У цьому разі залежно від тягового зусилля і стану опорної поверхні можливий рух колеса з ковзанням у напрямку поступальної швидкості (v) і з ковзанням у протилежному напрямку (рис. 1.5). У першому випадку вважають, що колесо рухається з юзом, у другому — з буксуванням. Буксування оцінюють коефіцієнтом буксування δ :

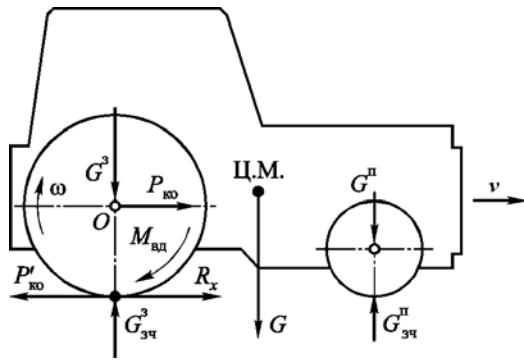


Рис. 1.5. Сили, прикладені до коліс трактора з колісною формулою 4К2

$$\delta = \left(1 - \frac{v}{v_T}\right) \cdot 100\%, \quad (1.1)$$

де v_T — теоретична швидкість руху.

При коченні колеса зі швидкістю v без ковзання відношення поступальної швидкості центра колеса O до його кутової швидкості ω називають радіусом кочення без ковзання:

$$r_k = \frac{v}{\omega}. \quad (1.2)$$

Відстань від центра O нерухомого заднього колеса, що несе нормальне навантаження G^3 , до горизонтальної опорної поверхні називають

вають *статичним радіусом* r_c колеса. Відстань від центра O до опорної поверхні колеса, що рухається, називають *динамічним радіусом* r_d колеса.

Крутний момент на ведучих колесах $M_{вд}$ визначається параметрами двигуна і трансмісії

$$M_{вд} = M_d \eta_{тр} i_{тр}, \quad (1.3)$$

де M_d — крутний момент двигуна, Н·м; $\eta_{тр}$ — коефіцієнт корисної дії (ККД) трансмісії, що визначається добутком коефіцієнтів корисної дії окремих шестерень, які знаходяться в зачепленні; $i_{тр}$ — передатне число трансмісії.

Момент $M_{вд}$ створює на колесі силу тяги $P_{ко}$:

$$P_{ко} = \frac{M_{вд}}{r_k}, \quad (1.4)$$

де r_k — радіус кочення колеса, м.

Сила тяги $P_{ко}$ безпосередньо на трактор (автомобіль) не передається, але викликає появу однакової за величиною і напрямком штовхальної сили R_x . Це пояснюють так. Момент $M_{вд}$ на колесі можна подати парою сил $P_{ко}$ і $P'_{ко}$. Умовно можна вважати, що $P_{ко}$ прикладена до центра O колеса, а $P'_{ко}$ — до обода колеса. Повна колова сила $P'_{ко}$ діє на опорну поверхню (грунт або полотно дороги), спричинює поздовжню реакцію опорної поверхні R_x , спрямовану в протилежний бік і таку, що дорівнює їй за величиною.

Під час кочення колеса частина підведеного до нього ведучого моменту витрачається на деформацію опорної поверхні, тертя в шині при її деформації та в підшипниках колеса. Ці витрати оцінюють силою опору кочення на горизонтальній ділянці шляху:

$$P_{коч} = fG, \quad (1.5)$$

де f — коефіцієнт опору кочення; G — сила ваги трактора, кг.

Сила $P_{коч}$ для передніх і задніх коліс трактора (автомобіля) визначається зчпною силою, що припадає на колесо. В універсально-просапних тракторах на задні колеса припадає близько $G_{зч}^3 = 0,67G$, а

на передні напрямні — $G_{3ч}^{\text{п}} = 0,33G$. Для тракторів загального призначення відповідно $G_{3ч}^3 = 0,35G$ і $G_{3ч}^{\text{п}} = 0,65G$.

Коефіцієнт f залежить від виду, стану і властивостей ґрунту або шляху (щільність, структура, вологість тощо), від конструкції рушіїв і їхнього технічного стану.

Для забезпечення руху трактора (автомобіля) без буксування потрібно, щоб зчпні якості колеса, зумовлені силою тяги по зчепленню $P_{\varphi} = G_{3ч}\varphi$ (φ — коефіцієнт зчеплення колеса з ґрунтом), перевищували силу тяги $P_{\text{ко}}$, тобто $P_{3ч} \geq P_{\text{ко}}$.

За нерівномірного руху трактора (автомобіля) у різних дорожніх умовах сила $P_{\text{ко}}$ знижується за рахунок додаткових втрат на підйом, інерційних втрат і т. д.

ПРИКЛАД 1.1. Розрахувати зміну ведучого моменту трактора МТЗ-80 за рівномірного руху із силою тяги на гаку $P_{\text{кр}} = 12$ кН на другій і третій передачах, якщо потужність двигуна $N_{\text{д}} = 58$ кВт, частота обертання колінчастого вала двигуна $\omega_{\text{д}} = 230$ с⁻¹, передатні числа трансмісії $i_{\text{II}} = 142,1$, $i_{\text{III}} = 83,55$, ККД трансмісії $\eta_{\text{тр}} = 0,9$.

Розв'язок. Крутний момент від двигуна на ведучих колесах $M_{\text{вд}}$ визначимо із залежності (1.3). При цьому $M_{\text{д}} = N_{\text{д}}/\omega_{\text{д}} = 252,2$ Н•м.

$$\text{За } i_{\text{II}} = 142,1 \text{ маємо } M_{\text{вд}}^{\text{II}} = 252,2 \cdot 142,1 \cdot 0,9 = 32\,250,5 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$\text{за } i_{\text{III}} = 83,55 \text{ маємо } M_{\text{вд}}^{\text{III}} = 252,2 \cdot 83,55 \cdot 0,9 = 18\,962,2 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{\text{вд}} = M_{\text{вд}}^{\text{II}} - M_{\text{вд}}^{\text{III}} = 32\,250,5 - 18\,962,2 = 13\,288,3 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Відповідь. Зі зменшенням передатного числа трансмісії трактора МТЗ-80 з $i_{\text{II}} = 142,1$ до $i_{\text{III}} = 83,55$ ведучий момент на колесах знижується на 13 288,3 Н•м.

ПРИКЛАД 1.2. Визначити зменшення дійсної швидкості гусеничного трактора в разі зростання буксування від $\delta_1 = 0,02$ до $\delta_2 = 0,12$.

Розв'язок. Зменшення швидкості гусеничного трактора за підвищення буксування рушіїв визначимо із залежності (1.1):

$$\Delta v = \frac{1 - \delta_2}{1 - \delta_1} \cdot 100 \% = \frac{1 - 0,12}{1 - 0,02} \cdot 100 \% = 89 \%$$

Відповідь. За зростання буксування від $\delta_1 = 0,02$ до $\delta_2 = 0,12$ швидкість гусеничного трактора зменшиться на 11 %.

ПРИКЛАД 1.3. Визначити моменти опору кочення веденого колеса навантаженого автомобіля ГАЗ-3307 під час руху по асфальтованому шляху і по стерні. Коефіцієнт опору кочення колеса по асфальтованому шляху $f_k = 0,02$, по стерні — $0,10$; маса навантаженого автомобіля, що припадає на ведене колесо $G_{зч}^n = 10$ кН; динамічний радіус колеса $r_d = 455$ мм.

Розв'язок. Момент опору веденого колеса автомобіля визначатимемо з урахуванням залежності (1.5) із формули $M_f = G_{зч}^n f_k r_d$.

За $f_k = 0,02$ маємо $M_f^a = 10 \cdot 0,02 \cdot 0,455 = 0,091$ кН·м;

за $f_k = 0,10$ маємо $M_f^c = 10 \cdot 0,10 \cdot 0,455 = 0,455$ кН·м.

Відповідь. У разі підвищення коефіцієнта опору кочення веденого колеса навантаженого автомобіля ГАЗ-3307 від $f_k = 0,02$ до $0,10$ момент опору кочення зростає на $M_f^c - M_f^a = 0,455 - 0,091 = 0,364$ кН·м.

Розв'язок прикладів 1.1 – 1.3 показує, що зі зміною швидкості руху, умов роботи змінюються навантажувальні і тягові показники тракторів та автомобілів.

Реалізація потужності двигуна трактора як тягової машини здійснюється в основному за рахунок підвищення сили тяги $P_{ко}$ і зниження швидкості руху v (див. рис. 1.5), для автомобіля за підвищених значень v як транспортної машини маємо знижені значення $P_{ко}$. Це положення має велике значення для механізмів конструкції трактора й автомобіля. У тракторах механізми передачі моменту від двигуна до ведучих коліс передають підвищені моменти за малої частоти обертання валів, в автомобілях механізми передачі моменту розраховані на підвищену частоту обертання і знижені моменти.

Контрольні запитання і завдання

1. Яке призначення тракторів та автомобілів? Які роботи вони можуть виконувати? 2. З яких основних частин складається трактор? 3. За якими ознаками класифікують трактори сільськогосподарського призначення? Наведіть приклади моделей тракторів кожної з груп. 4. На які види поділяють мобільні енергетичні засоби? В яких компоновальних схемах вони можуть реалізовуватись? 5. Що таке клас, модель, модифікація автомобіля чи трактора? 6. За якими показниками визначають експлуатаційні властивості тракторів та автомобілів? 7. Від яких показників залежить крутний момент на ведучих колесах, а від яких — сила тяги? 8. Проаналізуйте, як саме коефіцієнт опору коченню та сила ваги трактора впливають на силу опору кочення. За яких умов експлуатації сила опору кочення буде найбільшою і за яких найменшою? 10. Якої умови слід дотримувати для забезпечення руху трактора (автомобіля) без буксування за відомої сили тяги по зчепленню? Як в умовах експлуатації зменшити буксування трактора?



I I



ЗЧЕПЛЕННЯ

2.1. ПРИЗНАЧЕННЯ, ВИМОГИ

Зчеплення призначене для передачі крутного моменту від двигуна до трансмісії, короткочасного роз'єднання їх і наступного плавного з'єднання при рушанні трактора чи автомобіля з місця, перемиканні передач, а також для захисту деталей двигуна і трансмісії від пошкоджень і поломок від перевантажень.

До зчеплень ставлять такі вимоги:

- надійна передача крутного моменту від двигуна до трансмісії;
- плавність і повнота вмикання;
- чистота вмикання;
- мінімальний момент інерції ведених елементів;
- добре відведення теплоти від поверхні тертя;
- захист трансмісії від динамічних навантажень;
- мінімальні витрати фізичних зусиль на керування;
- добра зрівноваженість.

Крім того, до зчеплень тракторів та автомобілів, як і до інших механізмів, ставлять загальні вимоги: забезпечення мінімальних розмірів і маси, простота будови й обслуговування, технологічність, ремонтопридатність, низький рівень шуму, екологічна безпечність.

2.2. ПРИНЦИП РОБОТИ, РОБОЧИЙ ПРОЦЕС

На тракторах та автомобілях переважно використовують фрикційні зчеплення (рис. 2.1), крутний момент у яких передається за рахунок сил тертя M_T між стисненими ведучим 2 і веденим 3 дисками. Роз'єднання дисків 2 і 3, що забезпечує припинення передачі крутного моменту від ведучого вала M_d 1 до веденого M_c 4, здійснюється за допомогою натискного підшипника 5. У цьому разі під час обертання

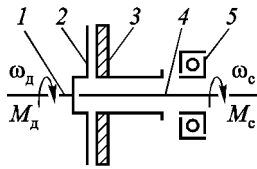


Рис. 2.1. Принципова схема механічного фрикційного зчеплення:

1, 4 — ведучий і ведений вали;
2, 3 — ведучий і ведений диски;
5 — натискний підшипник

ведучого вала 1 ω_d ведений вал 4 зупиняється ($\omega_c = 0$).

Диски 2 і 3 зчеплення можуть стискатись також за рахунок магнітного притягання (електромагнітні), динамічного замикання під дією сил інерції (гідравлічні) чи індукційної взаємодії електромагнітних полів (електричні).

Для надійної роботи зчеплення момент тертя M_T , що розвивається ним, має перевищувати максимальний крутний момент $M_{d \max}$ двигуна. Здатність

зчеплення передавати максимальний крутний момент характеризують коефіцієнтом запасу зчеплення:

$$\beta = M_T / M_{d \max} \cdot \quad (2.1)$$

Коефіцієнт запасу зчеплення β залежить від динамічних навантажень, що виникають у трансмісії, зміни коефіцієнта тертя в дисках, точності виготовлення деталей. Значення коефіцієнта β вибирають для тракторів у межах 1,5 – 3,5; для автомобілів — 1,5 – 2,5.

Правильно вибраний при проектуванні зчеплення коефіцієнт запасу зчеплення β оберігає трансмісію від ударних навантажень. Зі зменшенням β зчеплення пробуксовуватиме при незначних перевантаженнях трактора чи автомобіля, що призведе до його перегрівання, зношення ведучих і ведених дисків.

У період експлуатації трактора й автомобіля стабільність коефіцієнта β порушується при порушенні регулювання зчеплення.

Під час рушання трактора чи автомобіля з місця, а також у ході перемикання передач потужність двигуна N_e витрачається на прискорення трактора чи автомобіля і подолання зовнішніх опорів руху N_ψ , а також на тертя у зчепленні (буксування) N_δ :

$$N_e = N_\psi + N_\delta.$$

Під час рушання трактора чи автомобіля робочий процес зчеплення характеризується часом його вмикання (рис. 2.2).

Кутову швидкість ω_d колінчастого вала двигуна при вмиканні зчеплення задає водій, і в процесі вмикання вона може збільшуватися, зменшуватися або залишатися сталою. Досвідчені водії намагаються підтримувати кутову швидкість сталою.

Кутова швидкість ω_c веденого вала зчеплення зростає від нуля в момент рушання t_1 трактора до $\omega_c = \omega_d$ у момент часу t_2 . У цьому разі крутний момент двигуна M_d зрівнюється з моментом M_ψ зовнішніх опорів і відбувається повне вмикання зчеплення.

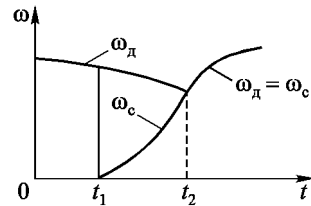


Рис. 2.2. Графік вмикання зчеплення під час рушання трактора чи автомобіля

2.3. АНАЛІЗ ТА ОЦІНКА КОНСТРУКЦІЙ

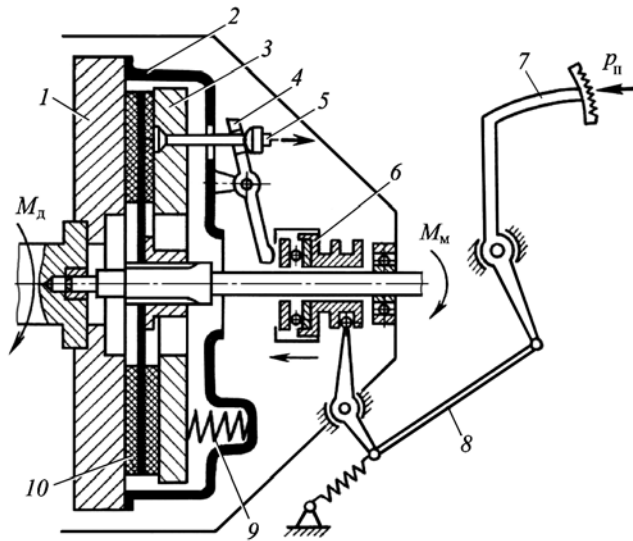
Фрикційні зчеплення класифікують за такими ознаками:

- типом натискного механізму — постійно замкнені з натискними пружинами і непостійно замкнені з важільним натискним механізмом;

- числом ведених дисків — одно-, дво- і багатодискові;
- видом тертя дисків — сухі і мокрі;
- кількістю незалежно діючих зчеплень, з'єднаних в одному механізмі — одинарні і подвійні; одинарне зчеплення вимикає трансмісію; подвійне, наприклад тракторне, є сполученням двох незалежно діючих зчеплень, одне з яких відключає трансмісію від двигуна, а друге призначене для керування валом відбирання потужності (ВВП) трактора.

Зчеплення складається з ведучих деталей, з'єднаних з колінчастим валом двигуна, ведених деталей, сполучених з валом трансмісії, механізму стискання поверхонь тертя і системи керування для його вмикання і вимикання.

В однодисковому однопотоковому постійно замкненому зчепленні (рис. 2.3) ведучими частинами є маховик 1, кожух 2 і натискний диск 3, веденими — ведений диск 10 і



первинний вал коробки передач. Натискний механізм складається із системи попередньо стиснених пружин 9. До складу механізму керування зчепленням входять відтиска муфта 6 з підшипником, важелі вимикання 4 і відтискні болти 5.

Рис. 2.3. Однодискове однопотокове постійно замкнене зчеплення:

1 — маховик; 2 — кожух; 3, 10 — натискний і ведений диски; 4 — відтискний важіль; 5 — відтискний болт; 6 — відтиска муфта; 7 — педаль; 8 — тяга; 9 — пружина

Зчеплення для забезпечення рівномірного переміщення натискного диска відносно торцевої

поверхні маховика під час вимикання мають переважно три відтискні важелі.

Коли педаль 7 не натиснена ($P_{п} = 0$), натискний 3 і ведений 10 диски під впливом комплексу пружин 9 знаходяться у стисненому стані. У цьому разі натискний диск 3 притискає ведений диск 10 до маховика 1, унаслідок чого забезпечується передача крутного моменту від двигуна $M_{д}$ до трансмісії $M_{м}$. Для вимикання зчеплення потрібно натиснути на педаль із зусиллям $P_{п}$. У цьому разі відтиска муфта 6 з

підшипником переміститься в напрямку до маховика і через відтискні важелі 4, болти 5 відтягне натискний диск 3 від веденого. Передача крутного моменту двигуна M_d до трансмісії припиниться ($M_m = 0$).

Нормальний стан постійно замкненого зчеплення — увімкнений (замкнений).

Непостійно замкнене дводискове зчеплення (рис. 2.4) складається з ведучої частини (проміжний диск 10, зв'язаний з маховиком через шліци чи ведучі пальці), веденої частини (передній ведений диск 2, натискний диск 3 і вал 7 зчеплення), натискного механізму важільно-кулачкового типу (кулачки 15, хрестовина 14, серезки 13) і механізму вимикання (відвід 12 з приводом гальмівничка 11). За допомогою важеля 6 це зчеплення можна встановити в одне з двох положень: постійно увімкнене чи постійно вимкнене.

У разі переміщення відводу 12 вліво зусилля від нього через серезки 13 передається на кулачки 15. Натиска частина кулачків 15 упи-

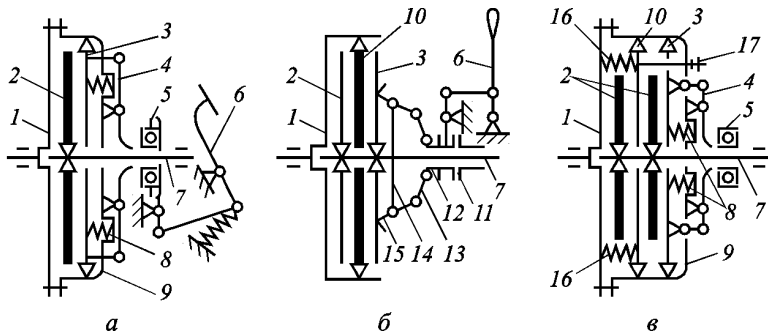
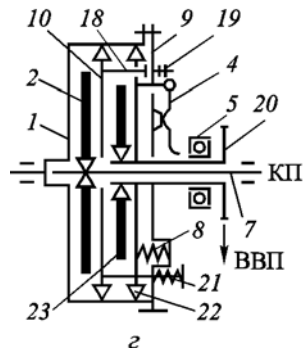


Рис. 2.4. Схема фрикційних зчеплень:

a, в, г — постійно замкнені відповідно однодискове, дводискове і подвійне (двопотокове); *б* — непостійно замкнене дводискове; 1 — маховик; 2 — ведений диск; 3 — натискний диск; 4 — відтискний важіль; 5 — муфта вимикання; 6 — педаль (важіль) керування зчепленням; 7 — вал зчеплення; 8 — натискні пружини; 9 — кожух зчеплення; 10 — проміжний диск; 11 — гальмівничок; 12 — відвід; 13 — серезки; 14 — хрестовина; 15 — натискні кулачки; 16 — відтискні пружини проміжного диска; 17 — болт регулювання переміщення проміжного диска; 18 — упорний штифт; 19 — болт регулювання переміщення ведучого диска головного зчеплення; 20 — шестерня приводу вала відбирання потужності; 21 — відтяжні пружини ведучого диска головного зчеплення; 22 — ведучий натискний диск додаткового зчеплення; 23 — ведений диск додаткового зчеплення



рається в диск 3 і переміщує його уздовж шліців вала 7 в напрямку ведучого проміжного диска 10. Останній затискається між переднім веденим диском 2 і натискним диском 3. Крутний момент двигуна передається від маховика на ведучий проміжний диск 10, а від нього на ведені передній 2 та натискний 3 і далі на вал 7 зчеплення.

Переміщенням відводу 12 вправо зусилля натискання кулачків 15 на диск 3 ослаблюється, а потім і зовсім зникає. Сила тертя між робочими поверхнями дисків 2, 3 і 10 зменшується до мінімуму і передача крутного моменту від ведучого диска 10 до ведених дисків 2 і 3 припиняється. Подальшим переміщенням відводу 12 вправо вмикається гальмівничок 11 і ведена частина зчеплення швидко зупиняється.

Постійно замкнене дводискове зчеплення (див. рис. 2.4, в) відрізняється від аналогічного однодискового зчеплення здатністю передавати підвищений крутний момент. Досягається це за рахунок збільшення числа поверхонь тертя з двох до чотирьох.

Диски 2, 10 і 3 цього зчеплення стискаються натискними пружинами 8. При цьому натискний диск притискається до заднього веденого і переміщує його разом із проміжним, який у свою чергу притискає передній ведений диск до маховика двигуна. Зчеплення вимикається. Крутний момент передається від маховика 1 через кожух 9 зчеплення, ведучі диски (натискний 3 та проміжний 10), ведені диски 2 і вал 7.

Для вимкнення зчеплення натискають педаль зчеплення. При цьому муфта вмикання 5 переміщується вліво, важелі 4 відводять натискний диск 3 вліво, долаючи опір пружин 8. Щоб проміжний диск 10, переміщуючись вправо, не притискав правий ведений диск 2 до ведучого натискного 3, хід диска 10 обмежений упорним болтом 17. Цим забезпечується чисте вимкнення дводискового зчеплення.

Багатодискові зчеплення застосовують тоді, коли за обмежених розмірів зчеплення потрібна передача підвищеного крутного моменту (наприклад, фрикційні механізми керування гусеничними тракторами) чи коли зчеплення знаходиться в картері з оливою, що розприскується (наприклад, гідروідтискні муфти в коробці передач).

Зчеплення, в яких диски працюють в умовах сухого тертя, називають *сухими*. Вони здатні передавати підвищений крутний момент за обмежених розмірів дисків (за рахунок підвищеного коефіцієнта тертя між дисками). Однак робочі диски цих зчеплень унаслідок сухого тертя зношуються досить інтенсивно.

Зчеплення, диски яких працюють в умовах потрапляння оливи на тертьові поверхні, називають *мокрими*. Такі зчеплення мають порівняно невелике зношення дисків, але крутний момент передають обмежений (за рахунок зниженого коефіцієнта тертя).

Постійно замкнені подвійні (двопотокові) однодискові зчеплення (див. рис. 2.4, з) встановлюють в основному на тракторах. Складаються вони з двох незалежно працюючих зчеплень, одне з яких є головним, а друге слугує для керування ВВП. Керувати такими зчепленнями можна роздільними педалями (трактор Т-40М) або за допомогою однієї педалі (ЮМЗ-6КЛ, Т-16МГ).

Вимикають двопотокове зчеплення однією педаллю так. За першої половини робочого ходу педалі муфта вимикання 5 тисне на відтискні важелі 4 і відводить ведучий натискний диск 10 головного зчеплення вправо. Ведений диск 2 головного зчеплення звільняється, а зчеплення ВВП залишається увімкненим, тому що його ведений диск 23 залишається затисненим між ведучими дисками 10 і 22 зусиллям пружин 21.

Для вимикання зчеплення ВВП потрібен повний робочий хід педалі. При цьому лівий натискний диск 10 відходить вправо до упору своїми штифтами 18 у регулювальні болти 19 і зупиняється. Водночас натискний диск 22 продовжує переміщуватись вправо, долаючи опір натискних пружин 8. Ведений диск 23 зчеплення ВВП при цьому звільняється, зникає тертя між стичними поверхнями і передача крутного моменту на ВВП припиняється.

На сільськогосподарських тракторах, автомобілях типу ЗІЛ-431410 і ГАЗ-3307 встановлюють в основному однодискові зчеплення (рис. 2.5).

При натисканні на педаль зчеплення валик 23 повертається і важелем 21 переміщує тягу 22 вимкнення зчеплення. Переміщення тяги 22 спричинює поворот важеля 24 і валика 10 з вилкою 9, що через відтискний підшипник діє на важелі 11 зчеплення і вимикає його.

Для зменшення (гасіння) крутильних коливань, що виникають у трансмісії через нерівномірність обертання колінчастого вала двигуна і різких змін частоти обертання валів трансмісії, у зчепленні застосовано пружинний гасильник крутильних коливань (рис. 2.6).

У зчеплення з гасильником крутильних коливань ведений диск 3 з маточиною з'єднаний не жорстко, а за допомогою кількох пружин 8.

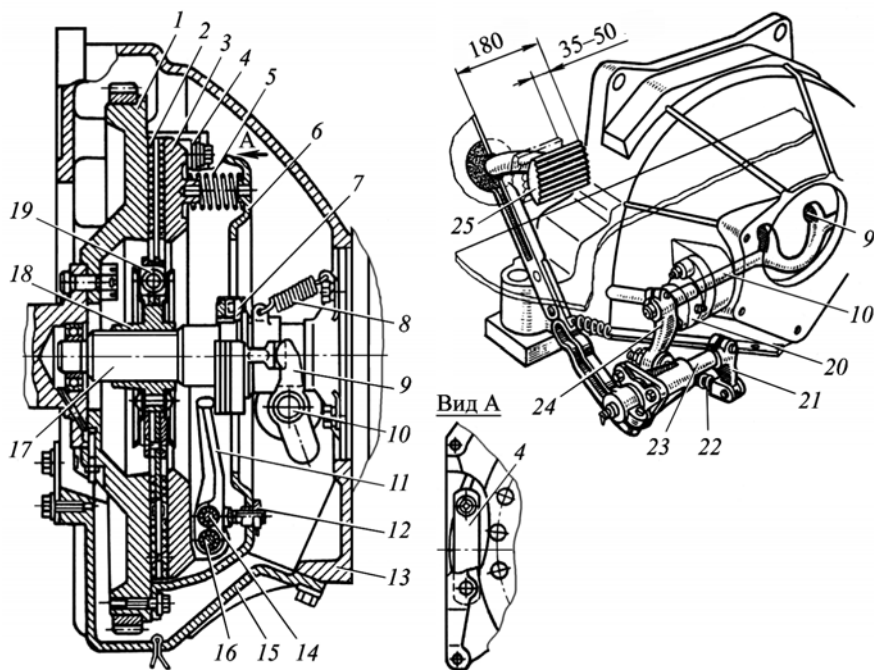


Рис. 2.5. Зчеплення автомобіля ЗІЛ-431410 та його привід:

1 — маховик; 2, 3 — ведений і ведучий диски; 4 — пружинні пластини; 5 — натискні пружини; 6 — кожух; 7 — муфта вимикання; 8 — відтяжна пружина; 9 — вилка; 10, 23 — валики; 11, 21, 24 — важелі; 12 — регулювальна гайка; 13 — картер; 14, 16 — голчасті підшипники; 15 — нижня частина картера; 17 — первинний вал коробки передач; 18 — маточина; 19 — гасильник крутильних коливань; 20 — кронштейн; 22 — регулювальна тяга; 25 — педаль

Ці пружини встановлені в прорізах фланця 6 маточини, веденого диска 3 і диска 9 гасителя. Диски 3 і 9 з'єднані штифтами 5. Між фланцем 6 маточини і дисками 3 і 9 розміщені фрикційні кільця 4 з пароніту. Коли крутний момент через гасильник не передається, прорізи фланця 6 маточини і дисків 3 і 9 збігаються (див. рис. 2.6, з). В разі виникнення крутильних коливань диски 3 і 9 зміщуються відносно маточини (див. рис. 2.6, д), труться об фрикційні кільця 4 і коливання гасяться внаслідок тертя. Потрібну величину тертя встановлюють під час складання гасильника за допомогою регулювальної шайби 7 визначеної товщини. У момент вмикання зчеплення диск 3, не зв'язаний жорстко з маточиною, повертається відносно неї на деякий кут, унаслідок чого збільшується плавність вмикання.

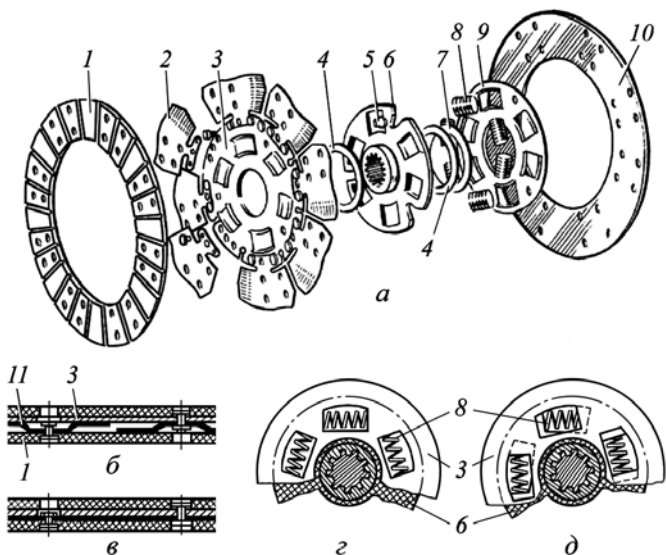


Рис. 2.6. Будова веденого диска зчеплення і гасильник крутильних коливань:

1, 10 — фрикційні накладки; 2 — пружний сектор; 3 — ведений диск; 4 — фрикційні кільця; 5 — штифти; 6 — фланець; 7 — регулювальна шайба; 8 — пружини; 9 — диск гасильника; 11 — хвиляста пружина

Для збільшення плавності вмикання зчеплення між накладкою 1 і веденим диском 3 розміщено хвилясту пружину 11 (див. рис. 2.6, б, в) або диск, зібраний з окремих хвилястих пружних секторів 2 (див. рис. 2.6, а). Після вмикання зчеплення пружина 11 поступово випрямляється і сила тертя плавно збільшується.

Односторонні зчеплення з мембранною пружиною застосовують на легкових автомобілях типу «Москвич», ВАЗ, вантажних автомобілях малої вантажопідйомності, а також на перспективних сільськогосподарських тракторах (рис. 2.7).

Особливістю такого зчеплення є те, що в ньому функції натискних пружин і важелів, що відводять натискний диск 3, виконує мембранна пружина 8. У вільному стані вона має форму тарілкового диска у вигляді зрізаного конуса. Від отвору біля вершини конуса йдуть радіальні прорізи, що утворюють пелюстки, які слугують відтискними важелями зчеплення.

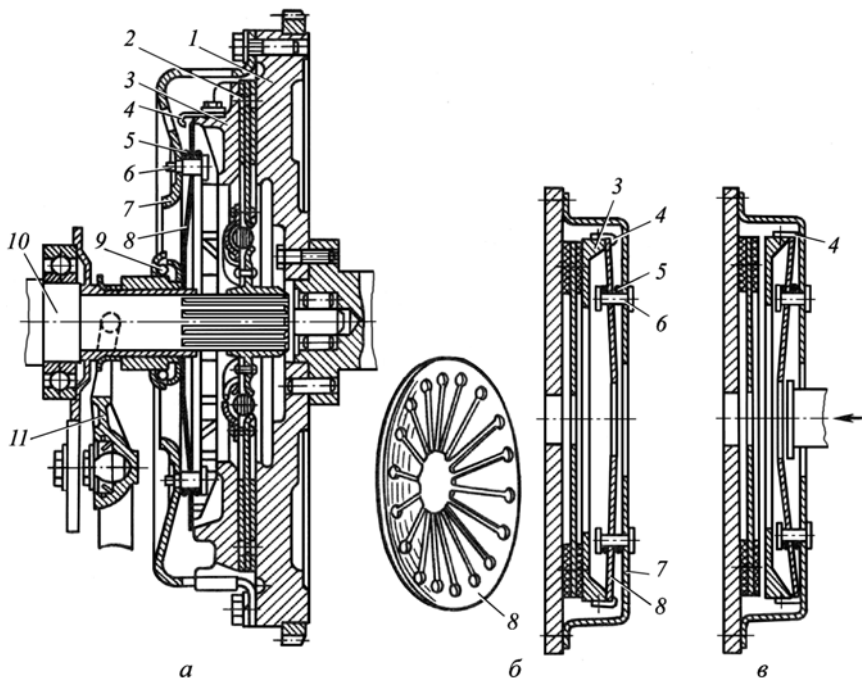


Рис. 2.7. Однодискове зчеплення з мембранною пружиною:

a — поздовжній розріз; *б* — зчеплення увімкнене; *в* — зчеплення вимкнене; 1 — маховик; 2, 3 — ведений і натискний диски; 4 — фіксатори; 5 — кільце; 6 — заклепки; 7 — кожух; 8 — мембранна пружина; 9 — відтискний підшипник; 10 — ведучий вал коробки передач; 11 — вилка

Коли зчеплення увімкнене (див. рис. 2.7, *б*), мембранна пружина 8 внаслідок своєї форми й установа між опорними кільцями 5 переміщує натискний диск 3 до маховика 1, надійно затискає ведений диск 2, що знаходиться між ними, у результаті чого крутний момент двигуна передається на ведучий вал 10 (див. рис. 2.7, *а*) коробки передач.

У разі натискання на педаль зчеплення вилка 11 вимикання зчеплення переміщує укріпленій на відтискній муфті підшипник 9, що через спеціальне фрикційне кільце переміщує центральну частину мембранної пружини в напрямку маховика (див. рис. 2.7, *в*). При цьому її зовнішня частина віддаляється від нього і за допомогою фіксатора 4 переміщує за собою натискний диск 3, звільняючи ведений диск 2 (див. рис. 2.7, *а*). Передача крутного моменту на ведучий вал коробки передач припиняється.

Підвищення крутного моменту, що передається зчепленням на тракторах підвищеної потужності та автомобілях великої вантажопідйомності, досягається в основному збільшенням числа ведучих і ведених дисків.

Дводискові зчеплення встановлюють на тракторах МТЗ-100, типу Т-150К, автомобілях КамАЗ, КраЗ різних модифікацій.

Типовим за конструкцією дводисковим зчепленням є зчеплення автомобілів типу КамАЗ (рис. 2.8).

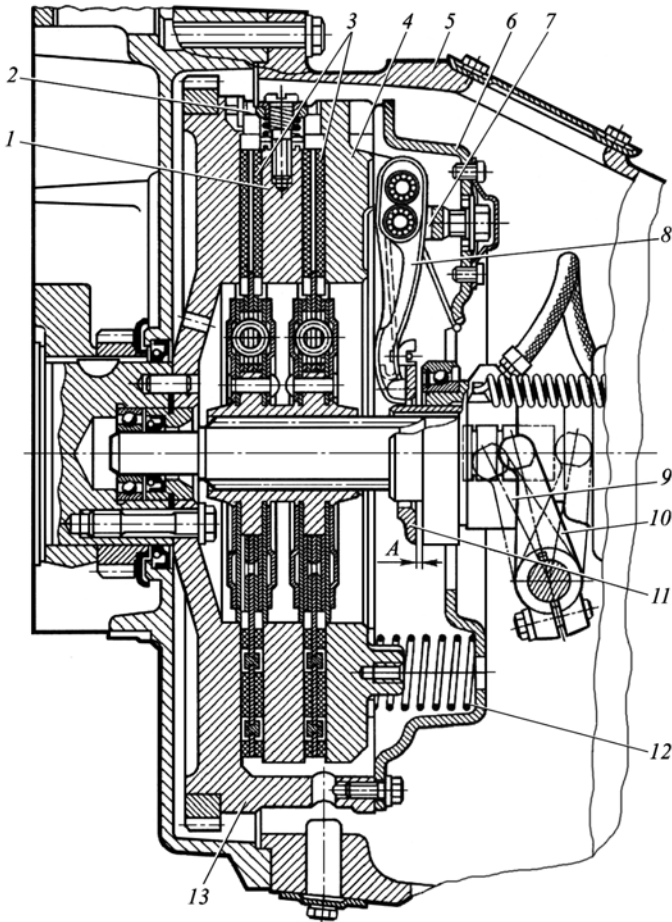


Рис. 2.8. Зчеплення автомобілів типу КамАЗ:

1, 3, 4 — відповідно ведучий, ведений, натискний диски; 2 — механізм автоматичного встановлення середнього ведучого диска; 5 — картер; 6 — кожух; 7 — опорні вилки; 8 — відтискний важіль; 9 — муфта вимикання з підшипником; 10 — вилка вимкнення; 11 — упорне кільце; 12 — натискні пружини; 13 — маховик

За увімкненого зчеплення крутний момент від маховика 13 двигуна передається через шипи на середній ведучий 1 і натискний 4 диски, потім за рахунок сил тертя на фрикційні накладки ведених дисків 3 і через гасильники крутильних коливань на їхні маточини, встановлені на ведучому валу коробки передач. Під час вмикання зчеплення упорне кільце 11 важелів вимкнення відходить від підшипника муфти вимикання 9. При цьому утворюється зазор A , що дорівнює $3,6 \pm 0,4$ мм, який забезпечує повноту увімкнення зчеплення.

Зменшення зазору A порівняно з установленим технічними умовами призводить до проковзування дисків і як наслідок — до підвищеного зношення фрикційних накладок ведених дисків, зменшення передаваного крутного моменту, перегрівання зчеплення тощо. У разі збільшення зазору A понад допустимі межі зчеплення вимикається не цілком, що також призводить до швидкого зношення фрикційних накладок веденого диска й утруднення перемикання передач, особливо під час рушання автомобіля з місця.

При вимиканні зчеплення муфта вимикання 9 з підшипником через упорне кільце 11 тисне на внутрішні кінці важелів 8, що повертаються на голчастих підшипниках опорних вилок 7. Зовнішні кінці важелів при цьому відтягають натискний диск 4 від заднього веденого диска 3. Середній ведучий диск 1 за допомогою автоматичного механізму 2, змонтованого на диску, самовстановлюється в середнє положення між торцями натискного диска 4 і маховика 13, звільняючи передній ведений диск 3. У такий спосіб між ведучими 1 і веденими 3 дисками утворюються зазори, що забезпечують вимкнення зчеплення.

Керують зчепленням за допомогою механічного, гідравлічного, пневматичного або комбінованого приводів. Для вимикання постійно замкненого зчеплення, найбільш поширеного на тракторах та автомобілях, до педалі керування прикладають певне зусилля. Вмикається зчеплення зусиллям натискних пружин за відсутності натискання на педаль керування. Для зменшення зусиль, що прикладаються до педалі зчеплення, в механізмі керування деяких тракторів і автомобілів установлюють пружинні, гідравлічні чи пневматичні підсилювачі.

На тракторах типу МТЗ-80 зусилля, що прикладається до педалі керування зчепленням, підсилюють за допомогою пружини 3 (рис. 2.9).

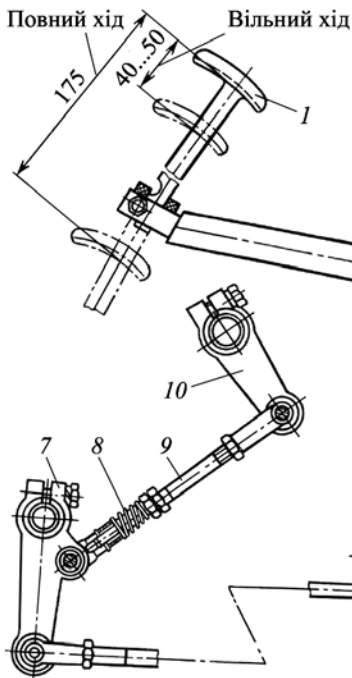


Рис. 2.9. Механізм керування зчепленням тракторів типу МТЗ-80:

1 — педаль; 2 — важіль; 3 — пружина сервопідсилювача; 4 — упорний болт; 5 — кронштейн; 6 — проміжна тяга; 7 — важіль вилки; 8 — відповідна пружина, тяга та важіль вмикання гальмівничка

При натисканні на педаль 1, коли вибирають вільний хід і зусилля для її переміщення невелике, пружина 3 стискується. Коли вільний хід вибраний і зусилля на ній зростає, пружина 3 займає таке положення, що її вісь проходить нижче від осі педалі і вона починає розтискатися, допомагаючи переміщувати педаль.

На легкових автомобілях, вантажних малої і середньої вантажопідйомності та автобусах отримав поширення *гідралічний привід зчеплення* (рис. 2.10), оскільки він забезпечує більш плавне наростання моменту тертя між фрикційними поверхнями деталей зчеплення в момент початку руху автомобіля, а також під час перемикання передач.

У цьому приводі при натисканні на педаль 5 зчеплення штовхач 4 переміщує поршень головного циліндра, у результаті чого тиск рідини усередині циліндра підвищується і передається трубопроводом 9 у робочий циліндр 8. Поршень 7 робочого циліндра переміщує штовхач 6, а разом з ним і вилку 11, що повертається на кульовій опорі 12 і переміщує муфту з відтискним підшипником. Після відпускання педалі вона займає вихідне положення під дією своєї відтяжної пружини

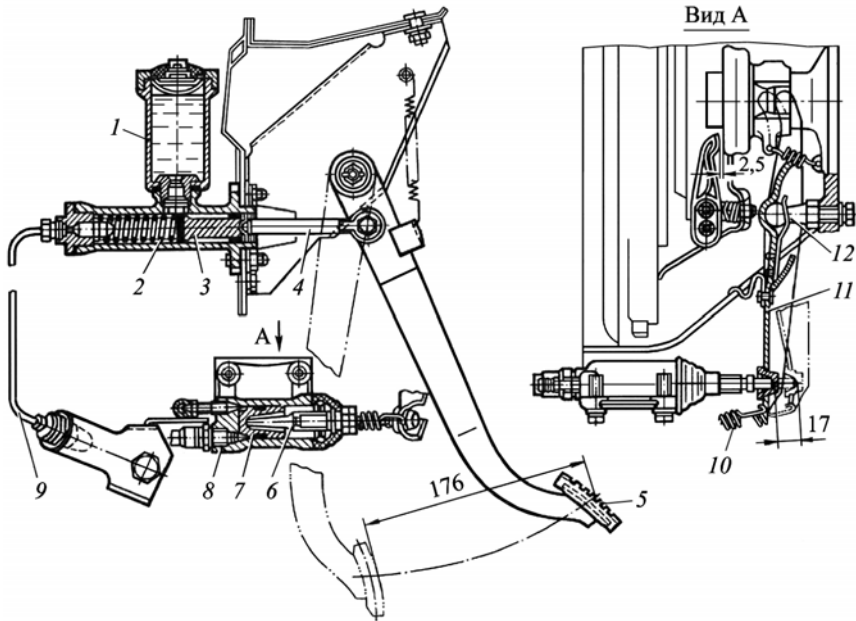


Рис. 2.10. Гідравлічний привід зчеплення автомобіля ГАЗ-3102:

1 — резервуар; 2, 10 — пружини; 3, 7 — поршні; 4, 6 — штовхачі; 5 — педаль; 8 — робочий циліндр; 9 — трубопровід; 11 — вилка; 12 — кульова опора

ни. Водночас під дією пружин 2 і 10 усі частини приводу повертаються у вихідне положення і зчеплення вмикається. Для нормальної роботи зчеплення потрібно, щоб зазор між головкою поршня 3 і стрижнем штовхача 4 був у межах 0,3 – 0,9 мм. Повітря, яке потрапило в систему, видаляється (прокачуванням) крізь перепускний клапан, установлений на корпусі робочого циліндра 8.

У пневматичному приводі зчеплення (рис. 2.11) під час натискання на педаль зчеплення плунжер 15 переміщується в осьовому напрямку вліво (див. рис. 2.11, б). При цьому вибирається зазор 1,8 мм. Клапан 13 відкривається і стиснене повітря каналами А, Б і щілиною, утвореною між торцем клапана і корпусом, із пневматичної системи трактора надходить у пневмокамеру.

Шток пневмокамери переміщується і повертає через важіль 9 валик 10 вимкнення. Вилка пересуває муфту вимкнення. Після повер-

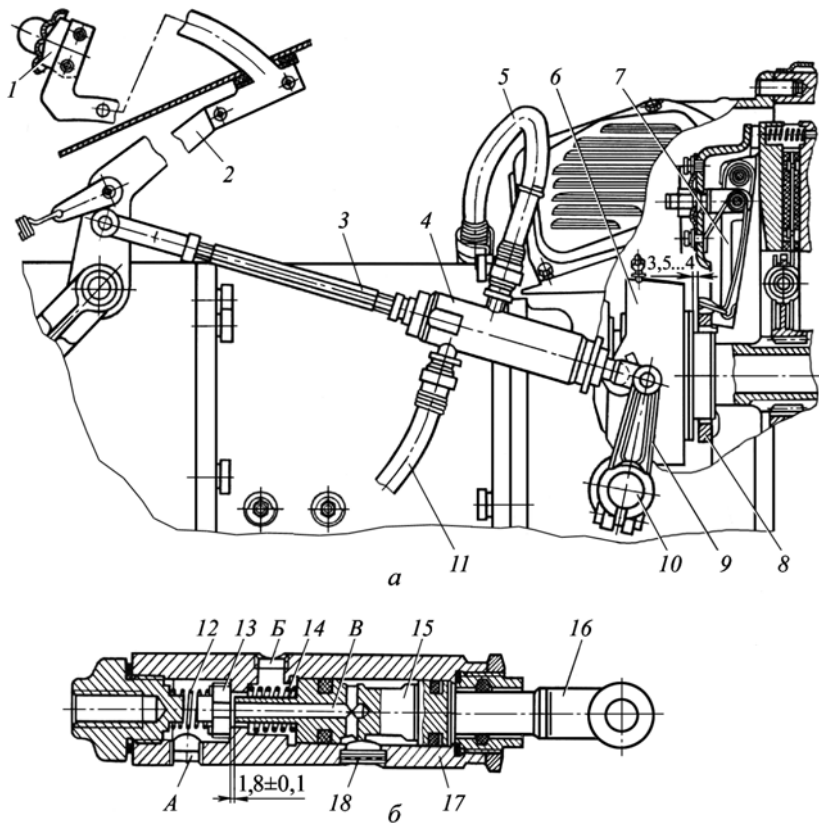


Рис. 2.11. Пневматичний привід вимкнення зчеплення (а) із пристроєм слідкування (б) тракторів типу Т-150К, ХТЗ-160, ХТЗ-170:

1 — педаль; 2, 7, 9 — важелі; 3 — тяга важеля; 4 — пристрій слідкування; 5 — відвідний шланг; 6 — муфта вимкнення; 8 — кільце відтискових важелів; 10 — валик вилки вимкнення; 11 — підвідний шланг; 12, 14 — пружини; 13 — клапан; 15 — плунжер; 16 — шток; 17 — корпус; 18 — сітчастий фільтр; А, Б, В — канали

нення педалі у вихідне положення плунжер відходить від клапана, і під дією пружини 12 опускається в сідло, роз'єднуючи пневмокамеру і пневмосистему трактора. При цьому повітря з пневмокамери крізь канали Б, В і сітчастий фільтр 18 пристрою слідкування, виходить в атмосферу, а зчеплення вмикається. Плунжер 15 зусиллям пружини 14 повертається у вихідне положення.

Одночасно з вимкненням зчеплення зусилля передається на колодку гальмівничка, що й зупиняє ведений вал зчеплення.

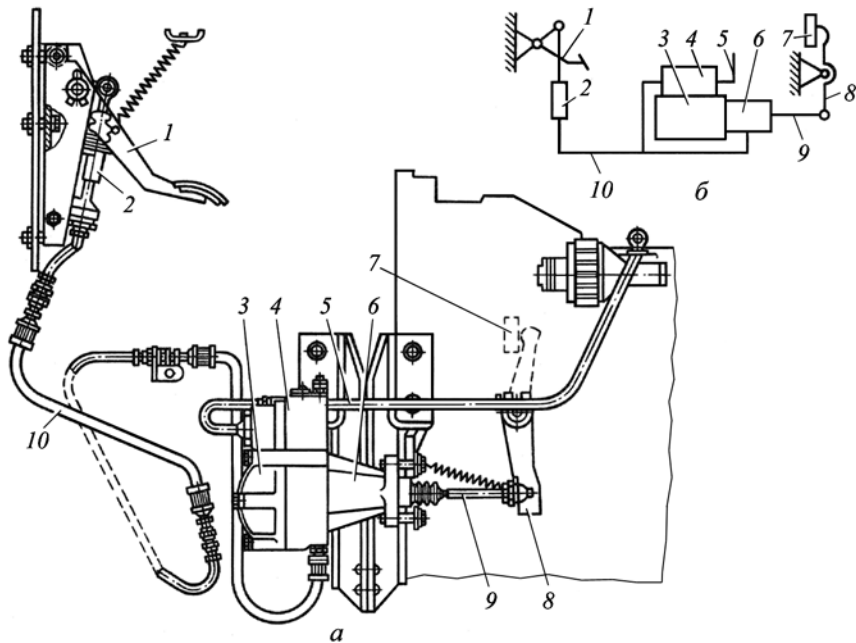


Рис. 2.12. Пневмогідравлічний привід (а) та принципова схема приводу вимкнення (б) зчеплення автомобілів типу КамАЗ:

1 — педаль; 2 — циліндр; 3 — пневмопідсилювач; 4 — пристрій слідкування; 5 — повітропровід; 6 — робочий циліндр; 7 — муфта вимкнення; 8 — важіль; 9 — шток; 10 — трубопровід

На автомобілях типу КамАЗ застосований *пневмогідравлічний привід зчеплення* (рис. 2.12), що поєднує переваги гідравлічного і пневматичного приводів.

У разі натискання на педаль 1 (див. рис. 2.12, а) при вимиканні зчеплення зусилля через важіль і шток передається до головного циліндра 2, звідки рідина під тиском трубопроводом 10 надходить у корпус пристрою слідкування 4. При цьому забезпечується пропускання стисненого повітря, яке надходить повітропроводом 5 у циліндр пневмопідсилювача 3. Водночас від головного циліндра 2 рідина під тиском надходить у робочий циліндр 6 підсилювача. Пристрій слідкування 4, циліндр пневмопідсилювача 3 і робочий циліндр 6 виконані в одному агрегаті — пневмогідравлічному підсилювачі.

Сумарне зусилля, зумовлене тиском повітря в циліндрі пневмопідсилювача і тиском рідини в робочому циліндрі, передається на шток 9

і через важіль 8, вал і вилку вимкнення зчеплення. Воно забезпечує переміщення муфти вимкнення 7 з підшипником, потрібне для вимкнення зчеплення. Принципову схему вмикання підсилювача в гідропривід наведено на рис. 2.12, б.

Пневмогідрравлічний підсилювач (рис. 2.13) приводу зчеплення слугує для зменшення зусилля на педалі зчеплення.

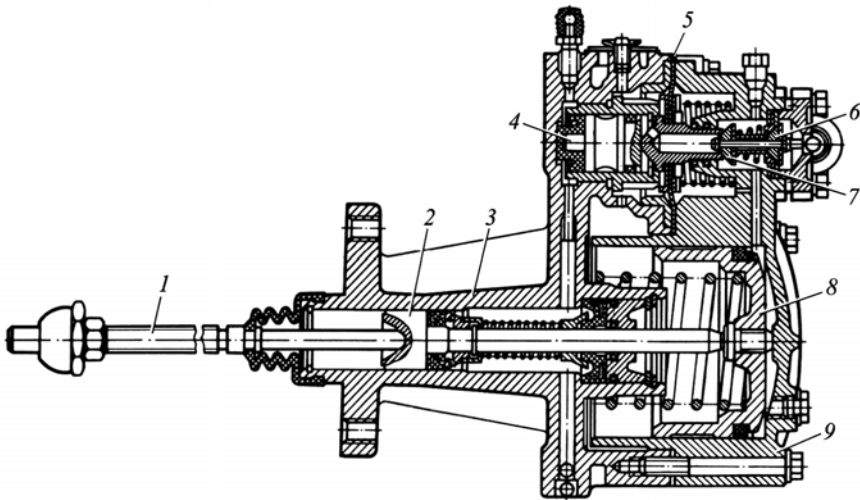


Рис. 2.13. Пневмогідрравлічний підсилювач приводу зчеплення автомобілів типу КамАЗ:

1 — штовхач; 2, 4, 8 — поршні; 3, 9 — задня і передня частини корпусу;
5 — діафрагма; 6, 7 — впускний і випускний клапани

Коли педаль зчеплення відпущена, пневматичний поршень 8 і поршень 2 вимкнення зчеплення знаходяться в крайньому правому положенні під дією поворотальної пружини пневматичного поршня. Тиск у порожнині перед поршнем і за поршнем відповідає атмосферному. Положення поршня 2 вимкнення зчеплення визначається упором його штовхача в днище пневматичного поршня. У пристрої слідкування при цьому випускний клапан 7 відкритий, а впускний 6 закритий.

Після натискання на педаль зчеплення робоча рідина надходить під тиском до отвору А і створює тиск у порожнині циліндра вимкнення зчеплення та біля торця поршня слідкування 4. Під тиском рідини цей поршень тисне на клапанний пристрій так, що випускний

клапан 7 закривається, а впускний 6 відкривається і пропускає стиснене повітря, яке надходить трубопроводами до отвору *Б* в корпусі пневмогідравлічного підсилювача. Під тиском стисненого повітря пневматичний поршень 8 переміщується і діє на шток поршня. У результаті на штовхач 1 поршня вимкнення зчеплення діє сумарне зусилля, що забезпечує повне вимкнення зчеплення при натисканні на педаль.

Після відпускання педалі тиск перед поршнем слідкування 4 падає, у результаті чого в пристрої слідкування закривається впускний 6 і відкривається випускний 7 клапани. Стиснене повітря з порожнини за пневматичним поршнем поступово виходить в атмосферу, тиск поршня на шток зменшується і зчеплення плавно вмикається.

За відсутності стисненого повітря в пневмосистемі зберігається можливість керування зчепленням, оскільки вмикати зчеплення можна за рахунок тиску тільки в гідравлічній частині підсилювача. При цьому зусилля на педаль зчеплення збільшується.

Аналіз конструкцій фрикційних зчеплень. Однодискові зчеплення з циліндричними пружинами прості у виготовленні й обслуговуванні, надійні, мають «чисте» вимикання, забезпечують добре відведення теплоти від пар тертя. Вони мають невелику масу та високу зносостійкість. Однак з підвищенням моменту, що передається зчепленням, потрібне збільшення моменту тертя у зчепленні шляхом збільшення діаметра фрикційних кілець або числа пар тертя. Збільшення діаметра кілець обмежене габаритними розмірами маховика двигуна і зусиллям вимикання зчеплення. Збільшення діаметра диска приводить також до зростання його лінійної швидкості, що може спричинити руйнування дисків під дією відцентрової сили.

У зчепленні з *периферійним розміщення пружин* (див. рис. 2.5), які встановлюють на тракторах ХТЗ-2511, ЮМЗ-6М та ін., автомобілях ЗІЛ-130, ГАЗ-66 та ін. у разі використання швидкохідних двигунів можливий вигин пружин під дією відцентрових сил. Це призводить до зниження натискного зусилля, пробуксовування поверхонь тертя у зчепленні, підвищення температури і зростання зношення поверхонь тертя. Крім того, у таких зчепленнях неможливо регулювати натискне зусилля, що зменшується в міру зношення фрикційних кілець.

Переваги *зчеплень із діафрагмовою пружиною* (див. рис. 2.7), які встановлюють на перспективних тракторах та автомобілях, порівняно

зі зчепленням із периферійним розміщенням пружин є те, що діафрагмова пружина забезпечує рівномірніший тиск на натискний диск. Тиск діафрагмової пружини у разі зношення фрикційних накладок веденого диска практично не змінюється. Крім того, для утримання зчеплення у вимкненому стані потрібна трохи менша сила, ніж у зчепленнях із гвинтовими пружинами.

Недоліком діафрагмового зчеплення є підвищена трудомісткість виготовлення пружин із заданою характеристикою на великі осьові зусилля за малих габаритних розмірів зчеплення.

Дводискові зчеплення (див. рис. 2.8), які установлюють на тракторах типу МТЗ-100, Т-150К, автомобілях типу КамАЗ, КрАЗ та ін. мають невеликі габаритні розміри. Однак порівняно з однодисковими зчепленнями конструктивно вони складніші, мають підвищену масу і потребують більшого зусилля для їх вимикання.

2.4. НАВАНТАЖЕННЯ У ЗЧЕПЛЕННІ. ВИДИ РУЙНУВАНЬ ОСНОВНИХ ДЕТАЛЕЙ

Фрикційні зчеплення працюють в умовах великих перевантажень крутним моментом високих частот обертання і постійного пробуксування дисків. Унаслідок цього фрикційні накладки піддаються значному нагріванню і зношенню. Систематично зношуються також відтискні важелі 4 і відтискна муфта 5 (див. рис. 2.4, *а, в, г*), натискні кулачки 15 і відвід 12 (див. рис. 2.4, *б*). Натискні пружини 8, що нагріваються в процесі роботи (див. рис. 2.4, *а, в, г*), постійно втрачають свою пружність. Усе це призводить до порушення нормальної роботи зчеплення, яку можна оцінити за передавальним моментом тертя

$$M_T = P_{\text{пр}} \mu R_c i, \quad (2.2)$$

де $P_{\text{пр}}$ — зусилля натискних пружин; μ — коефіцієнт тертя; $R_c \approx 0,5(R + r)$ — середній радіус диска тертя за зовнішнього R і внутрішнього r радіусів; i — число пар тертя.

Основні несправності зчеплення є наслідком зменшення зусилля натискних пружин $P_{\text{пр}}$ і коефіцієнта тертя μ , що істотно впливає на момент тертя M_T й оцінюється за залежністю (2.2). У цьому рівнянні параметри R_c та i визначаються конструкцією зчеплення, їх приймають стабільними.

У разі розрегулювання механізму керування зчепленням, наприклад за підвищеного вільного ходу педалі, короблення дисків, заклинювання веденого диска зчеплення тощо підвищується температура зчеплення. В однодисккових зчепленнях найбільше теплонавантажений натискний диск, у багатодисккових — сталеві проміжні диски.

Приріст температури деталі зчеплення, наприклад диска, за одне вмикання визначають із залежності

$$\Delta t = \frac{\gamma A}{c_T m_d}, \quad (2.3)$$

де γ — частка загальної кількості теплоти, що виділяється зчепленням і витрачається на нагрівання даної деталі; A — робота буксування; c_T — питома масова теплоємність матеріалу деталі; m_d — маса деталі, що нагрівається.

Частка теплоти, що йде на нагрівання деталі,

$$\gamma = \frac{Z_d}{Z_z}, \quad (2.4)$$

де Z_d — число поверхонь тертя даної деталі; Z_z — число пар поверхонь тертя зчеплення.

Роботу буксування зчеплення визначають для найважчого випадку експлуатації, наприклад трактора на оранці, під час рушання з місця за увімкненої вищої передачі:

$$A = \frac{\omega_n^2}{2(1 - 1/\beta)(1/I_d + 1/I_a)}, \quad (2.5)$$

де ω_n — номінальна кутова швидкість вала двигуна; I_d — сумарний момент інерції маховика та інших обертових частин двигуна, приведений до вала зчеплення; I_a — момент інерції тракторного агрегата (для трактора з причепом), приведений до того самого вала.

Температура деталі за одне вмикання зчеплення не повинна підвищуватися більш ніж на 10 – 15 град. Абсолютна температура в разі повторних вмикань на поверхнях дисків не повинна перевищувати 200 – 350 °С.

Надмірне нагрівання деталей під час буксування зчеплення призводить до виходу його з ладу. Насамперед у зчепленні зношуються фрикційні диски, відтискні важелі, маточини веденого диска. Натискні пружини зчеплень в основному за тривалої експлуатації тракторів та автомобілів утрачають пружність.

2.5. ОСНОВНІ НЕСПРАВНОСТІ І ТЕХНІЧНЕ ОБСЛУГОВУВАННЯ

Тривала експлуатація тракторів та автомобілів, несвоєчасне технічне обслуговування їх призводять до несправностей зчеплення (табл. 2.1).

Для усунення несправностей зчеплення за потреби їх регулюють під час технічного обслуговування.

У постійно замкнених зчепленнях у процесі експлуатації регулюють вільний хід педалі, хід проміжного диска, положення відтискних важелів і момент вмикання гальмівничка.

Вільний хід педалі (зазвичай 35 – 45 мм) регулюють з метою забезпечення максимальної сили стиску дисків під дією натискних пружин. Правильне регулювання вільного ходу має забезпечувати зазор між робочим торцем муфти вмикання 5 (див. рис. 2.4, а) і внутрішніми кінцями відтискних важелів 4 від 2 до 4 мм. За відсутності такого зазору муфта вмикання 5 упирається у важелі 4, що утримують натискний диск 3 і тим самим обмежують його тиск на ведений диск 2, що призводить до буксування зчеплення.

Зазор між внутрішніми кінцями відтискних важелів 4 і торцем муфти вмикання 5 регулюють зміною довжини тяги педалі зчеплення або положенням відтискних важелів 4.

Хід проміжного диска (див. рис. 2.4, в) у дводисковому зчепленні регулюють з метою «чистого» вмикання зчеплення. Якщо вільний хід проміжного диска недостатній, то передній ведений диск під час вмикання зчеплення цілком не звільняється, й отже, продовжує обертатися. За надлишкового вільного ходу проміжний диск торкається заднього веденого диска і веде його. Регулюють вільний хід проміжного диска за допомогою упорного болта 17.

Таблиця 2.1. Основні несправності зчеплення та способи їх усунення

Ознака несправності	Причина несправності	Спосіб усунення
<i>Зчеплення «буксує» (неповне вмикання)</i>		
Автомобіль чи трактор повільно набирає швидкість або повільно втрачає швидкість на підйомі за сталої частоти обертання колінчастого вала двигуна	Відсутній вільний хід педалі зчеплення	Відрегулювати вільний хід педалі зчеплення
У кабіні відчувається специфічний запах перегрітих накладок	Потрапляння мастила на поверхні тертя Зношення фрикційних накладок Поламка або втрата пружності натискних пружин	Зняти зчеплення, промити поверхні тертя Замінити фрикційні накладки Замінити натискні пружини
<i>Зчеплення «веде» (неповне вимкнення)</i>		
Вмикання передач супроводжується скреготом	Великий зазор між упорним кільцем чи відтискними важелями і відтискним підшипником (великий вільний хід педалі зчеплення)	Відрегулювати зазор
Різно зростає зусилля на важелі під час перемикавання передач	Короблення ведених дисків або руйнування і відривання накладок	Замінити ведені диски
<i>Збільшене зусилля на педалі зчеплення</i>		
Під час натискання на педаль опір значно зростає	Не працює підсилювач приводу зчеплення	Замінити клапани, манжети підсилювача
<i>Зчеплення вмикається різко</i>		
Автомобіль чи трактор рушає з місця ривком	Розбухання ущільнювальних манжет гідроприводу зчеплення	Замінити ущільнювальні манжети
<i>Шум у механізмі зчеплення</i>		
Підвищений шум у механізмі зчеплення під час його вимкнення	Руйнування підшипника вимкнення зчеплення Підвищене биття упорного кільця відтискних важелів	Замінити підшипник Відрегулювати механізм вимкнення
<i>Запізнення вмикання зчеплення</i>		
Автомобіль чи трактор рушає із запізненням після відпускання педалі	Заклинювання поршня слідкування в підсилювачі керування зчепленням	Замінити манжети поршня

Для швидкої зупинки веденої частини зчеплення і ведучого вала коробки передач з метою чіткого і безшумного перемикавання передач на тракторах регулюють момент вмикання гальмівничка. Гальмівни-

чок веденої частини має вмикатися в момент повного вимкнення зчеплення. Регулюється гальмівничок зміною довжини тяги його керування.

У непостійно замкнених зчепленнях регулюють зусилля стиску дисків важільно-кулачковим натискним механізмом. За нормального стискання дисків зчеплення не пробуксовує і не «веде», а зусилля на важелі 6 керування (див. рис. 2.4, б) становить 100 – 150 Н. Силу стискання дисків зчеплення регулюють зміною положення кулачків 15 щодо натискного диска 3 переміщенням хрестовини 14 по різі маточини переднього веденого диска 2.

2.6. ТЕНДЕНЦІЇ ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ЗЧЕПЛЕНЬ

Необхідність удосконалення існуючих і створення нових конструкцій фрикційних зчеплень тракторів та автомобілів спричинена ростом потужностей що передаються через них, підвищенням інтенсивності процесу тертя, тепловиділення і зношення під час вмикання, збільшенням терміну служби і підвищенням надійності зчеплень, а також потребою поліпшення умов праці обслуговуючого персоналу.

Тенденції розвитку зчеплень тракторів та автомобілів спрямовані на вдосконалення конструкцій зчеплень із фрикційними накладками і на розробку нових конструкцій зчеплень зниженого теплоавантаження.

Основні шляхи вдосконалення фрикційних зчеплень:

- для поліпшення стабільності крутного моменту, що передається зчепленням, у процесі його буксування за рахунок підвищення термоміносостійкості пар тертя (застосування нових фрикційних матеріалів); збільшення припустимих величин зношення фрикційних накладок (приклеювання і приформування фрикційних накладок до металевого веденого диска замість приклеювання); застосування натискних пружин зі стабільними характеристиками чи автоматичним регулюванням зусиль натискних пружин у міру зношення фрикційних накладок; зменшення усадки натискних пружин у процесі експлуатації (теплоізолювання пружини від натискного й опорного дисків);

- для зниження теплового режиму поверхонь тертя за рахунок природної вентиляції картера зчеплення чи примусового обдування поверхонь тертя; зменшення коефіцієнта взаємного перекривання (за-

стосування вільно встановлених сегментних фрикційних елементів замість кільцевих фрикційних накладок);

- для підвищення роботоздатності зчеплень застосування пружин розтягу для створення осьового зусилля замість попередньо стиснених натискних пружин; застосування пружних ведених дисків, оснащених гасильниками крутильних коливань, забезпечення співвісності ведучих і ведених елементів зчеплення; застосування спеціальних відтискних підшипників, використання пневматичного і гідравлічного приводів керування з автоматичним регулюванням робочого зазору; застосування фрикційних зчеплень, що працюють в оливі, термін служби яких порівняно із сухими на тягових і транспортних машинах збільшується майже в 20 разів.

Перспективні конструкції зчеплень. *Електромагнітні зчеплення* (рис. 2.14) за конструкцією поділяють на дві групи: фрикційні і порошкові. *Фрикційне зчеплення з електромагнітним керуванням* (див. рис. 2.14, *а*) відрізняється від звичайного фрикційного тим, що в ньому натискним механізмом слугує електромагнітний диск 7, з'єднаний із натискним диском 3.

У разі подавання струму на електромагніт натискний диск 3 переміщується в напрямку до маховика і притискає до нього ведений диск 2. Зчеплення вмикається. Крутний момент, що передається зчепленням,

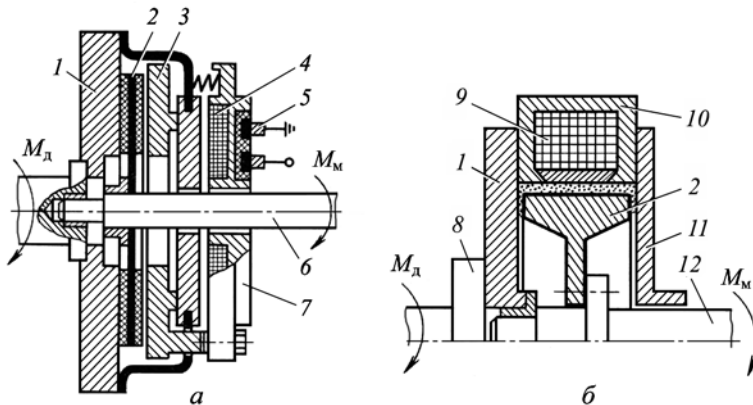


Рис. 2.14. Електромагнітні зчеплення:

а — фрикційне з електромагнітним керуванням; *б* — порошкове; 1 — маховик; 2 — ведений диск; 3 — натискний диск; 4 — обмотка; 5 — клеми; 6 — вал зчеплення; 7 — диск; 8 — колінчастий вал; 9 — електромагніт; 10 — корпус електромагніта; 11 — кришка; 12 — ведений вал

залежить від сили струму в котушці електромагніта. Зміною сили струму можна регулювати цей момент. Для вимкнення зчеплення досить знеструмити електромагніт.

Порошкове електромагнітне зчеплення (див. рис. 2.14, б) має герметичну порожнину з дрібним феромагнітним порошком, що заповнює зазор між ведучим і веденим елементами. Після вмикання електромагніта часточки порошку намагнічуються і зчеплення вмикається. У цьому разі крутний момент передається через маховик 1, корпус 10 електромагніта і кришку 11 на ведений диск 2 і ведений вал 12. Цей момент залежить від ступеня намагнічування порошку, тобто від магнітної індукції в робочому зазорі, що, у свою чергу, визначається силою струму в котушці електромагніта.

Перевага електромагнітних зчеплень у тому, що вони легко піддаються автоматизації процесу керування і не потребують застосування додаткових зусиль чи сервомеханізмів. Їхні недоліки: велика вартість через застосування електротехнічних матеріалів; недостатній термін служби порошку.

Принцип дії *гідравлічного зчеплення (гідромуфти)* ґрунтується на взаємодії лопатевих гідромашин (насосне, турбінне колеса) з робочою рідиною (рис. 2.15).

Якщо в посудину 1 з перегородками (насосне колесо 1, див. рис. 2.15, а) налити рідину, то під час його обертання рідина викидатиметься вгору і вбік (див. рис. 2.15, б). У разі розміщення над насосним колесом кришки 2 (турбінне колесо) з перегородками, його обертання забезпечуватиме рідина, що примусово викидається з насосного коле-

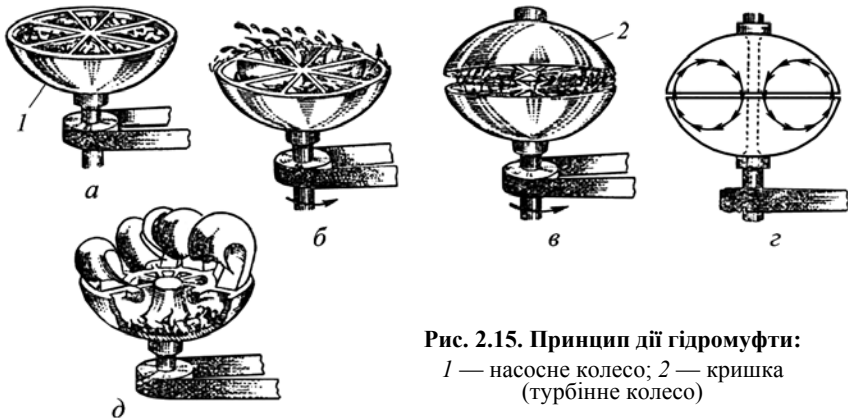


Рис. 2.15. Принцип дії гідромуфти:
 1 — насосне колесо; 2 — кришка
 (турбінне колесо)

са (див. рис. 2.15, в). За відповідного вибору профілю перегородок (лопатеї) насосного і турбінного коліс рідина плавним струменем переміщуватиметься між насосним і турбінним колесами (див. рис. 2.15, з, д).

У разі приводу насосного колеса від двигуна момент від насосного колеса M_d до турбінного M_T передається за рахунок динамічного напору рідини. Чим швидше обертається насосне колесо, тим більший крутний момент передає гідромуфта.

У гідромуфті лопатеве насосне колесо 2 і турбінне 3 розміщені у спільному герметично закритому корпусі 4 (рис. 2.16).

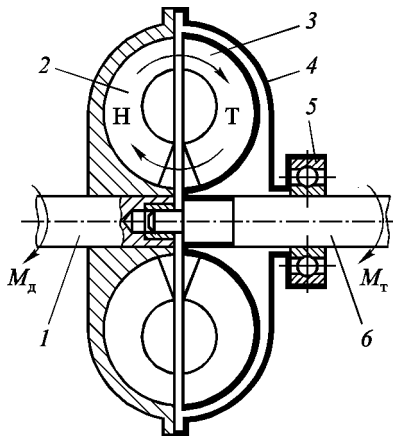


Рис. 2.16. Схема гідромуфти:

1 — ведучий вал; 2 — насосне колесо (Н); 3 — турбінне колесо (Т); 4 — корпус; 5 — підшипник; 6 — ведений вал

У гідромуфті робоча рідина циркулює по замкненому колу: насос — турбіна — насос. Зв'язок двигуна з трансмісією здійснюється через рідину, що приводить через проковзування до деякої втрати енергії. Частота обертання турбіни n_2 менша за частоту обертання насосного колеса n_1 . Проковзування (різниця в частоті обертання) становить 1,5–3 %.

$$\text{ККД гідромуфти } \eta = \frac{M_T n_2}{M_d n_1} \approx$$

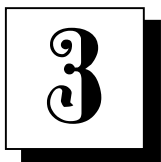
$\approx 0,97 \dots 0,98$. Порівняно з фрикційними зчепленнями гідромуфти мають такі переваги: значне зниження динамічних навантажень у трансмісії і двигуні за різких змін режимів роботи; допустимість тривалої роботи з великим пробуксовуванням вхідного і вихідного валів; відсутність потреби регулювання в процесі експлуатації, оскільки деталі гідромуфти практично не зношуються; спрощене керування та забезпечення плавного рухання трактора чи автомобіля з місця.

Однак гідромуфта має і недоліки: за працюючого двигуна вона цілком не вимикається («веде»), що ускладнює вмикання передач; під час руху постійно перебуває в увімкненому стані, що виключає можливість перемикання передач; ККД нижчий, ніж у фрикційних зчеплень; складніша конструкція і вища вартість.

Застосування гідромумфт виправдане на спеціальних тракторах та автомобілях, що працюють за змінних режимів і різкого коливання робочого опору.

Контрольні запитання і завдання

1. Для чого призначене зчеплення? Які вимоги ставлять до нього? 2. Як передається крутний момент через фрикційне зчеплення? Як зчеплення вимикається? 3. Що характеризує коефіцієнт запасу зчеплення? В яких межах він коливається для трактора та для автомобіля? 4. За якими ознаками класифікують фрикційні зчеплення? 5. Які особливості дводискового та двопотокового зчеплень? У чому їх відмінність? 6. Назвіть окремо деталі, що належать до ведучих частин зчеплення ЗІЛ-4313, до ведених і до механізму вмикання. 7. Як у зчепленні гасяться крутильні коливання? 8. Які приводи керування зчепленням застосовують на тракторах та автомобілях? 9. Яку будову має гідравлічний привід керування зчепленням? Як він працює? 10. Як передається зусилля від педалі до механізму вимкнення зчеплення у тракторі ХТЗ-170? 11. Від яких показників залежить момент тертя зчеплення? 12. Проаналізуйте, які несправності можуть виникнути у зчепленні, як їх передбачити та усунути під час проведення технічного обслуговування.



КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ, ХОДОЗМЕНШУВАЧІ, РОЗДАВАЛЬНІ КОРОБКИ

3.1. ПРИЗНАЧЕННЯ, ВИМОГИ, КЛАСИФІКАЦІЯ

Коробка передач призначена для зміни в широкому діапазоні крутного моменту за величиною і напрямком, який передається від двигуна на ведучі колеса, що дає змогу трактору чи автомобілю розвивати силу тяги і швидкість, які відповідають різним умовам роботи. Крім того, коробка передач забезпечує тривале роз'єднання працюючого двигуна і ведучих коліс.

Ходозменшувач за рахунок додаткового збільшення передатного числа трансмісії забезпечує сповільнення швидкості руху до 0,6 – 1,4 км/год, що потрібно для роботи трактора зі спеціальними сільськогосподарськими машинами — розсадосадильними, бурякозбиральними та ін.

Роздавальна коробка розподіляє крутний момент між ведучими мостами і додатковим обладнанням, наприклад валом відбирання потужності, та вмикає їх.

До коробок передач, роздавальних коробок і ходозменшувачів ставлять такі вимоги:

- забезпечення найліпших тягово-швидкісних і паливно-економічних властивостей тракторів та автомобілів;
- безшумність під час роботи і перемикання передач;
- легкість керування, забезпечення надійного вмикання і вимикання передач;
- високий ККД на всіх режимах роботи;
- простота обслуговування і ремонту.

Коробки передач і роздавальні коробки, які застосовують на тракторах та автомобілях, класифікують за такими ознаками:

- характером зміни передатного числа — ступінчасті, безступінчасті, комбіновані;

- способом перетворення крутного моменту — механічні, гідравлічні, комбіновані;
- способом керування — з ручним керуванням, напівавтоматичні, автоматичні.

3.2. ПРИНЦИП РОБОТИ, РОБОЧИЙ ПРОЦЕС

Проста ступінчаста коробка передач (рис. 3.1) має три вали: ведучий (первинний) *A*, зв'язаний через зчеплення з колінчастим валом двигуна; ведений (вторинний) *B*, з'єднаний через карданну передачу та інші механізми з ведучими колесами трактора чи автомобіля; проміжний *B*. З ведучим валом як одне ціле виготовлене ведуче зубчасте колесо (вал-шестерня) *1*, що знаходиться в постійному зачепленні з веденим зубчастим колесом (шестернею) *8*, жорстко з'єднаним із проміжним валом. У разі вмикання зчеплення обертаються ведучий і проміжний вали.

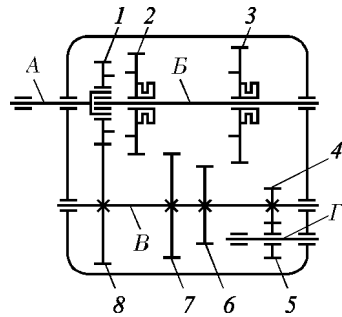


Рис. 3.1. Схема триступінчастої коробки передач:

A — ведучий вал; *B* — ведений вал;
B — проміжний вал; *Г* — вісь зубчастого колеса передачі заднього ходу;
1 – *8* — зубчасті колеса

Відношення числа зубів веденого зубчастого колеса до числа зубів ведучого колеса, обернене частотам їх обертання, називають *передатним числом*. Наприклад, передатне число передачі, що складається із зубчастих коліс *8* і *1*,

$$i_{п} = z_8 / z_1,$$

де z_8 — число зубів веденого зубчастого колеса *8*; z_1 — число зубів ведучого зубчастого колеса *1*.

Коли яке-небудь зубчасте колесо веденого вала входить у зачеплення з одним із зубчастих коліс проміжного вала, крутний момент від двигуна через ведучий, проміжний і ведений вали коробки передається до ведучих коліс трактора чи автомобіля. Для вмикання першої передачі колесо *3* пересувають уперед, вводять його в зачеплення

із шестернею 6 першої передачі проміжного вала. Загальне передатне число першої передачі визначають як добуток передатних чисел окремих пар зубчастих коліс, тобто

$$i_1 = \frac{z_8}{z_1} \frac{z_3}{z_6},$$

де z_3 і z_6 — числа зубів зубчастих коліс відповідно 3 і 6 .

У разі вмикання першої передачі крутний момент M_k на веденому валу коробки передач збільшується порівняно з крутним моментом двигуна M_d в i_1 разів, тобто

$$M_k = M_d i_1 = M_d \frac{z_8}{z_1} \frac{z_3}{z_6},$$

і має максимальну величину, оскільки шестерня 6 є найменшою із зубчастих коліс проміжного вала, а колесо 3 — найбільшим із зубчастих коліс веденого вала.

Першою передачею користуються, коли трактор і автомобіль рухаються в найскладніших дорожніх умовах, на крутих підйомах, а також під час рушання з місця на поганій дорозі і з вантажем. Для легкових автомобілів передатне число першої передачі $i_1 = 3...4$, для автобусів і вантажних автомобілів $i_1 = 3...7$.

Друга передача забезпечується вмиканням зубчастих коліс 2 і 7 . Тоді

$$i_2 = \frac{z_8}{z_1} \frac{z_2}{z_7},$$

де z_2 і z_7 — числа зубів зубчастих коліс відповідно 2 і 7 .

Друга передача є проміжною. В наведеній схемі триступінчастої коробки вона єдина. У чотири- і п'ятиступінчастій коробках передач може бути дві або навіть три проміжні передачі.

При вмиканні прямої (у цьому разі третьої) передачі ведучий і ведений вали з'єднуються безпосередньо через зубчасті колеса 1 і 2 ($i_3 = 1$). Пряма передача є основною для автомобіля і використовується під час руху по добрій дорозі.

Перемикають передачі за вимкненого зчеплення введенням рухливих зубчастих коліс (кареток) веденого вала у зачеплення з нерухо-

ними зубчастими колесами проміжного вала. Це зачеплення супроводжується ударами торців зубів та їхнім підвищеним зношенням. Тому на тракторах і автомобілях часто застосовують коробки передач із постійним зачепленням зубчастих коліс, що різняться високою довговічністю.

Із зубчастим колесом 4 проміжного вала в постійному зачепленні знаходиться проміжне зубчасте колесо 5 передачі заднього ходу, що на рис. 3.1 умовно зображено в площині креслення. Для вмикання передачі заднього ходу зубчасте колесо 3 пересувають назад і вводять його в зачеплення з проміжним зубчастим колесом 5 передачі заднього ходу, що вільно обертається на власній осі.

Вмикання передачі і передачу крутного моменту на різних передачах у чотириступінчастих коробках передач розглянутого типу можна простежити за схемами, наведеними на рис. 3.2.

Роздавальна коробка розподіляє крутний момент, отриманий від коробки передач, між ведучими мостами трактора чи автомобіля і додатковим обладнанням.

Класифікують роздавальні коробки за характером розподілу силового потоку, числом ступенів передатного числа і числом ведених валів, періодичністю вмикання приводу переднього моста, розміщенням ведених валів (зі співвісними і неспіввісними веденими валами).

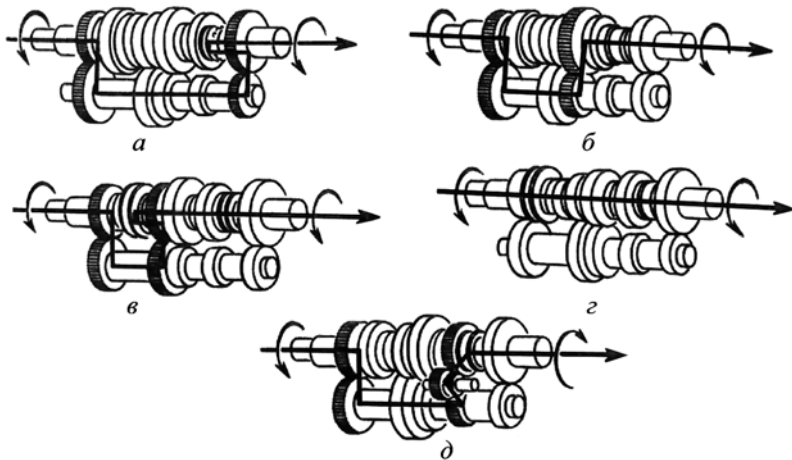


Рис. 3.2. Схема вмикання передач і напрямків крутного моменту на першій (а), другій (б), третій (в), четвертій (прямій) передачі (г) і передачі заднього ходу (д) у чотириступінчастих коробках передач

За характером розподілу силового потоку роздавальні коробки бувають із диференціальним і блокувальним приводами ведених валів, за числом ступенів — одно- і двоступінчастими. Потреба у застосуванні двох ступенів виникає тоді, коли діапазон передатних чисел основної коробки передач недостатній. Ведених валів у роздавальній коробці, як правило, два.

За періодичністю вмикання приводу ведучого моста трактора чи автомобіля розрізняють роздавальні коробки з постійно увімкненим

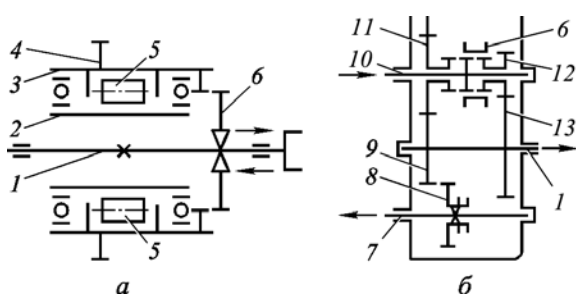


Рис. 3.3. Кінематичні схеми роздавальних коробок із блокуванням приводом трактора МТЗ-82 (а) та ХТЗ-170 (б):

1 — вал; 2, 3 — відповідно внутрішня і зовнішня обойми муфти вільного ходу; 4 — шестерня приводу роздавальної коробки; 5 — ролики; 6 — зубчаста муфта; 7, 8 — вал і шестерня приводу переднього моста; 9, 13 — шестерні; 10 — ведучий вал; 11, 12 — ведучі шестерні

ведучим мостом і з ведучим мостом, що періодично вимикається, наприклад у тракторах із переднім ведучим мостом.

На тракторах та автомобілях переважно поширені роздавальні коробки з блокувальним приводом, що забезпечує автоматичне або примусове його вмикання (рис. 3.3).

Роздавальна коробка з автоматичним вмиканням передньо-

го ведучого моста, яку монтують на тракторах різних модифікацій ЮМЗ і МТЗ (див. рис. 3.3, а), є одноступінчастим редуктором із муфтою вільного ходу. Обертання від ведучого вала коробки передач передається на привідну шестерню 4 роздавальної коробки і далі через заклинювальні ролики, 5 муфти вільного ходу або через зубчасту муфту б на вал 1.

Одноступінчастий редуктор складається з проміжної шестерні, що отримує обертання від вторинного вала коробки передач, і постійно з'єднаної з нею шестерні 4 роздавальної коробки.

Муфта вільного ходу складається з внутрішньої 2 і зовнішньої 3 обойми із заклинювальними роликами 5. Вмикається муфта вільного ходу автоматично під час буксування задніх ведучих коліс, коли обертання вала 1 сповільнюється і зовнішня обойма 3 обганяє внутрішню обойму 2.

Під час роботи трактора в особливо складних дорожніх умовах може бути увімкнений постійний привід передніх ведучих коліс. У цьому разі вал 1 і шестерню 4 з'єднують жорстко за допомогою зубчастої муфти 6, муфта вільного ходу при цьому блокується.

Роздавальні коробки з примусовим вмиканням, які застосовують на тракторах типу ХТЗ-170, автомобілях ГАЗ-66 і ЗІЛ-131 (див. рис. 3.3, б) — це двоступінчасті редуктори, що забезпечують привід заднього і переднього ведучих мостів, а в трактора — також привід вала відбирання потужності.

Крутний момент, перетворений у коробці передач, надходить через вал 10 у роздавальну коробку. На валу 10 вільно посаджені ведучі шестерні I і II ступенів редуктора, що за допомогою зубчастої муфти 6 можуть по черзі жорстко з'єднуватися з ведучим валом 10. Шестерні 11 і 12 знаходяться в постійному зачепленні відповідно із шестернями 9 і 13, що обертаються заодно з валом 1 приводу заднього ведучого моста.

Передній ведучий міст приводиться через вал 7, що за допомогою пересувної шестерні 8 може під'єднуватися до вала 1 через шестерню 9.

Коли увімкнено I ступінь редуктора роздавальної коробки (робочий ряд передач), обертання передається: на задній міст — через вал 10, зубчасту муфту 6, шестерні 12 і 13, вал 1; на передній міст — через вал 10, зубчасту муфту 6, шестерні 12 і 13, вал 1, шестерні 9 і 8 і вал 7.

Під час роботи редуктора на II ступені (транспортний ряд передач) крутний момент до ведучих мостів підводиться так: до заднього — через вал 10, зубчасту муфту 6, шестерні 11 і 9, вал 1; до переднього — через вал 10, зубчасту муфту 6, шестерні 11, 9 і 8 і вал 7.

Застосування блокувального приводу ведених валів роздавальної коробки дає змогу використовувати повну за умовами зчеплення ведучих коліс з опорною поверхнею тягову силу, але при цьому через трансмісію внаслідок кінематичної невідповідності передатних чисел приводу переднього і заднього ведучих мостів, неоднакового тиску у ведучих колесах або їх неоднакового зношення може виникати циркуляція потужності, тобто лінійна швидкість на протекторах передніх і задніх коліс буде різною. Тому роздавальні коробки з блокованим приводом ведених валів обов'язково повинні мати пристрій для вмикання переднього моста, щоб виключити циркуляцію потужності і відповідно зношення шин під час руху автомобіля або трактора по дорогах із твердим покриттям.

У разі використання роздавальних коробок із диференціальним приводом, застосовуваних на автомобілях ВАЗ-2121, КамАЗ-4310, Урал-4320 і КАЗ-4510, передній міст постійно увімкнений, оскільки можливість циркуляції потужності тут виключена (рис. 3.4).

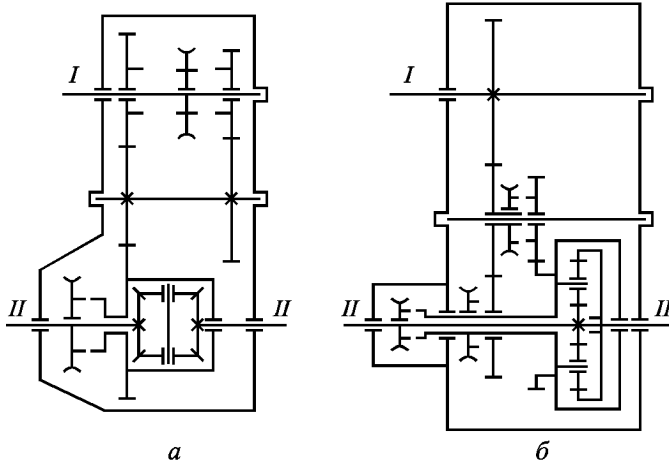


Рис. 3.4. Компонувальні схеми роздавальних коробок із диференціальним приводом:

a — симетричний диференціал; *б* — несиметричний диференціал

Симетричний диференціал застосовують у роздавальній коробці (див. рис. 3.4, *a*) тоді, коли в повнопривідному двовісному автомобілі, наприклад КАЗ-4540, зчіпна маса ділиться між мостами приблизно порівну. У цій конструкції роздавальна коробка із симетричним диференціалом, що має примусове блокування, об'єднана з постійно увімкненим одноступінчастим демультіплікатором із передатним числом 1,4.

За такою самою схемою сконструйовано роздавальну коробку автомобіля ВАЗ-2121 «Нива» (див. рис. 3.4, *б*). Тут роздавальна коробка об'єднана з двоступінчастим демультіплікатором, що забезпечує дві знижені передачі з передатними числами 1,2 і 2,135.

На тракторах передатне число ступінчастої механічної трансмісії може бути змінено не тільки в коробці передач, а й у збільшувачі крутного моменту.

Збільшувач крутного моменту (ЗКМ) установлюють між зчепленням і коробкою передач, він є двоступінчастим редуктором плане-

тарного типу (рис. 3.5), складається з постійно замкненого зчеплення *A*, муфти вільного ходу *B* та власне планетарного редуктора *B*. Водило 3 редуктора зв'язане з кожухом 2 зчеплення, на шийках водила встановлено сателіти 4. Велика шестерня z_2 сателіта знаходиться в зачепленні з ведучою сонячною шестернею z_1 , а мала z_3 — з веденою сонячною шестернею z_4 .

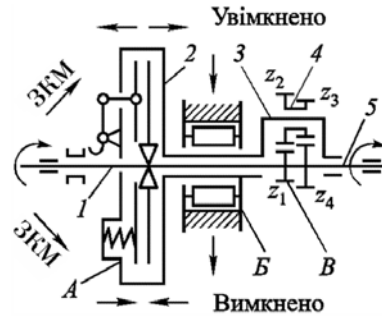


Рис. 3.5. Кінематична схема збільшувача крутного моменту:

A — зчеплення увімкнення ЗКМ; *B* — муфта вільного ходу; *B* — планетарний редуктор; 1 — ведучий вал; 2 — кожух зчеплення; 3 — водило; 4 — блок сателітів; 5 — ведений вал

Планетарний редуктор ЗКМ може працювати в двох режимах: прямої передачі обертання з ведучого вала на ведений (крутний момент не змінюється) і знижувальної передачі (частота обертання веденого вала знижується, а крутний момент відповідно збільшується).

При роботі трактора без перевантаження ЗКМ вимкнений, тобто зчеплення *A* постійно увімкнене. В цьому разі ведучий вал 1 через зчеплення *A* жорстко зв'язаний з водилом 3, а нерухомі щодо водила сателіти 4 також жорстко з'єднують ведучу z_1 і ведену z_4 сонячні шестерні. Ведучий 1 і ведений 5 вали обертаються як одне ціле, і крутний момент в ЗКМ не змінюється ($i_{\text{ЗКМ}} = 1$).

За перевантаження трактора і недоцільності переходу на знижену передачу (короткочасність перевантаження, небажаність втрати інерції руху тощо) ЗКМ вмикають вимиканням його зчеплення. Водило 3 при цьому від'єднується від ведучого вала 1. Під дією зусиль від ведучої сонячної шестерні z_1 і зв'язаних із нею сателітів 4 воно намагається повернутися в напрямку, зворотному до напрямку обертання колінчастого вала двигуна. Спрацьовує роликова муфта вільного ходу *B* і водило 3 разом з кожухом 2 муфти ЗКМ зупиняється. Тепер крутний момент від ведучого вала 1 і його сонячної шестерні z_1 передається на сателіти 4, що обертаються відносно нерухомих осей і від них до веденої сонячної шестерні z_4 і вала 5. Передатне число редуктора при цьому залежить від співвідношення числа зубів ведучої z_1 і

веденої z_4 сонячних шестерень і шестерень z_2 і z_3 сателіта ($i_{зкм} = z_2 z_4 / z_1 z_3$).

На знижувальній передачі передатне число ЗКМ підвищене, що приводить до відповідного підвищення моменту двигуна, підведеного до коробки передач. Трактор рухатиметься повільніше, а тяга його збільшиться.

3.3. АНАЛІЗ ТА ОЦІНКА КОНСТРУКЦІЙ

На автомобілях установлюють коробки передач чотириступінчасті (ГАЗ-3307), п'ятиступінчасті (ЗІЛ-431410), п'ятиступінчасті з дільником (ЗАЗ-1102, ВАЗ-2109, АЗЛК-2141, ЗІЛ-4331, автомобілів типу КамАЗ). Сучасні трактори обладнані коробками передач із числом ступенів 5 – 32, причому трактори, що мають 8 – 12 передач, становлять до 30 %, а понад 12 передач — 60 % загального їх числа. На деяких моделях тракторів фірми «Джон Дір», трансмісії фірми «ZF» (Німеччина) є до 48 передач.

Коробки передач автомобіля ГАЗ-3307 (рис. 3.6, а) — чотириступінчаста, має чотири передачі переднього ходу й одну заднього. Всі шестерні коробки (крім шестерні першої передачі і заднього ходу) косозубі і знаходяться в постійному зачепленні.

Механізм перемикання передач (див. рис. 3.6, б) змонтовано у кришці б і складається з важеля перемикання 1, трьох штоків 25 і вилок перемикання, фіксаторів 26 для утримання шестерень коробки передач в увімкненому або нейтральному положенні, замкового пристрою для неможливості одночасного вмикання двох передач і плунжера 29 запобіжника вмикання заднього ходу. На бічній стінці картера коробки передач є отвір для заливання і контролю рівня оливи, у нижній частині — отвір, закритий пробкою, для зливання оливи.

Першу передачу вмикають введенням шестерні 5 першої передачі веденого вала за допомогою важеля коробки передач у зачеплення із шестернею 11 проміжного вала. Крутний момент від ведучого вала через проміжний вал передається на ведений.

Другу передачу вмикають введенням внутрішніх зубів шестерні 5 першої передачі веденого вала в зачеплення із зубчастим вінцем шестерні 4 другої передачі. Крутний момент у цьому разі передається від ведучого вала на проміжний і далі через пару шестерень 15 і 4 другої передачі на шестерню 5 першої передачі веденого вала.

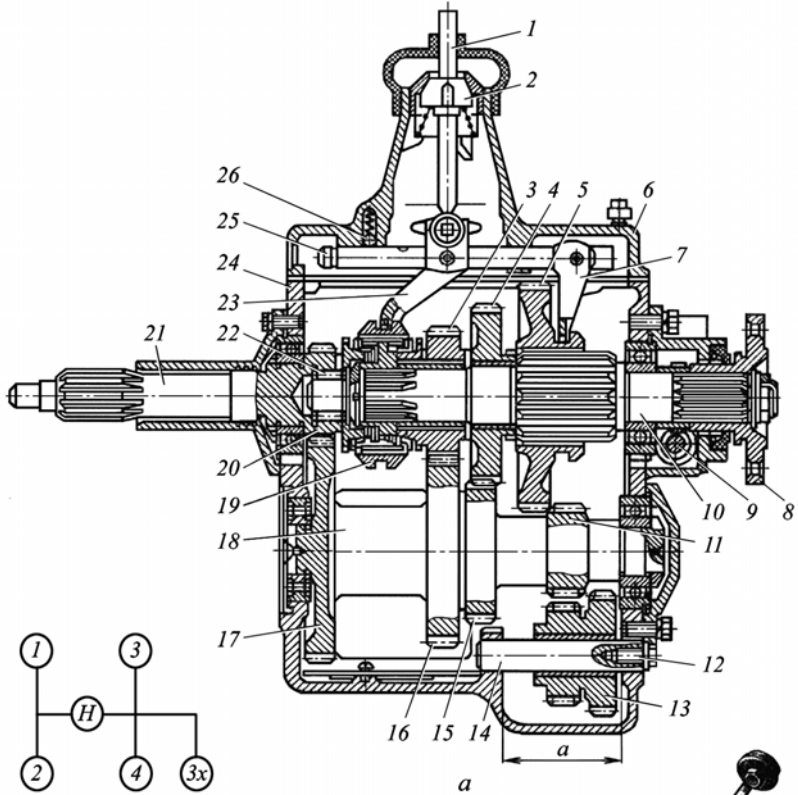


Рис. 3.6. Коробка передач автомобіля ГАЗ-3307:

a — розріз коробки передач; *б* — механізм перемикання передач; 1 — важіль перемикання передач; 2 — кульова опора; 3–5 — шестерні третьої, другої і першої передач веденого вала; 6 — кришка; 7, 23 — вилка перемикання передач; 8 — фланець кріплення карданного вала; 9 — шестерня приводу спідометра; 10, 18, 21 — ведений, проміжний і ведучий вали; 11 — шестерня першої передачі і заднього ходу проміжного вала; 12 — стопорний болт осі; 13 — блок шестерень заднього ходу; 14 — вісь блока шестерень заднього ходу; 15, 16 — шестерні другої і третьої передач проміжного вала; 17 — шестерня постійного зачеплення проміжного вала; 19 — синхронізатор третьої і четвертої передач; 20 — шестерня ведучого вала; 22 — роликовий підшипник; 24 — картер; 25 — шток; 26 — фіксатор; 27 — пружина фіксатора; 28 — штифт; 29 — плунжер; 30 — додатковий пружинний упор

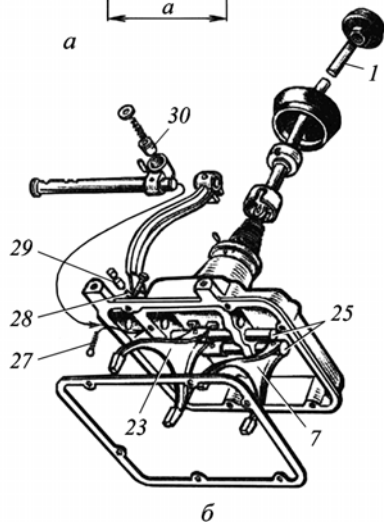
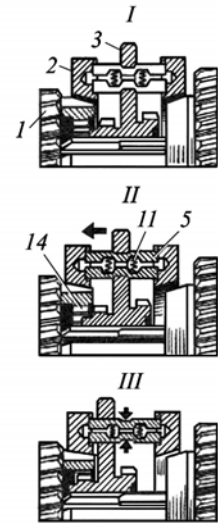
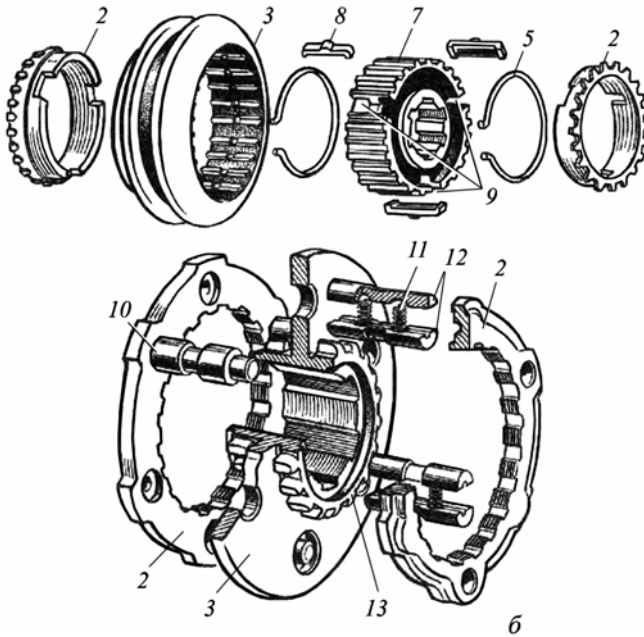
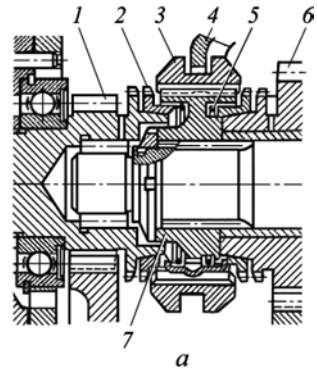


Рис. 3.7. Синхронізатор коробки передач автомобілів ГАЗ-3307 (а) і ЗІЛ-431410 (б):

I — передача не увімкнена; *II* — початок вмикання передачі; *III* — передача ввімкнена; 1 — шестерня ведучого вала; 2 — конусне блокувальне кільце; 3 — муфта; 4 — вилка; 5, 11 — пружини; 6 — шестерня третьої передачі; 7 — маточина; 8 — сухар; 9 — поздовжні пази в маточині; 10 — блокувальний палець; 12 — палець фіксатора; 13 — зубчастий вінець муфти; 14 — внутрішній зубчастий вінець зубчастого колеса



Третю передачу вмикають за допомогою синхронізатора (див. рис. 3.7, а), що забезпечує безударне її вмикання. Маточина 7 синхронізатора закріплена нерухомо на шліцах веденого вала. На її поверхні нарізано зуби і зроблено три поздовжніх пази 9, у які встановлено сухарі 8. До внутрішньої поверхні муфти 3 сухарі притиснені пружинами 5. З обох боків маточини синхронізатора встановлено латунні конусні блокувальні кільця 2, торці яких мають прямокутні пази під сухарі.

Для збільшення тертя між кільцями 2 і шестернями 1 і 6 шляхом розривання оливної плівки на внутрішній конічній поверхні кілець нарізана різь з дрібним кроком.

У разі вмикання третьої передачі муфта 3 вилкою 4 переміщується разом із сухарями 8 в напрямку шестерні 6. Внаслідок тертя, яке виникає між конусними поверхнями шестерні і блокувального кільця, останнє повернеться на величину, що дорівнює зазору між сухарем і пазом блокувального кільця. При цьому зубці муфти синхронізатора встановлюються навпроти зубців блокувального кільця і передача не ввімкнеться доти, доки не зрівняються кутові швидкості шестерень, що вмикаються.

Коли частота обертання з'єднаних деталей за рахунок сил тертя між ними вирівнюється, зубці муфти синхронізатора пройдуть між зубцями блокувального кільця і зайдуть у зачеплення із зубчастим вінцем шестерні, забезпечуючи передачу крутного моменту від ведучого вала на проміжний і далі через пару шестерень третьої передачі і синхронізатор на ведений вал.

Четверту передачу вмикають переміщенням синхронізатора до шестерні 20 ведучого вала (див. рис. 3.6). Крутний момент передається через синхронізатор відразу на ведений вал (пряма передача).

Задній хід вмикають переміщенням блока шестерень заднього ходу. При цьому велика шестерня блока входить у зачеплення із шестернею першої передачі проміжного вала, а мала — із шестернею першої передачі веденого вала. Крутний момент передається від ведучого вала на проміжний, далі на блок шестерень заднього ходу і на ведений вал, який обертатиметься у зворотному напрямку.

Синхронізатори цілком виключають ударне навантаження і шум у процесі вмикання передач. У сучасних ступінчастих коробках передач застосовують синхронізатори, що вирівнюють кутові швидкості з'єднувальних елементів перед вмиканням передач. Коробки передач можуть бути цілком синхронізовані, коли всі передачі вмикаються за допомогою синхронізаторів, але здебільшого поряд із синхронізаторами на вищих передачах застосовують також кулачкові або зубчасті муфти, а для вмикання нижчих передач — рухливі зубчасті колеса (каретки).

Останнім часом використовують тільки інерційні синхронізатори, які блокують з'єднувальну зубчасту муфту доти, доки енергія деталей, що обертаються разом із веденим диском зчеплення (за вимкне-

ного зчеплення і нейтрального положення коробки передач), не буде поглинена роботою тертя в синхронізаторі. За цей час вирівнюються кутові швидкості синхронізованих елементів.

Синхронізатори можуть бути однобічної (для вмикання однієї передачі) і двобічної (для вмикання двох передач) дії. Інерційний синхронізатор включає такі елементи:

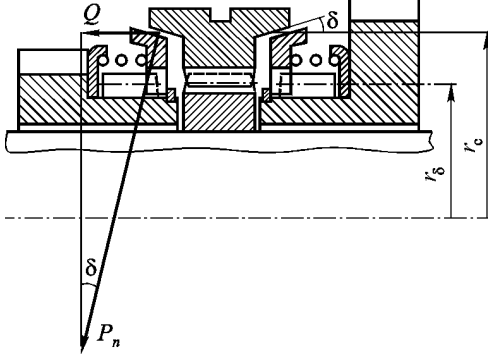


Рис. 3.8. Схема інерційного синхронізатора з конусною муфтою

- *вирівнювальні* — фрикційний елемент, що поглинає енергію дотичних сил інерції обертюваних мас;

- *блокувальні* — пристрої, що перешкоджають переміщенню зубчастої муфти, яку вмикають до повного вирівнювання кутових швидкостей;

- *вмикальні* — зубчаста муфта, що вмикає передачу.

Найбільш поширені у ступінчастих коробках пе-

редач конусні синхронізатори, в яких вирівнювальним елементом є конусна муфта (рис. 3.8).

Момент тертя, створюваний на конусних поверхнях, можна виразити через нормальну силу P_n на конусах синхронізації:

$$M_T = P_n \mu r_c, \quad (3.1)$$

де P_n — нормальна сила на поверхні тертя; μ — коефіцієнт тертя; r_c — середній радіус конуса.

У свою чергу, нормальну силу можна виразити і через зусилля Q , створюване водієм під час вмикання передачі:

$$P_n = Q / \sin \delta. \quad (3.2)$$

За залежностями (3.1) і (3.2) знайдемо зв'язок між зусиллям, створюваним на муфті синхронізатора, і параметрами, що характеризують синхронізатор:

$$Q = \frac{M_T \sin \delta}{\mu r_c}. \quad (3.3)$$

Із цього виразу зокрема впливає, що зусилля Q пов'язане з коефіцієнтом тертя оберненою залежністю: чим більше μ , тим менше зусилля, потрібне для синхронізації.

Робота, що затрачається на вирівнювання кутових швидкостей, тобто робота тертя на поглинання кінетичної енергії обертових деталей

$$L_c = 0,5I_3(\omega_1 - \omega_2)^2, \quad (3.4)$$

де I_3 — зведений момент інерції деталей передачі, що вмикається; ω_1, ω_2 — кутові швидкості відповідно зубчастого колеса, що вмикається, і веденого вала до перемикачання.

З рівняння (3.4) впливає, що робота тертя (робота буксування) синхронізатора пропорційна квадрату різниці кутових швидкостей сусідніх передач і не залежить від часу.

Синхронізатор прийнято оцінювати за питомою роботою тертя (буксування):

$$L'_c = L_c / F_c, \quad (3.5)$$

де F_c — площа конуса синхронізатора.

Згідно з розрахунками, питома робота тертя синхронізатора автомобілів знаходиться в таких межах: легкових — 0,03 – 0,10, вантажних — 0,05 – 0,40 МДж/см².

Нижні межі відповідають вищим передачам коробки передач, верхні — нижчим. Час вирівнювання кутових швидкостей (буксування) у цих розрахунках взято для легкових автомобілів 0,3 – 1 с, для вантажних — 0,5 – 2 с. Більший час відповідає нижчим передачам.

Робота тертя синхронізатора супроводжується виділенням теплоти. За одне вмикання температура синхронізатора підвищується на

$$\Delta T = \gamma_c L_c / (m_c c), \quad (3.6)$$

де γ_c — коефіцієнт перерозподілу теплоти між деталями (для синхронізаторів $\gamma_c = 0,5$); m_c — маса синхронізатора; c — коефіцієнт теплоємності сталі.

За одне вмикання синхронізатор може нагріватися на 15 – 30 град.

Багатовальні коробки передач є чотири–шестиступінчастими коробками передач із вбудованим або суміщеним редуктором. Редуктор може бути підвищувальним або знижувальним. Підвищувальний редуктор

(мультиплікатор або дільник) установлюють перед коробкою передач, він призначений для зменшення розриву між передатними числами сусідніх передач (ущільнення ряду). Зазвичай дільник має дві передачі — пряму і підвищену, що дає змогу збільшити число передач удвічі. Знижувальний редуктор (демультиплікатор) розміщують за коробкою передач. Зазвичай демультиплікатор виконують дво- або триступінчастим, що забезпечує збільшення числа передач відповідно в 2 або 3 рази.

Прикладом багатовальної коробки передач може слугувати десятиступінчаста коробка передач автомобіля КамАЗ-5320, що об'єднує тривальну п'ятиступінчасту коробку передач і двовальний дільник (рис. 3.9).

Робота багатоступінчастої коробки передач (із дільником) полягає в такому. За увімкненої прямої передачі дільника робота коробки істотно не різниться від роботи п'ятиступінчастих коробок передач.

Першу передачу і задній хід вмикають переміщенням муфти 16 відповідно назад і вперед.

На першій передачі крутний момент із ведучого вала 2 дільника через зубчасте колесо 35 передається на проміжний вал 38 дільника, а від нього — через шліци 33 на проміжний вал 29 коробки передач. Потім крутний момент від шестерні 22 проміжного вала передається на зубчасте колесо 17, а від нього — через муфту 16 на ведений вал 20 коробки передач.

За заднього ходу крутний момент із проміжного вала 29 передається на ведений вал 20 через шестерню 25, велику шестерню блока 24 зубчастих коліс (див. рис. 3.9, вид А), малу шестерню цього блока, зубчасте колесо 15 і муфту 16.

Другу передачу вмикають переміщенням назад синхронізатора 13 другої і третьої передач. При цьому внутрішні зуби муфти синхронізатора входять у зачеплення з вінцем зубчастого колеса 14 другої передачі і жорстко закріплюють її на веденому валу.

Третю передачу вмикають переміщенням уперед синхронізатора 13. При цьому ведений вал 20 з'єднується з зубчастим колесом 12 третьої передачі, що знаходиться в постійному зачепленні із шестернею 27 проміжного вала.

Четверту передачу вмикають переміщенням назад синхронізатора 10 четвертої і п'ятої передач. При цьому ведений вал 20 жорстко з'єднується із шестернею 11, що знаходиться в постійному зачепленні із зубчастим колесом 28 четвертої передачі проміжного вала.

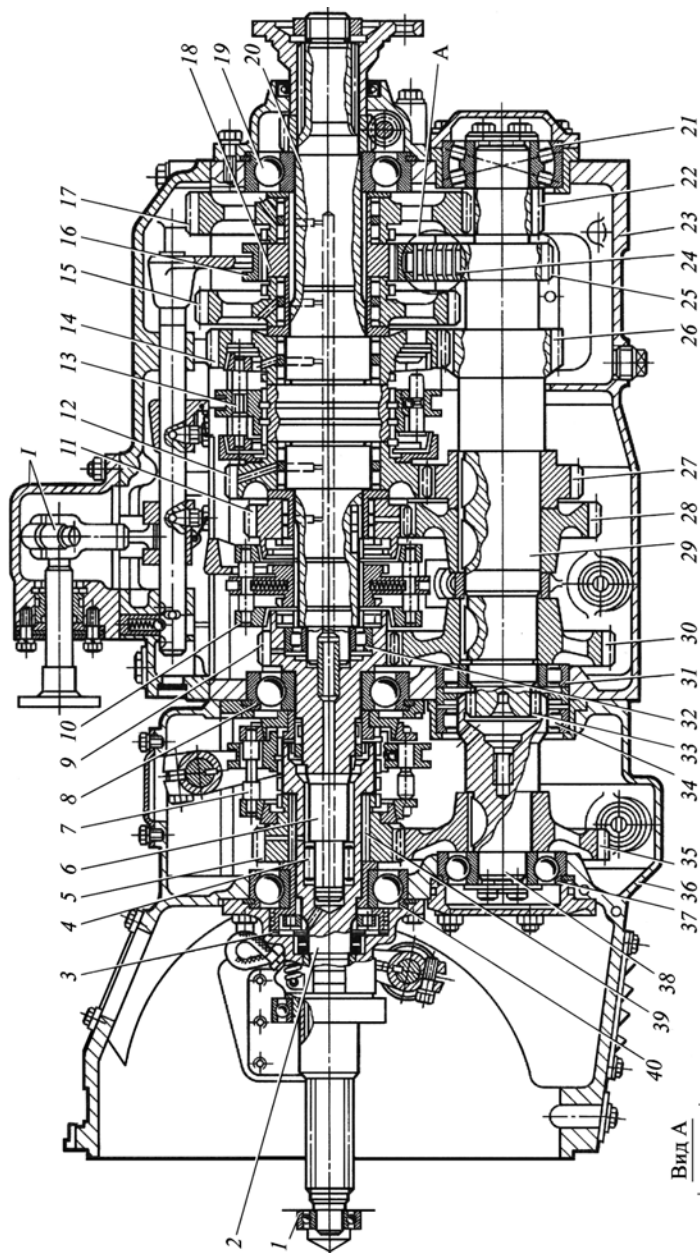


Рис. 3.9. Десятиступінчаста коробка передач автомобіля КамАЗ-5320:

1, 4, 8, 19, 21, 31, 32, 34, 37, 39, 40 — підшипники; 2 — вал дільника; 3 — оливовагнітальне кільце; 5, 12, 14, 15, 17, 28, 30, 35 — зубчасті колеса; 6, 20, 29 — відповідно ведучий, ведений і проміжний вали; 7 — синхронізатор дільника; 9, 11, 22, 25 — 27 — шестерні; 10 — синхронізатор четвертої і п'ятої передач; 13 — синхронізатор другої і третьої передач; 16 — муфта; 18 — проміжна втулка; 23 — картер; 24 — блок зубчастих колес заднього ходу; 33 — шлиці; 36 — перегородка картера дільника; 38 — проміжний вал дільника

П'яту передачу вмикають переміщенням уперед синхронізатора 10. При цьому зовнішні зуби муфти синхронізатора входять у зачеплення з внутрішніми зубами шестерні 9 ведучого вала і тим самим з'єднують його безпосередньо з веденим валом 20 (пряма передача).

Дільник дає змогу працювати на автомобілі з використанням підвищених передатних чисел у коробці передач, що дуже важливо при русі автомобіля без причепа й ненавантаженого, оскільки забезпечує істотну економію палива.

За допомогою дільника можна вмикати дві передачі. Одна з них є прямою і не змінює крутний момент, що передається від двигуна. У разі її вмикання крутний момент, що передається до ведучих коліс, змінюється тільки пропорційно передатному числу увімкненої передачі в коробці.

Інша передача є підвищувальною (із передатним числом 0,815) і відповідно в разі вмикання крутний момент змінюється пропорційно загальному передатному числу тієї передачі, яка у даний момент увімкнена в коробці передач.

Після вмикання прямої передачі синхронізатор 7 дільника переміщується вправо і з'єднує ведучий вал 2 дільника і ведучий вал 6 коробки передач. У разі вмикання підвищувальної передачі синхронізатор 7 переміщується вліво і з'єднує ведучий вал 2 дільника із зубчастим колесом 5, від якого крутний момент через зубчасте колесо 35 передається на проміжний вал 38 дільника, а від нього — через шліцьове з'єднання на проміжний вал коробки передач.

В автомобілях, у яких коробка передач розміщена на значній відстані від кабіни (автомобілі типу КамАЗ, МАЗ), застосовують дистанційне механічне керування коробкою передач. *Дистанційний привід багатоступінчастої коробки передач* складається із системи тяг, зв'язаних із важелем керування, що знаходиться в кабіні водія, і механізму, безпосередньо розміщеного на коробці передач, у який також входить пневматичний привід перемикавання передач у дільнику (рис. 3.10).

Механізм перемикавання передач працює так. У разі встановлення перемикача на важелі 1 перемикавання передач у положення «Н» (нижча передача) або «В» (вища передача) тросом переміщується золотник крана 2, стиснене повітря від редуційного клапана 4 підводиться до відповідної (лівої або правої) порожнини повітророзподільника 3 і встановлює його золотник у потрібне положення.

Після натискання на педаль зчеплення упор 6, закріплений на штовхачі важеля вимикання зчеплення, відкриває клапан 5. Стиснене повітря через клапан 5 і повітророзподільник 3 проходить у потрібну (ліву чи праву) порожнину пневмоциліндра 7, переміщує його поршень і вмикає передачу в дільнику. Отже, перемикач можна увімкнути заздалегідь, але перемикання передач у дільнику відбудеться тільки після натискання на педаль зчеплення. Таке напівавтоматичне перемикання передач дільника полегшує його використання.

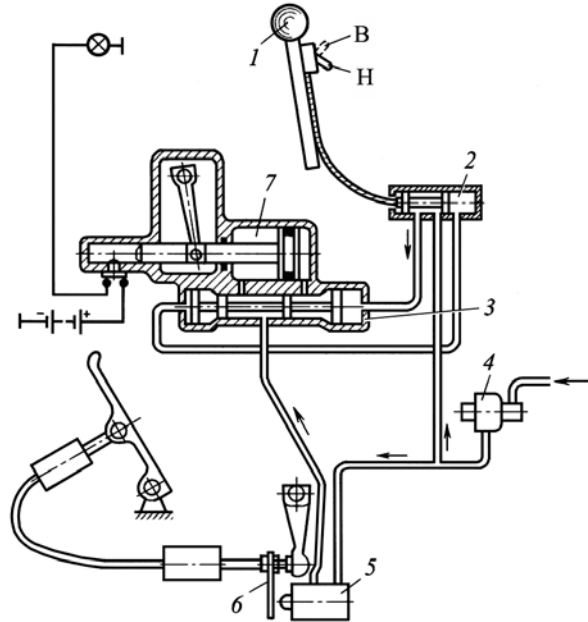


Рис. 3.10. Схема пневматичного приводу механізму перемикання передач у дільнику автомобілів типу КамАЗ і МАЗ:

- 1 — важіль перемикання передач; 2 — золотник крана; 3 — повітророзподільник; 4 — редукційний клапан; 5 — клапан вимикання дільника; 6 — упор; 7 — пневмоциліндр

Конструктивно *ступінчасті коробки передач тракторів* принципово не різняться від коробок передач автомобілів. Число передач у коробці передач тракторів досягає 18 – 24 і більше. Крім того, на тракторах є одна чи кілька передач заднього ходу або механізм реверса (змінює напрямок обертання веденого (вторинного) вала на всіх передачах). Для зниження швидкості руху трактора з технологічних міркувань використовують ходозменшувачі.

Перемикання у коробках передач тракторів може бути з розривом потоку потужності (трактори з номінальною силою тяги до 30 кН) і без розриву потоку потужності (трактори типу ХТЗ-170, ХТЗ-200, більшість моделей тракторів даного класу закордонних фірм). У разі розриву потоку потужності (перемикання передачі з обов'язковим

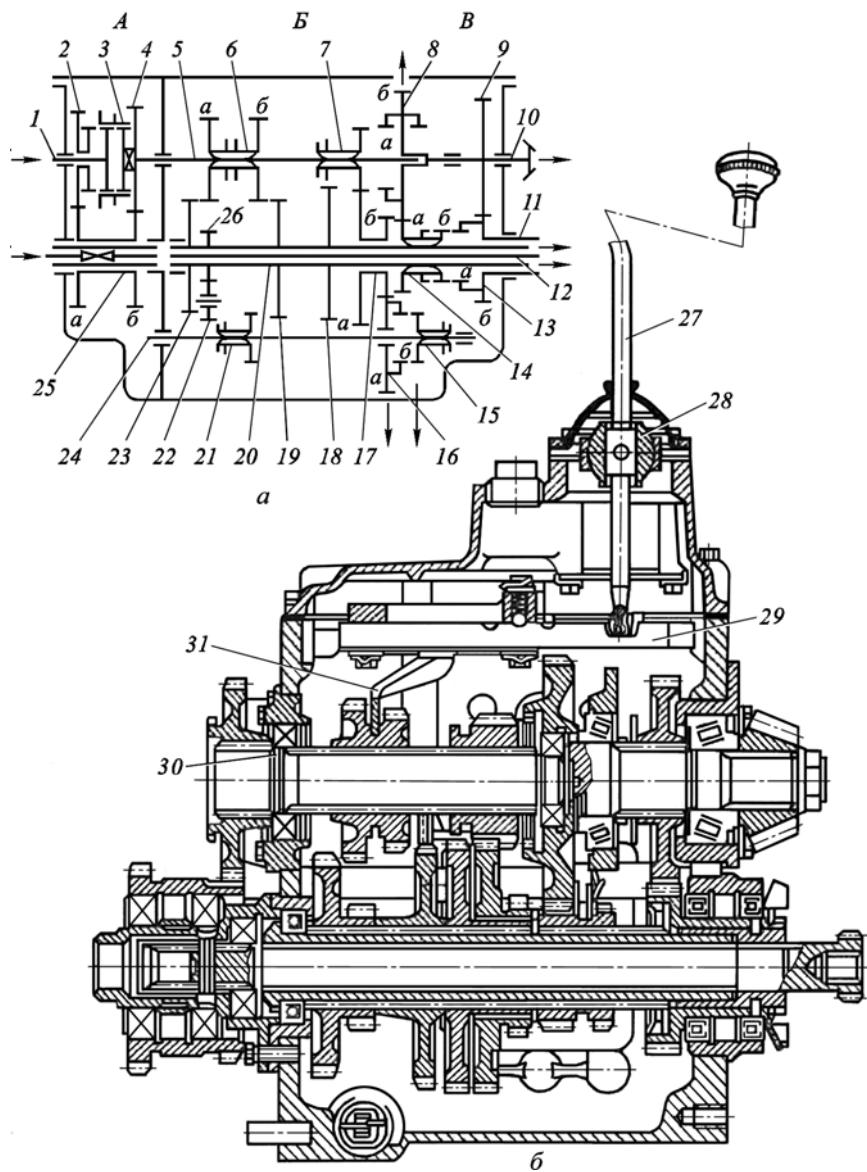


Рис. 3.11. Коробка передач трактора МТЗ:
 а — кінематична схема; б — поздовжній розріз

переходом через нейтральне положення шестерень, що перемикаються) трактор зупиняється. Якщо перемикання передач відбувається без розриву потоку потужності, то трактор не зупиняється й відповідно не втрачає швидкість руху.

На тракторах в основному застосовують ступінчасті коробки передач з нерухомими осями валів типу коробки передач трактора МТЗ (рис. 3.11).

Така коробка передач складається з трьох редукторів (переднього *A*, основного *B* і заднього *B*), увімкнених у силовий ланцюг послідовно.

Передній редуктор *A* двоступінчастий, із прямою і знижувальною передачами. Передачі перемикають зубчатою муфтою *З* за допомогою спеціального важеля з кабіни трактора.

Схеми вмикання редуктора *A* на різних передачах: пряма — елементи *1, 3, 4*; знижувальна — *1, 2, 25a, 25б, 4*.

Основний редуктор *B* п'ятиступінчастий, триходовий, з передачею заднього ходу, чотириходовий (вали: первинний *5*, проміжний *20*, вал *24* першої передачі і заднього ходу, вторинний *10*), з прямою п'ятою передачею, із планетарним ходозменшувачем і відбиранням потужності для приводу переднього ведучого моста і бічного ВВП.

Схеми вмикання шестерень основного редуктора *B* на різних передачах: першій — *7 – 17a, 17б – 16a, 16б, 15, 21 – 19*; другій — *7 – 18*; третій — *6б – 19*; четвертій — *6a – 23*; п'ятій (пряма передача, незалежна від редуктора *B*) — *7, 8a*.

Задній редуктор *B* двоступінчастий, одноходовий, двовальний, знижувальний.

Схеми вмикання шестерень редуктора *B* на різних передачах: першій — *14a – 8*; другій — *14б; 13a, 13б – 9*. Редукторами *B* і *B* керують спільно, одним важелем.

Спільна робота трьох редукторів *A, B* і *B* без вмикання ходозменшувача дає змогу отримати 18 передач переднього ходу і 2 передачі заднього ходу.

У разі вмикання переднього редуктора *A* на знижену передачу та сама комбінація режимів роботи редукторів *B* і *B* забезпечує отримання додатково дев'яти передач знижувального ряду.

Залежно від увімкненої передачі змінюються величина і напрямок силового потоку в коробці передач (рис. 3.12).

Коробки передач без розриву потоку потужності при перемиканні передач установлюють на тракторах типу Т-150К, ХТЗ-160, ХТЗ-170 (рис. 3.13).

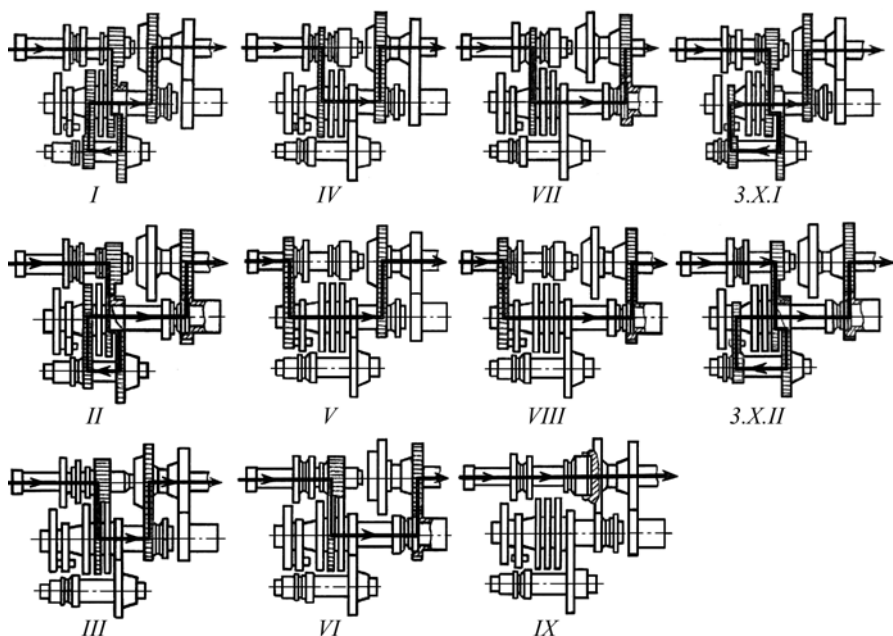


Рис. 3.12. Положення шестерень коробки передач трактора МТЗ-80 при вмиканні різних передач
(стрілками позначено напрямок силового потоку)

Така коробка передач є механічною двовальною чотириступінчастою із шестернями постійного зачеплення, гідروпідтискними муфтами і ходозменшувачем. У поєднанні з двоступінчастим редуктором роздавальної коробки вона забезпечує вісім передач переднього ходу, чотири передачі заднього ходу і вісім уповільнених передач.

У коробках передач із шестернями постійного зачеплення для перемикання передач застосовують фрикційні і зубчасті муфти. Усі передачі в таких коробках поділено на кілька груп (діапазонів). У кожному діапазоні передача перемикається без розриву потоку потужності фрикційними муфтами, а в разі переходу з одного діапазону на інший використовують зубчасті муфти, що перемикаються після зупинки трактора.

У коробках передач із фрикційними муфтами з перемиканням передач без розриву потоку потужності для забезпечення безперерв-

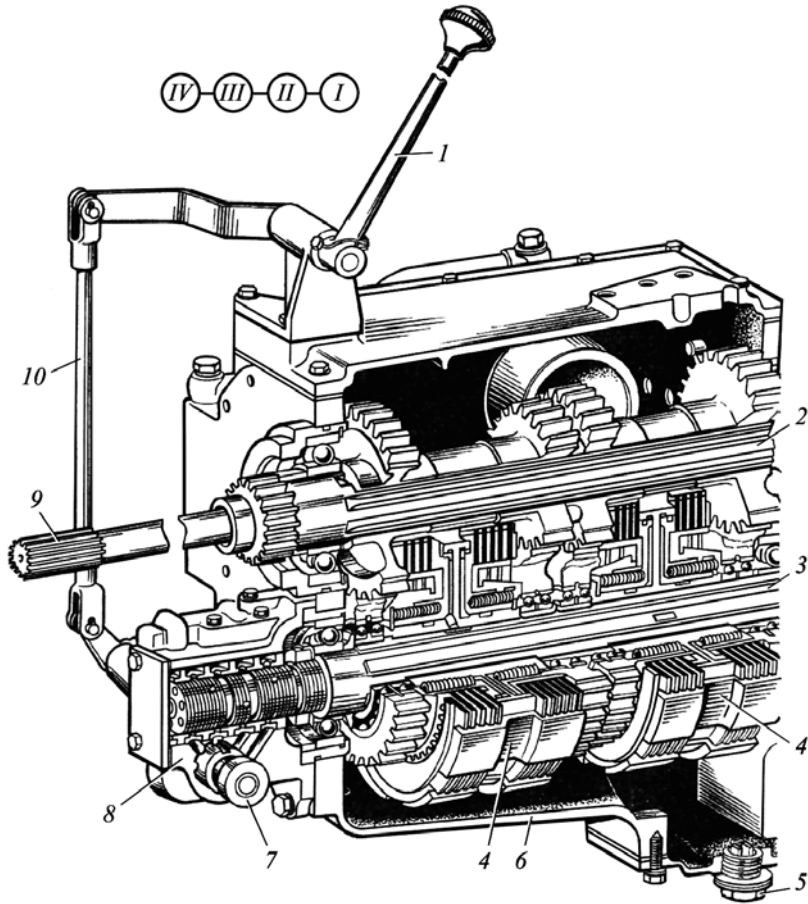


Рис. 3.13. Коробка передач тракторів типу ХТЗ-170:

1 — важіль; *2* — первинний вал; *3* — вторинний вал; *4* — гідропідтискна муфта; *5* — пробка; *6* — корпус; *7* — золотник розподільника; *8* — розподільник; *9* — вал приводу ВВП; *10* — тяга золотника

ності підведення потужності до ведучих коліс трактора процес вимикання однієї муфти і вмикання іншої відбувається з деяким перекриванням за часом.

Прикладом може бути коробка передач трактора Т-150К. Вона є механічною двовальною чотиріступінчастою коробкою передач із шестернями постійного зачеплення, гідропідтискними муфтами і хо-

дозменшувачем. У поєднанні з двохступінчастим редуктором роздальної коробки вона забезпечує вісім передач переднього ходу, чотири передачі заднього ходу і вісім сповільнених передач. Перемикають ряди передач, а також вмикають передній міст і ходозменшувач за вимкненого зчеплення, а передачі в коробці — на ходу за допомогою фрикційних гідропідтискних муфт.

У корпусі 6 (рис. 3.13) коробки передач на кулькових підшипниках, встановлених у стаканах і розточуваннях корпусу, розміщені первинний 2, вторинний 3 вали і вал ходозменшувача. У середині первинного вала проходить вал 9 приводу ВВП. На шліцах первинного вала нерухомо закріплено чотири шестерні I, II, III і IV передач. Вони знаходяться в постійному зачепленні з веденими шестернями вторинного вала, які встановлені на підшипниках і можуть передавати обертання тільки через гідропідтискні муфти 4. У вторинному валу 3 є п'ять поздовжніх каналів. Чотирма із них підводиться олива до поршнів гідропідтискних муфт від розподільника 8, а п'ятим (центральним) — для змащування підшипників і дисків гідропідтискних муфт.

Коробкою передач керують за допомогою важеля 1, який тягою 10 сполучений із золотником 7 розподільника 5, встановленого на передній стінці корпусу коробки і посаженого на хвостовик вторинного вала. Золотник фіксується в чотирьох положеннях, кожному з яких відповідає увімкнення однієї з передач.

Гідропідтискні муфти попарно зібрані у середині барабана 13 (рис. 3.14), встановленого на шліцах вторинного вала 18. З обох боків кожного барабана в кільцевих порожнинах розміщені рухомі поршні 7, що притискаються пружинами 16 до перегородки барабана, ведені 9 і ведучі 8 диски. На зовнішній поверхні дисків 9 виконано вісім шліців, якими вони сполучені з барабаном. Покриття дисків 8 порошокове. Внутрішніми шліцами вони сполучені з маточинами шестерень 11 і 15.

Під час переміщення важеля перемикавання, наприклад у положення II, олива, що подається насосом 14 із картера коробки передач, під тиском надходить у розподільник 1, звідки золотником спрямовується по каналу у вторинному валу 18 у праву муфту і тисне на поршень 7. Останній зміщується від перегородки барабана вправо і стискає ведені 9 і ведучі 8 диски. Шестерня 10 первинного вала через шестерню 11 починає обертати вал 18. Так вмикається відповідна передача.

У разі переміщення важеля 2 в нижнє положення III золотник розподільника 1 спрямовує оливу в порожнину лівої муфти. Доки вона

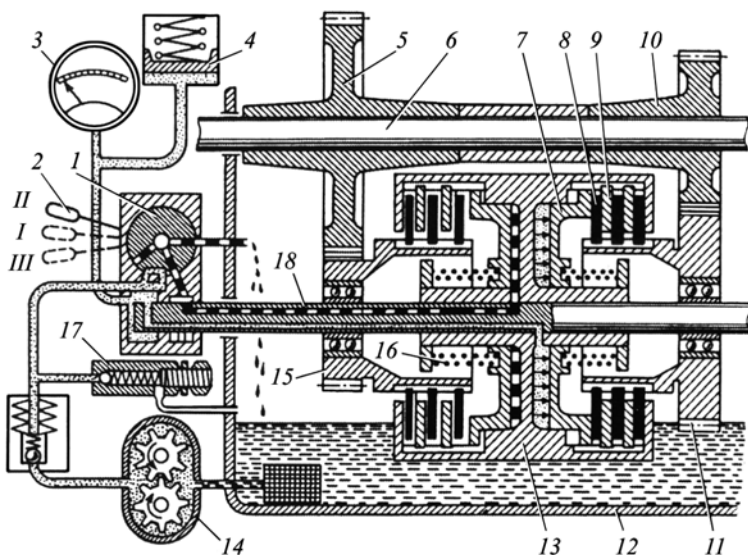


Рис. 3.14. Схема перемикання передач гідропідтисковими муфтами без розриву потоку потужності:

1 — розподільник із золотником; 2 — важіль; 3 — манометр; 4 — гідроакумулятор; 5, 10 — ведучі шестерні; 6 — первинний вал; 7 — поршень; 8 — ведучий диск; 9 — ведений диск; 11, 15 — ведені шестерні; 12 — корпус; 13 — барабан; 14 — насос; 16 — пружина; 17 — перепускний розподільник; 18 — вторинний вал

заповнюватиме цю порожнину, а поршень не стискатиме диски лівої муфти, права муфта залишатиметься увімкненою, оскільки в ній підтримується тиск, який створюється гідроакумулятором 4. Останній поступово розряджатиметься за рахунок витікання оливи крізь дросельний отвір, а тиск у правій муфті — зменшуватиметься. Щойно поршень лівої муфти повністю стисне диски і ведуча шестерня 5 через шестерню 15 почне обертати вторинний вал, перекидні клапани (на рис. 3.14 не показано) під дією градієнта тиску перемістяться і гідроакумулятор підтримуватиме сталий тиск у каналі лівої муфти. Так перемикаються передачі на ходу трактора без розриву потоку потужності й ударних навантажень на деталі коробки передач.

У гідросистемі коробки передач також встановлені: всмоктувальний і нагнітальний фільтри; перепускний розподільник 17 із кульковим запобіжним клапаном, розрахованим на тиск 1,65 – 2,30 МПа. За допомогою цього клапана розподільник підтримує в системі тиск

0,95 – 1,05 МПа. Контрольне тиск оливи в гідросистемі коробки передач манометр 3.

Гідравлічну схему, що реалізує процес перемикання передач трактора без розриву потоку потужності, наведено на рис. 3.15.

За цією схемою в разі перемикання передач олива від об'ємного насоса 8 через гідророзподільник 11 спрямовується в гідроциліндр передачі, що вмикається, наприклад при вмиканні фрикційної гідропідтискної муфти Φ_2 в гідроциліндр 3. Водночас гідроклапан 10 забезпечує зливання оливи з гідроциліндра 5. Оскільки в зливній магистралі гідророзподільника 11 встановлено гідродросель 9, то внаслідок перепаду тиску оливи на зливанні вмикання передачі гідропідтискною муфтою Φ_1 забезпечуватиметься доти, доки не увімкнеться гідропідтискна муфта Φ_2 .

Процес вмикання гідропідтискної муфти Φ_2 під час розгону трактора характеризується трьома етапами. На першому етапі оберталь-

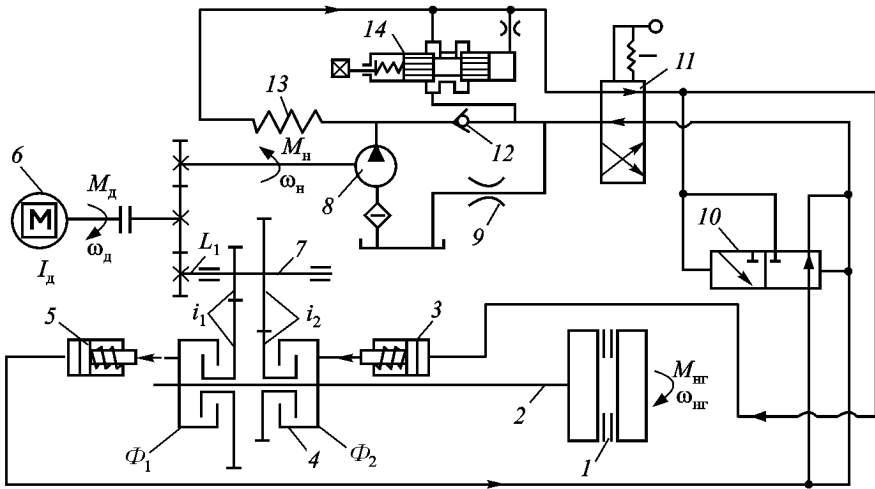


Рис. 3.15. Гідравлічна схема перемикання передач під навантаженням:

1 — навантаження ($M_{нг}$, $\omega_{нг}$ — момент навантаження і частота обертання ведучих коліс); 2, 7 — вторинний і первинний вали; 3, 5 — гідроциліндри (бустери); 4 — фрикційна гідропідтискна муфта; 6 — двигун внутрішнього згорання (M_d , ω_d — момент двигуна і частота обертання колінчастого вала); 8 — гідронасос; 9 — гідродросель; 10 — гідроклапан перемикання; 11 — гідророзподільник; 12 — зворотний гідроклапан; 13 — гідрофільтр; 14 — переливний гідроклапан

ний момент M_{Φ_2} гідропідтискної муфти, що вмикається, визначається як момент M_{Φ_T} тертя, тобто $M_{\Phi_2} = M_{\Phi_T}$. При цьому кутові швидкості колінчастого вала двигуна ω_d і вторинного вала коробки передач ω_M взаємозв'язані залежністю

$$\omega_d = \omega_M i_1, \quad (3.7)$$

де ω_M — кутова швидкість проміжного вала коробки передач; i_1 — передатне відношення зубчастої пари увімкненої передачі.

На першому етапі розгону трактора потужність, що передається на його ведучі колеса, визначається в основному крутним моментом M_{Φ_1} гідропідтискної муфти, що вмикається, момент тертя якої залежить від параметрів і технічного стану агрегатів гідроприводу.

Ці параметри істотні при оцінюванні роботоздатності гідроприводу і на другому етапі розгону, коли моменти, що передаються гідропідтискними муфтами Φ_1 і Φ_2 , зрівнюються. Для даного етапу передатний момент тертя визначають за формулою

$$M_{\Phi_T} = P_\delta F_\delta r_c Z_d \mu, \quad (3.8)$$

де P_δ — тиск оливи в бустері гідропідтискної муфти; F_δ — площа поршня бустера; r_c — середній радіус диска гідропідтискної муфти; Z_d — число дисків; μ — коефіцієнт тертя дисків.

На цьому етапі роботоздатність гідропідтискної муфти визначають в основному нестабільністю тиску оливи в бустері, що є наслідком зношення рухливих з'єднань агрегатів, руйнування ущільнень тощо.

На третьому етапі гідропідтискна муфта Φ_1 передачі, що вмикається, продовжує буксувати і її крутний момент визначається за формулою (3.8). Гідропідтискна муфта Φ_2 передачі, яку вмикають, замикається, при цьому частоти обертання колінчастого вала двигуна і проміжного вала коробки передач різняться відповідно до передатного числа i_2 передачі, яку вмикають, тобто

$$\omega_d = \omega_M i_2. \quad (3.9)$$

На стабільність роботи гідроприводу трансмісії з перемиканням передач без розриву потоку потужності в основному впливають тиск

оливи в гідроприводі і час перекривання, за якого у бустерах гідропідтискних муфт, які вмикаються і вимикаються, одночасно підтримується однаковий тиск оливи.

Зі зменшенням тиску оливи у гідропідтискній муфті Φ_1 , що вимикається, зменшується тривалість процесу перемикання передач. За тривалості перемикання передач меншої за час наростання тиску оливи в бустері гідропідтискної муфти, що вмикається, максимальне значення крутного моменту знижується. Це явище можливе в разі порушення регулювання переливного гідроклапана, засмічення гідроклапана перемикання передач і т.д. За зниженого тиску оливи в бустері гідропідтискної муфти, що вимикається, раніше відбувається його зрив і раніше починається процес розгону трактора на наступній передачі.

Гідророзподільник перемикання передач (рис. 3.16) кранового типу з поворотним золотником і підживленням від гідронасоса. Розподільник установлений на хвостовик вторинного вала коробки передач і прикріплений до передньої стінки її корпусу. У корпусі *1* розподільника зна-

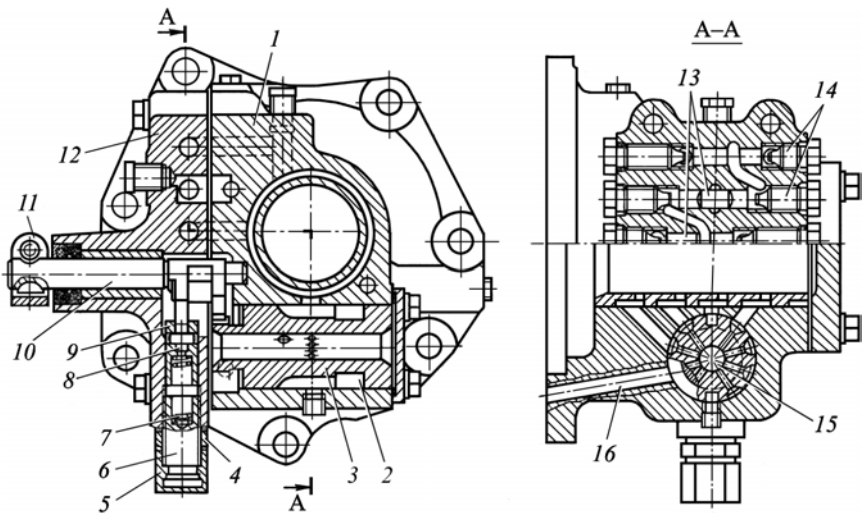


Рис. 3.16. Гідророзподільник перемикання передач:

1 — корпус розподільника; *2* — порожнина; *3* — золотник; *4* — контргайка; *5* — ковпачок; *6* — регулювальний гвинт; *7* — пружина фіксатора; *8* — ролик фіксатора; *9* — напрямна фіксатора; *10* — сектор; *11* — важіль; *12* — кришка; *13* — перекидні клапани; *14* — пробки-обмежники; *15* — канал зливання; *16* — канал підведення оливи до золотника

ходитьс­я золотник 3, що має пази для спрямування оливи до гідропід­тискних муфт і дросельні отвори, що з'єднані зі зливним каналом 15, який проходить по осі золотника. Зубчастий вінець золотника входить у зачеплення із сектором 10, при повороті якого золотник встановлюється в одне з чотирьох робочих положень, що відповідає вмиканню певної передачі. Кожне положення золотника 3 (див. рис. 3.16) і від­повідне йому положення сектора 10 фіксується ролик­ом 8, що притискається пружиною 7. Зусилля пружини, а отже, і зусилля, потрібне для перемика­ння передач, регулюють гвинтом 6.

Золотник і сектор мають бути встановлені суворо за позначками, нанесеними на зубчастому вінці золотника і на зубі сектора.

У розточках бічної кришки 12 гідророзподільника розміщені пере­кидні клапани 13, що забезпечують з'єднання гідроаккумулятора з від­повідними гідропідтискними муфтами.

Останнім часом дедалі більше поширюються гідравлічні системи перемика­ння передач без гідроаккумулятора.

Переливний гідроклапан (рис. 3.17) золотникового типу під час роботи трактора постійно підтримує в гідросистемі тиск робочої рі­дини 0,95 – 1,05 МПа незалежно від частоти обертання дизеля і про­дуктивності насоса.

Розміщений він на верхній кришці кор­пусу коробки пере­дач, складається з корпусу 7 із запресо­ваною в нього втул­кою і золотниковим перепускним кла­паном 9. Олива підво­диться до проточки *a* у втулці і зливається через проточку *б*. Для регулювання тиску слугує гвинт 3, який фіксується контргайкою.

Для захисту сис­теми від руйнування

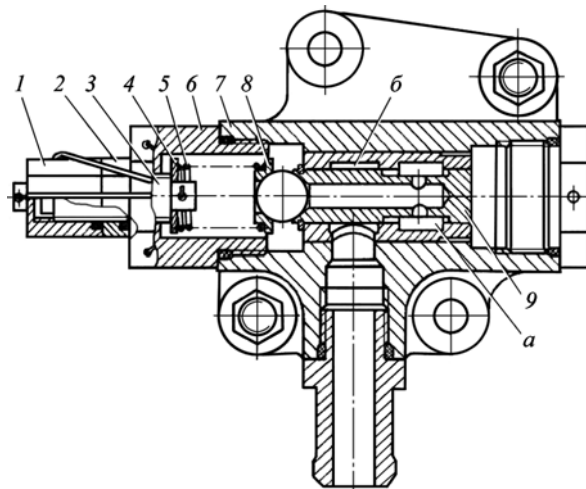


Рис. 3.17. Переливний гідроклапан:

1 — ковпачок; 2 — контргайка; 3 — регулювальний гвинт; 4 — шайба; 5 — пружина; 6 — пробка; 7 — корпус; 8 — шайба клапана; 9 — перепускний клапан; *a, б* — проточки

у разі залягання перепускного клапана 9 у корпусі перепускного розподільника встановлено кульковий запобіжний клапан, відрегульований на тиск 1,65 – 2,30 МПа.

Гідропідтискні муфти для перемикання передач без розриву потоку потужності встановлені на тракторах МТЗ-100, МТЗ-102, різних модифікаціях ХТЗ-160, ХТЗ-170, Т-150-05, К-701. Здвоєні гідропідтискні муфти тракторів типу ХТЗ-160 і ХТЗ-170 (рис. 3.18) мають таку будову. Барабан 16 внутрішніми шлицями жорстко зв'язаний із вторинним валом коробки передач. Розточки барабана є робочими циліндрами, в яких встановлені два поршні 14, що переміщуються в осьовому напрямку під тиском оливи. Алюмінієві поршні ущільнені внут-

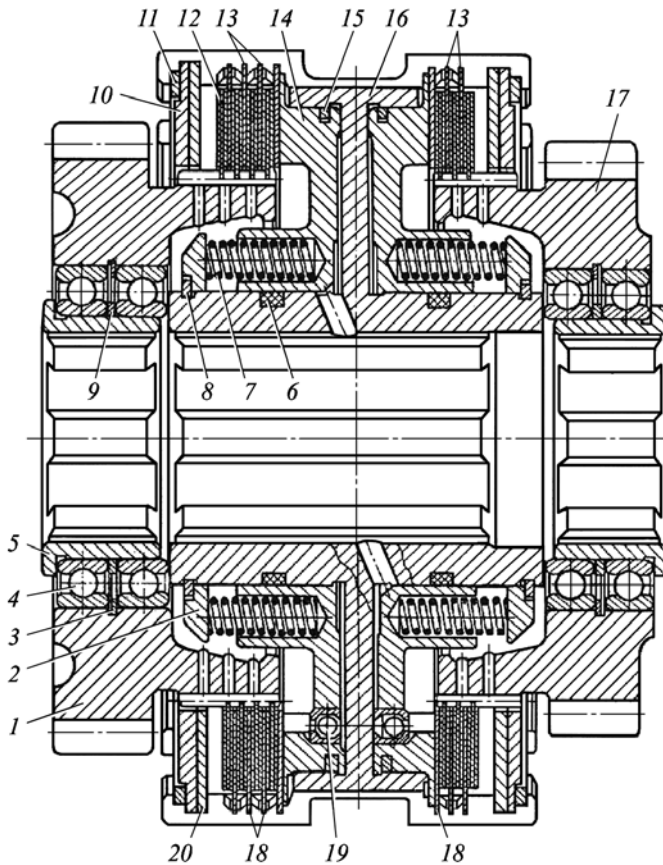


Рис. 3.18. Гідропідтискна муфта тракторів типу ХТЗ-160 і ХТЗ-170:

1, 17 — ведені шестерні; 2 — упорне кільце; 3, 8, 11 — стопорні кільця; 4 — кульковий підшипник; 5 — втулка; 6 — ущільнювальне гумове кільце; 7 — пружина; 9 — кільце; 10, 20 — упорні диски; 12 — ведучий диск; 13, 18 — ведені диски; 14 — поршень; 15 — ущільнювальне чавунне кільце; 16 — барабан; 19 — зливний клапан

рішнім гумовим 6 і розрізним чавунним 15 кільцями. На поверхні барабана профрезеровано вісім пазів, у які входять виступи сталевих ведених дисків 13 і 18. Між веденими встановлені ведучі диски 12 із накладками з порошкових матеріалів. Вони мають внутрішні шліци, за допомогою яких з'єднані зі шліцьовими вінцями ведених зубчастих коліс 1 і 17 вторинного вала. Кожне зубчасте колесо вільно обертається в двох кулькових підшипниках 4.

Поршні 14 пружинами 7 постійно притиснені до упору в стінку барабана 16. Пружини 7 встановлені у висвердлені заглибини в барабані і тиснуть на кільце 2, що утримується в маточині барабана стопорним кільцем 8. У цьому положенні багатодискова муфта вимкнена й обертання із зубчастих коліс на вторинний вал не передається.

Гідропідтискні муфти вмикаються під тиском робочої рідини, що нагнітається в робочі циліндри. При цьому рідина надходить у простір між поршнем 14 і стінкою барабана 16, тисне на поршень 14 і переміщує його уздовж осі, долаючи опір пружин 7. Поршень 14 притискає ведені 13, 18 і ведучі 12 диски до упорного диска 10, закріпленого на барабані 16 стопорним кільцем 11. Між ведучими і веденими дисками виникає значна сила тертя, за рахунок якої крутний момент передається від веденої шестерні на ведений вал.

Коли порожнина над поршнем сполучається зі зливом, поршень під дією пружин повертається у вихідне положення і муфта вимикається. Рештки рідини викидаються через клапан 19, кульки яких під дією відцентрових сил відходять від гнізд і відкривають отвори.

Коробки передач тракторів типу ХТЗ-160 і ХТЗ-170 з перемиканням передач без розриву потоку потужності поєднують основний редуктор *Б*, ходозменшувач *Х* і роздавальну коробку *Р* (рис. 3.19).

Коробки передач, наприклад тракторів типу ХТЗ-160, мають чотириступінчастий основний редуктор *Б* із шестернями постійного зачеплення і гідропідтискним вмиканням ведених шестерень.

Схема передачі крутного моменту редуктором *Б* на різних передачах: першій — 3 – 26; другій — 4 – 25; третій — 6 – 24; четвертій — 2 – 27. Усі передачі редуктора *Б* вмикаються за допомогою гідропідтискних муфт 29 і 5, які з'єднують відповідні ведені шестерні 26, 25, 24 і 27 із вторинним валом. Передачі перемикаються гідроприводом на ходу, без зупинки трактора.

Ходозменшувач *Х* є двоступінчастим знижувальним редуктором, тривальним, з прямою передачею. Пряма передача вмикається жорст-

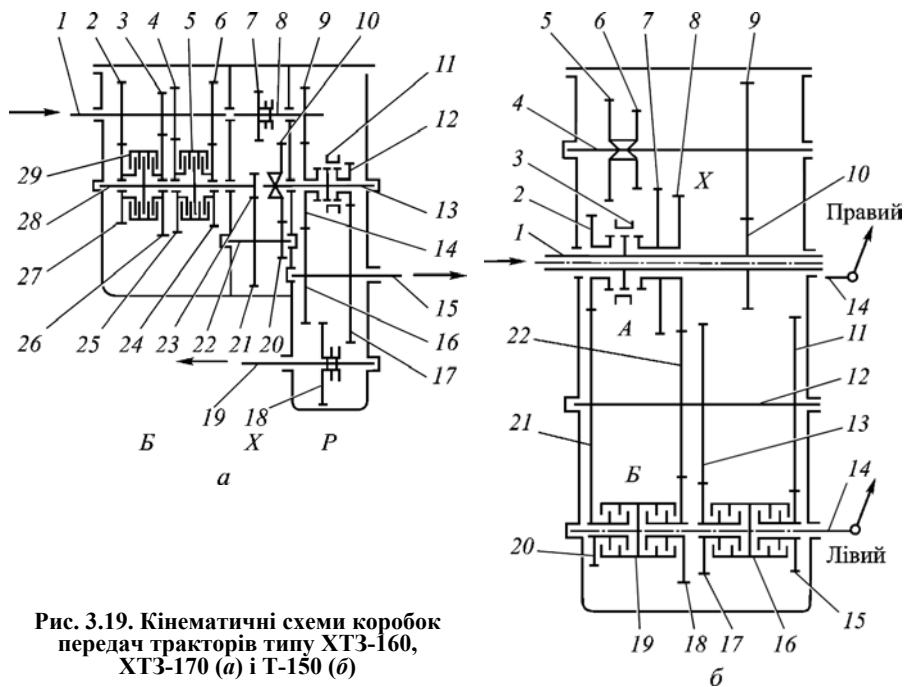


Рис. 3.19. Кінематичні схеми коробок передач тракторів типу ХТЗ-160, ХТЗ-170 (а) і Т-150 (б)

ким з'єднанням пересувної шестерні 10 із шестірнею 23; знижувальна передача — при зачепленні шестерні 10 із шестернею 20, коли обертання передається через шестерні 23 – 21, вал 22 ходозменшувача і шестерні 20 – 10.

Роздавальна коробка *P* двоступінчаста, двовальна, із зубчатою муфтою вмикання ведучих шестерень; забезпечує постійний привід заднього моста через вал 15 і привід переднього моста з механізмом вимкнення через пересувну шестерню 18 і вал 19. Шестерні роздавальної коробки вмикаються за схемою: перша передача (робочий ряд швидкостей) — елементи 13, 11, 12 – 17; друга передача (транспортний ряд швидкостей) — 13, 11, 14 – 16.

При вмиканні заднього ходу пересувна шестерня 7 вводиться в зачеплення із шестернею 21 ходозменшувача, й обертання від редуктора *B* передається через ходозменшувач *X* і роздавальну коробку *P* за такою схемою: 28, 23 – 21, 2 1– 7, 8, 9 – 14 – 16.

Ступені ходозменшувача *X* і роздавальної коробки *P* перемикають за допомогою одного спільного важеля.

Маневруванням ступенями ходозменшувача і роздавальної коробки можна отримати 16 передач переднього ходу (чотири ступені основного редуктора, помножені на два ступені ходозменшувача і на два ступені роздавальної коробки) і чотири передачі заднього ходу (чотири ступені основного редуктора, ходозменшувач і роздавальна коробка при вмиканні заднього ходу мають сталі передатні числа). Трактор зупиняється тільки після перемикання ступенів ходозменшувача і роздавальної коробки (рядів); у межах одного ряду перемикання чотирьох передач в основному редукторі *Б* відбувається без розриву потоку потужності, тобто без зупинки трактора.

Коробка передач трактора Т-150 (див. рис. 3.19, б) включає первинний редуктор *А*, основний *Б* і ходозменшувач *Х*.

Первинний редуктор *А* двоступінчастий, двовальний, із шестернями постійного зачеплення і зубчастою муфтою перемикання ступенів. Основний редуктор *Б* чотириступінчастий, двовальний, із шестернею постійного зачеплення і гідропідтискним вмиканням ведених шестерень. Ходозменшувач *Х* — одноступінчастий знижувальний двовальний редуктор.

Керування первинним редуктором *А*, ходозменшувачем *Х* і вмиканням заднього ходу здійснюється за допомогою одного важеля. Ступені основного редуктора *Б* перемикаються гідрофіковано гідропідтискними муфтами без розриву потоку потужності.

Схеми вмикання шестерень на різних режимах наведено нижче.

Первинний редуктор: I ступінь — 2 – 21; II ступінь — 8 – 22; основний редуктор *А*: I — 22 – 18; II — 13 – 17; III — 11 – 15; IV — 21 – 20.

Ходозменшувач *Х*: ряд сповільнених передач — 10 – 9, 4, 6 – 7, 8 – 22.

Задній хід: 10 – 9, 5 – 21.

Коробка передач дає змогу отримати чотири сповільнені передачі через ходозменшувач, дев'ять передач робочого ряду (передній хід) через первинний редуктор і три передачі заднього ходу. На тракторах Т-150 останнім часом використовують коробки передач з трьома гідропідтискними муфтами на кожному з вторинних валів.

Роздавальні коробки автомобілів і тракторів конструктивно істотно не різняться. У більшості конструкцій роздавальна коробка містить додаткову коробку, що забезпечує збільшення крутного моменту, який підводиться до ведучих коліс автомобіля чи трактора. Здебільшого роздавальні коробки мають блокований привід (див. рис. 3.3). Типовим прикладом роздавальної коробки з блокованим приводом є роздавальна коробка автомобіля ГАЗ-66 (рис. 3.20).

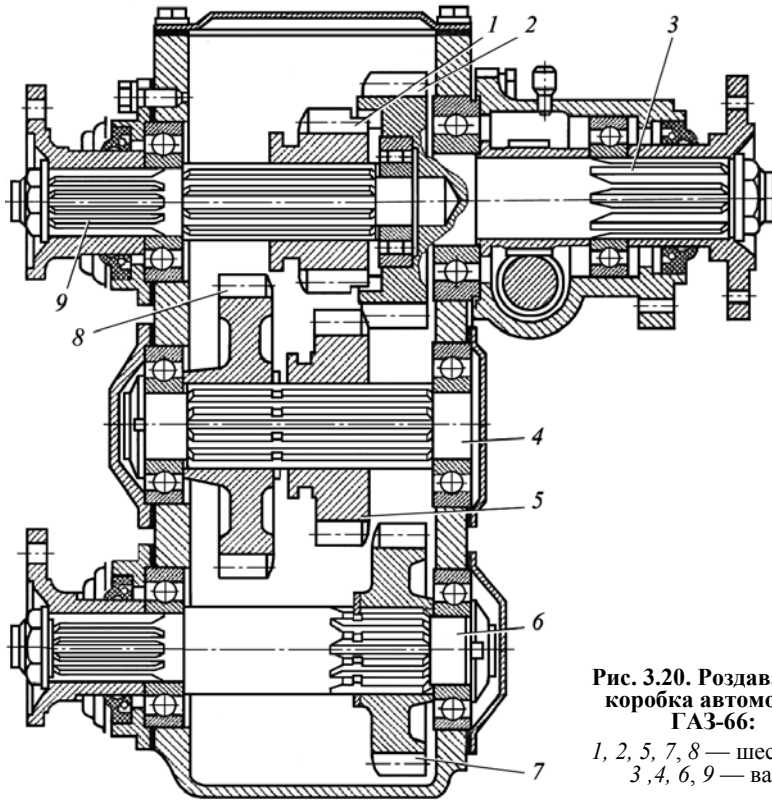


Рис. 3.20. Роздавальна коробка автомобіля ГАЗ-66:

1, 2, 5, 7, 8 — шестерні;
3, 4, 6, 9 — вали

У цій роздавальній коробці усі вали обертаються, спираючись на кулькові підшипники, які не потребують регулювань.

Перемикають передачі пересуванням шестерні 1 по шліцах первинного вала 9 і введенням її в зачеплення з внутрішніми зубами шестерні 2, виготовленої як одні ціле з валом 3 приводу заднього моста (пряма передача) чи із шестернею 8 (знижувальна передача). Під час вмикання переднього моста шестерня 5, що знаходиться на проміжному валу 4, входить у зачеплення із шестернею 7, яка нерухомо закріплена на шліцах вала 6 приводу переднього моста. Для вимкання переднього моста шестірню 5 потрібно вивести з зачеплення із шестернею 7. Керують роздавальною коробкою двома важелями, розміщеними в кабіні.

У механізмі перемикання роздавальної коробки є блокувальний пристрій — замок, який запобігає увімкненню нижчої передачі, коли увімкнений передній міст, а також вимкненню переднього моста в разі вмикання нижчої передачі.

На тракторах із переднім ведучим мостом типу ЮМЗ-8240 і МТЗ-82 роздавальна коробка виконана у вигляді одноступінчастого редуктора з муфтою вільного ходу (рис. 3.21).

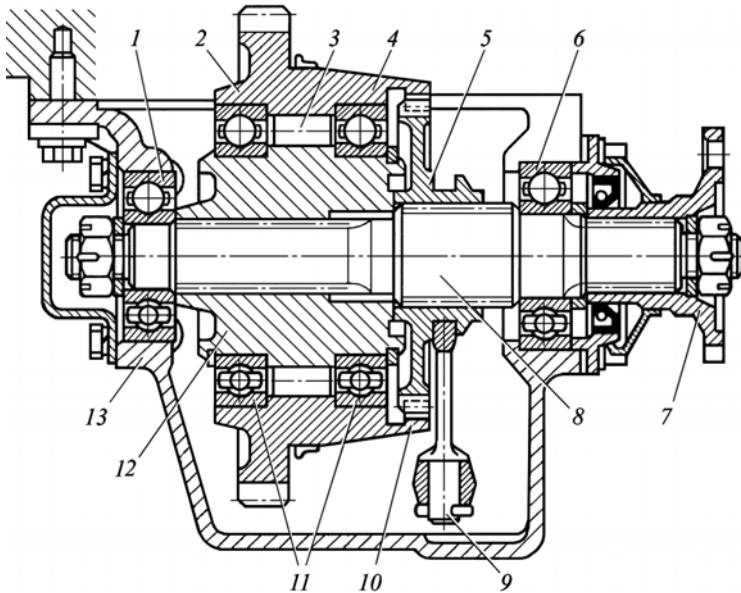


Рис. 3.21. Роздавальна коробка трактора МТЗ-82:

1, 6, 11 — кулькові підшипники; 2 — шестерня; 3 — ролики; 4 — маточина; 5 — зубчаста муфта; 7 — фланець; 8 — ведений вал; 9 — вилка; 10 — зубчастий вінець; 12 — втулка муфти вільного ходу; 13 — корпус

За нейтрального положення зубчастої муфти 5 (показано увімкнене положення) і під час руху трактора без пробуксовування задніх коліс шестерня 2 з маточиною 4 вільно обертаються на кулькових підшипниках 11, отже, крутний момент від коробки передач на ведений вал 8 роздавальної коробки не передається.

Примусово передній міст вмикають пересуванням вилкою 9 зубчастої муфти 5 по шліцах вала 8 до її з'єднання з внутрішнім зубчастим

вінцем 10 маточини шестерні 2. При цьому крутний момент від коробки передач через ведучу шестерню 2, зубчастий вінець 10 і зубчасту муфту 5 передається на ведений вал 8 і далі через карданну передачу на головну передачу переднього моста. Передній ведучий міст вмикається примусово за швидкості не більше ніж 10 км/год.

Автоматичне вмикання приводу переднього ведучого моста відбувається за вимкненої муфти 5, коли буксування ведучих коліс перевищує 4 – 6 % і здійснюється муфтою вільного ходу. Це можливо тому, що передатні числа приводу до задніх коліс трохи вищі, ніж до передніх. Тому під час руху трактора без буксування або з незначним буксуванням передні колеса під дією штовхального зусилля, переданого остовам трактора, обертаються з більшою кутовою швидкістю, ніж від ведучої передачі за увімкненого приводу. Внаслідок цього шестерня 2 і маточина 4, з'єднані з коробкою передач, і втулка 12, з'єднана з головною передачею переднього моста, обертатимуться незалежно з різними кутовими швидкостями. Щойно буксування задніх ведучих коліс перевищить 4 – 6 %, кутові швидкості ведучої частини втулки 12 та її веденої частини — маточини 4 зрівнюються; ролики 3, що знаходяться між ними, заклинюються. Шестерня 2, втулка 12 і вал 8 обертатимуться як одне ціле, і привід до ведучого переднього моста автоматично увімкнеться.

Аналіз конструкції коробок передач. Збільшення числа ступенів коробки передач, з одного боку, забезпечує підвищення ступеня використання потужності двигуна, поліпшення паливної економічності, збільшення середньої швидкості руху і, як результат, підвищення продуктивності трактора чи автомобіля, зниження собівартості робіт. З іншого боку, збільшення числа передач ускладнює й обважнює конструкцію коробки передач; зростають її розміри, вартість, ускладнюється керування.

За ручного механічного приводу швидко і безпомилково перемикаєти більш ніж п'ять передач на прямому ході важко. Тому верхньою межею числа передач із ручним перемиканням прийнято вважати п'ять передач. Подальше підвищення їх числа створює необхідність ускладнення приводу або установалення додаткової коробки передач із незалежним приводом. У деяких коробках передач легкових і вантажних автомобілів застосовують прискорювальну передачу з передатним числом меншим за одиницю (0,7 – 0,8), яку використовують на гарних дорогах. Прискорювальна передача дає змогу повніше ви-

користати потужність двигуна, сприяє зменшенню зношення двигуна і зниженню витрати палива, однак призводить до зменшення ККД коробок передач автомобілів порівняно з коробками з вищою прямою передачею.

Основною перевагою *тривальних коробок передач* (див. рис. 3.6, автомобілі ГАЗ-3307, ГАЗ-66-11, автобуси ПАЗ-672 та ін.) є наявність прямої передачі, що вмикається безпосереднім з'єднанням первинного і вторинного валів. У таких коробках зубчасті колеса, підшипники і проміжний вал практично не сприймають навантаження, а первинний і вторинний вали передають тільки крутний момент. У цьому разі зношення і рівень шуму в коробках передач мінімальні. Недоліком таких коробок є деяке зниження ККД на проміжних передачах.

Двовальні коробки передач, які в основному застосовують на легкових автомобілях (ЗАЗ-1102, ВАЗ-2109, АЗЛК-2141), порівняно із тривальними мають простішу конструкцію, нижчий рівень шуму і підвищений ККД на проміжних передачах. Недоліком двовальних коробок передач є відсутність прямої передачі. Тому зубчасті колеса і підшипники і на вищій передачі працюють під навантаженням, що призводить до додаткового зношування, підвищення рівня шуму.

Коробки передач з *дільником* (див. рис. 3.9), наприклад в автомобілях типу КамАЗ, дають змогу отримати подвоєне число передач при забезпеченні високого ККД, оскільки число пар мінімальне і дорівнює двом. Перевагою коробок передач із розміщенням дільника спереду є значний ступінь уніфікації, тому що основну коробку передач можна використовувати автономно. Коробки передач із розміщенням дільника ззаду (ЗІЛ-4331) застосовують за потреби підвищення тягових якостей автомобіля. Основним недоліком коробки передач з дільником, установленим перед коробкою передач, є необхідність у відносно великій міжцентровій відстані.

У коробках передач тракторів та автомобілів передачі змінюють рухливими каретками, зубчастими муфтами, синхронізаторами, фрикційними муфтами і муфтами вільного ходу.

Рухливі каретки різняться простотою конструкції і малою вартістю. Водночас каретки не дають змоги перемикати ступені коробки передач без зупинки трактора чи автомобіля і різняться низькою довговічністю через швидке зношування торців зубів зубчастих коліс, що вводяться в зачеплення. *Зубчасті муфти* мають значно більший тер-

мін служби, ніж каретки, оскільки навантаження під час перемикання передачі сприймаються великим числом зубів. Недолік зубчастих муфт — самовимикання під час роботи з навантаженням.

Для забезпечення перемикання передач на ходу в коробках передач тракторів та автомобілів застосовують в основному *синхронізатори* (див. рис. 3.7), що дають змогу зрівнювати кутові швидкості шестерень, які з'єднуються зубчастою муфтою під час вмикання передачі. Застосування синхронізаторів не запобігає розриву потоку потужності в разі перемикання передач, тому за великого тягового опору трактор чи автомобіль може зупинитися.

Фрикційні муфти (див. рис. 3.14, 3.18) з гідроприводом керування застосовують у коробках передач тракторів та автомобілів і вони забезпечують перемикання передач під навантаженням. *Муфти вільного ходу* в поєднанні з фрикційними муфтами дають змогу перемикаєти на вищий ступінь коробки передач без розриву потоку потужності, оскільки вони автоматично від'єднуються лише після того, як крутний момент, переданий фрикційною муфтою, що вмикається, досягне значення, достатнього для подолання моменту опору. Перехід на нижчу передачу супроводжується розривом потоку потужності, тривалість якого визначається навантаженням трактора, моментом інерції і перепадом швидкостей двох передач, що перемикаються. Основний недолік муфт вільного ходу — неможливість гальмування трактора двигуном.

3.4. НАВАНТАЖЕННЯ В КОРОБЦІ ПЕРЕДАЧ. ВИДИ РУЙНУВАНЬ ОСНОВНИХ ДЕТАЛЕЙ

На деталі коробки передач (шестерні, вали, підшипники тощо) під час роботи діють сили, зумовлені увімкненою передачею (рис. 3.22).

У тривальній коробці передач (див. рис. 3.6) на зуби пари постійного зачеплення ($P_{п.3}$) приводу проміжного вала діють такі сили:

$$\left. \begin{array}{l} \text{колова } P_{п.3} = M_{к \max} / r_{\omega п.3} \\ \text{осьова (для косозубих коліс) } P_{x п.3} = P_{п.3} \operatorname{tg} \beta \\ \text{радіальна } P_{R п.3} = P_{п.3} \operatorname{tg} \alpha_{\omega} / \cos \beta \\ \text{нормальна } P_{н.п.3} = P_{п.3} / \cos \alpha_{\omega} \cos \beta \end{array} \right\} \quad (3.10)$$

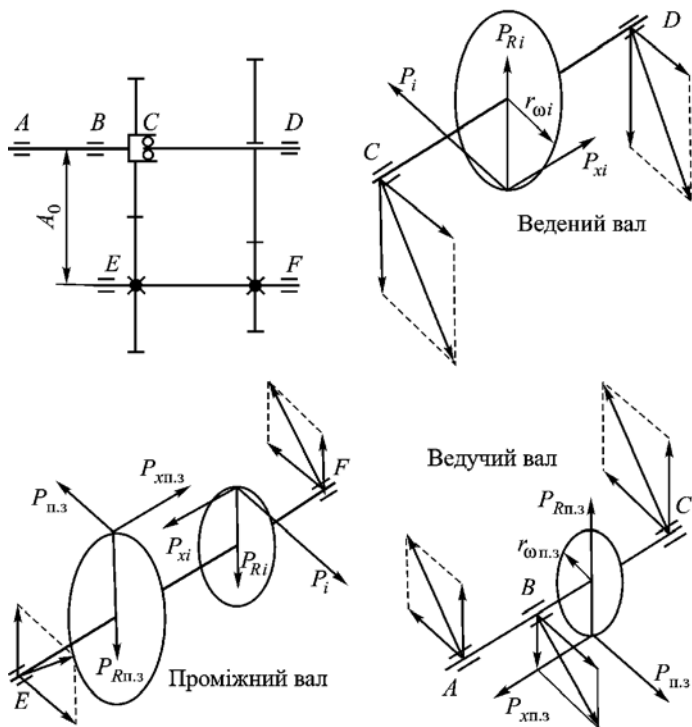


Рис. 3.22. Схема сил, що діють у тривальній коробці передач

де $M_{\text{к max}}$ — максимальний переданий зачепленням момент зламів зубів; α_{ω} — кут профілю зуба; β — кут нахилу зубів; $r_{\omega \text{ п.з}}$ — радіус ділильного кола шестерні ведучого вала.

На зуби пари у разі вмикання i -ї передачі діють такі сили:

$$\left. \begin{aligned} \text{колова } P_i &= M_{\text{к max}} i_i / r_{\omega i} \\ \text{осьова } P_{xi} &= P_i \operatorname{tg} \beta \\ \text{радіальна } P_{Ri} &= P_i \operatorname{tg} \alpha_{\omega} / \cos \beta \\ \text{нормальна } P_{ni} &= P_i / \cos \alpha_{\omega} \cos \beta \end{aligned} \right\} \quad (3.11)$$

де i_i — передатне число увімкненої передачі; $r_{\omega i}$ — радіус ділильного кола шестерні зубчастого веденого вала.

У коробках передач тракторів, як правило, використовують шестерні з прямим зубом (рис. 3.23, а), в автомобілів — косозубі (див. рис. 3.23, б), що сприяє більш плавному зачепленню, зменшенню шуму і зношення.

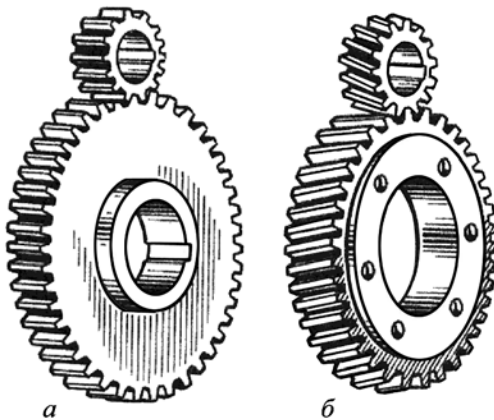


Рис. 3.23. Основні види зубчастих коліс коробок передач

Застосування косозубих шестерень приводить до виникнення в зачепленні осьових сил, пропорційних куту нахилу зубів. У двовальних коробках зрівноважити сили неможливо і вони сприймаються підшипниками, у тривальних — осьові сили зрівноважуються на проміжному валу на всіх передачах крім першої передачі і заднього ходу,

якщо вони виконані на прямозубих колесах (рис. 3.24).

Для цієї схеми

$$P_{xi} = P_{x2}; \quad P_{xi} = P_i \operatorname{tg} \beta; \quad P_{x2} = P_2 \operatorname{tg} \beta_2;$$

$$P_i = M_{\text{к max}} i_{\text{п.з}} / r_{\omega 1}; \quad P_2 = M_{\text{к max}} i_{\text{п.з}} / r_{\omega 2},$$

де $i_{\text{п.з}}$ — передатне число пари постійного зачеплення; $r_{\omega 1}, r_{\omega 2}$ — радіуси ділительних кіл зубчастих коліс проміжного вала.

З рівності осьових сил знаходимо

$$\operatorname{tg} \beta_1 / \operatorname{tg} \beta_2 = r_{\omega 1} / r_{\omega 2}. \quad (3.12)$$

За однакових модулів зубчастих коліс

$$\operatorname{tg} \beta_1 / \operatorname{tg} \beta_2 = Z_1 / Z_2, \quad (3.13)$$

де Z_1, Z_2 — числа зубів шестерень пари зачеплення.

Цілком зрівноважити осьові сили не вдається, оскільки кут нахилу зубів залежить від нормального модуля відстані між осями валів. У цьому разі підшипники мають бути розраховані на сприйняття незрівноваженої осьової сили, що є основною причиною їхнього руйнування.

Основні види руйнувань зубчастих зачеплень коробок передач і роздавальних коробок визначаються ламанням зубів, викришуванням від втомленості, абразивним зношенням, пошкодженням торців зубів.

Ламання зубів є найнебезпечнішим видом руйнування, що призводить до втрати роботоздатності коробки передач і роздавальної коробки через потрапляння шматків виламаних зубів у зачеплення. Зуби ламаються внаслідок значних перевантажень ударної чи статичної дії або багаторазово повторюваних навантажень.

Викришування поверхневих шарів зубів від втомленості є найбільш поширеним видом пошкодження зубів зубчастих коліс. Втомлене руйнування зубчастого зачеплення характеризується появою на робочих поверхнях зубів невеликих заглибин, що можуть призвести до ламання зуба. Цей вид руйнування в основному визначається тривалістю роботи зубчастого зачеплення та якістю мастильної рідини.

Абразивне зношення є основною причиною виходу з ладу зубчастих зачеплень коробок передач і роздавальних коробок. Цей вид пошкодження характеризується нерівномірністю зношення по профілю зуба, що призводить до підвищених динамічних навантажень і шуму під час роботи зачеплення. Основна причина абразивного зношення зубчастих зачеплень — низька якість мащення.

Пошкодження торців зубів є наслідком введення в зачеплення шестерень осьовим переміщенням. У пересувних зубчастих колесах із синхронізаторами зношення торців зубів зубчастих муфт значно менше.

Вали коробок передач сприймають навантаження скручування і згину. Вони визначаються силами, що діють на зубчасті колеса на всіх передачах коробки передач (див. рис. 3.19). Ці сили визначають реакції в опорах валів, за якими оцінюють найбільші згинальний і крутний моменти.

Основними причинами виходу з ладу *підшипників* є викришування робочих поверхонь від втомленості, руйнування кілець і тіл обертання, утворення вм'ятин на робочих поверхнях і руйнування сепараторів.

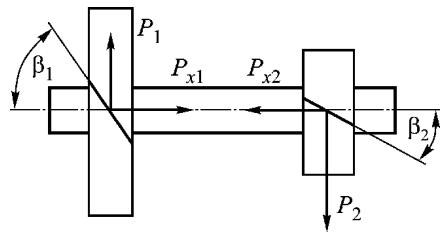


Рис. 3.24. Схеми сил, що діють на зубчасті колеса проміжного вала коробки передач

Втомне викришування робочих поверхонь є наслідком дії в поверхневих шарах деталей, що контактують у підшипнику, знакозмінних напружень, які призводять до появи мікротріщин. Серед механічних руйнувань найчастіше трапляється сколювання бортів роликів підшипників, пов'язане з перекошенням кілець. Через зношення кілець і тіл кочення підшипники тракторів чи автомобілів вибраковують у 2,5 раза частіше, ніж через викришування. Зношення підшипників істотно зменшують вдосконаленням конструкцій ущільнень і манжет.

Однією з найважливіших умов тривалої роботи підшипників є дотримання в них оптимальних зазорів. Збільшення радіальних зазорів порівняно з оптимальними знижує точність обертання, збільшує нерівномірність розподілу сил між тілами кочення, й отже, скорочує термін служби підшипників, збільшує вібрації. Зменшення зазорів погіршує здатність кулькових підшипників сприймати осьове навантаження, призводить до підвищення температури і знижує максимально допустимі частоти обертання.

3.5. ОСНОВНІ НЕСПРАВНОСТІ І ТЕХНІЧНЕ ОБСЛУГОВУВАННЯ

Зношення і руйнування основних деталей (шестерень, валів, підшипників тощо) коробок передач і роздавальних коробок призводить до виходу їх із ладу. У табл. 3.1 і 3.2 наведено можливі несправності найскладніших коробок передач автомобілів типу КамАЗ і тракторів ХТЗ-160, ХТЗ-170.

Догляд за коробкою передач полягає в основному у періодичній перевірці рівня оливи і своєчасній її зміні. Крім того, під час технічного обслуговування коробок передач перевіряють їх герметичність, змащують опори тяг керування.

Під час технічного обслуговування коробок передач з дільником особливу увагу слід приділяти обслуговуванню пневматичної системи дільника. При цьому виконують такі роботи:

- регулюють редукційний клапан на тиск вихідного повітря, що має бути в межах $0,42 \pm 0,02$ МПа;
- регулюють зазор між торцем кришки та обмежником клапана вмикання дільника, який при натисканні педалі зчеплення має бути в межах 0,2 – 0,6 мм;

Таблиця 3.1. Несправності коробок передач автомобілів типу КамАЗ та способи їх усунення

Ознака несправності	Причина несправності	Спосіб усунення
<i>Передача не вмикається</i>		
Автомобіль не рушає з місця	Зношення деталей і розрегулювання дистанційного приводу Руйнування підшипників шестерень вторинного вала	Зношені деталі замінити Розібрати опори дистанційного приводу, промити і закласти мастило 158
<i>Утруднене вмикання другої, третьої, четвертої і п'ятої передач</i>		
Удари і скрегіт під час перемикання передач	Зношення конусних кілець синхронізатора, блокувальних фасок пальців і каретки	Замінити синхронізатор
<i>Утруднене вмикання передач із дільником</i>		
Удари і скрегіт під час перемикання передач із дільником	Підвищений тиск повітря в пневмосистемі керування дільником Зношення конусних кілець синхронізатора, блокувальних фасок пальців і каретки	Відрегулювати редукційний клапан Замінити синхронізатор
<i>Самовимкання передач на ходу автомобіля</i>		
Автомобіль втрачає швидкість	Несправні фіксатори механізму вмикання	Замінити фіксатори
Двигун розвиває великі оберти	Ослаблення кріплення вилки перемикання передач, зношення сухарів Розрегульований дистанційний привід	Підтягти кріплення, замінити сухарі Відрегулювати дистанційний привід
<i>Передача в дільнику не вмикається</i>		
Швидкість автомобіля не змінюється при вмиканні дільника	Розрегульоване положення упора клапана вмикання дільника Забруднення сапуна клапана або повітряних каналів вмикання дільника передачі Засмічення пневмосистеми керування дільником	Відрегулювати положення упора клапана Промити дизельним паливом і продути стисненим повітрям сапун. За потреби промити і змазати деталі клапана мастилом 158 Промити і продути дросель, повітропроводи і клапани
<i>Підвищений шум під час роботи коробки передач</i>		
Шум у коробці передач підвищеної тональності	Зношення або ламання зубів шестерень Зруйновані підшипники валів	Замінити несправні деталі
<i>Витікання оливи з коробки передач</i>		
Плями оливи на картері або під машиною	Зношення або втрата еластичності манжет Підвищений тиск у картері Порушення герметичності на стичних поверхнях	Замінити манжети Промити сапун Підтягти кріпильні деталі або замінити прокладки

Таблиця 3.2. Несправності коробок передач тракторів типу ХТЗ-160, ХТЗ-170 та способи їх усунення

Ознака несправності	Причина несправності	Спосіб усунення
<i>Утруднене вмикання діапазонів</i>		
Удари і скрегіт під час перемикання передач	Розрегулювання механізму перемикання діапазонів і гальмівничка зчеплення	Відрегулювати довжину тяги блокування механізму перемикання діапазонів і гальмівничок зчеплення
<i>Підвищення рівня оливи в картері роздавальної коробки</i>		
Плями оливи на картері і під трактором	Порушення герметичності манжетного ущільнення гідронасоса начіпного механізму	Замінити манжетне ущільнення
<i>На всіх передачах знижений чи нульовий тиск оливи</i>		
Трактор не рушає з місця після увімкнення передачі	Знижений рівень оливи Забруднений забірний фільтр гідравлічної системи Несправний гідронасос або його привід Порушене регулювання перепускного гідророзподільника	За потреби долити оливу до середини контрольного вікна Вийняти фільтр з ущільнювальним кільцем, промити й установити на місце За потреби замінити гідронасос чи деталі приводу Відрегулювати перепускний гідророзподільник дизеля на тиск 0,9 – 1,1 МПа
<i>На всіх передачах тиск оливи знижується нижче 0,8 МПа зі зменшенням обертів дизеля</i>		
Трактор істотно втрачає швидкість зі зменшенням обертів дизеля	Клапан перепускного гідророзподільника залягає у відкритому положенні Порушена герметичність гідросистеми (є значні внутрішні перетікання оливи)	Розібрати перепускний гідророзподільник, промити клапан і продути стисненим повітрям За допомогою діагностичних приладів визначити місце перетікання оливи й усунути перетікання
<i>На одній чи двох передачах знижений або нульовий тиск оливи</i>		
Трактор зупиняється або знижує швидкість руху за вмикання відповідної передачі	Зруйновані чи залягають ущільнювальні кільця поршня гідропідтискної муфти Зруйновані чи залягають ущільнювальні кільця на хвостовику вторинного вала	Замінити кільця поршня гідропідтискної муфти тієї передачі, на якій знижений чи відсутній тиск оливи Замінити зруйновані кільця на вторинному валу. Відрегулювати зазор до 0,1 мм по колу між втулкою гідророзподільника і хвостовиком вторинного вала
<i>Під час перемикання передач спостерігається розрив потоку потужності</i>		
Трактор зупиняється з наступним ривком у разі перемикання передач	Залягають перекидні клапани Залягає золотник відсікання	Промити перекидні клапани. Під час складання сполучити позначки на золотнику і зубчастому секторі Промити деталі золотника відсікання, під час установлення перевірити легкість переміщення золотника

Ознака несправності	Причина несправності	Спосіб усунення
<i>На всіх передачах тиск оливи в гідросистемі перевищує 1,65 МПа і не знижується під час регулювання</i>		
Шум у коробці передач підвищеної тональності (зумер роботи зворотного гідроклапана)	Клапан перепускового гідророзподільника залягає в закритому положенні (не відкривається) Засмічений фільтр лінії нагнітання	Промити клапан і його корпус, перевірити легкість переміщення клапана. Під час складання звернути увагу на правильність установлення пробок За надмірного забруднення фільтрувального елемента замінити його
<i>Під час перемикання передачі чітко не фіксуються</i>		
Під час руху трактора відбувається мимовільне вимикання передач (трактор зупиняється)	Знизилось зусилля перемикання золотника Не перемикається або не фіксується важіль гідророзподільника Неправильно установлений фіксатор Заїдання в шарнірах тяг керування	Відрегулювати зусилля підтиснення пружини фіксатора Замінити фіксатор гідророзподільника, під час установлення перевірити легкість переміщення золотника гідророзподільника Установити фіксатор так, щоб напрямна фіксатора охоплювала сектор. Відрегулювати зусилля пружини Перевірити стан тяг і шарнірів, видалити можливі забруднення

- змащують деталі клапана вмикання дільника і механізм перемикання мастилом 158, а трос від перемикача — трансмісійним маслом.

Технічне обслуговування коробок передач тракторів типу ХТЗ-160 і ХТЗ-170 з перемиканням передач без розриву потоку потужності полягає в основному в заміні паперових елементів фільтра лінії нагнітання. Слід пам'ятати, що після перших 125 мотогодин роботи трактора паперові елементи фільтра гідросистеми коробки передач замінюють обов'язково. Оливу в коробці передач замінюють через 2000 мотогодин роботи трактора.

Через кожні 250 мотогодин роботи перевіряють рівень оливи в коробці передач і за потреби доливають її до рівня ± 5 мм від середини контрольного вікна.

У процесі роботи трактора перевіряють блокування перемикання діапазонів коробки передач, за потреби регулюють гідророзподільник перемикання передач, перепусковий (переливний) клапан, замінюють манжетні ущільнення й ущільнювальні кільця.

3.6. ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ І ВДОСКОНАЛЕННЯ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

Тенденції вдосконалення конструкцій коробок передач тракторів спрямовані в основному на збільшення числа ступенів до 20–30 і більше. Для отримання повзучих (< 1 км/год) швидкостей застосовують ходозменшувачі з великим передатним числом. Число ступенів заднього ходу також збільшується і досягає на багатьох тракторах половини числа ступенів переднього ходу.

Під час створення автомобільних коробок передач вирішують завдання забезпечення максимальної тягової сили, мінімальної витрати палива і високих динамічних якостей автомобіля при розгоні і гальмуванні.

Цим вимогам відповідають безступінчасті передачі, які застосовують як трансмісії на тракторах та автомобілях. У безступінчастих трансмісіях тягова потужність N_T і тягове зусилля P_T за швидкості руху трактора чи автомобіля v пов'язані між собою залежністю

$$N_T = P_T v / 1000. \quad (3.14)$$

Максимальне тягове зусилля для заданої швидкості руху можна отримати за роботи двигуна в режимі максимальної потужності:

$$P_{T \max} = 1000 N e_{\max} \eta_{\text{тр}} / v, \quad (3.15)$$

де $N e_{\max}$ — максимальна потужність на колінчастому валу двигуна; P_T — тягова сила на колесах; v — швидкість; $\eta_{\text{тр}}$ — ККД трансмісії.

Позначивши сталу величину $1000 N e_{\max} \eta_{\text{тр}} = A$, отримаємо

$$P_{T \max} = A / v. \quad (3.16)$$

Отже, максимально можлива тягова сила за сталої потужності двигуна і відповідної їй сталої частоти обертання колінчастого вала має знаходитись у гіперболічній залежності від швидкості руху.

Забезпечити таку залежність може тільки безступінчаста передача, в якій за сталих крутного моменту і кутової швидкості ведучого вала крутний момент і кутова швидкість веденого вала безупинно змінюються залежно від швидкості руху. Передатне число коробки передач, що відповідає цій вимозі, визначають у такий спосіб:

$$i_{к.п} = \omega_{eN} r_k / i_{г.п} v, \quad (3.17)$$

де ω_{eN} — кутова швидкість колінчастого вала двигуна за максимальної потужності; $i_{г.п}$ — передатне число головної передачі; r_k — радіус кочення колеса.

Позначивши $\omega_{eN} r_k / i_{г.п} = B$, дістанемо

$$i_{к.п} = B/v. \quad (3.18)$$

Розглянемо умови, за яких безступінчаста передача може забезпечити мінімальну витрату палива. Витрата палива залежить від передатного числа. Очевидно, що тільки на відповідній швидкості двигун працюватиме з повним навантаженням. Нагадаємо, що питома витрата палива мінімальна за роботи двигуна з повним навантаженням чи близьким до нього. У разі руху з меншою швидкістю економічність двигуна знижується (неповне навантаження). Для того щоб рух із відповідною швидкістю по дорозі став економічним, передатне число коробки передач потрібно зменшити так, щоб за певної швидкості руху двигун трактора чи автомобіля мав повне навантаження.

Отже, для забезпечення максимальної економічності передатне число коробки передач має змінюватись залежно і від швидкості, і від опору руху.

Потенційно безступінчаста коробка передач може забезпечити трактору чи автомобілю оптимальні тягово-швидкісні і паливно-економічні властивості. У разі використання безступінчастої коробки передач зменшується час розгону; полегшується керування, оскільки передатне число змінюється автоматично; підвищується прохідність трактора й автомобіля в результаті постійного підведення потужності до ведучих коліс.

На автомобілях і тракторах як безступінчасті трансмісії застосовують фрикційні передачі, об'ємні гідроприводи, гідродинамічні й електромеханічні передачі.

Фрикційні передачі (часто їх називають *варіаторами*) розрізняють за характером фрикційного зв'язку між ведучими і веденими елементами: із гнучким зв'язком і з безпосереднім контактом. Обов'язковою умовою роботи фрикційної безступінчастої передачі є такий коефіцієнт тертя μ у контакті фрикційних елементів, який перевищує питому дотичну силу:

$$\mu > k_0, \quad (3.19)$$

де k_0 — відношення дотичної сили в контактї до нормальної.

Спільним для всіх безступінчастих фрикційних передач є відсутність внутрішньої автоматичності зміни передатного числа (саморегулювання), тому в таких передачах потрібний спеціальний регулятор, що реагує на навантаження і швидкість руху. Крім того, необхідний механізм рушання (зчеплення) і механізм реверса для забезпечення руху заднім ходом.

У контактї фрикційних елементів у тій чи іншій мірі виявляється відносне ковзання, що відбивається на зменшенні ККД передачі.

На автомобілях застосовують фрикційні безступінчасті передачі з безпосереднім контактом (лобовий варіатор з тілами кочення). Найбільш відомий фрикційний тороїдальний варіатор (рис. 3.25), який установлюють на англійських автомобілях малого класу й автобусах.

У цьому варіаторі в міру збільшення крутного моменту кульки, що перекочуються по канавках змінного перетину, переміщують вал 8 і стискають при цьому пружину 7, внаслідок чого зусилля в контактах дисків із роликів зростає. Передатне число визначається відношенням радіусів $i_{\text{вар}} = R/r$, причому залежно від положення роликів передатне число може бути як більшим, так і меншим за одиницю. За горизонтального розміщення роликів передатне число дорівнює оди-

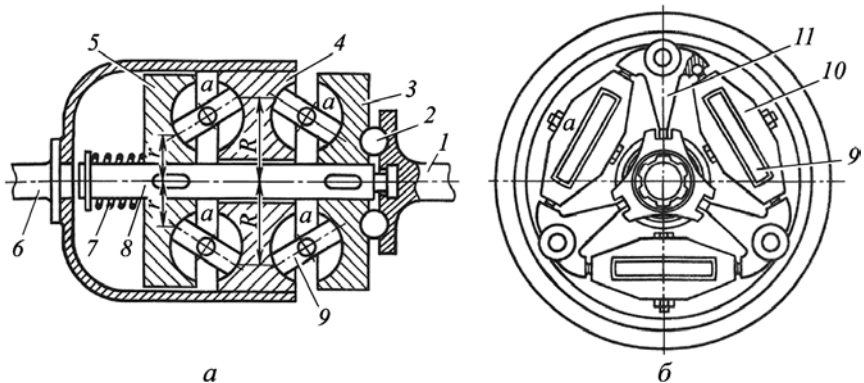


Рис. 3.25. Фрикційний тороїдальний варіатор (а) та схема пристрою (б):

1 — ведучий вал; 2 — навантажувальний пристрій; 3, 5 — ведучі диски; 4 — ведений диск; 6, 8 — ведені вали; 7 — пружина; 9 — ролики; 10 — обойма; 11 — важелі

ниці. Напрямки обертання веденого b і ведучого l валів у цій передачі завжди протилежні. Для отримання передачі заднього ходу потрібен реверс, який розміщують за передачею і керують важелем ручного приводу.

Цікавим є спосіб зміни передатного числа (див. рис. 3.25, б). Кожен ролик укладено в обойму 10 , яка може повертатися відносно осі, що проходить через точки контакту a , за допомогою важелів 11 . У разі повертання важелів 11 на деякий кут ролики перекочуються в нове положення, що визначає задане передатне число. Керує важелями регулятор, який реагує на швидкість і навантаження автомобіля. У місці контакту роликів з тороїдальними поверхнями дисків потрібно створити високий тиск, щоб сила тертя забезпечила передачу крутного моменту. У контакті неминуче деяке відносне проковзування, що за високого тиску призводить до інтенсивного зношування тертьових поверхонь.

Гідрооб'ємна трансмісія (об'ємна гідропередача — ОГП) поєднує гідронасос ГН, що приводиться від двигуна, і один або кілька гідромоторів ГМ, що можуть бути розміщені безпосередньо біля коліс (рис. 3.26, а) чи в іншому місці, наприклад перед головною передачею (див. рис. 3.26, б). Гідронасос створює гідростатичний напір рідини, а гідромотор перетворює енергію напору рідини на механічну роботу. Гідронасос сполучений з гідромотором (гідромоторами) трубопроводами високого тиску. Уся гідросистема є замкненою. У коло циркуляції включено гідронасос підживлення для запобігання кавітації і розриву струменя робочої рідини. Гідронасос підтримує надлишковий тиск у зворотній гідролінії в межах 1,0 – 1,2 МПа. Залежно від конструкції гідроагрегатів робочий тиск у системі може становити 10 – 50 МПа. Незалежно від конструкції гідронасос і гідромотор є оборотними гідроагрегатами.

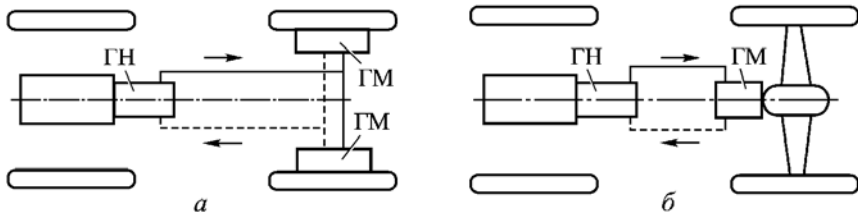


Рис. 3.26. Схеми трансмісій з гідрооб'ємними передачами

В автомобілях і тракторах здебільшого застосовують поршневі гідроагрегати двох типів: радіально-поршневі й аксіально-поршневі (рис. 3.27).

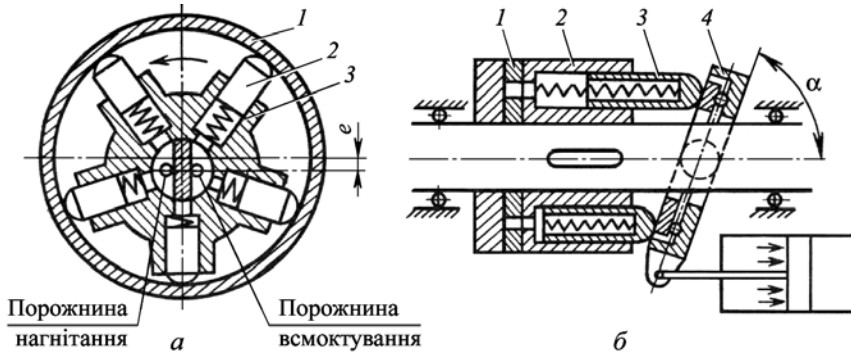


Рис. 3.27. Схема радіальної (а) й аксіальної (б) поршневих об'ємних гідромашин

У радіальній роторно-поршневій машині (див. рис. 3.27, а) під час обертання ротора 3 поршні 2 ковзають по внутрішній поверхні статора 1 і виконують зворотно-поступальні рухи відносно ротора. Робочі камери гідромашин крізь радіальні отвори по чергову з'єднуються то з всмоктувальною, то з нагнітальною магістралями. З метою регулювання продуктивності гідромашини змінюють ексцентриситет e .

В аксіально-поршневих гідромашинах (див. рис. 3.27, б) робочі порожнини в роторі 2 розміщені паралельно осі вала, а поршні 3 рухаються зворотно-поступально внаслідок їх взаємодії під час обертання з похилим опорним диском 4. Розподільний пристрій — це нерухоме колесо 1, до якого ротор щільно прилягає торцем. В останньому є два дугоподібних вікна, одне з яких з'єднане зі всмоктувальною, а інше — з нагнітальною магістраллю. Продуктивність аксіально-поршневих гідромашин регулюють зміною кута α нахилу опорного диска.

Гідрооб'ємну трансмісію характеризують такими параметрами, як кінематичне $i_{\text{ОГП}}$ і силове (коефіцієнт трансформації) K передатні числа, ККД $\eta_{\text{ОГП}}$.

Передатне число гідрооб'ємної трансмісії

$$i_{\text{ОГП}} = \omega_{\text{Н}} / \omega_{\text{М}}, \quad (3.20)$$

де $\omega_{\text{Н}}$, $\omega_{\text{М}}$ — кутові швидкості валів роторів відповідно гідронасоса і гідромотора.

Коефіцієнт трансформації (силове передатне число)

$$K = M_M / M_H, \quad (3.21)$$

де M_M, M_H — крутні моменти на валах роторів відповідно гідромотора і гідронасоса.

ККД гідрооб'ємної трансмісії

$$\eta_{\text{ОГП}} = N_M / N_H = M_M \omega_M / M_H \omega_H, \quad (3.22)$$

де N_M, N_H — потужності на валах роторів гідромотора і гідронасоса.

Потужність, підведена до гідромотора, є потужністю на валу гідронасоса з урахуванням втрат у гідронасосі:

$$N_{\text{під}} = M_H \omega_H \eta_{\text{о.н}} \eta_{\text{в.н}}, \quad (3.23)$$

де $\eta_{\text{о.н}}$ — ККД, що враховує об'ємні втрати в гідронасосі (втрати через витікання рідини); $\eta_{\text{в.н}}$ — ККД, що враховує внутрішні втрати в гідронасосі (механічні і гідравлічні).

Потужність на валу ротора гідромотора — це потужність, підведена від гідронасоса з урахуванням втрат у гідромоторі:

$$N_M = M_H \omega_H \eta_{\text{о.н}} \eta_{\text{в.н}} \eta_{\text{о.м}} \eta_{\text{в.м}}, \quad (3.24)$$

де $\eta_{\text{о.м}}$ — ККД, що враховує об'ємні втрати в гідромоторі; $\eta_{\text{в.м}}$ — ККД, що враховує внутрішні втрати в гідромоторі.

Отже, ККД гідрооб'ємної трансмісії

$$\eta_{\text{ОГП}} = \eta_{\text{о.н}} \eta_{\text{в.н}} \eta_{\text{о.м}} \eta_{\text{в.м}}. \quad (3.25)$$

Для окремих гідроагрегатів характерні такі значення ККД: об'ємний ККД $\eta_{\text{о.н}} \approx \eta_{\text{о.м}} = 0,94 \dots 0,98$; внутрішній ККД $\eta_{\text{в.н}} \approx \eta_{\text{в.м}} = 0,92 \dots 0,96$. Відповідно до наведених значень $\eta_{\text{ОГП}} = 0,85 \dots 0,89$.

Основні гідроагрегати — гідронасос і гідромотор — можна характеризувати такими параметрами, як подача — відповідно Q_H і Q_M та моменти на валах роторів — M_H і M_M :

$$Q_H = V_H \omega_H \eta_{\text{о.н}} / 2\pi, \quad (3.26)$$

де V_H — робочий об'єм гідронасоса, тобто об'єм рідини, що нагнітається теоретично за один оберт вала гідронасоса;

$$Q_M = V_M \omega_M / 2\pi \eta_{\text{о.м}}, \quad (3.27)$$

де V_M — робочий об'єм гідромотора, тобто об'єм рідини, що витрачається теоретично за один оберт вала гідромотора;

$$\begin{aligned} M_M &= V_M p_{\text{ОГП}} / \eta_{\text{в.м}}; \\ M_H &= V_H p_{\text{ОГП}} / \eta_{\text{в.н}}, \end{aligned} \quad (3.28)$$

де $p_{\text{ОГП}}$ — тиск, що створюється у системі.

Переваги гідрооб'ємних трансмісій порівняно з механічними та іншими типами передач, у зв'язку з якими ці передачі вважають дуже перспективними, такі:

- безступінчастість регулювання силового і кінематичного передатних чисел, що дає змогу поліпшити тягові якості, прохідність і маневреність тракторів та автомобілів;
- простота автоматизації керування і регулювання режимів роботи тракторів та автомобілів;
- можливість захисту двигуна трактора чи автомобіля від перевантаження;
- вільність компоновання тракторів та автомобілів.

Недоліки гідрооб'ємних трансмісій обумовлені в основному підвищеними технологічними вимогами до виготовлення гідроагрегатів і високими вимогами щодо чистоти робочої рідини.

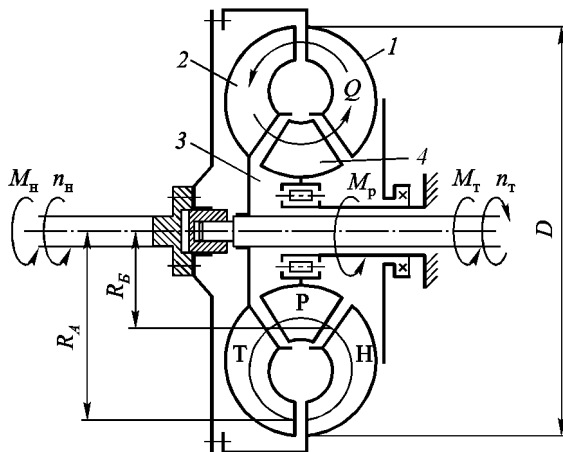


Рис. 3.28. Схема гідротрансформатора:

1 — колесо насоса (Н); 2 — колесо турбіни (Т); 3 — муфта вільного ходу; 4 — колесо реактора (Р); Q — коло циркуляції

Основою конструкції *гідродинамічної передачі* є гідротрансформатор (рис. 3.28), у якому аналогічно гідромуфті (див. рис. 3.15, 3.16) енергія від колінчастого вала двигуна до ведучих коліс трактора чи автомобіля передається за рахунок динамічного напору рідини.

У гідротрансформаторі колесо насоса 1 з'єднують безпосередньо з колінчастим валом двигуна, колесо турбіни 2 — з механі-

змом, що передає крутний момент на ведучі колеса, колесо реактора 4, яке виконує функцію напрямного колеса потоку рідини, закріплюють нерухомо і розміщують безпосередньо за турбіною.

Під час обертання колеса насоса 1, з'єданого з колінчастим валом, рідина під дією відцентрових сил починає обертатися по колу циркуляції (як показано стрілками). Її рух у порожнині насоса супроводжується накопиченням кінетичної енергії. Далі частина цієї енергії реалізується на корисну потужність у лопатках турбіни, сполученої з веденим валом, а решта витрачається на подолання опорів у колі циркуляції.

У нерухомому реакторі створюються додаткові опори руху рідини за рахунок зміни напрямку її потоку. В результаті нерухомий напрямний апарат реактора через рідину впливає на лопатки турбіни і збільшує або зменшує крутний момент, що підводиться до них від насоса. Лопатки реактора встановлені так, щоб струмінь рідини за нерухомої турбіни був спрямованим до них під невеликим кутом атаки, забезпечував найбільший тиск потоку на реактор і створював на ньому момент M_p . У свою чергу, рідина реактивно впливає на лопатки турбіни в напрямку її обертання і збільшує момент на ній за рахунок передачі моменту реактора. Отже, за нерухомого колеса турбіни (момент рушання трактора або автомобіля з місця) момент на його лопатках є сумою моментів на насосному M_n і реакторному M_p колесах, тобто

$$M_T = M_n + M_p. \quad (3.29)$$

Під час обертання турбінного колеса рідина, що надходить з його лопаток у реактор і має швидкість переносного руху, діє на лопатки реактора під невеликим кутом атаки, зменшує M_p і відповідно M_T .

Коли швидкість обертання турбінного колеса мала, вектор абсолютної швидкості потоку спрямований паралельно стінкам лопаток реактора (кут атаки дорівнює нулю) і $M_p = 0$; момент на лопатках колеса турбіни $M_T = M_n$. Зі збільшенням швидкості обертання колеса турбіни відхилення вектора абсолютної швидкості від попереднього напрямку істотно зростає. Рідина починає тиснути на лопатки колеса реактора в зворотний бік і створювати на ньому момент протилежного напрямку, що зменшує момент на валу турбіни. У цьому разі $M_T = M_n - M_p$.

Отже, момент на лопатках колеса турбіни залежно від швидкості його обертання в загальному вигляді визначається рівнянням

$$M_T = M_H \pm M_P. \quad (3.30)$$

Весь процес перетворення крутного моменту в гідротрансформаторі відбувається безступінчасто й автоматично залежно від зміни частоти обертання колеса турбіни відносно частоти обертання ротора насоса. Тому гідротрансформатор є саморегульованим агрегатом.

Перетворення моменту гідротрансформатором оцінюють коефіцієнтом трансформації K_T (силовим передатним числом) — відношенням моменту, отриманого на валу турбіни, до моменту на лопатках колеса насоса:

$$K_T = M_T / M_H = (M_H \pm M_P) / M_H = 1 \pm (M_P / M_H). \quad (3.31)$$

За сталого руху трактора чи автомобіля момент на валу турбіни дорівнює моменту опору руху машини, зведеному до того самого вала. Зі збільшенням навантаження рівновага порушується і частота обертання турбіни зменшується. Це приводить до таких послідовно зв'язаних явищ, як зменшення відцентрової сили, яка протидіє руху рідини по меридіальному перетину робочої порожнини, і зростання швидкості циркуляції. У результаті момент M_T автоматично зростає доти, доки не встановиться рівновага між ним і моментом опору.

Енергетичні втрати в гідротрансформаторі оцінюють ККД:

$$\eta_T = N_T / N_H = M_T \omega_T / M_H \omega_H = K_T i_T, \quad (3.32)$$

де N_T, N_H — потужності відповідно турбіни і насоса; ω_T, ω_H — частоти обертання відповідно валів турбінного і насосного коліс; $i_T = \omega_T / \omega_H$ — передатне відношення гідротрансформатора.

Зазвичай $\eta_{T \max} = 0,85 \dots 0,90$.

Зі зменшенням об'єму робочої рідини внаслідок витікання крізь нещільності гідродинамічний напір зменшується і гідротрансформатор не передає максимальний крутний момент двигуна до ведучих коліс. У цьому разі навіть нові трактор чи автомобіль матимуть знижену тягову потужність.

До переваг гідротрансформатора належать:

- здатність автоматично змінювати передатне відношення за зміни опору руху, що полегшує керування трактором та автомобілем;
- здатність гасити крутильні коливання в трансмісії і зменшувати можливість передачі ударних навантажень; внаслідок установа

гідротрансформатора ресурс двигуна і трансмісії збільшується приблизно вдвічі;

- підвищення прохідності трактора й автомобіля у складних дорожніх умовах у результаті безперервного підведення крутного моменту до коліс;
- малі розміри і маса гідротрансформатора;
- підвищення комфортабельності (плавність рушання, відсутність ривків).

Однак гідротрансформатор має також деякі недоліки, що перешкоджають широкому його застосуванню. До них належать:

- нижчий ніж у ступінчастих коробках передач ККД, причому високі значення ККД гідротрансформатора лежать у вузьких межах, внаслідок чого паливно-економічні властивості трактора й автомобіля за певних умов знижуються;
- неможливість автономного використання гідротрансформатора на тракторі чи автомобілі через порівняно малий діапазон ($D = 2...3$); з цієї причини гідротрансформатор завжди застосовують у поєднанні зі ступінчастою коробкою передач;
- складність конструкції, й отже, вища вартість.

Гідротрансформатор, об'єднаний зі ступінчастою коробкою передач, — це *гідромеханічна передача*. Ступінчасту коробку передач можна з'єднувати з гідротрансформатором послідовно або паралельно (двопоотокова передача). Призначення ступінчастої коробки — збільшення діапазону і забезпечення роботи гідротрансформатора в режимі високих значень ККД на переважаючих експлуатаційних режимах, а також отримання передачі заднього ходу і нейтрального положення.

Типовим прикладом взаємодії гідротрансформатора і механічної коробки передач є гідромеханічна передача (рис. 3.29) автобуса ЛиАЗ-677М. Передача складається з гідротрансформатора (див. рис. 3.29, *а*), корпус 3 якого через привідний вал 1 з'єднується з колінчастим валом двигуна і механічною двоступінчастою коробкою передач (див. рис. 3.29, *б*) з автоматичним керуванням. Знижувальна передача коробки має передатне число 1,79, задній хід — 1,71.

На *знижувальній передачі* замкнені передні диски гідропідтисної муфти В, що з'єднують шестерню 8 з ведучим валом 7. Муфта 11 вільного ходу знаходиться в крайньому лівому положенні і блокує на веденому валу шестерню 17. При цьому крутний момент від ведучого

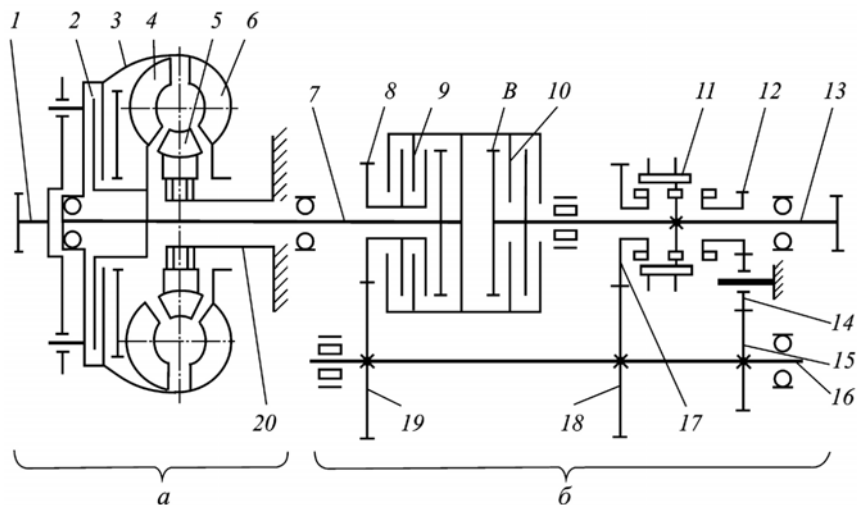


Рис. 3.29. Схема гідромеханічної передачі автобуса ЛиАЗ-677М:

а — гідротрансформатор; *б* — коробка передач; 1 — привідний вал; 2 — фрикційне зчеплення; 3 — корпус; 4 — турбінне колесо; 5 — реактор; 6 — насосне колесо; 7 — ведучий вал; 8, 12, 14, 17 — шестерні; 9, 10 — диски; 11 — зубчаста муфта; 13 — ведений вал; 15 — колесо; 16 — проміжний вал; 18, 19 — зубчасті колеса; 20 — опора

вала через передні диски 9 гідропідтискнутої муфти *В*, шестерню 8, зубчасті колеса 19, 18, шестерню 17 і муфту 11 передається на ведений вал коробки передач, а від нього — до ведучих коліс.

На *прямій передачі* замкнені задні диски 10 гідропідтискнутої муфти *В*. При цьому муфта 11 знаходиться в нейтральному положенні. За фрикційного сполучення ведучий і ведений вали жорстко з'єднані між собою, і крутний момент передається без змін.

На *передачі заднього ходу* вмикаються передні диски 9 гідропідтискнутої муфти, муфта 11 переводиться в крайнє праве положення і блокує шестерню 12 заднього ходу. При цьому крутний момент від ведучого вала через шестерню 8, зубчасте колесо 19 передається на проміжний вал 16, а від нього — через колесо 15, шестерні 14 і 12 на ведений вал 13 і за допомогою шестерні 14 змінює напрямок його обертання.

В умовах експлуатації можуть складатися такі режими роботи гідромеханічних передач, коли гідротрансформатор примусово блокується, тобто його насосне і турбінне колеса жорстко з'єднуються між

собою в результаті вмикання фрикційного зчеплення 2, і гідротрансформатор переходить на режим роботи гідромуфти, за якого переданий крутний момент не змінюється.

Автобуси ЛАЗ-4202 оснащені гідромеханічними передачами з триколісним гідротрансформатором і триступінчастою механічною коробкою передач.

Гідромеханічні передачі автомобілів БелАЗ-548, БелАЗ-7525, МАЗ-7310 оснащені чотириколісними гідротрансформаторами і триступінчастими механічними коробками передач, а також електрогідравлічними системами автоматичного керування коробкою передач, що здійснюється за допомогою відцентрового регулятора і гідравлічного перемикача залежно від швидкості руху і ступеня натискання на педаль керування подачею палива.

На сільськогосподарських тракторах гідротрансформатор встановлено на тракторі класу 30 кН моделі ДТ-175С виробничого об'єднання «Волгоградський тракторний завод» (Росія). Основні параметри гідротрансформатора: коефіцієнт трансформації $K_T = 3,3 \pm 0,3$; максимальний ККД в режимі трансформації крутного моменту не менше 0,9; передатне відношення при переході на режим гідромуфти $i = 0,85 \dots 0,87$.

Електромеханічні трансмісії за компонованням однотипні з гідрооб'ємними трансмісіями (див. рис. 3.26). Така трансмісія містить генератор постійного чи змінного струму з приводом від двигуна внутрішнього згорання та один або кілька тягових електродвигунів. Зазвичай тягові електродвигуни розміщені у ведучих колесах. Наприклад, на автомобілях-самоскидах БелАЗ великої вантажопідйомності застосовано два тягові електродвигуни, встановлені у задніх ведучих колесах — так звані мотор-колеса.

В електромеханічних трансмісіях в основному використовують тягові електродвигуни послідовного збудження, тягові характеристики яких мають гіперболічну залежність крутного моменту від кутової швидкості. Зі збільшенням навантаження відбувається автоматичне підвищення крутного моменту і відповідне зниження кутової швидкості, причому діапазон безступінчастої зміни передатних чисел, а отже, і діапазон зміни тягового моменту може бути в межах 4 – 5.

Електромеханічні трансмісії застосовують в основному на великовантажних автомобілях-самоскидах та автомобілях-тягачах, у яких порівняно просто розмістити мотор-колеса у ведучих колесах.

Перевагами електромеханічних трансмісій порівняно з механічними є:

- автоматичність зміни тягового моменту залежно від навантаження;
- вільне компонування;
- полегшене керування трансмісією автомобіля;
- можливість використання тягового електродвигуна як гальма-сповільнювача на затяжних спусках;
- підвищення прохідності автомобілів та автопоїздів унаслідок збільшення розміру ведучих коліс;
- підвищення ресурсу двигуна через відсутність динамічних навантажень, що передаються жорстким зв'язком при механічній трансмісії.

Основним недоліком, що перешкоджає широкому застосуванню електромеханічних трансмісій, є їх низький ККД, що за оптимальних режимів не перевищує 0,85; це знижує паливну економічність на 15 – 20 %. Крім того, для електромеханічних трансмісій потрібні дорогі матеріали.

Контрольні запитання і завдання

1. Яке призначення коробки передач? Які вимоги ставлять до коробок передач та як їх класифікують? **2.** Як у коробці передач змінюється крутний момент і частота обертання? **3.** Яке призначення та яку будову мають роздавальні коробки? **4.** Для чого в трансмісії встановлено збільшувач крутного моменту? Як він побудований і як працює? **5.** Розкажіть про будову синхронізатора. Для чого він призначений і як працює? **6.** Як працює пневматичний привід перемикачів передач? **7.** З яких деталей складається коробка передач трактора ХТЗ-170? Як у ній перемикаються передачі без розриву потоку потужності? **8.** Які навантаження діють у коробці передач та які основні види руйнувань у ній можуть виникнути? **9.** Назвіть основні несправності, що можуть виникнути в коробці передач. Як їх передбачити й усунути? **10.** Назвіть операції технічного обслуговування коробок передач. **11.** Як передається крутний момент у гідростатичній трансмісії? З яких агрегатів вона складається? **12.** Назвіть переваги і недоліки гідродинамічної трансмісії. Яку будову має гідротрансформатор та як він працює?



ПРОМІЖНІ З'ЄДНАННЯ І КАРДАННІ ПЕРЕДАЧІ

4.1. ПРИЗНАЧЕННЯ, ВИМОГИ, КЛАСИФІКАЦІЯ

Проміжні з'єднання застосовують на тракторах для передачі крутного моменту від вала зчеплення до первинного вала коробки передач в умовах можливої неспіввісності з'єднаних валів у межах $2 - 10^\circ$.

Проміжні з'єднання поділяють на *еластичні*, *жорсткі* і *комбіновані*.

Карданні передачі мають таке саме призначення, як і проміжні з'єднання. Однак їх використовують у тих випадках, коли з'єднані силові агрегати значно віддалені один від одного і коли їх відносне розміщення може змінюватися в процесі руху автомобіля чи трактора. Здебільшого карданні передачі застосовують для з'єднання веденого вала коробки передач чи роздавальної коробки з валами ведучих мостів.

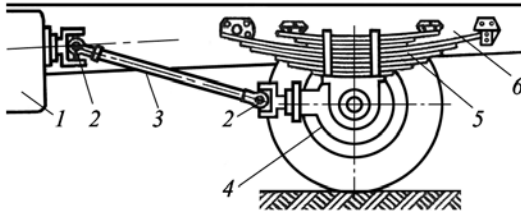
Карданні передачі за конструкцією карданного шарніра класифікують на кардани несталих і сталих кутових швидкостей. Карданні шарніри несталих кутових швидкостей, що мають дві фіксовані осі коливання, використовують у карданній передачі за кута переміщення не більше 20° . Карданні шарніри сталих кутових швидкостей застосовують у приводі ведучих і водночас напрямних коліс, із кутом повороту веденого вала до 45° .

До проміжних з'єднань і карданних передач ставлять такі вимоги:

- передача крутного моменту без створення додаткових навантажень у трансмісії (згинальних, вібраційних, осьових);
- можливість передачі крутного моменту із забезпеченням сталості кутових швидкостей ведучого і веденого валів незалежно від кута між з'єднаними валами;
 - забезпечення високого ККД у всіх з'єднаннях карданної передачі;
 - створення умов для надійної роботи передачі з великим періодом технічного обслуговування.

4.2. ТИПОВІ СХЕМИ КАРДАННОЇ ПЕРЕДАЧІ. ПРИНЦИП РОБОТИ

На автомобілі коробка передач 1 (рис. 4.1) установлена на рамі 6, а задній міст 4 підвішений до рами на пружних ресорах 5. Під час руху автомобіля положення заднього моста відносно рами й осі вторинного вала коробки передач постійно змінюється. Момент від коробки передач 1 до ведучого моста 4 передається карданною передачею, що



складається з карданних шарнірів 2 і карданного вала 3. Карданні шарніри забезпечують передачу крутного моменту між валами, осі яких не лежать на одній прямій, а шліцьові з'єднання карданного вала — зміну відстані між шарнірами.

Рис. 4.1. Схема карданної передачі

Для карданної передачі із шарнірами несталих кутових швидкостей (рис. 4.2, а) співвідношення між кутовими швидкостями ведучого ω_1 , веденого ω_2 валів і їх неспіввісності (кут γ) характеризують залежністю

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \gamma}{1 - \sin^2 \gamma \cos^2 \alpha}. \quad (4.1)$$

З рівняння (4.1) і рис. 4.2, б випливає, що значення відношення $\omega_2/\omega_1 = 1/\cos \gamma$ найбільше за $\cos^2 \alpha = 1$ ($\alpha = \pi k$; $k = 0, 1, \dots, n$). Найменшого значення ω_2/ω_1 досягає, коли $\cos^2 \alpha = 0$ ($\alpha = \pi/2 + \pi k$; $k = 0, 1, \dots, n$). Ступінь нерівномірності обертання веденого вала визначається коефіцієнтом нерівномірності обертання

$$u_{\text{н.о}} = (\omega_{2\text{max}} - \omega_{2\text{min}})/\omega_1.$$

Оскільки $\omega_{2\text{max}} = \omega_1/\cos \gamma$; $\omega_{2\text{min}} = \omega_1 \cos \gamma$, то коефіцієнт нерівномірності обертання можна виразити рівнянням

$$u_{\text{н.о}} = \frac{\omega_1/\cos \gamma - \omega_1 \cos \gamma}{\omega_1} = \frac{\sin^2 \gamma}{\cos \gamma}. \quad (4.2)$$

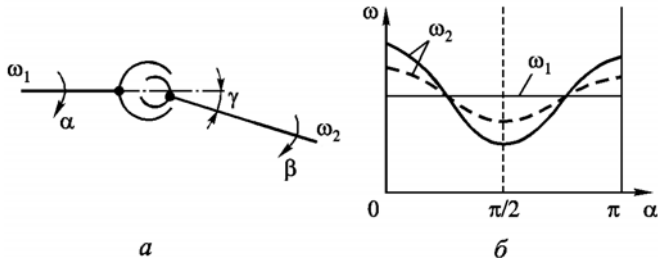


Рис. 4.2. Схема карданної передачі (а) і залежність кутової швидкості ω_2 веденого вала карданного шарніра від кута α повороту ведучого вала за різних значень кута γ між валами і сталої кутової швидкості ω_1 ведучого вала (б)

Зі збільшенням кута γ між валами нерівномірність обертання веденого вала інтенсивно зростає.

Для карданної передачі з двома карданными шарнірами і валами, розміщеними в одній площині (рис. 4.3, а), ведучі вилки шарнірів прийнято встановлювати під кутом $\pi/2$ одну відносно одної.

Для першого шарніра, в якому ведуча вилка лежить у площині креслення, що є початком відліку кута повороту валів, справедливе таке співвідношення кутів повороту ведучого і веденого валів:

$$\operatorname{tg}\beta = \operatorname{tg}\alpha / \cos\gamma_1, \text{ або } 1/\operatorname{tg}\beta = \cos\gamma_1 / \operatorname{tg}\alpha .$$

Для другого шарніра, в якому ведуча вилка повернена на кут $\pi/2$ відносно площини креслення (див. рис. 4.3, б),

$$\operatorname{tg}(\pi/2 + \varphi) = \operatorname{tg}(\pi/2 + \beta) / \cos\gamma_2, \text{ або } 1/\operatorname{tg}\beta = \cos\gamma_2 / \operatorname{tg}\varphi .$$

Зрівнявши праві частини рівнянь для першого і другого шарнірів, отримаємо

$$\cos\gamma_1 / \operatorname{tg}\alpha = \cos\gamma_2 / \operatorname{tg}\varphi ,$$

звідки

$$\operatorname{tg}\varphi / \operatorname{tg}\alpha = \cos\gamma_2 / \cos\gamma_1 .$$

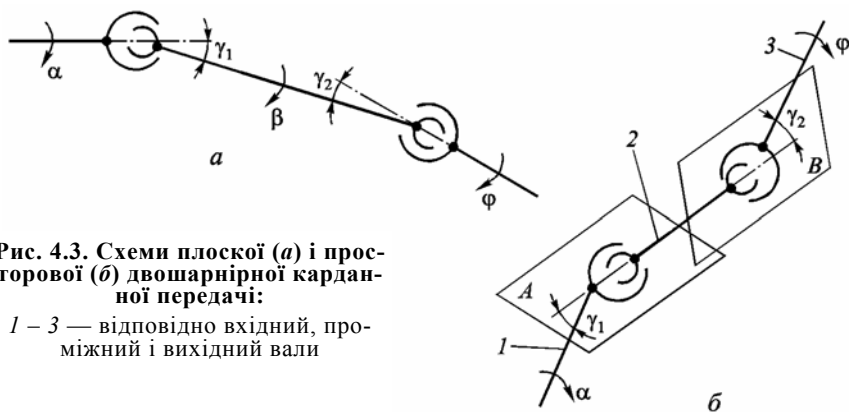


Рис. 4.3. Схеми плоскої (а) і просторової (б) двохшарнірної карданної передачі:

1 – 3 — відповідно вхідний, проміжний і вихідний вали

Отже, однаковість кутів повороту (синхронність обертання ведучого і веденого валів) карданної передачі з двома шарнірами, ведучі вилки яких повернені одна відносно одної на кут $\pi/2$, можлива, якщо $\gamma_2 = \gamma_1$, тобто для забезпечення сталої кутової швидкості на веденій вилці другого карданного шарніра потрібно, щоб алгебрична сума кутів шарнірів дорівнювала нулю ($\gamma_2 + \gamma_1 = 0$), а вилки карданного вала лежали в одній площині.

Шарніри несталих кутових швидкостей порівняно прості за конструкцією, надійні і дешеві у виробництві.

Якщо встановлення шарнірів несталих кутових швидкостей неможливе, наприклад у приводі передніх ведучих напрямних коліс автомобілів, використовують карданні шарніри сталих кутових швидкостей, які забезпечують рівномірне обертання веденого вала за наявності навіть одного шарніра.

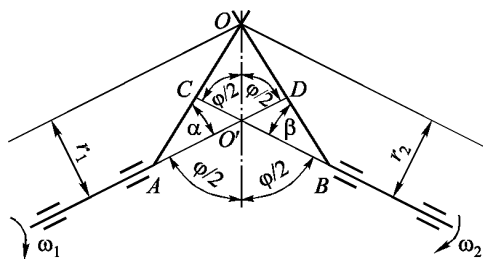


Рис. 4.4. Схема карданного шарніра сталих кутових швидкостей

В основу всіх конструкцій карданних шарнірів сталих кутових швидкостей покладено єдиний принцип: точки контакту, через які передаються колові сили, знаходяться в бісекторній площині валів.

Для пояснення цього розглянемо найпростішу модель, наведену на рис. 4.4.

Кутова швидкість точки контакту O $v_O = \omega_1 r_1$; $v_O = \omega_2 r_2$, звідки $\omega_1 r_1 = \omega_2 r_2$. Підставивши в це рівняння значення $r_1 = AO \sin \alpha$ і $r_2 = BO \sin \beta$, отримуємо $\omega_1 AO \sin \alpha = \omega_2 BO \sin \beta$. Кутові швидкості ведучого і веденого валів стали, якщо $AO = BO$; $\alpha = \beta$.

Легко довести, що в цьому разі точка O' лежить у бісекторній площині. Це видно з рівності трикутників $OO'C$ і $OO'D$.

4.3. АНАЛІЗ ТА ОЦІНКА КОНСТРУКЦІЙ

Проміжні з'єднання здебільшого застосовують для з'єднання веденого вала зчеплення з коробкою передач.

За числом шарнірів проміжні з'єднання бувають *одинарними* — з одним шарніром або *подвійними* — із двома шарнірами і валом між ними. За будовою шарніри поділяють на *жорсткі*, що складаються з металевих деталей, і *м'які* — із пружних (гумових) елементів. Трапляються комбіновані з'єднання, що поєднують одночасно жорсткий і пружний елементи.

Одинарне пружне проміжне з'єднання з гумовими елементами, що працюють на стиск (рис. 4.5), встановлене на тракторах різних модифікацій ЮМЗ (ЮМЗ-6Л, ЮМЗ-6М).

Передня вилка цього з'єднання виконана як одне ціле з веденим валом 1 зчеплення, а задня — як одне ціле з первинним валом 2 коробки передач. Вилки розміщені хрестоподібно й утворюють між собою по колу чотири вільних проміжки, у кожен з яких укладено гумовий елемент 3. Притискачі 4, що прикріплені до вилок болтами 5, запобігають випаданню гумових елементів 3.

На тракторах різних модифікацій ХТЗ (ХТЗ-160, ХТЗ-170, Т-150К) встановлені одинарні жорсткі проміжні з'єднання зубчастого типу, на тракторах типу К-701 — комбіноване проміжне з'єднання.

Основою конструкції карданних передач є карданні шарніри несталіх і сталіх кутових швидкостей (рис. 4.6). На всіх автомобільних і тракторних приводах крім приводу до ведучих напрямних коліс застосовують шарніри несталіх кутових швидкостей (див. рис. 4.6, а – в).

Такі карданні шарніри складаються із закріплених на валах двох сталевих вилок 6 і 10 та хрестовини 8, що шарнірно з'єднує їх і вста-

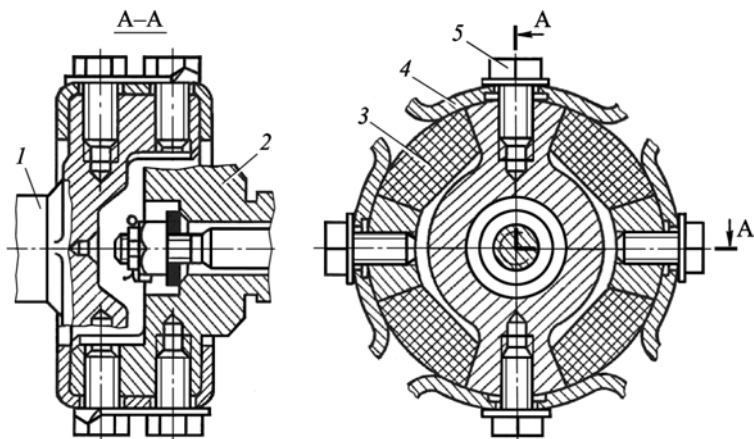


Рис. 4.5. Одинарне пружне проміжне з'єднання тракторів ЮМЗ-6Л і ЮМЗ-6М:

1 — вал зчеплення; 2 — первинний вал коробки передач;
3 — гумовий елемент; 4 — притискач; 5 — болт

новлена у вушках вилок на голчастих підшипниках. Підшипники, що складаються зі стаканів 3 і голок 4, встановлені на шліфовані шипи хрестовини 8, виготовленої з хромистої сталі, і закріплені у вушках вилок 6 і 10 стопорними пластинами 2 з підкладеними під них кришками 1. Манжети 5 запобігають витіканню з підшипників мастильного матеріалу, що надходить крізь маслянку 9 і канали у хрестовині. Для видалення надлишкової кількості мастильного матеріалу слугує запобіжний клапан 7.

Інші карданні шарніри із голчастим підшипником, у якому використано гумові самопідтискні манжети 13, а стакани підшипників закріплені у вилках стопорними кільцями 14 (див. рис. 4.6, б) застосовують на автомобілях ГАЗ-3102 «Волга». Для надійнішого захисту голчастих підшипників від витікання мастила іноді встановлюють дві манжети — радіальну і торцеву, наприклад на автомобілях типу КамАЗ (див. рис. 4.6, в). Конструкція одного із шарнірів, що входить у карданну передачу, має допускати осьове переміщення карданного вала. Як правило, з цією метою використовують шліцьове з'єднання однієї з вилок карданного шарніра з валом.

Для забезпечення рівномірного обертання веденого вала карданні шарніри сталих кутових швидкостей найчастіше виготовляють кульковими або кулачковими. У передніх ведучих мостах автомобілів типу ЗІЛ, ГАЗ і УАЗ застосовують кулькові карданні шарніри сталих кутових швидкостей з ділильними канавками (див. рис. 4.6, *з*). Зовнішній кулак *19*, на шліцах якого встановлена маточина колеса, виготовлений як одне ціле з веденою вилкою, а внутрішній кулак *17* зі шліцами, що входять в отвір півсосьового зубчастого колеса диференціала, виконаний як одне ціле з ведучою вилкою. Вилки з'єднані між собою за до-

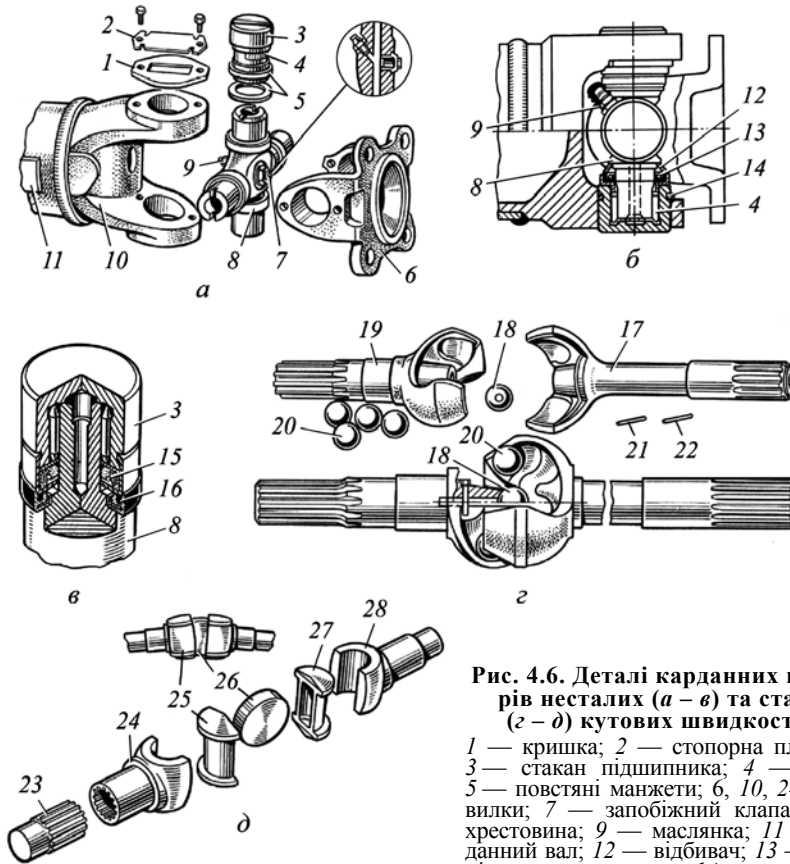


Рис. 4.6. Деталі карданних шарнірів несталіх (а-в) та сталіх (з-д) кутових швидкостей:

1 — кришка; *2* — стопорна пластина; *3* — стакан підшипника; *4* — голки; *5* — повстяні манжети; *6, 10, 24, 28* — вилки; *7* — запобіжний клапан; *8* — хрестовина; *9* — маслянка; *11* — карданний вал; *12* — відбивач; *13* — самопідтискна манжета; *14* — стопорне кільце; *15, 16* — манжети радіального і торцевого ущільнень; *17* — внутрішній кулак; *18* — центральна кулька; *19* — зовнішній кулак; *20* — ведучі кульки; *21* — штифт; *22* — шпилька; *23* — піввісь; *25, 27* — напівциліндричні кулаки; *26* — центральний диск

помогою чотирьох ведучих кульок 20, розміщених у канавках вилок. Для центрування вилок слугують сферичні заглиблення на їхніх торцях, у які вміщують центральну кульку 18. Ведучі кульки 20 передають крутний момент від ведучоївилки до веденої. Центральна кулька 18 запобігає викочуванню ведучих кульок із канавок. Центральна кулька має лиску, яку під час складання карданного шарніра повертають до вставленої ведучої кульки. Шпилька 22, розміщена в осьовому каналі веденоївилки, одним кінцем входить в отвір центральної кульки 18 і тим самим замикає зібраний карданний шарнір.

Ділильні канавки мають таку форму, що ведучі кульки незалежно від кутових переміщень вилок завжди розміщуються в площині, яка поділяє навпіл кут між осями ведучої і веденої вилок. Внаслідок цього обидвівилки мають однакові частоти обертання.

Кулачковий карданний шарнір (див. рис. 4.6, д) складається з вилок 24 і 28, напівциліндричних кулаків 25 і 27 і центрального диска 26, вставленого у внутрішніпази цих кулаків, циліндричні поверхні яких охоплюютьвилки 24 і 28. Такий шарнір працює подібно двом зчленованим шарнірам несталих кутових швидкостей. В одній площинівилки повертаються відносно кулаків, а в іншій — повертаються разом з ними відносно центрального диска. Такі шарніри встановлені на автомобілі «Урал-4320».

Карданні передачі можуть мати два карданні вали: *проміжний* та *основний* (рис. 4.7).

Проміжний вал карданної передачі, наприклад автомобілів ГАЗ-3307 і ЗІЛ-431410, переднім кінцем з карданним шарніром з'єднаний з веденим валом коробки передач, а заднім — підвішений на опорі. Основний карданний вал — двошарнірний: переднім шарніром зі шліцьовим з'єднанням він сполучений із проміжним валом, а заднім — із валом ведучої шестерні головної передачі.

Легкові автомобілі з приводом передніх коліс (ЗАЗ-1102, ВАЗ-2109, АЗЛК-2141) мають два шарнірні вали — *правий* і *лівий*. Вони з'єднують силовий агрегат з ведучими колесами. Конструктивно обидва вали однакові і різняться тільки довжиною (правий довший).

Шарнірний вал (правий і лівий) — це вузол, що складається з двох шарнірів сталих кутових швидкостей — *зовнішнього* і *внутрішнього* (рис. 4.8).

У корпусі зовнішнього шарніра і внутрішній обоймі зроблено канавки для розміщення кульок. Канавки у поздовжній площині вико-

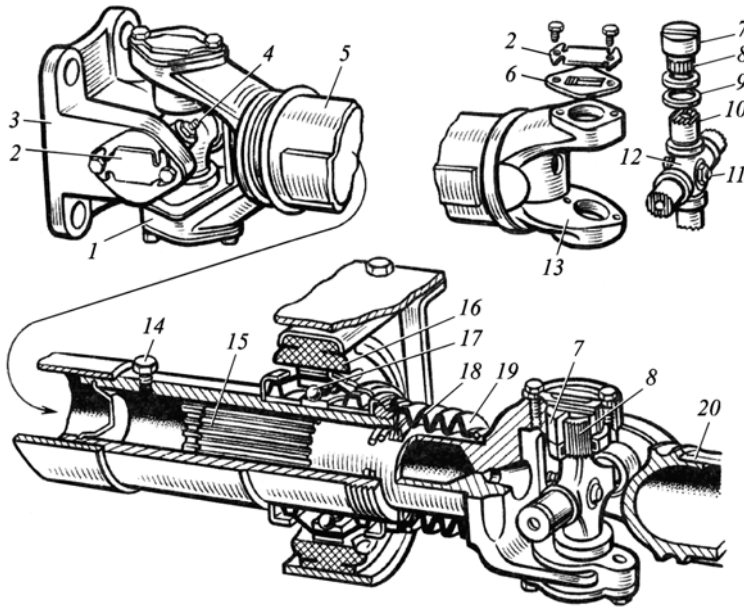


Рис. 4.7. Карданна передача:

1, 3 — ведена і ведуча вилки переднього карданного шарніра; 2 — пластина-замок; 4 — маслянка хрестовини; 5 — проміжний карданний вал; 6 — кришка підшипника; 7 — стакан; 8 — голки підшипника; 9, 18 — манжети; 10 — шип хрестовини; 11 — запобіжний клапан мастильного каналу хрестовини; 12 — хрестовина; 13 — ведуча вилка заднього карданного шарніра проміжного вала; 14 — пробка; 15 — порожнистий шліцьовий вал ведучої вилки заднього карданного шарніра; 16 — проміжна опора з гумовою подушкою; 17 — підшипник опори; 19 — захисний чохол; 20 — основний карданний вал

нані по радіусу, що забезпечує потрібний кут повороту зовнішнього шарніра. Внутрішня обойма насаджена на шліці вала 1 і утримується на ньому стопорним кільцем 15.

Усередині корпусу 12 внутрішнього шарніра виконано сферичні доріжки під ролики 5, що дає змогу роликам із тришиповиком 9 переміщуватися в поздовжньому напрямку. Це потрібно для компенсації переміщень, спричинених коливаннями передньої підвіски і силового агрегата (двигуна внутрішнього згоряння з трансмісією).

Крім поздовжніх переміщень тришиповик 9 із роликами 5 у корпусі 12 забезпечує належний кут повороту внутрішнього шарніра. Під час складання у шарнір закладають спеціальне пластичне мастило.

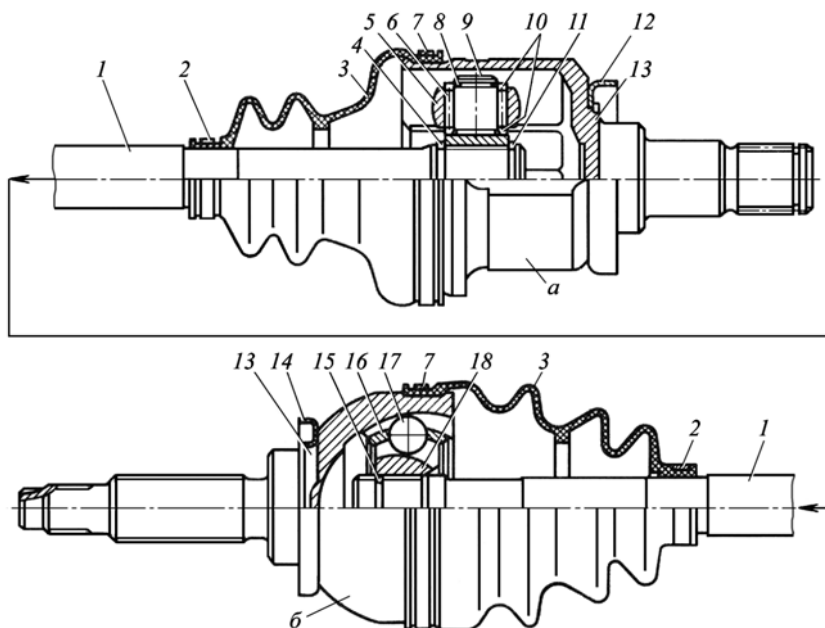


Рис. 4.8. Внутрішній (а) і зовнішній (б) шарніри шарнірного вала автомобіля ЗАЗ-1102:

1 — вал шарнірів; 2 — малий хомут; 3 — чохол; 4, 15 — стопорні кільця; 5 — ролик; 6 — голка підшипника; 7 — великий хомут; 8 — стопорне кільце запірної шайби; 9 — тришпиковик; 10 — запірна шайба голчастого підшипника; 11, 12 — брудовідбивач і корпус внутрішнього шарніра; 13, 14 — корпус і брудовідбивач зовнішнього шарніра; 16 — сепаратор; 17 — кулька; 18 — обойма внутрішня

Для захисту від забруднення внутрішній шарнір так само, як і зовнішній, захищений чохлом.

На автомобілях, оснащених подовжувачем коробки передач, карданну передачу виконують у вигляді карданного вала 2 з двома карданними шарнірами (рис. 4.9, а). Усередині подовжувача вміщують шлицьове з'єднання переднього карданного шарніра з веденим валом коробки передач.

Більшість карданних передач вантажних автомобілів містить проміжний вал 5 (див. рис. 4.9, б), головний вал 2 і три шарніри. Використання коротких карданних валів зменшує можливість вібрації карданного вала. На автомобілях підвищеної прохідності крутний момент від коробки передач 1 (див. рис. 4.9, в) передається через вал 5 до роздавальної коробки б, а від неї через вали 2 і 7 відповідно до зад-

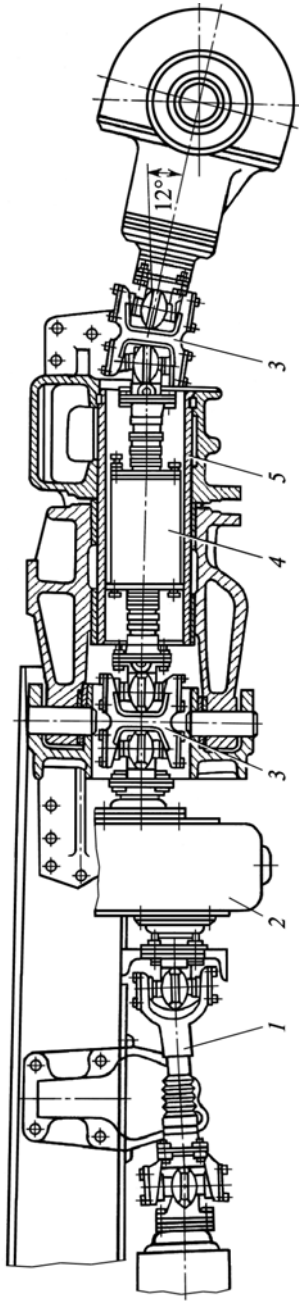


Рис. 4.10. Карданна передача тракторів моделі ХТЗ-170:

1 — карданна передача переднього моста; 2 — роздавальна коробка; 3 — подвійний карданний шарнір;
4 — проміжна опора; 5 — труба горизонтального шарніра

Карданна передача трактора Т-150 і передня карданна передача тракторів різних моделей ХТЗ-170 збалансовані динамічно за допомогою балансирувальних пластин, установлених під болти кріплення кришок голчастих підшипників.

4.4. НАВАНТАЖЕННЯ В КАРДАННИХ ПЕРЕДАЧАХ. ВИДИ РУЙНУВАНЬ ОСНОВНИХ ДЕТАЛЕЙ

Знехтувавши втратами в карданному шарнірі, можна вважати, що потужності на ведучому і веденому валах однакові:

$$N_1 = N_2; M_1\omega_1 = M_2\omega_2, \quad (4.3)$$

де M_1, M_2 — моменти відповідно на ведучому і веденому валах.

У моменти M_1 і M_2 входять інерційні моменти, що виникають у результаті обертання мас, зв'язаних карданним шарніром. З рівнянь (4.2) і (4.3) випливає:

$$M_2 = M_1\omega_1/\omega_2 = M_1(1 - \sin^2\gamma\cos^2\alpha)/\cos\gamma. \quad (4.4)$$

Найбільшого значення момент M_2 досягає за $\alpha = \pi/2 + \pi k$ ($k = 0, 1, 2, \dots, n$):

$$M_{2\max} = M_1/\cos\gamma.$$

Найменше значення M_2 встановлюється за $\alpha = \pi k$ ($k = 0, 1, 2, \dots, n$):

$$M_{2\min} = M_1\cos\gamma.$$

З рівняння (4.4) випливає, що карданний шарнір передає на ведений вал змінний за величиною момент.

У карданному шарнірі несталих кутових швидкостей (див. рис. 4.6) шипи зазнають навантажень вигину і скручування, а хрестовина — розриву.

Під час роботи карданний вал зазнає навантажень згинання, скручування та осьових. *Навантаження згинання* виникають у результаті незрівноваженості карданного вала. В експлуатації незрівноваженість може з'явитися не тільки внаслідок механічних пошкоджень карданного вала, а й у разі зношення шліцьового з'єднання або підшипників карданних шарнірів. Незрівноваженість призводить до вібрацій у кар-

данній передачі і виникнення шуму. Для усунення незрівноваженості карданні вали піддають динамічному балансуванню на спеціальних балансувальних стендах.

Навантаження скручування карданного вала, залежать від крутного моменту, який передається валом. Крім того, карданний вал сприймає додаткові навантаження скручування від крутильних коливань деталей трансмісії. За резонансу вони можуть бути значними, а іноді і руйнівними. Навантаження скручування спричинюють зминання і зрізування шліців вала.

Осьові навантаження в карданній передачі виникають у шліцьовому з'єднанні внаслідок переміщень, пов'язаних зі зміною відстані між карданними шарнірами, наприклад під час коливання кузова автомобіля на ресорах. При цьому мастильний матеріал не утримується на поверхні тертя і в шліцьовому з'єднанні може наступити защемлення. Великі осьові навантаження (у вантажних автомобілях 20 – 30 кН) незалежно від того, змащене шліцьове з'єднання чи ні, створюють додаткові навантаження на карданні шарніри, проміжну опору карданної передачі, а також на підшипники коробки передач і головної передачі. Підвищене тертя у шліцьовому з'єднанні призводить до швидкого зношення шліців і порушення у зв'язку з цим балансування карданної передачі.

Осьові навантаження є однією з головних причин того, що довговічність карданних передач у 2 – 3 рази нижча за довговічність основних деталей тракторів та автомобілів. Знизити осьове навантаження можна збільшенням діаметра шліцьового з'єднання або зменшенням коефіцієнта тертя у шліцах. Для зниження коефіцієнта тертя шліци вкривають полімерними матеріалами. Однак полімерна плівка не завжди надійно утримується на їх поверхні. Коефіцієнт тертя можна значно зменшити, замінивши тертя ковзання у шліцах на тертя качення.

4.5. ОСНОВНІ НЕСПРАВНОСТІ І ТЕХНІЧНЕ ОБСЛУГОВУВАННЯ

Несправності проміжних з'єднань і карданних передач (табл. 4.1) в основному є наслідком зношення рухомих з'єднань, ослаблення кріплення з'єднувальних фланців тощо.

Таблиця 4.1. Основні несправності проміжних з'єднань і карданних передач

Ознака несправності	Причина несправності	Спосіб усунення
<i>Ривки або стукіт у карданній передачі чи в проміжному з'єднанні під час руху</i>		
Рушання трактора з місця і перемикання передач на ходу супроводжується ривками	Зношення з'єднувальних втулок і шліцьових з'єднань Ослаблення різьбових з'єднань Ослаблення кріплення вилок карданних шарнірів	Замінити зношені деталі Підтягти різьбові з'єднання Підтягти кріплення
<i>Вібрація карданної передачі (биття)</i>		
Під час руху трясеться підлога кабіни. Шумить і гуде карданна передача	Зношення шліцьового з'єднання і підшипників хрестовин Прогинання карданного вала	Замінити зношені деталі Замінити або вирівняти карданний вал на стенді
<i>Підвищене нагрівання хрестовин</i>		
Перевіркою температури хрестовин «на дотик» при зупиненій машині встановлюють їх надмірне нагрівання	Відсутність мастила в підшипнику	Розібрати шарнір, промити і заправити свіжим мастилом
<i>Викидання мастила з-під ущільнень підшипників</i>		
Візуальним оглядом виявляють мастило біля підшипників	Пошкоджене ущільнення підшипника	Прокачати хрестовину мастилом нагнітанням його крізь маслянку. Якщо мастило виходить крізь ущільнення одного з підшипників, а не крізь клапан, замінити цей підшипник

Технічне обслуговування проміжних з'єднань і карданних передач полягає у змащуванні відповідно до карти мащення, підтягуванні кріпильних з'єднань, спостереженні за станом підшипників та їх нагріванням.

Щоб не порушити балансування карданної передачі при її розбиранні, не можна змінювати взаємне положення вилок, місце встановлення підшипників і опорних пластин. Під час складання рухомі вилок з'єднують так, щоб стрілки, вибиті на них, збіглися; не можна повертати кардан ломиком чи монтувалкою, вставленими у шарніри між вилками і хрестовинами.

4.6. ТЕНДЕНЦІЇ ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ КАРДАННИХ ПЕРЕДАЧ

Розвиток конструкцій карданних шарнірів несталих кутових швидкостей пов'язаний з неперервним поліпшенням їхніх експлуатаційних властивостей: надійності, можливості передачі обертання за підвищеного кута між валами, підвищення ККД.

ККД карданного шарніра залежить від кута між з'єднуваними валами, зі збільшенням якого ККД різко знижується. У деяких автомобілях для зменшення цього кута двигун розміщується з нахилом $2 - 3^\circ$ у поздовжній площині. Однак зменшення кута між валами до нуля неприпустиме, оскільки це може призвести до зниження його надійності.

Хрестовини карданного шарніра точно центрують. Зазор між торцями шипів хрестовини і днищами стаканчиків неприпустимий, тому що це призводить до дисбалансу карданного вала під час його обертання. Водночас надмірне затягування стаканчиків може спричинити появу зазору між торцями шипів і днищем стаканчиків, а також перекошення голок підшипників.

Удосконалення конструкцій карданних передач спрямоване в основному на підвищення їхнього ККД й усунення дисбалансу.

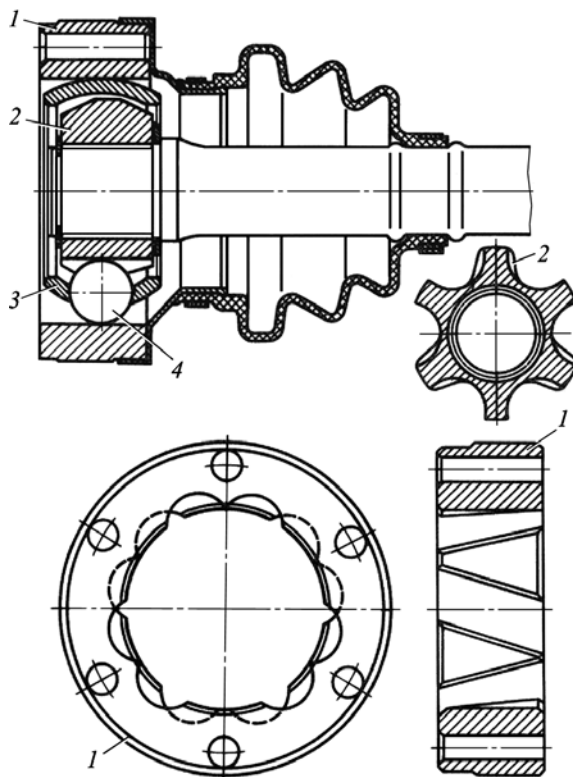
Конструкції карданних передач сталих кутових швидкостей удосконалюють в основному у напрямку збільшення числа кульок карданного шарніра. Наприклад, карданний шарнір типу «Лебро» містить шість кульок (рис. 4.11). Він складається: з циліндричного корпусу 1, на внутрішній поверхні якого під кутом (близько $15 - 16^\circ$) до твірної циліндра нарізано шість прямих канавок, розміщених у порядку, показаному на рис. 4.9; сферичного кулака 2, на поверхні якого також нарізано шість прямих канавок; сепаратора 3 із кульками 4, що центруються зовнішньою сферичною поверхнею по внутрішній циліндричній поверхні корпусу 1, а внутрішньою сферичною поверхнею встановлюються з деяким зазором на кулаку 2. Кульки знаходяться на перетинах канавок, чим забезпечується синхронність обертання валів, оскільки кульки незалежно від кута між валами, завжди розміщені в бісекторній площині.

Цей шарнір має менші розміри, ніж шарніри інших типів, оскільки робоча довжина канавок і хід кульок удвічі менші за хід вала, а також інші переваги: сепаратор не виконує функції поділу кута між валами,

Рис. 4.11. Кульковий універсальний шарнір сталих кутових швидкостей (типу «Лебро»):

1 — корпус; 2 — сферичний кулак; 3 — сепаратор; 4 — кульки

він менше навантажений, а тому вимоги до точності його виготовлення нижчі; наявність фланцевого розніму шарніра забезпечує зручність монтажу, хоча конструкція його при цьому ускладнюється, що частково компенсує спрощення виготовлення канавок корпусу протяганням. До точності розміщення канавок ставлять високі вимоги.



Шарнір має високий ККД (близько 0,99 за $\gamma = 10^\circ$), його застосовують на передньопривідних автомобілях.

Іншим напрямком удосконалення конструкцій карданних передач сталих кутових швидкостей є застосування типових карданних шарнірів типу «Трипод» (рис. 4.12).

Тришиповий шарнір (див. рис. 4.12, а) складається з циліндричного корпусу 3, виконаного як одне ціле з валом, у якому є три поздовжніх пази, маточини 2 із трьома шипами, закріпленої на внутрішньому кінці карданного вала, трьох роликів 1 на голчастих підшипниках. Шипи і пази розміщені під кутом 120° один відносно одного.

Ролики мають сферичну поверхню такого самого радіуса, як і циліндричний перетин поздовжніх пазів. Під час обертання валів під кутом ролики перекочуються в пазах, провертаючись на голчастих підшипниках, і водночас шипи можуть переміщуватись уздовж роликів підшипників, що забезпечується кінематикою шарнірів. У разі на-

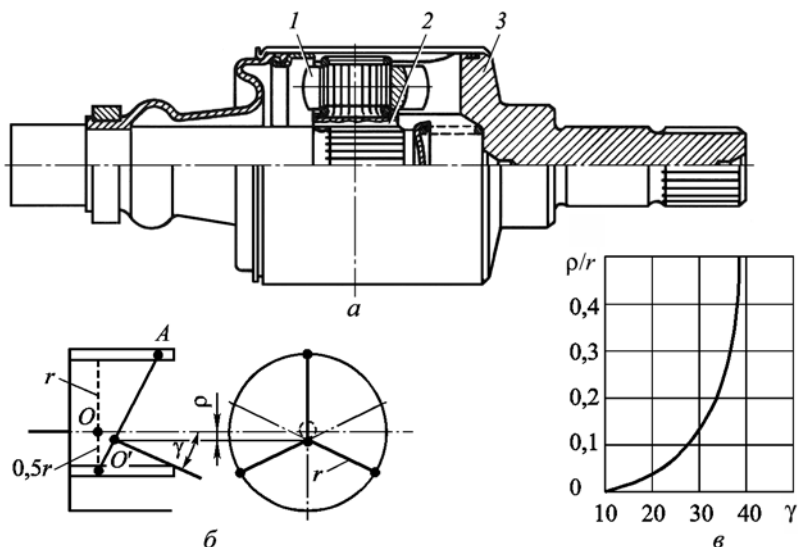


Рис. 4.12. Конструкція (а), схема (б) та характеристики (в) тришпоного карданного шарніра (типу «Трипод»):

1 — ролики; 2 — маточина; 3 — корпус

хилу вала на кут γ відстань $O'A = r/\cos \gamma$ (див. рис. 4.12, б). Довжина шарніра збільшується за рахунок ковзання шипа уздовж підшипників.

Під час обертання шарніра центр кінця вала описує коло радіусом ρ , що є функцією кута γ :

$$\rho = 0,5r(1/\cos \gamma - 1).$$

Оскільки положення, наведено на рис. 4.12, б, повторюється через кожну третину оберту шарніра, центр кінця вала тричі за один оберт описує коло радіусом ρ . У цьому шарнірі сталість кутових швидкостей валів досягається внаслідок зміни положення центра кінця вала. Параметром, що характеризує шарнір, є відношення ρ/r як функція кута γ . Графічно цю залежності ілюструє рис. 4.12, в. Як видно з графіка, за малих значень γ (до 12°) радіус ρ становить менше 1 % радіуса r . Універсальний шарнір такого типу можна використовувати, якщо максимальне значення кута γ не перевищує 25° . Перевагою шарніра є малі втрати за осьового переміщення, оскільки це забезпечується практично тільки коченням, що визначає високий ККД шарніра.

Контрольні запитання і завдання

1. Яке призначення проміжних з'єднань і карданних передач? Де їх використовують? 2. Вкажіть співвідношення між кутовими швидкостями ведучого та веденого валів карданного шарніра несталих кутових швидкостей. Як уникають нерівномірності обертання веденого вала в такій карданній передачі? 3. Яку будову має проміжне з'єднання трактора ЮМЗ-6Л? 4. З яких основних частин складається карданна передача з шарнірами несталих кутових швидкостей? 5. Які переваги та недоліки мають карданні шарніри сталих кутових швидкостей? Яку будову вони можуть мати? 6. Проаналізуйте, які навантаження виникають у карданних передачах, які з них найбільше обмежують їх довговічність. 7. Якими ознаками характеризуються несправності карданної передачі? Як їх усунути? 8. В чому полягає технічне обслуговування проміжних з'єднань і карданних передач? 9. Які тенденції удосконалення карданних передач?



ВЕДУЧІ МОСТИ

5.1. ПРИЗНАЧЕННЯ, ВИМОГИ, КЛАСИФІКАЦІЯ

Мостом називають вузол трактора чи автомобіля, що з'єднує колеса однієї осі між собою і через підвіску — з несівною системою. Міст сприймає від коліс сили і моменти, що виникають у результаті взаємодії коліс зі шляхом, і передає їх підресореній частині.

Функціонально мости поділяють на ведучі, керовані і підтримувальні.

Ведучі мости призначені для передачі крутного моменту від вторинного вала коробки передач до рушія трактора чи автомобіля, а також для збільшення передатного числа трансмісії.

Керовані мости слугують для керування напрямком руху колісного трактора чи автомобіля, а керовані ведучі мости також і для передавання крутного моменту від коробки передач до ведучих керованих коліс.

Підтримувальні мости використовують як задні чи проміжні з метою підвищення вантажопідйомності автомобіля.

Мости мають задовольняти такі вимоги:

- забезпечувати передатні числа, що відповідають оптимальним тяговим властивостям і паливній економічності трактора чи автомобіля;
- мати низький рівень шуму;
- не створювати коливань кутової швидкості в трансмісії;
- мати невеликі габаритні розміри для здійснення простого компонування і забезпечення належного дорожнього просвіту;
- керовані мости мають забезпечувати стабілізацію і розвал керованих коліс.

Мости тракторів і автомобілів бувають нерозрізними і розрізними, що зумовлено застосованим типом підвіски (рис. 5.1).

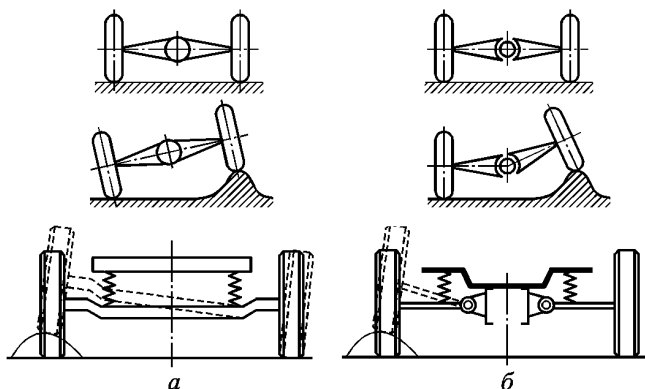


Рис. 5.1. Схеми мостів автомобілів і тракторів:

a — ведучий нерозрізний із залежною підвіскою коліс; *б* — ведучий розрізний з незалежною підвіскою коліс

В автомобілях підвищеної прохідності і тракторах з усіма ведучими колесами передній міст комбінований, тобто одночасно є ведучим і керованим.

Більшість тракторних мостів виконують нерозрізними.

5.2. ТИПОВІ СХЕМИ МОСТІВ. ПРИНЦИП РОБОТИ

Ведучі мости колісних тракторів та автомобілів (рис. 5.2) складаються з головної передачі 4, диференціала 5, валів ведучих коліс 1 і кінцевих передач 2.

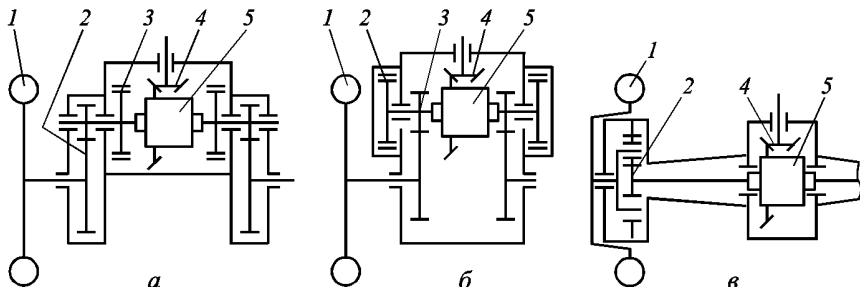


Рис. 5.2. Кінематичні схеми задніх ведучих мостів колісних тракторів та автомобілів:

a — в окремому корпусі; *б* — у корпусі заднього моста; *в* — з планетарним редуктором у колесі; 1 — ведуче колесо; 2 — кінцева передача; 3 — гальмо; 4 — головна передача; 5 — міжколісний диференціал

У гусеничному тракторі замість диференціала встановлено механізм повороту.

Головна передача призначена для зміни напрямку передачі силового потоку з поздовжнього на поперечний (пари конічних шестерень), зниження частоти обертання і підвищення крутного моменту (знижувальна шестеренна передача).

Диференціал забезпечує розподіл крутного моменту між ведучими колесами. Це дає їм змогу обертатися з різними частотами, що потрібно під час руху по криволінійній траєкторії і по нерівному шляху, коли праве і ліве ведучі колеса за однаковий проміжок часу проходять різні відстані, та за різних зношень протекторів і тиску в шинах коліс однієї ведучої осі.

Кінцева передача призначена для збільшення загального передатного числа трансмісії і забезпечення потрібного дорожнього просвіту (кліренсу).

Головні передачі бувають зубчасті і черв'ячні. Головну передачу з однією парою зубчастих коліс називають *одинарною*, з двома парами — *подвійною*.

Одинарну головну передачу (рис. 5.3, а, б), що складається з пари зубчастих коліс, які знаходяться в постійному зачепленні, застосовують переважно на легкових автомобілях, тракторах та вантажних автомобілях малої і середньої вантажопідйомності.

В одинарних головних передачах ведуча шестерня з'єднана з карданною передачею, а ведене колесо — з коробкою диференціала і через диференціал — з півосями. Одинарна головна передача буває зі звичайними конічними (див. рис. 5.3, а) і гіпоїдними (див. рис. 5.3, б) зубчастими колесами. У гіпоїдній передачі вісь ведучої конічної шес-

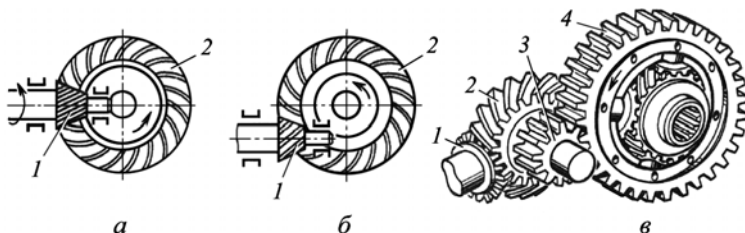


Рис. 5.3. Головні передачі:

а — конічна зі спіральними зубчастими колесами; б — гіпоїдна; в — подвійна; 1 – 4 — відповідно ведуче і ведене конічні (1, 2) та циліндричні (3, 4) зубчасті колеса

терні зміщена вниз відносно осі веденої. Така передача працює надійніше, плавніше і безшумніше, ніж передача зі звичайними конічними зубчастими колесами зі спіральними зубами, але внаслідок підвищеного проковзування зубів для її змащування слід використовувати особливо якісна олива з протизадирною присадкою.

Подвійні головні передачі встановлюють на автомобілях великої і на деяких автомобілях середньої вантажопідйомності, для яких потрібно мати підвищене передатне число трансмісії. У подвійній передачі (див. рис. 5.3, *в*) крутний момент збільшується послідовно двома парами зубчастих коліс, одна з яких — конічна, інша — циліндрична. Загальне передатне число подвійної передачі дорівнює добутку передатних чисел складових пар.

Під час повороту колісного трактора чи автомобіля (рис. 5.4) внутрішнє колесо проходить коротший шлях, ніж зовнішнє.

У цьому разі зовнішнє колесо має обертатись швидше за внутрішнє, тобто $\omega_b > \omega_a$, де ω_b і ω_a — кутові швидкості правої і лівої півосей.

За такої схеми повороту шестерні півосей утворюють із сателітом g шестеренний редуктор-диференціал із приводом від водила, що обертається з кутовою швидкістю ω_h . Під час руху трактора або автомобіля прямолінійно по рівному шляху шестерні півосей обертаються з такою самою кутовою швидкістю, як і водило. На повороті чим швидше обертається одне колесо, тим повільніше обертається друге. У разі зупинки одного з коліс друге обертається вдвічі швидше, ніж водило. Якщо момент опору руху на одному колесі виявляється більшим, ніж на другому, то перше колесо зупиняється й обертається тільки друге колесо. Внаслідок цього істотно знижуються тягові властивості і прохідність тракторів та автомобілів.

Щоб запобігти цьому, диференціал блокують, тобто примусово з'єднують будь-які дві рухомі ланки (найчастіше півосі або піввісь і корпус диференціала), після чого диференціал обертається як одне ціле з півосями незалежно від моментів опору руху на колесах.

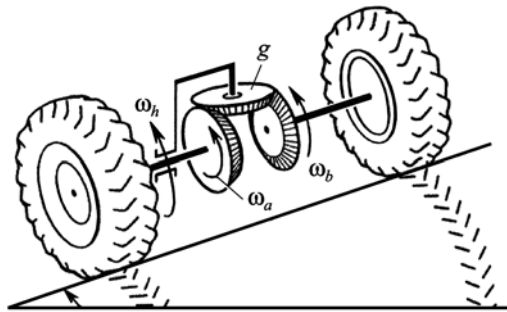


Рис. 5.4. Схема повороту заднього моста колісного трактора чи автомобіля

Ведучі колеса одного моста також можуть проходити різний шлях під час руху по нерівній дорозі, коли одне колесо котиться по рівній ділянці шляху, а друге перекочується через горбик чи ямку і відповідно проходить більшу відстань. Аналогічне явище спостерігається, коли ведучі колеса мають неоднакові діаметри, що цілком можливо за нерівномірного розподілу навантаження в кузові автомобіля, неоднакового зношення шин або різного внутрішнього тиску в шинах.

Щоб забезпечити різну частоту обертання ведучих коліс, їх кріплять не на одному спільному валу, а на двох півосях, з'єднаних між собою міжколісним диференціалом, що підводить до півосей крутний момент від головної передачі. Міжколісний диференціал буває симетричним або несиметричним і відповідно розподіляє крутний момент між півосями порівну чи ні. На автомобілях і тракторах, як правило, застосовують *міжколісні симетричні диференціали* (рис. 5.5).

Під час руху трактора чи автомобіля по рівному шляху прямолінійно (див. рис. 5.5, *а*) обоє ведучих коліс зазнають однакового опору коченню і проходять однакові відстані. Тому сателіти 4, обертаючись разом із хрестовиною і корпусом диференціала, надають шестерням 3 півосей 6 однакової частоти обертання і не повертаються відносно власних осей. При цьому сателіти начебто заклинюють півосьові шестерні, тобто з'єднують праву і ліву півосі.

У разі повороту трактора чи автомобіля (див. рис. 5.5, *б*) піввісь і півосьова шестерня, що зв'язані з внутрішнім колесом, обертаються повільніше. При цьому шестерні-сателіти 4, обертаючись на осях

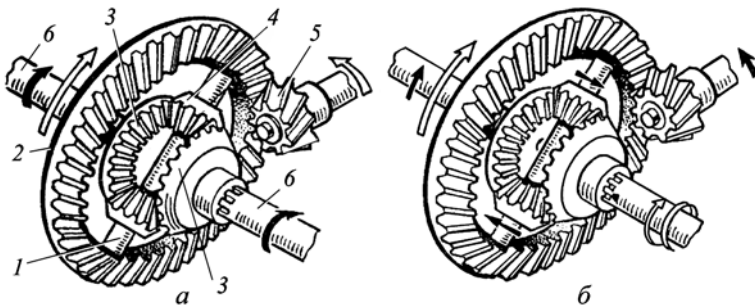


Рис. 5.5. Робота диференціала під час прямолінійного руху (а) та повороту (б) трактора (автомобіля):

1 — вісь сателіта; 2, 5 — відповідно ведена і ведуча шестерні головної передачі; 3 — шестерня півосі; 4 — сателіт; 6 — піввісь

1, перекочуються по шестерні 3 півосі, яка *сповільнила* обертання, що спричинює підвищення швидкості обертання шестерні іншої півосі. Отже, ведучі колеса трактора чи автомобіля під час повороту можуть проходити за один і той самий час різні шляхи без юза і пробуксовування.

Диференціали легкових автомобілів зазвичай мають два сателіти, а тракторів і вантажних автомобілів — чотири (рис. 5.6).

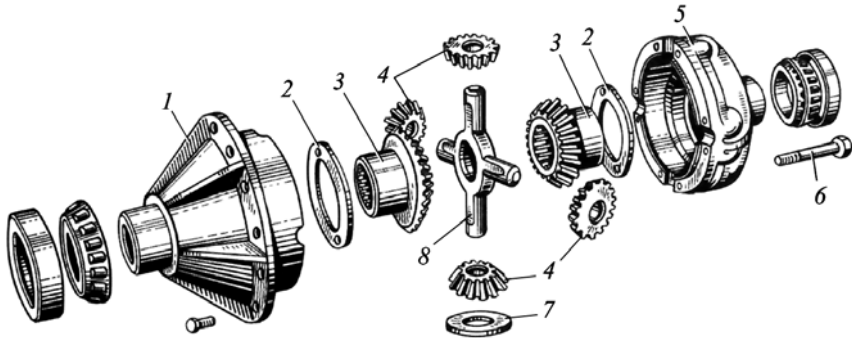


Рис. 5.6. Деталі симетричного диференціала:

1, 5 — чашки диференціала; 2, 7 — шайби; 3 — півосьові зубчасті колеса; 4 — сателіти; 6 — болт кріплення чашок диференціала; 8 — хрестовина

У цьому диференціалі дві чашки 1 і 5 стягнуті болтами 6. На коробці диференціала закріплене ведене колесо головної передачі, що приводить коробку в обертання. Між чашками диференціала затиснена хрестовина 8, на шипах якої вільно посаджені з можливістю обертання прямозубі конічні зубчасті колеса, так звані сателіти 4, що знаходяться в зачепленні з двома конічними півосьовими зубчастими колесами 3. Останні внутрішніми шліцями з'єднані зі шліцьовими кінцями півосей, що вільно проходять крізь отвори в коробці диференціала. На зовнішніх кінцях півосей установлені ведучі колеса. Для зменшення тертя під торцеві поверхні сателітів і півосьових зубчастих коліс підкладені шайби 2 і 7.

Силіві співвідношення в диференціалі. З умови рівноваги зовнішніх моментів, прикладених до диференціала, випливає, що

$$M_1 + M_2 = M_d, \quad (5.1)$$

де M_1 і M_2 — моменти на півосях; M_d — момент на корпусі диференціала.

Взявши піввісь, яка передає крутний момент M_1 , за ту, що забігає, а піввісь, що передає момент M_2 , за ту, що відстає, дістанемо:

- момент на півосі, що відстає

$$M_{\text{від}} = 0,5(M_d + M_r), \quad (5.2)$$

де $M_r = 2N_r / (\omega_1 - \omega_2)$ — загальний момент тертя диференціала; N_r — втрати потужності на тертя; ω_1, ω_2 — кутові швидкості забігаючої і відстаючої півосейових шестерень;

- момент на півосі, що забігає

$$M_{\text{заб}} = 0,5(M_d - M_r). \quad (5.3)$$

При виведенні рівнянь (5.2) і (5.3) момент втрат M_r взято загальним для всього диференціала. Іноді момент втрат у симетричному диференціалі вважають таким, що дорівнює $2M_r$, а потужність втрат $N_r = M_r(\omega_1 - \omega_2)$. Для симетричного диференціала моменти на півосях будуть

$$M_{\text{від}} = 0,5M_d + M_r; \quad M_{\text{заб}} = 0,5M_d - M_r.$$

За відсутності втрат у симетричному диференціалі моменти на півосях розподіляються порівну:

$$M_1 = M_2 = 0,5M_d. \quad (5.4)$$

Відношення моменту на півосі, що відстає, до моменту на півосі, що забігає, характеризує розподіл крутних моментів між півосями, його називають *коефіцієнтом блокування*:

$$K_{\text{б}} = M_{\text{від}} / M_{\text{заб}}. \quad (5.5)$$

Залежно від типу диференціала $K_{\text{б}} = 1$, якщо $M_{\text{від}} = M_{\text{заб}}$, і $K_{\text{б}} = \infty$, якщо $M_{\text{заб}} = 0$.

На тракторах і автомобілях диференціал блокується зубчастими або кулачковими муфтами чи автоматично фрикційними муфтами (муфтами тертя, рис. 5.7).

За цієї схеми блокування диференціала за однакових опорів коченню і частот обертання коліс трактора сателіти 2 не обертаються на осях 3 і крутний момент рівномірно розподіляється між шестернями 7. За різного опору коченню коліс сателіти починають обертатися на осях. У зубчастому зачепленні виникають осьові сили, внаслідок чого плаваючі осі 3 зміщуються в напрямку пакетів ведучих і ведених дисків. Зусилля

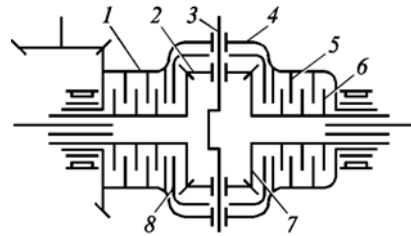


Рис. 5.7. Схема диференціала, що самоблокується муфтами тертя:

1, 4 — корпус; 2 — сателіт; 3 — вісь; 5, 6 — ведені і ведучі диски; 7 — конічні півосьові шестерні; 8 — натискні чашки

передається бічними поверхнями півосьових шестерень через чашки 8 на фрикційні диски 5 і 6, між якими виникає сила тертя. В результаті крутний момент збільшується для шестерні(півосі), що відстає, і зменшується для тієї, що забігає. Так конічні шестерні за рахунок сил тертя з'єднуються з корпусом диференціала. Сила блокування пропорційна різниці опору коченню ведучих коліс.

Кінцеві передачі передають крутний момент від півосей до ведучих коліс трактора чи автомобіля і для розвантаження елементів трансмісії мають велике передатне число.

Крутний момент M_k від диференціала до ведучих коліс передається за допомогою півосей (рис. 5.8). Внаслідок тертя колеса об дорогу між ними виникає тягове зусилля P_k , що діє в площині колеса і приводить автомобіль чи трактор у рух. Таке саме зусилля, тільки спрямоване назад, виникатиме при гальмуванні автомобіля чи трактора.

В автомобілях маса, що припадає на задню вісь, передається через ресори на картер заднього моста, а від нього — на колеса. Між колесом і дорогою діє сила T_k (реакція), яка дорівнює вазі G_k автомобіля, що припадає на це колесо. В разі заносу чи повороту авто-

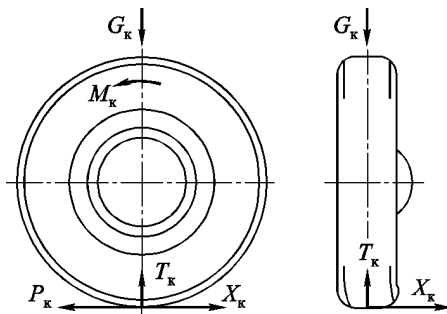


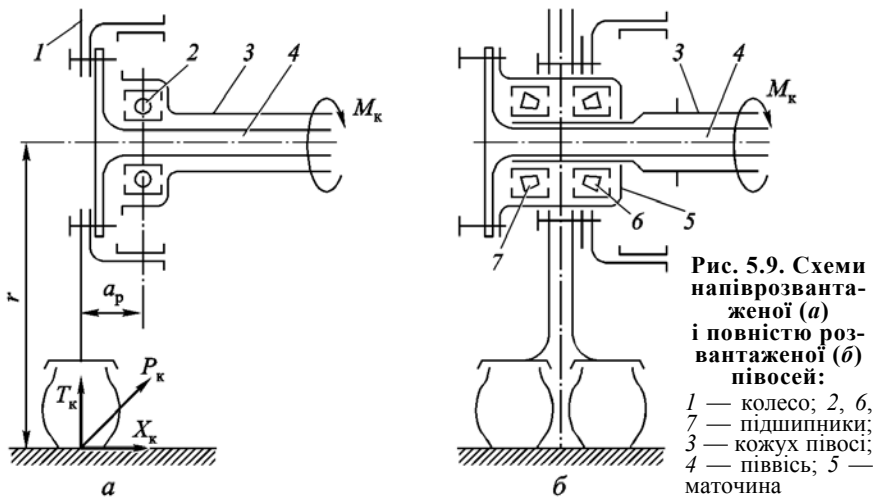
Рис. 5.8. Схема сил, що діють на ведуче колесо

мобіля між колесом і дорогою діє поперечна сила X_k , спрямована перпендикулярно до площини колеса.

Залежно від того, які з цих зусиль сприймаються піввіссю автомобіля, розрізняють два типи півосей — *розвантажені* і *напіврозвантажені* (рис. 5.9).

На вантажних автомобілях малої вантажопідйомності і на легкових автомобілях, як правило, застосовують напіврозвантажені півосі (див. рис. 5.9, *а*), в яких підшипник 2 установлений між піввіссю 4 та її кожухом 3 на відстані a_p від середньої площини колеса. Внаслідок цього реакції T_k і P_k створюють на плечі a_p згинальні моменти, що діють на піввісь відповідно у вертикальній і горизонтальній площинах, а бічна реакція X_k — згинальний момент, який діє у вертикальній площині на плечі, що дорівнює радіусу r колеса. На автобусах і вантажних автомобілях середньої і великої вантажопідйомності застосовують повністю розвантажені півосі (див. рис. 5.9, *б*). У цьому разі всі згинальні моменти сприймаються підшипниками 6 і 7, установленими між маточиною 5 колеса і кожухом 3 півосі, а піввісь передає тільки крутний момент.

На універсально-просапних тракторах типу МТЗ чи ЮМЗ півосі сприймають повністю як крутний, так і згинальний моменти. Такі півосі називають нерозвантаженими.



На тракторах та автомобілях великої вантажопідйомності півосі з ведучими колесами зв'язані через вальні з великими передатними числами та планетарні передачі (рис. 5.10), що дає змогу підвищити дорожній просвіт і забезпечити компактність конструкції ведучих мостів.

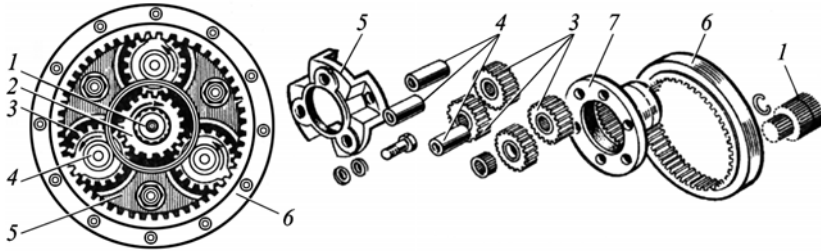


Рис. 5.10. Кінцева передача планетарного типу:

1 — піввісь; 2 — ведуча (сонячна) шестерня; 3 — сателіти; 4 — осі;
5 — водило; 6 — ведена (епіциклічна) шестерня; 7 — перехідна маточина

У планетарній кінцевій передачі крутний момент від головної передачі (конічних півосьових шестерень диференціала) передається на півосі 1, що підводять момент до ведучих (сонячних) шестерень 2 кінцевої передачі. Від сонячної шестерні обертання передається на три сателіти 3, що обертаються на осях 4 в бік, протилежний напрямку обертання сонячної шестерні. Від сателітів крутний момент передається на ведену (епіциклічну) шестерню 6, але оскільки вона через перехідну маточину 7 з'єднана з рукавом ведучого моста, то не обертається. Сателіти 3 через осі 4 обертають водило, приєднане до маточини колеса.

Передатне число кінцевої передачі планетарного типу визначається відношенням числа зубів епіциклічної шестерні до числа зубів сонячної. Сателіти, що вільно обертаються на осях, не впливають на передатне число, тому зміна числа зубів шестерень кінцевої передачі за збереження їхньої міжосьової відстані дає змогу отримати ряд передатних чисел за тих самих конічних шестерень головної передачі.

У ведучих мостах головні і кінцеві передачі мають стале передатне число, вибране з умов компонування автомобілів і тракторів. Момент M_k , що передається від двигуна через головну передачу до півосей колісних тракторів чи автомобілів або до ведучих зірочок гусениць, має значення

$$M_k = M_{д.к.п} i_{Г} i_{к} \eta_{тр}, \quad (5.6)$$

де M_d — момент двигуна; $i_{к.п}, i_T, i_k$ — передатні числа відповідно коробки передач, головної і кінцевої передач; $\eta_{тр}$ — ККД трансмісії.

5.3. АНАЛІЗ ТА ОЦІНКА КОНСТРУКЦІЙ

Ведучі мости тракторів. Конструкції ведучих мостів і механізмів, що входять до них, визначаються призначенням трактора: на повнопривідних тракторах установлюють два ведучі мости — передній і задній; на універсально-просапних ведучі мости мають значний агротехнічний просвіт.

Передній і задній мости тракторів типу ХТЗ-170 різняться тільки картерами. До картера переднього моста приварено накладки для кріплення ресор, а до картера заднього моста — бугеля для кріплення моста до кронштейнів рами.

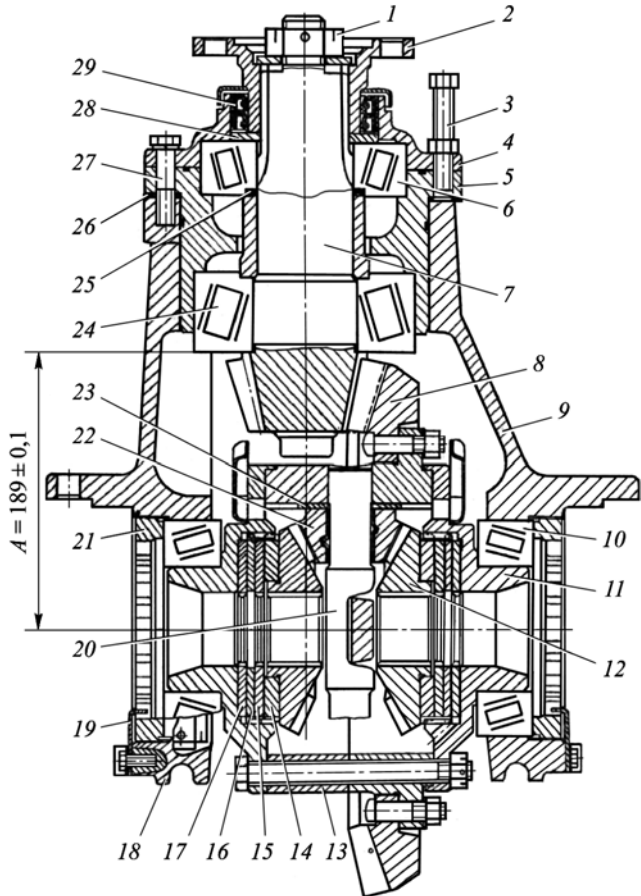
До середньої частини картера кріпиться зібрана в окремому корпусі головна передача (рис. 5.11), що складається з ведучої 7, веденої 8 спіральні-конічних шестерень і диференціала.

Диференціал з веденою шестернею 8 встановлений у корпусі головної передачі на конічних підшипниках 10. Він складається зі стягнутих болтами двох половин корпусу 13 із кришками, чотирьох конічних сателітів 22, що обертаються на двох пальцях 20, і двох конічних півосьових шестерень 12. Між торцями шестерень 12 і фланцями 11 корпусу встановлено по чотири сталевих диски тертя 14–17. Перший і третій диски від торців півосьових шестерень своїми зовнішніми шліцами з'єднуються зі шліцами фланців 11, а другий і четвертий диски внутрішніми шліцами, як і півосьові шестерні, з'єднуються з валами сонячних шестерень колісних редукторів.

За однакового опору переміщенню коліс трактора й однакової їх кутової швидкості сателіти 22 диференціала залишаються нерухомими відносно власних осей і крутний момент розподіляється між колесами порівну. За неоднакового опору переміщенню сателіти 22 починають обертатися на власних осях. У зубчастому зачепленні виникає осьова сила, що тисне на півосьові шестерні 12, стискає диски тертя і через них блокує шестерні з корпусом 13 диференціала, й отже, із веденою 8 кінчною шестернею. Величина блокування пропорційна різниці опорів переміщенню ведучих коліс. Диференціал розрахований на роботу протягом гарантійного терміну служби трактора й у

Рис. 5.11. Головна передача ведучого моста тракторів типу ХТЗ-170:

1, 2, 5 — відповідно гайка, фланець і стакан ведучої шестерні; 3 — болт-знімач; 4 — кришка корпусу; 6 — підшипник зовнішній; 7, 8, 12 — відповідно ведуча, ведена і півсьова шестерні; 9 — корпус головної передачі; 10 — підшипник веденої шестерні; 11, 13, 20 — відповідно фланець корпусу, корпус і палець диференціала; 14-17 — диски тертя; 18 — кришка підшипника; 19 — стопорна шайба; 21 — регулювальна гайка підшипників; 22 — сателіт; 23 — шайба сателіта; 24 — підшипник внутрішній; 25, 26 — регулювальні прокладки підшипників і стакана; 27 — болт; 28 — оливозгінна шайба; 29 — каркасна манжета



процесі експлуатації, до повного зношення деталей, не потребує розбирання і регулювання.

Задній міст тракторів типу Т-150 складається з корпусу, двох головних і двох кінцевих передач (рис. 5.12).

На відміну від ведучих мостів більшості гусеничних тракторів, що випускаються, у ведучому мосту трактора Т-150 немає механізму повороту, але є не одна, а дві незалежні одна від одної головні передачі (по одній на кожен борт), цілком уніфіковані між собою. Кожна з них складається з ведучої 25 і веденої 8 спірально-конічних шестерень.

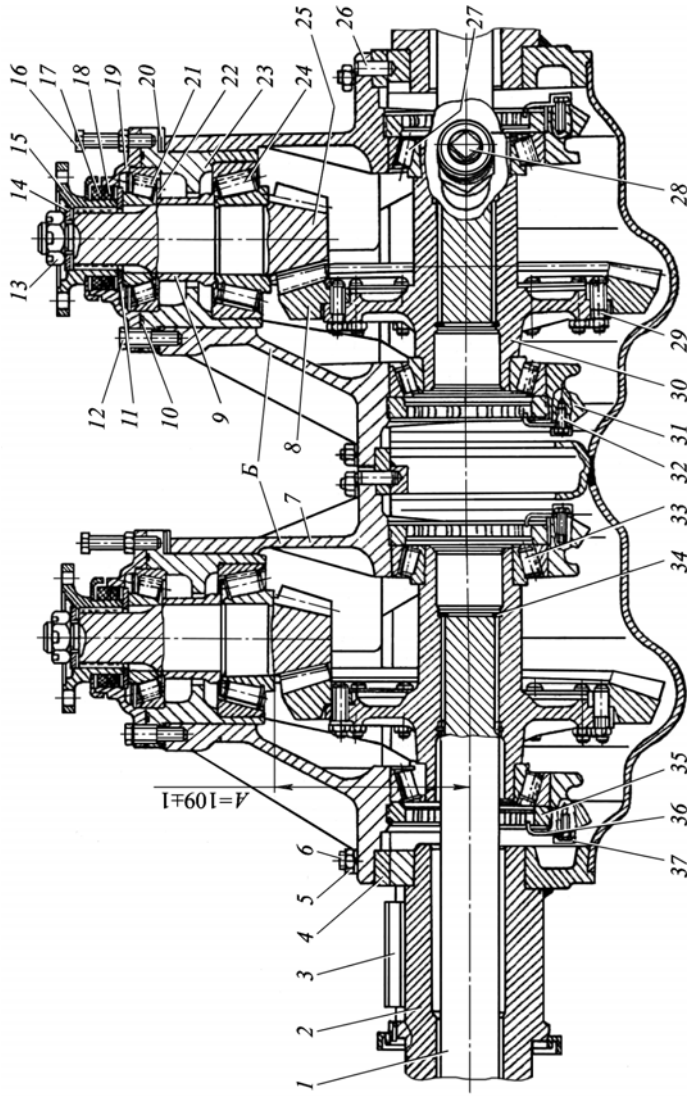


Рис. 5.12. Задній міст тракторів типу Т-150:

1 — піввісь; 2 — маточина заднього моста; 3 — шпонка; 4 — корпус моста; 5 — гайка; 6 — шпилька; 7 — корпус головної передачі; 8, 25 — ведена і ведуча шестерні; 9 — 11 — відповідно розпірна, ущільнювальна й оливозгінна шайби; 12, 16, 32 — болти; 13 — прорізна гайка; 14 — шайба; 15 — фланець ведучої шестерні; 17, 18 — повстяна і каркасна манжети; 19 — кришка корпусу головної передачі; 20, 22 — регулювальні прокладки (набір); 21, 24, 27, 33 — кончні роликів підшипники; 23, 31 — стакан і кришка підшипників; 26 — штифт; 28 — салун; 29 — стяжний болт; 30 — маточина; 34 — стопорне кільце; 35 — регулювальна гайка; 36, 37 — замкова і стопорна шайби; Б — головні передачі

Ведуча шестерня 25 виконана як одне ціле з валом і встановлена на двох конічних роликів підшипниках. На шліцьовий хвостовик ведучої шестерні встановлено фланець 15, до якого приєднано вилку карданної передачі. Ведена шестерня 8 прикріплена болтами до маточини, встановленої на двох конічних підшипниках. Внутрішні шліци маточини слугують для передачі крутного моменту півосями до сонячних шестерень кінцевих передач.

Корпус заднього моста прикріплений до рами бугельними затискачами. Рама сприймає реактивний крутний момент від корпусу заднього моста через шпонки, що забезпечують також правильне положення заднього моста відносно рами. У верхній частині корпусу моста приварено кронштейни для встановлення редуктора вала відбирання потужності.

Передні ведучі мости універсально-просапних колісних тракторів різних моделей ЮМЗ і МТЗ із колісною формулою 4К4 поєднують корпус головної передачі і диференціала з двома корпусами верхніх конічних пар і двома корпусами редукторів (рис. 5.13).

Для безступінчастого регулювання ширини колії передніх коліс корпус 22 допускає телескопічне висування кожухів півосей за допомогою гвинтового механізму, причому гвинти 23 встановлені на корпусі моста і мають зачеплення із зубчастою рейкою, нарізаною на зовнішній поверхні кожухів півосей. Корпуси від осьових переміщень і провертання стопорять клинами 25.

Для повороту напрямних коліс рульовим керуванням за допомогою важеля повертається корпус редуктора відносно шкворневої труби 10, яка сполучена з гільзою 9, запресованою в корпусі редуктора. Усередині шкворневої труби розміщена циліндрична пружина 11 підвіски, нижній кінець якої спирається на упорний підшипник у корпусі редуктора, а верхній — на обойму манжети вертикального вала.

Корпус головної передачі переднього моста з'єднаний із брусом напіврама порожнистими осями і може коливатись у вертикальній поперечній площині на певний кут, обмежений упором. Крутний момент до переднього моста підводиться від роздавальної коробки через карданну передачу.

Ведучі мости автомобілів. Ведучі мости автомобілів з колісною формулою 4×4 мають, як правило, в кожному мосту одинарну головну передачу і міжколісний диференціал. На автомобілях підвищеної прохідності з колісною формулою 6×4 і 6×6 ведучі мости можуть пра-

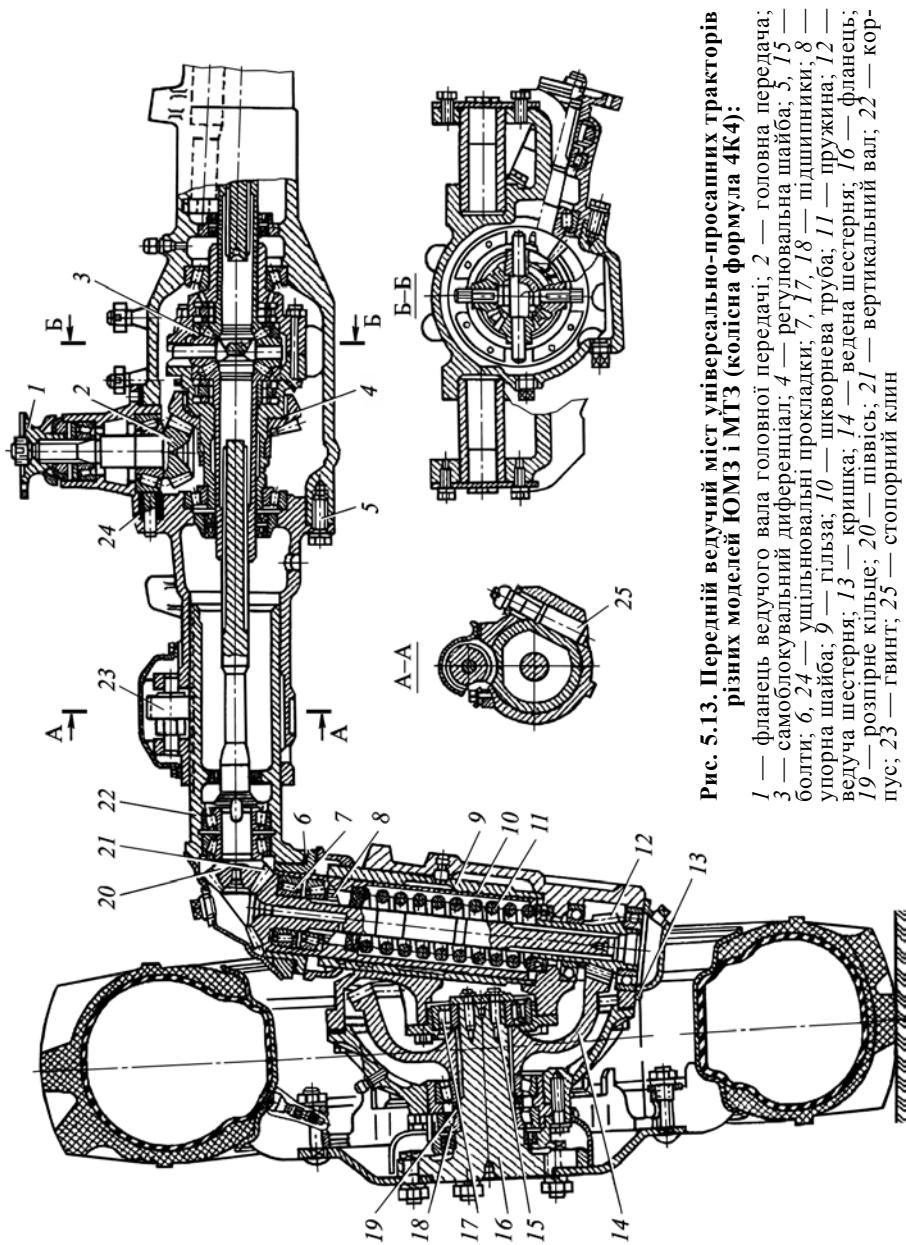


Рис. 5.13. Передній ведучий міст універсально-прорасаних тракторів різних моделей ЮМЗ і МТЗ (колісна формула 4К4):

1 — фланець ведучого вала головної передачі; 2 — головна передача; 3 — самоблокувальний диференціал; 4 — регулювальна шайба; 5, 15 — болти; 6, 24 — ущільнювальні прокладки; 7, 17, 18 — підшипники; 8 — упорна шайба; 9 — гільза; 10 — шкворнева труба; 11 — пружина; 12 — ведуча шестерня; 13 — кришка; 14 — ведена шестерня; 16 — фланець; 19 — розпірне кільце; 20 — шпівсь, 21 — вертикальний вал; 22 — корпус; 23 — гвинт; 25 — стопорний клин

цювати в різних за зчепленням коліс із дорогою умовах, перекочуватися через нерівності, проходити в один і той самий момент різні відстані. Це означає, що можливе обертання коліс одного ведучого моста відносно коліс іншого і пробуксовування. У зв'язку з цим у трансмісію цих автомобілів включається міжосьовий диференціал між ведучими мостами.

У міжосьовому диференціалі автомобілів типу КамАЗ (рис. 5.14) картер 2 прикріплений до картера головної передачі проміжного моста.

У середині коробки 3 цього диференціала розміщені сателіти 4 із хрестовиною 5, кінчне зубчасте колесо 14 приводу заднього моста і колесо 13 приводу проміжного моста. Зубчасте колесо 13 за допомогою шліців жорстко з'єднане з ведучою шестернею 9 головної передачі проміжного моста, а колесо 14 — зі шліцьовим кінцем прохідного вала 10 приводу заднього моста. Зубчасте колесо 13 має зовнішні зуби, з якими в постійному зачепленні знаходяться внутрішня зубчаста муфта 12 і муфта 11 блокування диференціала. Блокування здійснюється за допомогою механізму 8, що трубопроводами зв'язаний з пневматичним краном керування, розміщеним на щитку приладів у кабіні автомобіля. Щоб уникнути буксування, водій відкриває кран керування і стиснене повітря надходить у порожнину між кришкою і мембраною 19, яка, прогинаючись, переміщує вперед за допомогою пружини 16 стакан 18 і повзун 15, долаючи опір повертальної пружини 17. При цьому замикаються контакти мікрореле 6, який вмикає контрольну лампу на щитку приладів.

Разом із повзуном переміщується й укріплена на ньому вилка 7, що вводить муфту 11 у зачеплення із зубчастим вінцем на корпусі диференціала. У цьому разі колесо 13 приводу середнього моста і коробка 3 диференціала виявляються жорстко з'єднаними, тим самим диференціал примусово блокується і зубчасті колеса 14 і 13 приводу мостів обертаються з однаковими частотами. При розблокуванні диференціала кран керування закривається, порожнина за мембраною механізму блокування з'єднується з атмосферою. У результаті цього під тиском повертальної пружини 17 мембрана 19 і повзун 15 з вилкою 7 переміщуються вправо й одночасно повертають муфту блокування у вихідне положення.

Кінцева (бортова) передача автомобілів включає півосі (див. рис. 5.9), за допомогою яких передається крутий момент від диференціала до ведучих коліс. Для підвищення передатного числа кінцевої передачі на автобусах типу ЛАЗ і автомобілях типу МАЗ встановлюють бортові редуктори планетарного типу у вигляді прямозубих коліс із зовнішнім і внутрішнім зачепленням.

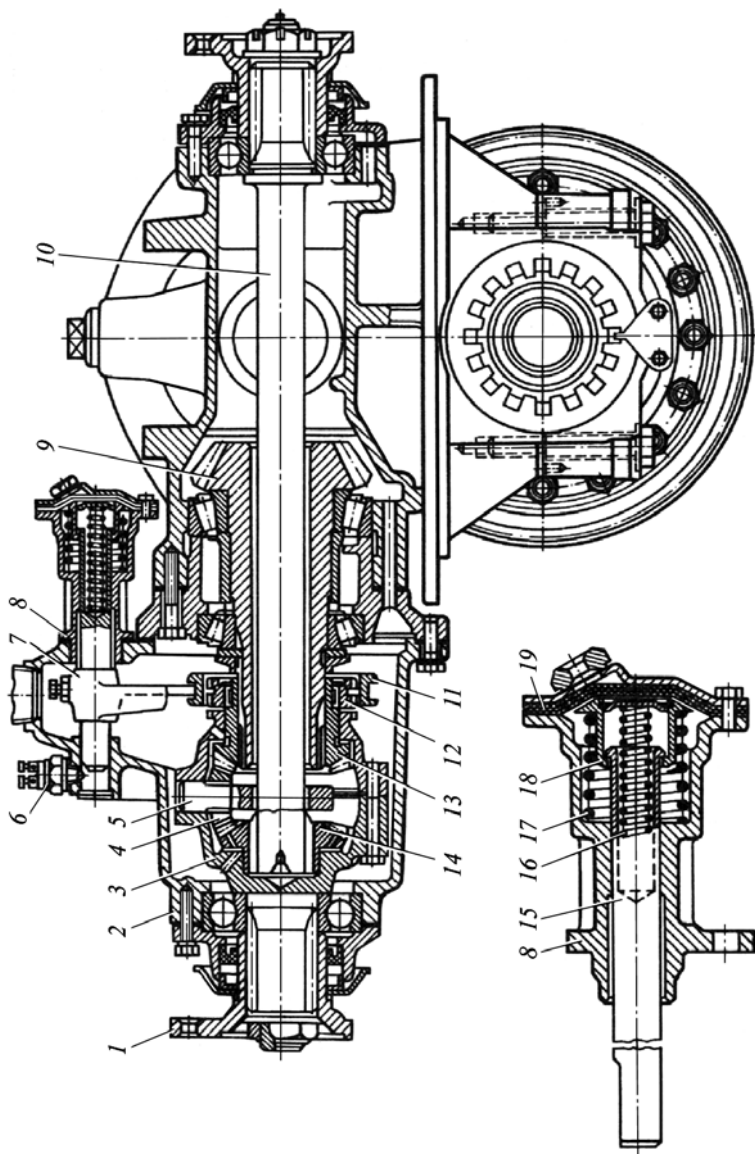


Рис. 5.14. Міжосьовий диференціал автомобілів КамАЗ-5320:

1 — фланець; 2 — картер; 3 — коробка диференціала; 4 — сателіти; 5 — хрестовина; 6 — мікровимикач; 7 — вилка; 8 — механізм блокування; 9 — ведуча шестерня; 10 — прохідний вал; 11, 12 — муфти; 13, 14 — зубчасті колеса; 15 — повзун; 16, 17 — пружини; 18 — стакан; 19 — мембрана

Ведуча сонячна шестерня 12 плаваючого типу установлена на шліцах півосі 19 і закріплена гайкою. На тракторі Т-150 обидві півосі однакові і внутрішній їх кінець входить в отвори маточини веденої конічної шестерні головної передачі. На тракторах типу ХТЗ-160 і ХТЗ-170 обидві півосі різняться за довжиною і з'єднані з півосьовими шестернями диференціала.

Три сателіти 3, що обертаються на роликівих підшипниках, встановлені на водилі 5, яке шпильками і гайками закріплене в корпусі 14 передачі. Цей корпус з'єднаний з картером 15 передачі, установленим на конічних роликівих підшипниках 13. Водило 5, корпус 14 і картер 15 планетарного редуктора утворюють ведену частину кінцевої передачі, до якої кріпляться ведуче колесо і гальмовий барабан (ХТЗ-160, ХТЗ-170).

Сонячна шестерня 12, отримує обертання від відповідної веденої шестерні заднього моста, обертає сателіти 3 і перекочує їх по нерухомій епіциклічній шестерні 2. Обертаючись, сателіти 3 захоплюють водило 5, що передає крутний момент через корпус 14 на ведуче колесо (зірочку) (Т-150) чи диск колеса (ХТЗ-160, ХТЗ-170).

Між картером 15 і валом маточини 18 установлене торцеве ущільнення 17, що складається з третьових ущільнювальних сталевих кілець, які підтискаються пружинами. Упорне нерухоме кільце встановлюють на гумову прокладку, воно утримується від обертання штифтом, що входить у зовнішній паз кільця. У натискному кільці штифт входить в отвір між пружинами і захоплює кільце в обертання, розвантажуючи діафрагму, яка герметизує порожнину.

Порожнини кінцевих передач і мостів з'єднані крізь отвори маточин і мають спільну масляну ванну.

5.4. НАВАНТАЖЕННЯ У ВЕДУЧИХ МОСТАХ. ВИДИ РУЙНУВАНЬ ОСНОВНИХ ДЕТАЛЕЙ

Головні передачі. Джерелом навантажень на зуби зубчастих коліс, вали і підшипники головних передач є сили в конічній чи гіпоїдній парах (рис. 5.16) зачеплення.

На схемах наведено три складові нормальної сили, що діють на зуби шестерні: P_1 — колова; P_{x1} — осьова; P_{R1} — радіальна.

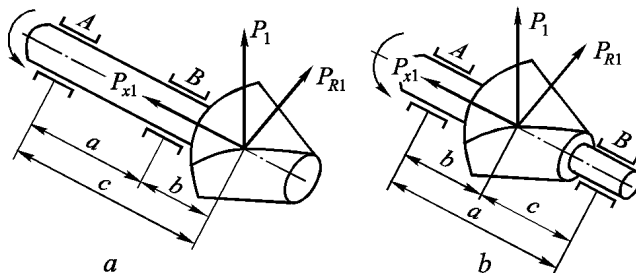


Рис. 5.16. Схема для визначення навантажень на конічну шестерню головної передачі:

a — консольна установка; *b* — установка з додатковою опорою

На шестерні колова сила

$$P_1 = M_{\text{к max}} i_{\text{тр}} / r_0, \quad (5.7)$$

де $M_{\text{к max}}$ — максимальний крутний момент, що передається через шестерню; $i_{\text{тр}}$ — передатне число трансмісії; r_0 — середній радіус шестерні.

Осьова та радіальна сили

$$P_{x1} = (P_1 / \cos\beta)(\text{tg}\alpha_{\omega} \sin\delta_1 \pm \sin\beta \cos\delta_1); \quad (5.8)$$

$$P_{R1} = (P_1 / \cos\beta)(\text{tg}\alpha_{\omega} \cos\delta_1 \pm \sin\beta \sin\delta_1),$$

де β — кут нахилу зубів шестерні; δ — половина кута нахилу конуса; знак « \leftarrow » відповідає однаковим напрямкам обертання шестерні і нахилу спіралі, знак « \rightarrow » — різним.

Сили в зачепленні гіпоїдної пари шестерень ідентичні силам, що діють на шестерню конічної передачі (5.7) і (5.8).

На колесі колову силу визначають за формулою

$$P_2 = P_1 \cos\beta_2 / \cos\beta_1, \quad (5.9)$$

де β_1, β_2 — кути нахилу відповідно шестерні і колеса.

Для гіпоїдної пари шестерень осьова сила

$$P_{x2} = \frac{P_1}{\cos\beta_1} (\text{tg}\alpha_{\omega} \sin\delta_2 \pm \sin\beta_2 \cos\delta_2), \quad (5.10)$$

радіальна

$$P_{R_2} = \frac{P_1}{\cos\beta_1} (\operatorname{tg}\alpha_\omega \cos\delta_2 \pm \sin\beta_2 \sin\delta_2). \quad (5.11)$$

Щоб визначити навантаження на підшипники, потрібно знайти реакції в опорах A і B :

$$R_A = (1/a) \sqrt{(P_1 b)^2 + (R_1 b - P_{x_1} r_0)^2}; \quad (5.12)$$

$$R_B = (1/a) \sqrt{(P_1 c)^2 + (R_1 c - P_{x_1} r_0)^2}. \quad (5.13)$$

Осьова сила, що виникає в зачепленні конічної пари і діє на колесо, може спричинити порушення точності зачеплення, що призведе до підвищення рівня шуму і зношення зубів. Для зменшення перекошення зубчастого колеса, особливо в разі передачі великого крутного моменту, у багатьох конструкціях головних передач передбачено спеціальний упор, розміщений у картері навпроти місця зачеплення зубчастих коліс.

Під час передачі великого моменту, що викликає перекошення зубчастого колеса, частина осьової сили сприймається упором, який частково розвантажує найбільш навантажений підшипник. Упор знижує також рівень шуму, спричинюваного вібрацією зубчастого колеса.

Рівень шуму головної передачі є однією з основних експлуатаційних характеристик, що визначає як конструктивну і технологічну досконалість, так і стан у процесі експлуатації. Технологічно зниження рівня шуму забезпечується точністю виготовлення зубів, чистотою поверхні зубів, а також умовами змащування. Точність зачеплення залежить як від регульованих параметрів, так і від конструктивних — жорсткості всіх елементів головної передачі: картера, підшипників, валів, зубчастих коліс, а також від способу установалення останніх.

Слід мати на увазі, що рівень шуму головної передачі значною мірою визначає її надійність і зносостійкість, а також ККД, оскільки шум у головній передачі, як і в будь-якому механізмі, є результатом втрати енергії.

Диференціали. У більшості колісних тракторів та автомобілів застосовують симетричні диференціали з конічними зубчастими колесами (див. рис. 5.6). Для цього диференціала за сталого опору на ведучих колесах на шестерні півосей діють моменти (M_1, M_2), що до-

рівнюють половині моменту M_d , підведеного до диференціала від головної передачі, тобто $M_1 = M_2 = M_d$. Під час блокування диференціала, наприклад за допомогою муфт тертя (див. рис. 5.7), кочення одного з коліс по ґрунту з малим коефіцієнтом зчеплення φ , а другого — по ґрунту з великим коефіцієнтом φ_0 , на деталі диференціала діє максимальний момент

$$M_{\max} = 0,5(\varphi_0 + \varphi)G_r r_k / i_k, \quad (5.14)$$

де G_r — вертикальне навантаження на ведучі колеса; r_k — радіус кочення ведучих коліс; i_k — передатне число кінцевої передачі.

Момент $M_{\text{сат}}$, що діє на сателіт, визначається моментом M_{\max} і числом сателітів a у диференціалі, тобто

$$M_{\text{сат}} = M_{\max} / 2a. \quad (5.15)$$

При цьому сили, що діють у диференціалі із симетричним розміщенням сателітів, взаємно зрівноважуються і сприймаються його корпусом. На підшипники, в яких обертається корпус, ці зусилля не передаються. Однак сили від зачеплення конічних коліс приймають торці сателітів до корпусу диференціала. Ці сили визначають аналогічно силам, які діють у зачепленні конічних шестерень головних передач.

Кінцева передача. У процесі роботи на деталях кінцевої передачі виникають напруження від сил і моментів, що діють з боку трансмісії і ходової частини. На ведучі колеса діють сили у вертикальній, поздовжній і поперечній площинах, які визначають навантаження на деталі кінцевої передачі (рис. 5.17).

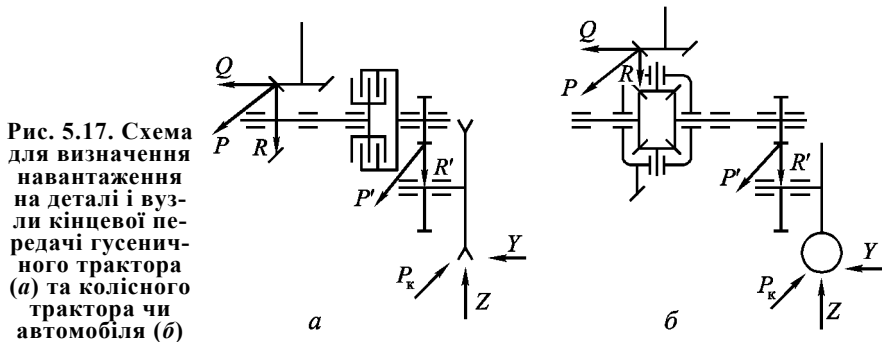


Рис. 5.17. Схема для визначення навантаження на деталі і вузли кінцевої передачі гусеничного трактора (а) та колісного трактора чи автомобіля (б)

Вертикальну реакцію ґрунту для колісного трактора й автомобіля беруть такою, що дорівнює вантажопідйомності шини. На ведучих колесах гусеничного трактора під час долаття перешкод і наїзду на нерівності виникають також і вертикальні реакції, які дорівнюють $0,2G_{\epsilon}$ (G_{ϵ} — маса трактора). У площині колеса діє дотична сила тяги P_k . Горизонтальна поперечна реакція ґрунту Y виникає під час поворотів, руху на поперечних схилах і наїзду на перешкоди. Залежно від умов руху вона може діяти в той чи інший бік:

$$Y = \pm \mu Z,$$

де μ — коефіцієнт опору бічному зсуву, для колісного трактора й автомобіля $\mu \approx 0,7$; для гусеничного трактора $\mu \approx 0,9$.

У полюсах зачеплення зубчастих коліс кінцевої і головної передач діють такі сили: радіальні R і R' , колові P і P' , осьові Q і Q' (для косозубих коліс). Однією з найбільш навантажених деталей кінцевої передачі є вал колеса, що сприймає одночасно сили від зачеплення зубчастих коліс і сили від колеса трактора чи автомобіля.

Навантаження на деталях і вузлах ведучих мостів визначають види руйнувань шестеренних зачеплень, підшипників, валів і осей. Для зубчастих передач основними руйнуваннями є: ламання зубів, викришування від втомленості поверхневих шарів зубів, абразивне зношення.

Для підшипників основними видами руйнувань є: викришування від втомленості робочих поверхонь, руйнування кілець і тіл кочення, утворення вм'ятин на робочих поверхнях, руйнування сепараторів.

Вали й осі руйнуються в основному через значні згинальні моменти, що призводять до їх деформації, а також внаслідок зношення місць посадки (цапф) підшипників.

5.5. ОСНОВНІ НЕСПРАВНОСТІ І ТЕХНІЧНЕ ОБСЛУГОВУВАННЯ

Руйнування деталей і розрегулювання вузлів ведучих мостів призводять до несправностей (табл. 5.1), які усувають під час технічного обслуговування і ремонту.

Таблиця 5.1. Несправності ведучих мостів

Ознака несправності	Причина несправності	Спосіб усунення
<i>Підвищений шум</i>		
Зміна характеру шуму під час розгону і гальмування	Порушене зачеплення в результаті збільшення зазору в конічних підшипниках ведучої шестерні Порушене регулювання зачеплення	Відрегулювати зазор у конічних підшипниках Відрегулювати зазор по плямі контакту головної передачі
<i>Шум під час вмикання зчеплення і перемикання передач під час руху</i>		
Пульсівний шум	Пляма контакту головної передачі розміщена ближче до вершини зубів	Відрегулювати зачеплення по плямі контакту
<i>Перегрівання ведучого моста</i>		
Рука на дотик не витримує температуру нагрівання картера ведучого моста в місці головної передачі	Занижений (завищений) рівень рідини в картері ведучого моста Малий зазор у конічних підшипниках ведучої шестерні Порушене регулювання зачеплення головної передачі	Установити потрібний рівень рідини Відрегулювати зазор у конічних підшипниках головної передачі Відрегулювати зачеплення по плямі контакту

Технічне обслуговування ведучих мостів полягає в щозмінному огляді і підтягуванні ослаблених кріплень усіх корпусів. Особливу увагу слід звертати на витікання рідини та його усунення. Під час перевірки рівня рідини прочищають сапуни корпусів і замінюють зношені ущільнювальні деталі. За потреби і під час планового технічного обслуговування регулюють зазори в конічних роликів підшипниках головної і кінцевої передач.

У разі виходу з ладу однієї із шестерень головної передачі потрібно замінити ведучу і ведену, які мають однаковий номер. Ці шестерні підібрані й обкатані під час виготовлення.

5.6. ТЕНДЕНЦІЇ ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ВЕДУЧИХ МОСТІВ

Удосконалення конструкцій ведучих мостів спрямоване в основному на створення конструкцій головних передач зі зрівноваженими осьовими силами за різних видів зачеплення шестерень і диференціалів з автоматичним блокуванням. При цьому для головних передач

вирішують завдання зниження шуму за рахунок підвищення жорсткості картера головної передачі, вдосконалення способів устанавлення валів конічної (гіпоїдної) передачі і змащування зубів конічної пари в зоні зачеплення, циркуляційного змащування підшипників. У більшості конструкцій систем змащування головних передач використовують ефект конічних роликів підшипників як відцентрових насосів, у яких під дією відцентрових сил рідина перекачується з боку меншого діаметра роликів у бік більшого діаметра. Тому рідину до підшипників ведучого вала конічної шестерні подають у порожнину між підшипниками, тобто в порожнину меншого діаметра роликів.

При вдосконаленні конструкцій диференціалів вирішують завдання усунення істотного недоліку симетричного диференціала щодо недостатньої прохідності автомобілів і колісних тракторів, якщо одне колесо потрапляє в умови недостатнього зчеплення з опорною поверхнею. Для цього застосовують різні механізми блокування диференціала: примусове або автоматичне за допомогою муфт тертя.

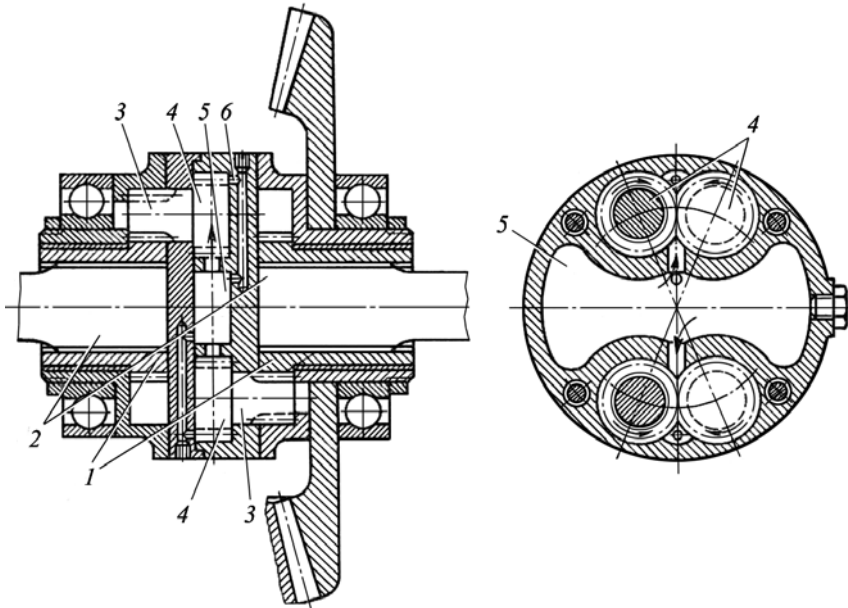


Рис. 5.18. Гідралічний диференціал:

1 — шестерні півосей; 2 — півосі; 3 — сателіти; 4 — шестерні
оливного насоса; 5 — насосна камера; 6 — калібрований отвір

Перспективним диференціалом з автоматичним блокуванням, особливо для автомобілів, може бути гідравлічний (рис. 5.18).

Циліндричні півосьові шестерні 1 диференціала, установлені на шліцах півосей 2, входять у зачеплення із сателітами 3. Як одне ціле з останніми виконані також циліндричні шестерні 4 оливного насоса. Під час роботи диференціала й обертання шестерень 3 і 4 олива забирається насосними шестернями з камери 5, а потім повертається в неї ж через калібрований отвір 6. Протитиск оливи гальмує обертання сателіта тим сильніше, чим більша різниця частот обертання коліс автомобіля. Для гальмування кожного з коліс слугує окремих насос, тому за великої різниці частот обертання один насос працює за високого тиску оливи, а другий подає його в камеру майже без опору.

Контрольні запитання і завдання

1. Яке призначення ведучих мостів? Які вимоги ставлять до них та як класифікують? 2. З яких основних частин складаються ведучі мости колісних тракторів і автомобілів та яке їх призначення? 3. Для чого призначена головна передача? Опишіть будову одинарних і подвійних головних передач. 4. Для чого потрібно встановлювати в трансмісії диференціал? З яких основних частин він складається? 5. В якому співвідношенні розподіляється крутний момент у симетричному диференціалі? Що називають коефіцієнтом блокування диференціала? 6. Як можна забезпечити блокування диференціала? 7. Яку будову має передній ведучий міст універсально-просапного трактора? Як забезпечується блокування його диференціала? 8. Як забезпечується блокування міжосьового диференціала автомобіля КамАЗ-5320? 9. Які навантаження виникають у ведучих мостах? 10. Проаналізуйте, які несправності можуть виникнути у ведучих мостах, за якими ознаками їх можна визначити та як усунути. 11. Розкажіть про тенденції вдосконалення ведучих мостів.



ЗАДНІЙ МІСТ І МЕХАНІЗМИ ПОВОРОТУ ГУСЕНИЧНИХ ТРАКТОРІВ

6.1. ПРИЗНАЧЕННЯ, ВИМОГИ, КЛАСИФІКАЦІЯ

Задній міст гусеничного трактора, так само як і колісного, є комплексом механізмів трансмісії, за допомогою яких збільшується крутний момент, що передається від коробки передач до ведучих зірочок і приводить у рух гусеничний рушій, а також здійснюються поворот трактора та його гальмування.

Відмінною ознакою заднього моста є наявність у ньому спеціальних *механізмів повороту*, принцип дії яких ґрунтується на зміні крутих моментів, що підводяться до ведучих зірочок правого і лівого гусеничного рушія — гусениць трактора, внаслідок чого змінюється швидкість їх перемотування.

Гальма гусеничного трактора як складова частина входять у механізм його повороту. Крім функції гальмування під час руху або стоянки гальма слугують для здійснення крутих поворотів.

Головна передача гусеничного трактора так само, як і головна передача колісного, слугує для збільшення крутного моменту, що передається, а також для зміни напрямку обертання під прямим кутом. Її встановлюють у середньому відділенні корпусу заднього моста і виконують у вигляді пари конічних шестерень. Конструктивно головні передачі гусеничних і колісних тракторів однакові і до них ставлять ідентичні вимоги.

Механізм повороту призначений для забезпечення руху гусеничного трактора по заданій траєкторії потрібного радіуса регулюванням швидкостей перемотування гусениць.

Поворот машини може бути нерегульованим і регульованим. За *нерегульованого* повороту одна з гусениць від'єднується від трансмісії, за *регульованого* — змінюється частота перемотування однієї з гусениць.

Механізми повороту мають забезпечувати:

- плавний і швидкий перехід від прямолінійного руху до криволінійного (найбільшою мірою цій вимозі відповідають безступінчасті механізми);

- мінімальне перевантаження двигуна під час повороту;
- стійкість прямолінійного руху;
- потрібний для повороту момент.

Механізми повороту гусеничного трактора класифікують за числом фіксованих радіусів повороту, характером розподілу швидкостей руху трактора під час повороту, методом підведення потужності до гусениць.

За числом фіксованих радіусів повороту розрізняють одноступінчасті, багатоступінчасті і безступінчасті механізми повороту. *Одноступінчасті* мають фіксований для певного положення важелів керування мінімальний радіус повороту. *Багатоступінчасті* механізми мають два і більше фіксованих радіуси повороту, *безступінчасті* допускають поворот із будь-яким фіксованим радіусом.

За характером розподілу швидкостей руху при повороті розрізняють: механізми зі сталою швидкістю центра повороту — диференціальні; зі сталою швидкістю гусениці, що забігає — дво- і багатоступінчасті механізми.

За методом підведення потужності розрізняють: однопотокові механізми, у яких потужність підводиться одним потоком; двопотокові, в яких потужність підводиться двома роздільними керованими потоками; з окремим регульованим потоком для кожного боку.

6.2. ТИПОВІ СХЕМИ МЕХАНІЗМІВ ПОВОРОТУ. ПРИНЦИП РОБОТИ

На гусеничних тракторах застосовують механізми повороту з фрикційними муфтами і планетарними механізмами.

Фрикційний механізм повороту. У фрикційному механізмі повороту (рис. 6.1) на поперечному валу 1 заднього моста трактора по боках установлені багатодискові фрикційні муфти повороту *M*, що зв'язують вал 1 із ведучими шестернями 7 кінцевої передачі.

Ведучою частиною фрикційної муфти (рис. 6.2) є вал 1 головної передачі з розміщеним на його шліцах ведучим барабаном 2. На зовнішній циліндричній поверхні барабана зроблено подовжні канавки, в яких установлені внутрішніми зубцями тонкі сталеві диски 3.

Ведена частина муфти — барабан 4, укріплений на ведучому валу 6 кінцевої передачі. На внутрішній поверхні барабана зроблено канавки

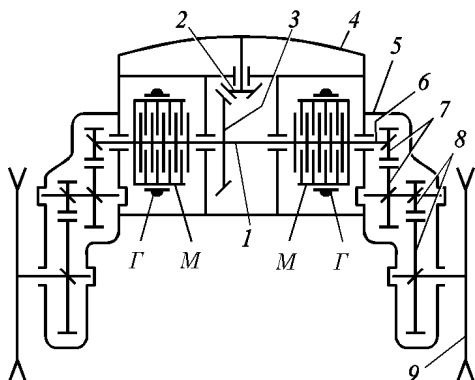


Рис. 6.1. Кінематична схема заднього моста гусеничного трактора з фрикційним механізмом повороту:

1 — вал заднього моста; 2, 3 — відповідно ведуча і ведена шестерні головної передачі; 4 — корпус заднього моста; 5–8 — відповідно корпус, ведучий вал, ведучі і ведені шестерні кінцевої передачі; 9 — ведуча зірочка; Г — гальмо; М — муфта повороту

ки, у які входять зовнішні зубці дисків 5, оснащених фрикційними накладками. Ведучі і ведені диски зібрані через один. На валу 1 встановлено натискний диск 9, що обертається разом із валом, але він також може переміщуватись уздовж його осі. В диск 9 угвинчено шпильки 7, що проходять крізь отвори барабана 2. На шпильки встановлено пружини 8, що упираються з одного боку в диск 9, а з іншого — в укріплені на шпильках 7 шайби. Пружини стискають диски 3 і 5 і муфта, знаходячись у замкненому стані, створює необхідний момент тертя. При цьому крутний момент від головної передачі передається правою і лівою муфтами на кінцеві передачі — трактор рухається прямолінійно.

Для повороту трактора потрібно від'єднати відповідну гусеницю від силової передачі, тобто вимкнути одну з муфт повороту. Для вимкнення муфти потрібно перемістити важіль у кабіні трактора. При цьому диск 9 (див. рис. 6.2, б) переміщується в напрямку стрілок В, пружини 8 стискають

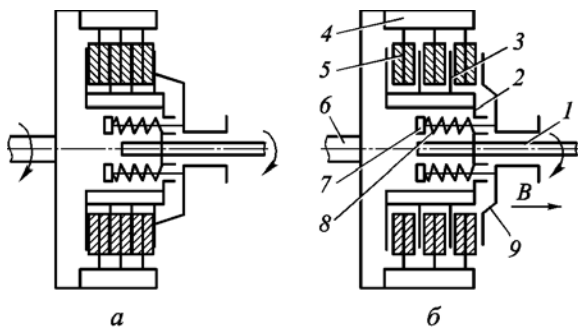


Рис. 6.2. Схема фрикційного механізму повороту з увімкненою (а) і вимкненою (б) муфтами:

1 — ведучий вал; 2 — ведучий барабан; 3 — диск ведучого барабана з внутрішніми зубцями; 4 — ведений барабан; 5 — диск веденого барабана із зовнішніми зубцями; 6 — ведучий вал кінцевої передачі; 7 — шпилька; 8 — пружина; 9 — натискний диск

ються додатково, а диски 3 і 5 звільняються від стискального зусилля, сила тертя між ними зникає і крутний момент на ведений барабан і ведучу зірочку не передається. У цей час друга муфта залишається увімкненою, внаслідок чого трактор повертається навколо вимкненої гусениці. За потреби повороту трактора на місці крім вимкнення однієї з муфт керування (див. рис. 6.1, а) вмикають гальмо *Г* цієї муфти.

Планетарний механізм повороту складається з двох симетрично розміщених однакових планетарних механізмів керування правою і лівою гусеницями.

Планетарний механізм збирають в окремому корпусі 5, до зовнішньої поверхні якого кріплять ведену шестерню 4 головної передачі (рис. 6.3). Усередині корпусу 5 є два зубчасті вінці 6 (коронна шестерня).

На осях 8, закріплених на водилі 7, вільно встановлені сателіти 10, що знаходяться в зачепленні з коронною 6 й одночасно із сонячною 9 шестернями. Маточина шестерні 9 спирається на підшипники, розміщені в перегородці корпусу заднього моста. Виготовлена вона як одне ціле з гальмівним шківом. Водило 7 прикріплене до півосі 2, на якій розміщені гальмівний шків 1 і ведуча шестерня кінцевої передачі.

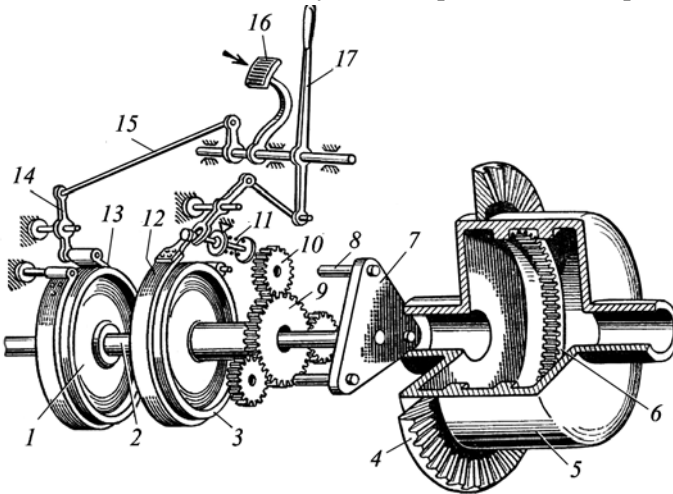


Рис. 6.3. Схема планетарного механізму повороту:

1 — гальмівний шків півосі (води́ла); 2 — піввісь; 3 — гальмівний шків сонячної шестерні; 4 — ведена шестерня головної передачі; 5 — корпус планетарного механізму; 6 — зубчастий вінць (коронна шестерня); 7 — водило; 8 — вісь сателіта; 9 — сонячна шестерня; 10 — сателіт; 11 — пружина гальмівної стрічки; 12, 13 — гальмівні стрічки гальма сонячної шестерні і півосі (води́ла); 14 — важіль; 15 — тяга; 16 — педаль гальма півосі; 17 — важіль гальма сонячної шестерні

Керування планетарним механізмом здійснюється за допомогою гальм 12 і 13 сонячної шестерні і півосі (води́ла), керованих важелем 17 і педа́ллю 16. За прямолінійного руху трактора педа́лі 16 і важелі 17 відпущені, при цьому гальмі́вні шкі́ви 1 півосе́й 2 вільні, а шкі́ви 3, зтягнуті гальмі́вними стрі́чками 12 за допомогою пружин 11, разом із сонячними шестернями перебувають у нерухо́мому ста́ні. Шестерні 4 голо́вної пере́дачі обертають ко́рпус 5, який свої́ми коро́нними шестернями 6 приводить в оберта́ння са́теліти 10, зму́шуючи їх обко́чуватися по нерухо́мих соня́чних шестернях 9. Во́ди́ла 7 відштовхую́ться осями 8 са́телі́тів і пере́дають оберта́ння півосе́ям 2 і да́лі че́рез кі́нцеві пере́дачі ве́дучим зі́рочкам гу́сениць.

Для повороту трактора в той або інший бік переміщують важіль 17 «на себе». При цьому гальмі́вна стрі́чка 12 відпускає гальмі́вний шкі́в 3 і соня́чна шестерня вивільнюється; са́теліти 10 починають обертати соня́чну шестерню 9 у на́прямку, проти́лежному на́прямку оберта́ння во́ди́ла 7. Зу́силля на во́ди́ло 7 не пере́дається і воно від’є́днується від трансмі́сії. Дру́га гу́сени́ця продо́вжує руха́тися і повертає тра́ктор. Для більш кру́того повороту пі́сля пере́міщення ва́желя 17 на́тискають на педа́ль 16. При цьому тя́га 15, повертаю́чи ва́жіль 14, зтя́гує гальмі́вну стрі́чку 13 на гальмі́вному шкі́ві 1 і півві́сь 2 загалю́мовується.

Пере́датне відно́шення ці́єї схе́ми планета́рного меха́нізму повороту за ві́домих ку́тових шви́дкостей соня́чної ω_c , коро́нної ω_k шестерень і во́ди́ла ω_b визна́чають за зале́жністю

$$\frac{\omega_c - \omega_b}{\omega_k - \omega_b} = -\frac{Z_k}{Z_c},$$

де Z_c і Z_k — числа зубів відпові́дно соня́чної і коро́нної шестерень.

За нерухо́мої коро́нної шестерні ($\omega_k = 0$) пере́датне число планета́рного меха́нізму повороту до́рівнюватиме

$$i = \frac{\omega_c}{\omega_b} = 1 + \frac{Z_k}{Z_c}.$$

Раціона́льні пере́датні відно́шення планета́рного меха́нізму повороту тра́ктора знахо́диться в ме́жах 3 – 12,5 за ККД 0,96 – 0,99.

У гу́сени́чних тра́кторах типу Т-150 функці́я меха́нізму повороту вико́нує ко́робка пере́дач (рис. 6.4).

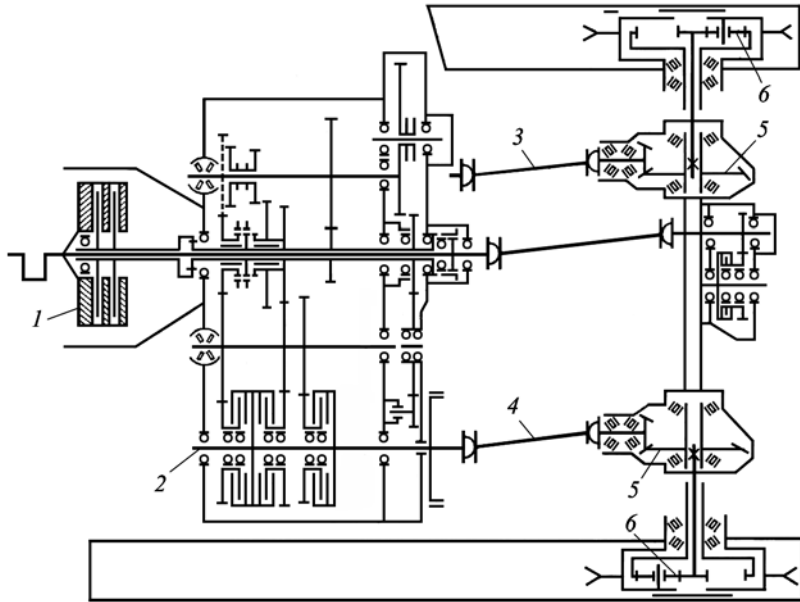


Рис. 6.4. Схема механізму повороту гусеничного трактора Т-150:

1 — зчеплення; 2 — вторинний вал лівого борту; 3, 4 — карданні передачі відповідно правого і лівого бортів; 5, 6 — відповідно головні і кінцеві передачі

За такої схеми механізму повороту крутний момент, що підводиться до заднього моста, ділиться на два незалежних потоки в коробці передач, конструкція якої передбачає можливість незалежного викидання і зупинки вторинних (ведених) валів, а отже, і зв'язаних із ними гусениць. У коробці передач розміщені два однакові вторинні вали 2, кожен з яких передає рух одній із гусениць. На виході цих валів установлені стрічкові гальма. Поворот трактора здійснюється за рахунок зміни частоти обертання одного з вторинних валів. Керування поворотом може здійснюватись двома способами за рахунок гідросистеми, що живить гідропідтискні муфти коробки передач.

За першим способом повороту, на вторинних валах вмикають гідропідтискні муфти різних передач, тому ведучі зірочки гусениць обертаються з різними швидкостями. Трактор повертає в той бік, з якого

увімкнено нижчу передачу. Радіус повороту фіксований і залежить від відношення швидкостей увімкнених на вторинних валах передач.

За другим способом повороту, на вторинному валу одного борту залишають увімкненою гідропідтискну фрикційну муфту, а на валу іншого борту знижують тиск у гідропідтискній муфті. Керують тиском за допомогою руля. Чим більше повернутий руль, тим менший тиск стискатиме диски гідропідтискної муфти і вони більше пробуксовуватимуть, а швидкість цього вторинного вала й відповідно ведучої зірочки буде меншою. В результаті пропорційно повороту руля зменшуватиметься радіус повороту трактора.

Щоб виконати крутий поворот, потрібно загальмувати вторинний вал борту відстаючої гусениці. Це здійснюють повертанням рульового колеса до упору. При цьому гідропідтискна муфта одного із вторинних валів буде вимкнена (олива під тиском до неї не надходитиме) і включаться в роботу гальма цього вала. При цьому радіус повороту дорівнюватиме половині колії трактора. Для досягнення великих радіусів повороту використовують плавне вимикання фрикційної гідропідтискної муфти з певним ступенем її пробуксовування. Керування поворотом трактора першим способом забезпечує значне підвищення надійності роботи механізму повороту внаслідок більшого терміну служби гальмівних стрічок і барабанів.

6.3. АНАЛІЗ ТА ОЦІНКА КОНСТРУКЦІЙ

Для повороту гусеничних тракторів застосовують фрикційні муфти повороту (трактори типу Т-70С), планетарні механізми повороту (трактори типу ДТ-175С) і поділ потоку потужності по бортах трактора в коробці передач (трактори типу Т-150).

Задній міст тракторів типу Т-70С (рис. 6.5) складається з головної передачі, муфт повороту з механізмами вимикання та гальм, розміщених у загальному корпусі.

Крутний момент передається головною передачею. Головна передача є парою конічних шестерень зі спіральними зубами. Ведуча шестерня змонтована на шліцьовому хвостовику вторинного вала коробки передач, а ведена 4 із маточиною у зборі обертається на двох конічних підшипниках, установлених відповідно в лівому і правому стакані 3 і 5. Стакани розміщені в розточках корпусу заднього моста і кріпляться до них шпильками і гайками. Під фланцями стаканів роз-

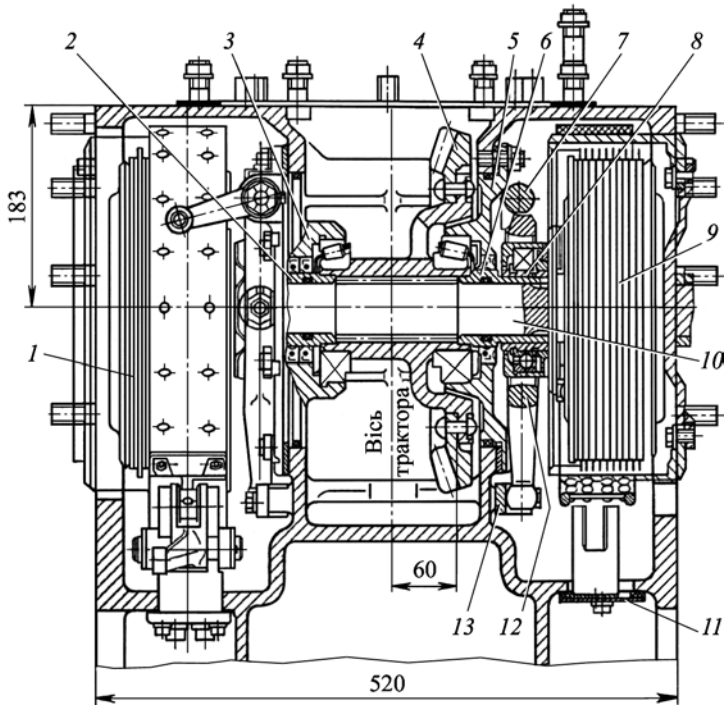


Рис. 6.5. Задній міст трактора Т-70С:

1 — ліва муфта повороту; 2, 6 — упорні втулки; 3, 5 — відповідно лівий і правий стакани підшипника; 4 — ведена шестерня головної передачі; 7 — кулачковий валик; 8 — відгисний диск; 9 — права муфта повороту; 10 — вал заднього моста; 11 — кришка люка; 12 — натискний хомут; 13 — під'ятник

міщені металеві прокладки, що дають змогу регулювати зачеплення шестерень головної передачі і зазор у підшипниках.

У шліцьовому отворі маточини веденої шестерні 4 головної передачі установлено вал 10 заднього моста, на шліцьових кінцях якого змонтовано муфти повороту 1 і 9.

Муфти повороту (рис. 6.6) багатодискові, сухого тертя. Вони слугують для плавного з'єднання вала заднього моста з валом ведучої шестерні бортової передачі та їх роз'єднання.

Ведучі сталеві диски 7 із внутрішніми зубами встановлені на ведучому барабані 9. Через один між ними встановлюють ведені диски, зовнішні зуби яких входять у зачеплення з внутрішніми зубами веденого барабана, змонтованого на ведучому валу бортової передачі. Ведені диски оснащені фрикційними накладками з металокераміки МК-5.

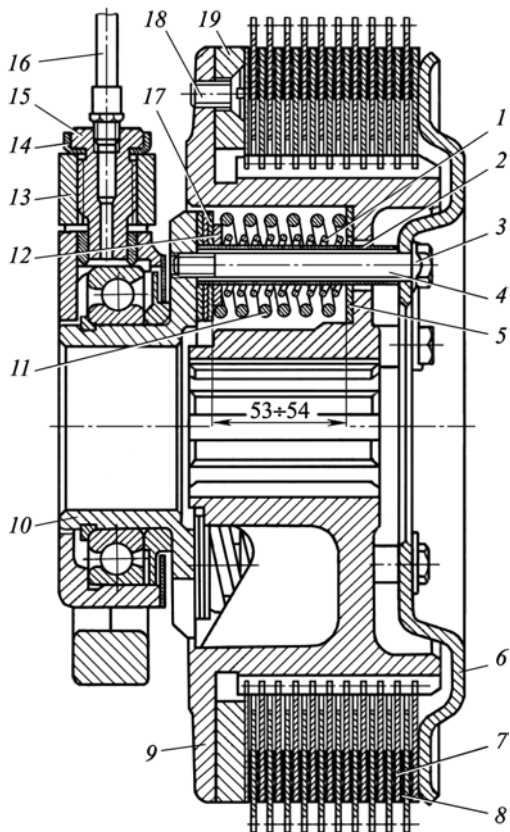


Рис. 6.6. Муфта повороту трактора Т-70С:

1 — мала пружина; 2 — дистанційна втулка; 3 — стопорна шайба; 4 — палець пружини; 5 — термоізоляційна прокладка; 6 — натискний диск; 7 — ведучий диск; 8 — ведений диск; 9 — ведучий барабан; 10 — відтискний диск; 11 — велика пружина; 12 — упорна втулка; 13 — хомут; 14 — стопорна шайба; 15 — палець; 16 — шланг; 17 — регульовальна прокладка; 18 — гвинт; 19 — проставний диск

Комплект, що складається з одинадцяти ведучих 7 і десяти ведених 8 дисків, стиснений натискним диском 6 за допомогою шести пар пружин 1 і 11, розміщених у гніздах ведучого барабана 9. Пружини центруються дистанційними втулками 2, затисненими між відтискним 10 і натискним дисками стяжними пальцями 4. Для стабільного стиснення паке-

кета висоту пружин регулюють прокладками 17, установлюваними з боку відтискного диска. З боку головного барабана під пружини вміщено термоізоляційні прокладки 5. Наявність прокладок під час регулювань обов'язкова.

Між торцями маточини веденої шестерні головної передачі 4 (див. рис. 6.5) і ведучих барабанів муфт повороту затиснені упорні втулки 2 і 6, на яких розміщені відтискні диски 8 механізму вимикання муфт повороту. Стакани підшипників 3 і 5 головної передачі виконані з припливами, у їх вертикальні розточки на голчастих підшипниках встановлені кулачкові валики 7. Провертаючись, валики кулачками контактують зі скошенням хомута 12, виконаного у вигляді масивного кільця, що охоплює по колу корпус відтискного підшипника.

У двох діаметрально розміщених бобишках хомута зроблено отвори з правою і лівою різью, в які вкручено пальці механізму вимикання. Виступні циліндричні кінці пальців входять в отвори корпусу відтискного підшипника. На хомуті також є важіль, бочкоподібний кінець якого спирається на підшипник 13, закріплений на переходнику корпусу заднього моста.

Під тиском кулачкового валика 7 на хомут 2 останній, спираючись на підп'ятник 13, переміщує корпус відтискного підшипника і крізь відтискний диск стискує пружини. У результаті муфта повороту вмикається і трактор робить плавний поворот.

Керування муфтами повороту здійснюється через систему важелів і тяг (рис. 6.7).

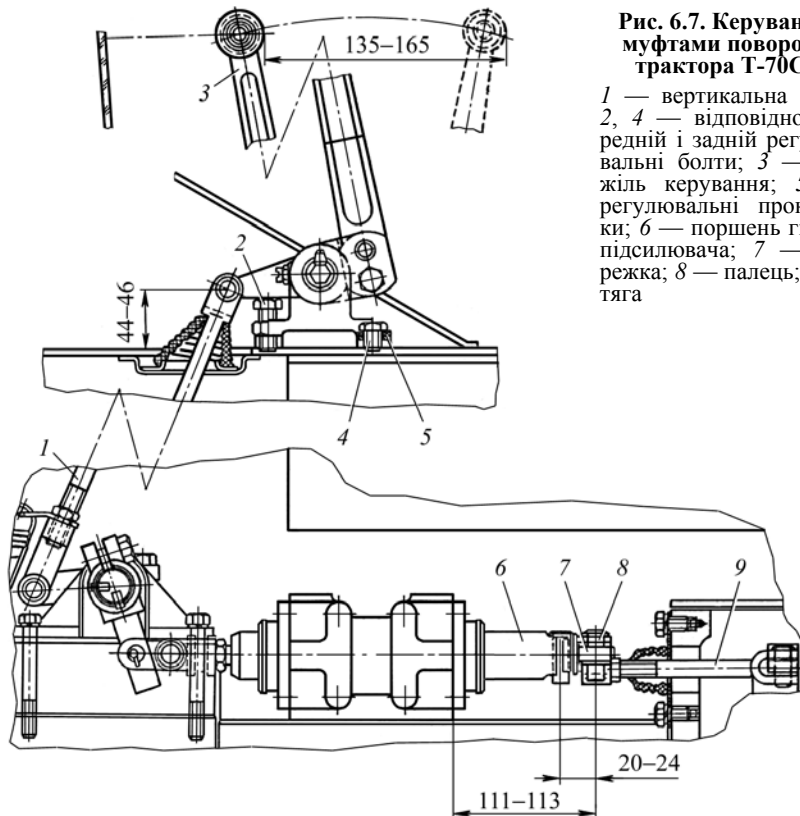


Рис. 6.7. Керування муфтами повороту трактора Т-70С:

1 — вертикальна тяга; 2, 4 — відповідно передній і задній регулювальні болти; 3 — важіль керування; 5 — регулювальні прокладки; 6 — поршень гідропідсилювача; 7 — сержка; 8 — палець; 9 — тяга

Для зниження зусиль на важелях керування передбачено гідропідсилювачі. Вони живляться від гідронасоса НШ-10, встановленого на двигуні трактора.

Для нормального вимикання муфт повороту потрібно, щоб вільний хід важелів механізму керування (по рукоятках) був 135 – 165 мм. У процесі експлуатації не можна допускати його збільшення понад 165 мм, оскільки це призводить до неповного вимикання муфт, й отже, до підвищеного буксування і прискороеного зношення накладок дисків. За недостатнього вільного ходу важелів можливе неповне вмикання муфти повороту (диски проковзують), внаслідок чого не витримується прямолінійний рух трактора та інтенсивно зношуються накладки дисків і відтискні підшипники. Перевіряють вільний хід при непрацюючому двигуні.

Задній міст тракторів типу ДТ-175С складається з головної передачі, планетарного механізму повороту та його гальм і зупинних гальм, розміщених у відсіках загального корпусу.

За допомогою механізмів заднього моста збільшується крутний момент, що передається на ведучі зірочки, а також здійснюються поворот трактора та його гальмування.

Корпус заднього моста розділений суцільними перегородками на три відсіки: у середньому розміщена головна передача і планетарний механізм повороту, в бічних — гальма планетарних механізмів 17 (рис. 6.8) і зупинні гальма 3.

Головна передача складається з пари конічних шестерень. Ведуча шестерня виготовлена як одне ціле з вторинним валом коробки передач. Ведена шестерня 9 виконана у вигляді вінця, прикріпленого болтами до фланця коронної шестерні 10 планетарного механізму.

Між веденою шестернею і фланцем коронної шестерні встановлені прокладки, за допомогою яких регулюють зазор між зубами конічних шестерень під час складання. Регульовальні прокладки виконані у вигляді напівкілець із відкритими усередину пазами під кріпильні болти. Тому для їхнього зняття або встановлення цілком викручувати болти не потрібно.

Коронна шестерня укріплена на двох кулькових підшипниках, запресованих зовнішніми обоймами в розточку цієї шестерні. Внутрішні обойми підшипників розміщені на гніздах 5, фланці яких прикріплені болтами до перегородок корпусу заднього моста 6.

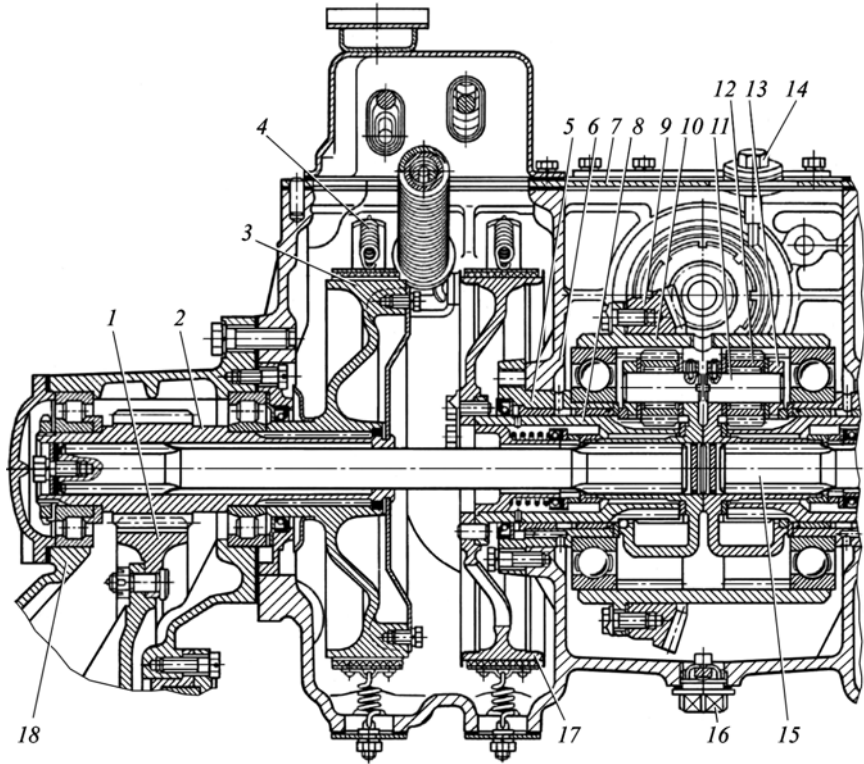


Рис. 6.8. Задній міст трактора ДТ-175С:

1, 2 — відповідно ведена та ведуча шестерні кінцевої передачі; 3 — зупинне гальмо; 4 — відтяжна пружина гальма; 5 — гніздо підшипника з бронзовими втулками; 6 — корпус; 7 — кришка; 8 — сонячна шестерня; 9 — ведена шестерня головної передачі; 10 — коронна шестерня; 11 — вісь сателіта; 12 — сателіт; 13 — водило; 14 — пробка; 15 — піввісь; 16 — пробка з магнітом; 17 — гальмо планетарного механізму; 18 — картер кінцевої передачі

Планетарний механізм повороту (рис. 6.9) змонтований усередині коронної шестерні, на якій є внутрішній зубчастий вінець (з ним у постійному зачепленні знаходяться шестерні-сателіти 12, що обертаються на голчастих дворядних підшипниках).

Сателіти встановлені на осях 12, у двох водилах 11, які шліцями з'єднані з валами 5 заднього моста, а через них — із відповідними шестернями кінцевих передач.

У кожному водилі встановлено три сателіти. Водночас сателіти знаходяться в постійному зачепленні із зубчастим вінцем сонячних

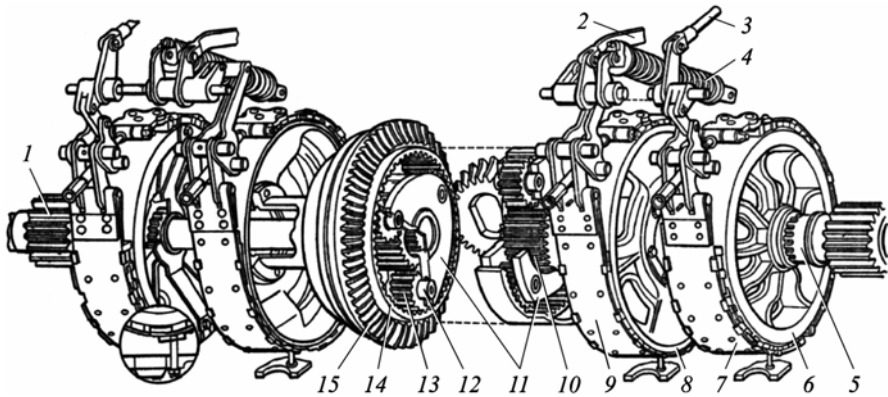


Рис. 6.9. Планетарний механізм повороту ДТ-175С

1 — ведуча шестерня кінцевої передачі; 2 — тяга гальма планетарного механізму; 3 — тяга зупинного гальма; 4 — пружина гальма планетарного механізму; 5 — вал заднього моста; 6 — шків зупинного гальма; 7 — зупинне гальмо; 8 — шків гальма планетарного механізму; 9 — гальмо планетарного механізму; 10 — сонячна шестерня; 11 — водила; 12 — вісь сателіта; 13 — сателіт; 14 — коронна шестерня; 15 — ведена шестерня головної передачі

шестерень 10, які за відпущеного гальма сонячної шестерні обертаються в підшипниках ковзання, встановлених у гніздах 5 (див. рис. 6.8).

Планетарний механізм повороту працює так. За прямолінійного руху шків 8 (див. рис. 6.9) гальм планетарного механізму загальмовані, а шків 6 зупинного гальма відпущені. Обертання від головної передачі передається коронній шестерні 14, що своїми внутрішніми зубчастими вінцями надає руху сателітам 13 обох водил 11. Обертаючись навколо власних осей, сателіти одночасно обкочуються навколо загальмованих сонячних шестерень 10, залучаючи в обертальний рух водила 14, зв'язані з ними вали 5 заднього моста і ведучі шестерні 1 кінцевих передач.

Для плавного повороту трактора варто потягнути на себе важіль керування гальмом планетарного механізму з того боку, в який треба повернути. При цьому через тягу 2 пружина 4 додатково стискується, гальмівна стрічка 3 відходить від шківа 8 і сонячна шестерня вільно обертається сателітами, а рух гусениці з цього боку сповільнюється. Трактор плавно повертає у бік гусениці, що відстає.

Для крутого повороту трактора після вимикання гальма планетарного механізму додатково натискають на педаль зупинного гальма.

При цьому шків *б* зупинного гальма загальмовується з того боку, в який відбувається поворот. Рух гусениці припиняється, і трактор різко повертає у бік зупиненої гусениці.

На тракторах застосовано стрічкові гальма з твердими знімними фрикційними колодками (накладками).

Змащування заднього моста — комбіноване: у головній передачі розбризкуванням, у планетарному механізмі повороту — подачею оливи трубопроводами. Крізь просвердлені отвори в коронній шестерні *14* олива зливається в порожнину корпусу трансмісії.

Відмінною ознакою заднього моста тракторів типу Т-150 і ХТЗ-180 є відсутність механізмів повороту і гальм. Потужність до заднього моста підводиться двома потоками (рис. 6.10).

Задній мост має дві взаємозамінні головні передачі, незалежні одна від одної (по одній на кожну гусеницю). Корпуси *5* головних передач посаджені на упорні штифти корпусу *4* заднього моста і прикріплені до нього шпильками з гайками. Корпус заднього моста із запресова-

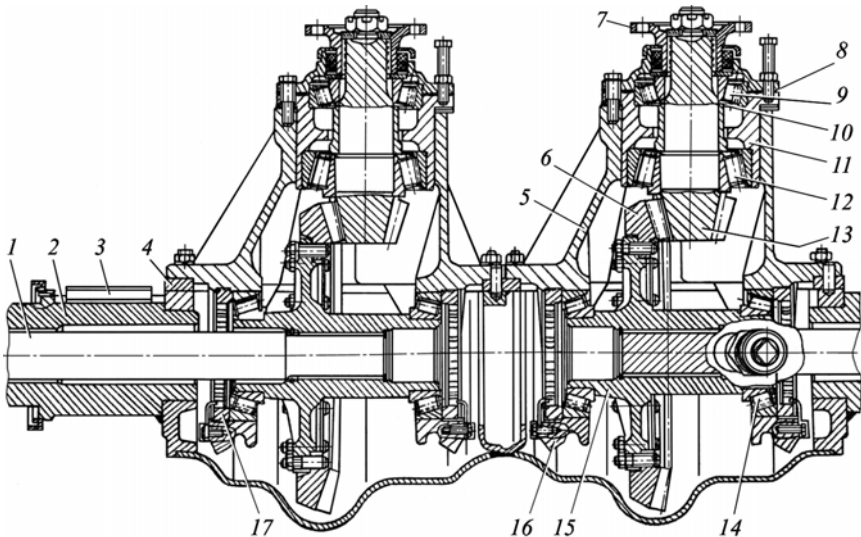


Рис. 6.10. Задній мост трактора Т-150:

1 — піввісь; *2* — рукави півосей; *3* — шпонка; *4* — корпус заднього моста; *5* — корпус головної передачі; *6* — ведена шестерня головної передачі; *7* — фланець; *8*, *10* — регулювальні прокладки; *9*, *12*, *14* — роликіві конічні підшипники; *11* — стакан підшипників ведучого вала головної передачі; *13* — ведуча шестерня головної передачі; *15* — маточина веденої шестерні головної передачі; *16* — кришка підшипника; *17* — регулювальна гайка

ними і привареними рукавами 2 півосей 1 кріплять бугелями в кронштейнах на задніх кінцях поздовжніх балок рами. Точне фіксування заднього моста на рамі і передавання реактивного обертального моменту, що намагається обертати корпус заднього моста у бік, протилежний обертанню головних зірочок, здійснюють за допомогою шпонок 3, що входять у пази кронштейна.

Кожна головна передача складається з ведучої 13 і веденої 6 конічних шестерень. Ведуча шестерня виконана як одне ціле з валом, встановленим у стакані 11 у двох конічних роликів підшипниках 9 і 12. Ведена шестерня 6 прикріплена до фланця маточини 15 болтами. Маточина, посаджена на шліці внутрішнього кінця півосі 1, обертається в двох конічних роликів підшипниках 14. Осьові переміщення підшипників маточини веденої шестерні головної передачі обмежують і регулюють гайками 17, а ведучих шестерень — прокладками 10. Зазор між зубами шестерень регулюють прокладками 8.

На зовнішніх кінцях півосей 1 заднього моста закріплені сонячні шестерні планетарних кінцевих передач, змонтованих на кінцях рукавів. Будова кінцевих передач така сама, як і на тракторах Т-150К, ХТЗ-160, ХТЗ-170.

Поворот трактора здійснюється на фіксованих радіусах за неузгоджених швидкостей руху правої і лівої гусениць вмиканням різних передач у межах ряду і може проводитися з різними швидкостями:

- зі зменшенням середньої швидкості руху трактора поворот здійснюється подачею на себе важеля того борту, у бік якого робиться поворот;
- зі сталою середньою швидкістю одночасним переміщенням верхніх важелів у різних напрямках на ступінь — переведення важеля керування бортом, що забігає, від себе, а тим, що відстає, — до себе;
- зі збільшенням середньої швидкості руху трактора — подачею від себе важеля гусениці, що забігає; здійснення такого повороту можливе тільки за неповного завантаження двигуна.

Плавного повороту трактора (наприклад, для зміни напрямку руху уздовж борозни) досягають плавним і швидким обертанням рульового колеса у бік повороту з частковим або повним вимкненням гідропідтискної муфти.

Кожному положенню рульового колеса відповідає певний тиск рідини у гідропідтискній муфті, а отже, і визначений крутний момент, що передається муфтою. Повне розмикання гідропідтискної муфти

наступає при повороті рульового колеса на 42° . Це положення відмічається клацанням фіксатора на кермовій колонці.

За подальшого обертання рульового колеса палець-упор відповідного борту повертає важіль приводу гальма, притискуючи гальмівну стрічку до шківів.

6.4. НАВАНТАЖЕННЯ В МЕХАНІЗМАХ ПОВОРОТУ. ВИДИ РУЙНУВАНЬ ОСНОВНИХ ДЕТАЛЕЙ

Навантаження в головних передачах задніх мостів гусеничних тракторів аналогічні навантаженням зубчастих коліс, валів і підшипників головних передач колісних тракторів (див. п. 5.4).

Навантаження деталей механізмів повороту гусеничних тракторів визначаються в основному режимами їхньої роботи.

Фрикційні муфти повороту (див. рис. 6.2) працюють у двох режимах навантаження, що характеризуються різними передатними моментами:

- моментом, що передається за прямолінійного руху на нижчій робочій передачі і номінальній потужності двигуна:

$$M_{\phi 1} = 0,5M_n i_{\Pi} \eta_M,$$

де M_n — номінальний момент двигуна; i_{Π} і η_M — передатне число і механічний ККД передачі від двигуна до механізму повороту;

- моментом, що створюється максимальною силою зчеплення на гусениці, яка забігає, при повороті трактора вгору по схилу крутизною 30° і передається муфтою повороту,

$$M_{\phi 2} = 0,65\varphi Gr_k / (i_{\text{кін}} \eta_{\text{кін}} \eta_{\Gamma}),$$

де φ — коефіцієнт зчеплення гусениць із ґрунтом; G — вага трактора; $i_{\text{кін}}$, $\eta_{\text{кін}}$ — передатне число і ККД кінцевої передачі; η_{Γ} — ККД гусеничного рушія; r_k — радіус ведучої зірочки.

Щоб вимкнути муфту повороту, потрібно стиснути пружини, приклавши силу

$$P_{\text{вим}} = k_c \eta_{\Pi},$$

де $k_c = (cS/10P) + 1$ — коефіцієнт збільшення навантаження пружин при стиску; c — сумарна жорсткість пружин; S — хід вимкнення муф-

ти; P — сумарна сила стиску пружин у робочому положенні; $\eta_{\text{п}}$ — ККД механізму вимикання.

Момент зупинного гальма за силою тяги $P_{\text{зуп}}$ на гусениці, що відстає, в найскладніших умовах

$$M_{\text{T}} = P_{\text{зуп}} r_{\text{к}} \eta_{\text{кін}} \eta_{\text{Г}} / i_{\text{кін}} = (0,47 \dots 0,54) r_{\text{к}} \eta_{\text{кін}} \eta_{\text{Г}} G i_{\text{кін}}.$$

Водночас з умови реалізації максимального гальмівного моменту по зчепленню за повного гальмування трактора на горизонтальній ділянці

$$M_{\text{T}} = 0,5 \varphi G r_{\text{к}} \eta_{\text{кін}} \eta_{\text{Г}} / i_{\text{кін}}.$$

При визначенні зусиль і моментів, що діють на деталі планетарного механізму повороту (див. рис. 6.3), допускають, що обертання всіх ланок рівномірне, а ККД дорівнює одиниці.

З умови рівноваги сателітів маємо $P'_z = P_z$, звідки

$$P' = P \text{ і } P_0 = 2P,$$

де P' і P — дотичні зусилля, що діють на коронне колесо і сонячну шестерню; P_0 — сила, прикладена до осі сателіта.

Зазвичай момент на головній ланці відомий. Візьмемо за таку ланку сонячну шестерню. Тоді дотичне зусилля $P = M/R$ (M — момент на сонячній шестерні).

За відомою силою P можна знайти моменти, що діють на інші ланки планетарного механізму. Момент, що діє на водило,

$$M_0 = P_0 R_0 = 2P(R+r) = 2P[R + (P' - R)/2] = P(R' + R).$$

Підставивши значення P і врахувавши, що $R'/R = k$, дістанемо

$$M_0 = M(1+k).$$

Момент, що діє на коронне колесо,

$$M' = P'' = PR' = MR'/R,$$

звідки

$$M' = Mk.$$

Момент на водилі, виражений через момент на коронному колесі,

$$M_0 = M'(1 + k)/k.$$

Момент тертя, що дорівнює моменту на коронному колесі,

$$M_T = M' = M_{в.л}k/(1 + k),$$

де $M_{в.л}$ — момент на веденій ланці.

6.5. ОСНОВНІ НЕСПРАВНОСТІ І ТЕХНІЧНЕ ОБСЛУГОВУВАННЯ

Великі навантаження ударної і статичної дії, порушення регулювань у головній передачі і механізмі повороту гусеничних тракторів призводять до виникнення таких несправностей:

- зношення конічних роликів підшипників, зубів конічних шестерень головної передачі і циліндричних шестерень кінцевих передач, зношення манжетів ущільнень;

- заoilвлення і зношення фрикційних накладок стрічок гальм, зношення шестерень планетарного редуктора механізму повороту, ламання (або ослаблення) пружин гальма, зношення і короблення ведучих і ведених дисків муфти повороту, зношення гальмівних барабанів і механізму керування поворотом.

Більшість несправностей заднього моста гусеничного трактора (табл. 6.1) є наслідком тих самих причин, що й аналогічних несправностей колісних тракторів (див. п. 5.5).

Технічне обслуговування задніх мостів гусеничних тракторів полягає в щомісячному огляді їхнього стану, підтягуванні ослаблених зовнішніх кріплень і перевірці наявності витікань оливи крізь ущільнення. При цьому особливу увагу потрібно звертати на механізми керування поворотом і гальмами, перевіряти рівень робочої рідини в картері заднього моста.

За потреби і під час планового технічного обслуговування регулюють зазори в підшипниках валів ведучої і веденої шестерень і між зубцями конічних шестерень головної передачі та їх зачеплення.

Таблиця 6.1. Несправності заднього моста

Ознака несправності	Причина несправності	Спосіб усунення
<i>Трактор веде вбік</i>		
Потреба частого коригування напрямку руху трактора	Відсутній вільний хід важелів керування Усадка пружин планетарного гальма Заоливлені накладки гальмівних стрічок Зношені накладки гальмівних стрічок сонячних шестерень	Відрегулювати вільний хід Замінити пружини Перевірити і в разі потреби замінити ущільнення вала заднього моста Замінити накладки
<i>Підвищений шум у задньому мосту</i>		
Зміна характеру шуму у разі підвищення швидкості і гальмування трактора	Порушене зачеплення в результаті збільшення зазору в роликів підшипниках ведучого зубчастого колеса Неправильно відрегульоване зачеплення конічних зубчастих коліс головної передачі	Відрегулювати зазор в конічних підшипниках ведучого зубчастого колеса Відрегулювати зазор по плямі контакту зубчастих коліс
<i>Перегрівання заднього моста</i>		
Рука на дотик не витримує температуру нагрівання картера ведучого моста в місці головної передачі	Знижений або підвищений рівень оливи в картері заднього моста Малий зазор у підшипниках ведучого чи веденого зубчастого колеса Порушене регулювання зачеплення головної передачі	Встановити потрібний рівень оливи Відрегулювати зазор Відрегулювати зазор по плямі контакту

6.6. ТЕНДЕНЦІЇ ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕХАНІЗМІВ ПОВОРОТУ

Вдосконалення механізмів повороту гусеничних тракторів спрямоване в основному на забезпечення руху їх по будь-якій заданій тракторії.

Гідромеханічні передачі, що використовують як механізми повороту на гусеничних тракторах серії «Challenger» і ХТЗ-200, належать до безступінчатих механізмів повороту. На тракторі ХТЗ-200 встановлено двопотокову трансмісію (рис. 6.11).

У двопотокових механізмах забезпечується передача крутного моменту від двигуна внутрішнього згоряння *I* до бортових передач дво-

ма незалежними потоками: один (основний) від двигуна до бортових передач 8 і 10 через коробку передач 3, другий (додатковий) від двигуна до бортових передач 8 і 10 через гідрооб'ємний механізм повороту, що містить регульований гідронасос 15 і нерегульований гідромотор 14. Об'єднує основний і додатковий потоки, як правило, планетарний механізм.

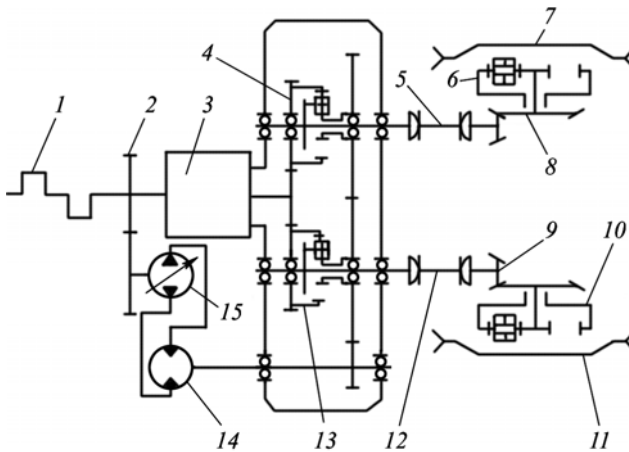


Рис. 6.11. Кінематична схема гусеничного трактора з гідрооб'ємним механізмом повороту:

1 — двигун внутрішнього згоряння; 2 — редуктор гідрооб'ємної передачі; 3 — коробка передач; 4, 13 — шестерні роздавальної коробки; 5, 12 — карданна передача; 6, 10 — сонячні шестерні; 7, 11 — ведучі колеса (зірочки); 8, 9 — шестерні головної передачі; 14 — об'ємний гідромотор; 15 — об'ємний гідронасос

У двопотокових трансмісіях забезпечується пропорційність радіусів повороту швидкості прямолінійного руху трактора. Для цих трансмісій зміна передатного відношення в коробці передач у разі прямолінійного руху веде до зміни співвідношення швидкості вихідних валів трансмісії під час входу в поворот на відповідній передачі в коробці передач. Поворот трактора здійснюється зміною робочого об'єму гідронасоса 15 виконавчим органом, яким керує водій.

Як правило, гідрооб'ємний механізм повороту містить аксіально-поршневий регульований гідронасос і нерегульований гідромотор (див. рис. 3.30, б).

Контрольні запитання і завдання

1. Як здійснюється поворот гусеничного трактора? Які вимоги ставлять до механізмів повороту та як їх класифікують? **2.** Перелічіть типові схеми механізмів повороту та поясніть принцип їх дії. **3.** Яку будову має задній міст трактора Т-70С? Що відбувається в ньому, коли трактор рухається прямолінійно і коли повертає? **4.** Яку будову має задній міст трактора ДТ-175С? Поясніть його роботу в разі прямолінійного руху і під час повороту. **5.** Як здійснюється поворот трактора Т-150 із фіксованим і вільним радіусами повороту? **6.** Які навантаження виникають у механізмах повороту гусеничного трактора? **7.** Від чого залежить момент зупинного гальма механізму повороту? **8.** Проаналізуйте, які несправності можуть виникнути в задньому мосту гусеничного трактора. За якими ознаками їх можна визначити та як усунути? **9.** Перелічіть операції технічного обслуговування задніх мостів і механізмів керування гусеничних тракторів. **10.** Назвіть тенденції вдосконалення механізмів повороту ведучих мостів гусеничних тракторів.

II

Š ‡ Š € ™,
€” < „ ” ” f’

Системи керування слугують для забезпечення руху трактора чи автомобіля по заданій траєкторії з потрібною швидкістю.

Зміну швидкості трактора й автомобіля за напрямком забезпечує рульове керування, а зміну за величиною — гальмівна система і система живлення двигуна.



РУЛЬОВЕ КЕРУВАННЯ

7.1. ПРИЗНАЧЕННЯ, ВИМОГИ, КЛАСИФІКАЦІЯ

Рульове керування призначене для зміни напрямку руху колісного трактора або автомобіля за допомогою повороту керованих коліс, осей, зчленованих ланок, а також — регулюванням величини і напрямку кутових швидкостей коліс за їх постійного взаємного розміщення.

До рульового керування ставлять такі вимоги:

- якомога менший мінімальний радіус повороту для забезпечення високої маневреності трактора й автомобіля;
- мале зусилля на рульовому колесі, що забезпечує м'якість керування;
- силова і кінематична слідкувальна дія, тобто пропорційність зусилля на рульовому колесі і моменту опору повороту керованих коліс;

- задана відповідність між кутом повороту рульового колеса і кутом повороту керованих коліс;
- мінімальне бічне ковзання коліс під час повороту;
- мінімальна передача поштовхів на рульове колесо від удару керованих коліс об нерівність дороги;
- підвищена надійність, оскільки вихід із ладу рульового керування може призвести до аварії.

Рульові керування класифікують за такими ознаками:

- способом повороту — повертанням керованих коліс, складанням напіврам, обертанням коліс одного борту в напрямку, зворотному руху, гальмуванням коліс одного борту;
- розміщенням керованих коліс на двовісних — першої осі, другої осі, першої і другої осей; тривісних — першої осі, першої і третьої осей; чотиривісних — першої і другої осей, першої і третьої осей, усіх осей;
- розміщенням рульового колеса — справа або зліва.

На більшості автомобілів і колісних тракторів керування здійснюється повертанням керованих коліс. Такий самий спосіб керування і на позашляхових автомобілях великої вантажопідйомності (автомобілі-самоскиди БелАЗ).

Керування за допомогою складання в горизонтальній площині елементів рами почали застосовувати з метою підвищення прохідності тракторів та автомобілів (трактори Т-150К, ХТЗ-170, К-701, автопоїзд МоАЗ-6401-9585).

Розміщення рульового колеса залежить від прийнятого в країні напрямку руху: за лівостороннього руху (Велика Британія, Японія) рульове керування розміщене справа, за правостороннього (європейські країни, США та ін.) — зліва.

7.2. СПОСОБИ ПОВОРОТУ

Найчастіше поворот колісних тракторів та автомобілів здійснюється повертанням керованих коліс у горизонтальній площині (рис. 7.1 *a – e*). Здебільшого як керовані використовують передні колеса, що можуть бути меншими за задні (в універсально-просапних тракторах) або однакового з ними розміру (ХТЗ-160, автомобілі).

Деякі трактори та автомобілі, найчастіше повнопривідні, виконують з усіма керованими колесами. Напрямок руху такої машини змі-

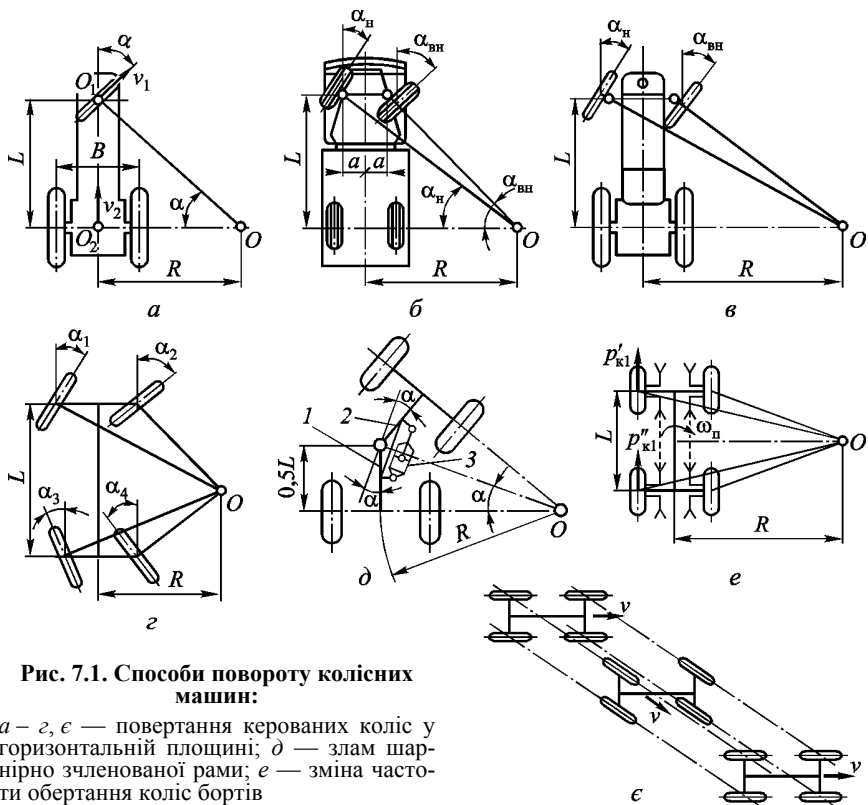


Рис. 7.1. Способи повороту колісних машин:

a – *z*, *e* — повертання керованих коліс у горизонтальній площині; *d* — злам шарнірно зчленованої рами; *e* — зміна частоти обертання коліс бортів

нують двома способами: або передні і задні колеса повертають у різні боки (див. рис. 7.1, *z*) і машина рухається по колу, центр O якого знаходиться на перетині осей обертання коліс; або усі колеса повертають в один бік (див. рис. 7.1, *e*). За повороту другим способом можна запобігти сповзанню тракторів, що працюють на косогорах, якщо повернути всі колеса на деякий кут у бік, протилежний напрямку сповзання. При цьому поліпшується і поперечна стійкість трактора.

Однак у разі повороту машин із керованими колесами великого діаметра важко добитись малих радіусів повороту. Привід рульового керування цих машин, особливо машин з усіма керованими колесами, має складну конструкцію. У зв'язку з цим постала потреба створення механізму повороту за схемою шарнірно з'єднаної рами (див. рис. 7.1, *d*). Рульове керування таких машин є системою шарнірно зчленова-

них секцій 1 і 2 рам, що повертаються одна відносно одної в двох площинах. Напрямок їх руху забезпечується повертанням однієї секції відносно іншої за допомогою гідроциліндра 3 на деякий кут α у горизонтальній площині. За цього способу повороту досягаються висока маневреність і малі радіуси повороту.

Також було створено високоманеврений і простий за конструкцією колісний трактор з керуванням, виконаним за схемою повороту гусеничного трактора, тобто зміною швидкостей обертання коліс бортів (див. рис. 7.1, е). Передні і задні колеса кожного борту з'єднані шестеренною або ланцюговою передачею. При повороті трактора відключають колеса одного борту, а за потреби крутого повороту гальмують їх. Сила тяги $P_{кл}$ створюється на включеному борту трактора. У такій конструкції відсутній складний у виготовленні й експлуатації шарнірний механізм передачі крутного моменту до ведучих керованих коліс.

Відстань від центра повороту (точка O) до середини заднього моста називають *радіусом повороту колісної машини*, який визначають за формулою (див. рис. 7.1, а)

$$R = L \operatorname{ctg} \alpha,$$

де L — поздовжня база машини, м; α — кут повороту переднього колеса відносно його нейтрального положення за прямолінійного руху, град.

Мінімальний радіус повороту R_{\min} залежить від поздовжньої бази L машини і можливого максимального кута α_{\max} повороту колеса відносно нейтрального положення. Зазвичай $\alpha_{\max} = 35 \dots 45^\circ$.

Мінімальний радіус повороту за схемою, наведеною на рис. 6.1, δ :

$$R_{\min} = 0,5L \operatorname{ctg} \alpha_{\max},$$

де α_{\max} — максимальний кут, на який може бути відхилена від нейтрального положення одна секція рами машини відносно іншої.

Для порівняльних розрахунків використовують *відносний радіус повороту*:

$$\rho = R/B,$$

де B — ширина колії машини.

Рис. 7.1, б ілюструє поворот автомобіля з двома передніми керованими колесами. Щоб усі колеса на опорній поверхні оберталися без бічного ковзання і деформацій шин, керовані колеса потрібно повертати відносно нейтрального положення на різні кути, обумовлені такими співвідношеннями:

$$\operatorname{ctg} \alpha_{\text{вн}} = (R - a)/L; \quad \operatorname{ctg} \alpha_{\text{н}} = (R + a)/L;$$

де $\alpha_{\text{вн}}$ і $\alpha_{\text{н}}$ — кути повороту від нейтрального положення відповідно внутрішнього і зовнішнього коліс відносно центра повороту; a — половина відстані між осями шворнів поворотних цапф керованих коліс.

Різниця $\operatorname{ctg} \alpha_{\text{н}} - \operatorname{ctg} \alpha_{\text{вн}} = 2a/L$ стала і незалежна від радіуса повороту. Потрібного співвідношення між кутами $\alpha_{\text{н}}$ і $\alpha_{\text{вн}}$ дотримуються застосуванням для повороту цапф керованих коліс спеціального чотириланцюгового механізму, який називають *рульовою трапецією*.

У тракторах із регульованою шириною колії ці співвідношення дотримуються з достатньою точністю лише за певного розміщення коліс, відносно якого були підібрані параметри рульової трапеції. В разі зміни ширини колії необхідні співвідношення порушуються.

7.3. ТИПОВІ СХЕМИ РУЛЬОВИХ КЕРУВАНЬ. ПРИНЦИП РОБОТИ

Рульове керування колісного трактора й автомобіля (рис. 7.2) складається з рульового колеса, з'єданого валом із рульовим механізмом, і рульового приводу. Більшість рульових керувань містять підсилювач, виконаний як одне ціле із рульовим механізмом.

Рульовим механізмом 7 називають сповільнювальну передачу, що перетворює обертання вала рульового колеса 9 на обертання вала сошки 6. Цей механізм збільшує зусилля водія, прикладене до рульового колеса, і полегшує його роботу.

У результаті роботи рульового механізму 7 поздовжня тяга переміщується сошкою 6 вперед або назад, внаслідок чого одне колесо повертається вправо або вліво, а рульова трапеція передає повертальний момент на інше колесо. Рульова трапеція — це шарнірний чотирикутник, утворений балкою переднього моста (або картером переднього ведучого моста), поперечною рульовою тягою 1, лівим 2 і пра-

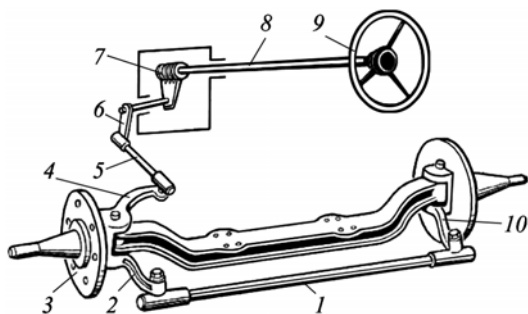


Рис. 7.2. Рульове керування автомобіля:

1 — поперечна тяга; 2, 10 — відповідно лівий і правий важелі рульової трапеції; 3 — поворотний кулак; 4 — поворотний важіль; 5 — поздовжня тяга; 6 — сошка; 7 — рульовий механізм; 8 — вал рульового колеса; 9 — рульове колесо

кутів повороту визначається величиною кута встановлення лівого і правого важелів рульової трапеції.

Рульові трапеції класифікують за конструктивними ознаками і за розміщенням відносно передньої осі (рис. 7.3).

За конструктивними ознаками рульові трапеції, що є частиною рульового приводу, поділяють на два типи: суцільні, або нерозрізні (див. рис. 7.3, а, д, е, з, и) і розчленовані, або розрізні (див. рис. 7.3, б, в, г, є, ж).

За розміщенням відносно передньої осі трапеції поділяють на передні (див. рис. 7.3, е) і задні (див. рис. 7.3, а – д, є – и).

Рульові керування оцінюють за такими параметрами: передатним числом, ККД рульового механізму, передачею ударів і поштовхів на рульове колесо, зазорами в рульовому механізмі.

Передатне число рульового керування буває кінематичним і силовим. Кінематичне передатне число i_k рульового керування дорівнює відношенню кута повороту вала сошки до півсуми кутів повороту внутрішнього і зовнішнього керованих коліс. Воно змінне і залежить від передатних чисел рульового механізму $i_{p,m}$ і рульового приводу $i_{p,p}$:

$$i_{\omega} = i_{p,m} i_{p,p}$$

вим 10 важелями рульової трапеції. Останні з'єднані з поворотними кулаками 3, на яких змонтовані керовані колеса.

За допомогою рульової трапеції керовані колеса трактора й автомобіля повертаються на різні кути: внутрішнє (найближче до центра повороту) колесо на більший кут, ніж зовнішнє, що забезпечує кочення коліс при повороті без істотного ковзання. Різниця

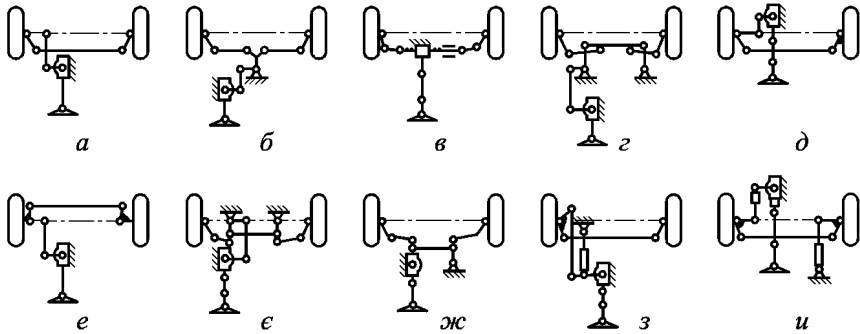


Рис. 7.3. Схеми рулевих керувань із керованими колесами однієї передньої осі: *a* — із задньою нерозрізною трапецією; *б* — із розрізною трапецією і маятниковим важелем; *в* — із рейковим рулевим механізмом; *г* — із розрізною трапецією з двома маятниковими важелями; *д* — із нерозрізною трапецією і розчленованим рулевим валом; *е* — із передньою нерозрізною трапецією; *є* — із розрізною трапецією і двома маятниковими важелями, спрямованими назад; *ж* — із розрізною трапецією й одним маятниковим важелем; *з* — із нерозрізною трапецією й об'єднаним рулевим підсилювачем; *и* — із розрізною трапецією і роздільним рулевим підсилювачем

Передатне число $i_{p,m}$ залежно від конструкції рулевого механізму може бути сталим у процесі повороту рулевого колеса або змінним. Вважають, що рульові механізми зі змінним передатним числом ($i_{p,m \max}$ відповідає нейтральному положенню рулевого колеса) доцільно застосовувати для легкових автомобілів. Це забезпечує належну безпеку руху за підвищених швидкостей, оскільки малий кут повороту рулевого колеса не призводить до значного повороту керованих коліс. Для тракторів, вантажних автомобілів і особливо для автомобілів високої прохідності, не обладнаних рулевими підсилювачами, доцільно застосовувати рульові механізми, $i_{p,m \max}$ яких відповідає крайнім положенням рулевого колеса, що полегшує керування трактором і автомобілем під час маневрування.

Передатне число $i_{p,l}$ — це відношення плечей важелів приводу. Оскільки положення важелів у процесі повороту рулевого колеса змінюється, то $i_{p,l}$ змінне: $i_{p,l} = 0,85 \dots 2,0$.

Силове передатне число рулевого керування оцінюють відношенням суми сил (або моментів M_c) опору повороту керованих коліс до зусилля (або моменту $M_{p,k}$), прикладеного до рулевого колеса:

$$i_c - M_c / M_{p.k.}$$

Силове передатне число є критерієм оцінки легкості керування трактором чи автомобілем за зусиллям, прикладеним до рульового колеса для повороту керованих коліс. Зазвичай обмежують як мінімальне (60 Н), так і максимальне (120 Н) зусилля.

Обмеження мінімального зусилля потрібне, щоб водій не втрачав «почуття дороги».

Від *ККД рульового механізму* значною мірою залежить легкість керування. Прямий ККД рульового механізму характеризує передачу зусилля від рульового колеса до сошки:

$$\eta \downarrow_{p.m} = 1 - M_{T_1} / M_{p.k.}$$

де M_{T_1} — момент тертя рульового механізму, приведений до рульового колеса; $M_{p.k.}$ — момент, прикладений до рульового колеса.

Зворотний ККД характеризує передачу зусилля від сошки до рульового колеса:

$$\eta \uparrow_{p.m} = 1 - M_{T_2} / M_{в.с.}$$

де M_{T_2} — момент тертя рульового механізму, приведений до вала сошки; $M_{в.с.}$ — момент на валу сошки, приведений від керованих коліс.

Як прямий, так і зворотний ККД залежать від конструкції рульового механізму і мають такі значення:

$$\eta \downarrow_{p.m} = 0,60 \dots 0,95; \quad \eta \uparrow_{p.m} = 0,55 \dots 0,85.$$

Втрати на тертя в рульовому механізмі становлять близько половини втрат на тертя в усьому рульовому керуванні.

Різкі удари і поштовхи, що передаються на рульове колесо, можуть стати причиною втрати керованості. Крім згаданого зменшення зворотного ККД для зниження або усунення можливості передачі поштовхів на рульове колесо вживають таких заходів:

- збільшують передатне число рульового механізму в нейтральному положенні керованих коліс;
- збільшують піддатливість рульового керування (потрібно знайти оптимальне значення, оскільки за великої піддатливості елементів рульового керування запізниться реакція керованих коліс на керувальний вплив — поворот рульового колеса);

- застосовують амортизаційні пристрої в рульовому механізмі або приводі;
- установлюють рульовий гідропідсилювач, що сприймає і поглинає поштовхи й удари від керованих коліс.

Сумарний зазор у рульовому керуванні складається із зазорів у рульовому механізмі і рульовому приводі. Його визначають за кутом вільного повороту рульового колеса за нейтрального положення керованих коліс. З ростом кута повороту рульового колеса зазор має збільшуватись. Це потрібно для запобігання заїданню рульової пари після регулювання зачеплення в разі зношення, що в основному має місце в зоні, яка відповідає малим кутам повороту рульового колеса. Зазор у зачепленні рульової пари слід визначати за відсутності осьового зазору рульового вала. Допустимий зазор установлюється заводом-виготівником і здебільшого для нових автомобілів не перевершує $10 - 15^\circ$. Підвищений сумарний зазор неприпустимий, оскільки це може призвести до виляння керованих коліс і погіршення стійкості руху машини.

На тракторах та автомобілях із шарнірно зчленованою рамою разом із рульовими керуваннями, які регулюють положення напіврам із неповоротними колесами, застосовують шарнірні з'єднання з різним числом ступенів свободи (рис. 7.4).

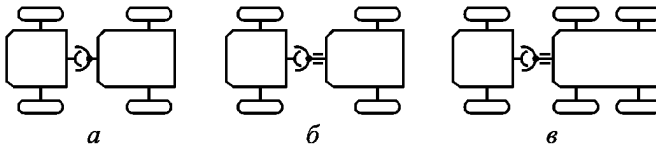


Рис. 7.4. Схеми рульових керувань тракторів та автомобілів із шарнірно зчленованою рамою

На двовісних зчленованих автомобілях (див. рис. 7.4, *a*) із неповоротними колесами застосовують рульові керування з підвищеними кутами складання ланок у горизонтальній площині, у результаті чого поліпшується компонування автомобіля і підвищується його маневреність. Трактори із шарнірно зчленованою рамою і деякі моделі спеціальних автомобілів (див. рис. 7.4, *б*) мають шарнірне з'єднання, що забезпечує переміщення напіврам у горизонтальній і поперечно-вертикальній площинах. Тривісні зчленовані автомобілі з неповорот-

ними колесами як правило складаються з одно- і двовісних зчеплених ланок (див. рис. 7.4, в), з'єднаних шарнірним пристроєм, що допускає переміщення ланок автомобіля в горизонтальній і поперечно-вертикальній площинах.

7.4. РУЛЬОВІ МЕХАНІЗМИ. ГІДРОПІДСИЛЮВАЧІ

Рульові механізми (див. рис. 7.2) мають велике передатне число (від 15 до 30), внаслідок чого полегшується керування трактором і автомобілем. Передатне число визначається відношенням кута повороту рульового колеса до кута повороту керованих коліс трактора чи автомобіля.

Рульові механізми класифікують за низкою ознак.

За *типом передачі*:

- черв'ячні з черв'ячним колесом, зубчастим сектором (у тім числі і бічним), роликом, із циліндричним і глобоїдальним черв'яками;
- гвинтові з парами ковзання і кочення, що включають гайки, кривошип або важіль із передавальними ланками;
- шестеренні з рухливими (планетарні) і нерухомими осями валів, рейкові і редукторні;
- комбіновані, що містять кілька типів передач: гвинт — гайка — рейка — шестерня, гвинт — гайка — шатун — кривошип тощо.

За *способом гарантування безпеки*:

- із безпечним рульовим колесом, наприклад з утопленою маточиною, з ободом, що деформується, надувною подушкою на маточині тощо;
- із безпечними переміщеннями (при зіткненнях автомобіля) рульового колеса і вала, наприклад за рахунок гнучкості рульового вала;
- з енергопоглинальними пристроями, механічного і гідравлічного типів на рульових валах, колесах і кронштейнах, наприклад із гумовими або гідравлічними амортизаторами, демпферами тертя тощо.

Черв'ячні рульові механізми з передачею глобоїдальний черв'як — ролик (рис. 7.5) установлюють на легкових і вантажних автомобілях в основному малої і середньої вантажопідйомності, а також на тракторах малого класу.

Зачеплення ролика 5 із черв'яком 1 залежить від положення регулювального гвинта 9, що фіксується стопорною шайбою 7, штифтом 10 і ковпачковою гайкою 8, нагвинченою на гвинт 9.

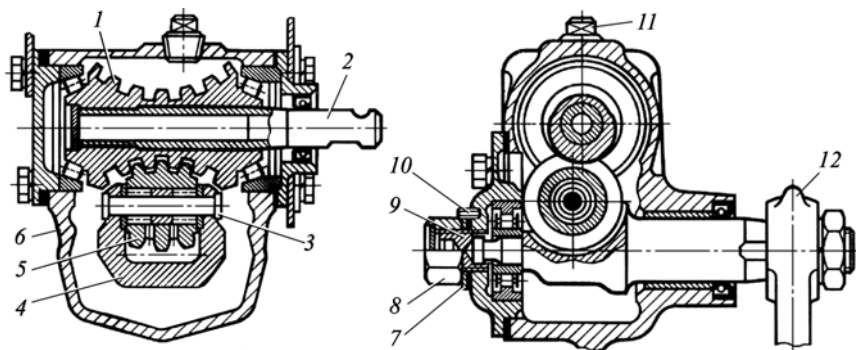


Рис. 7.5. Черв'ячний рульовий механізм:

1 — черв'як; 2 — порожнистий вал; 3 — вісь; 4 — головка вала сошки; 5 — ролик; 6 — картер; 7 — стопорна шайба; 8 — гайка; 9 — гвинт; 10 — штифт; 11 — пробка; 12 — сошка

Глободальний черв'як 1 забезпечує значні кути повороту вала сошки 12. Наявність дво-, тригребневих роликів розширює сферу застосування передач за навантажувальними характеристиками. Загалом передачі цього типу ризяться надійністю і компактністю.

Для поліпшення умов контакту з черв'яком вісь 3 ролика встановлюють під кутом $0,08 - 0,20$ рад до осі вала сошки, а вісь ролика відносно осі черв'яка зміщують на $5 - 7$ мм. Змінний зазор у зачепленні досягається внаслідок різниці радіусів глободи і дуги повороту ролика, а також невеликого ексцентриситету нарізання витків черв'яка відносно осі його обертання в картері 6. Опори кочення черв'яка — кулькові або роликові конічні підшипники, ролика — голчасті або кулькові підшипники. Застосування останніх для ролика збільшує ККД і ресурс передачі за рахунок більшої установної бази і рівномірнішого розподілу навантаження на підшипники.

Гвинтовий рульовий механізм (рис. 7.6) встановлюють в основному на вантажних автомобілях.

Цей рульовий механізм працює з гідропідсилювачем, що забезпечується виготовленням поршня-рейки 3 єдиною деталлю. Під час роботи гвинтового рульового механізму без гідропідсилювача (за непрацюючого двигуна) при повороті рульового колеса гвинт 4 пересуває кулькову гайку 5 із поршнем-рейкою 3 і вона повертає зубчастий сектор 14 із валом 15 сошки. Далі зусилля передається на рульовий привід і забезпечує повертання коліс автомобіля.

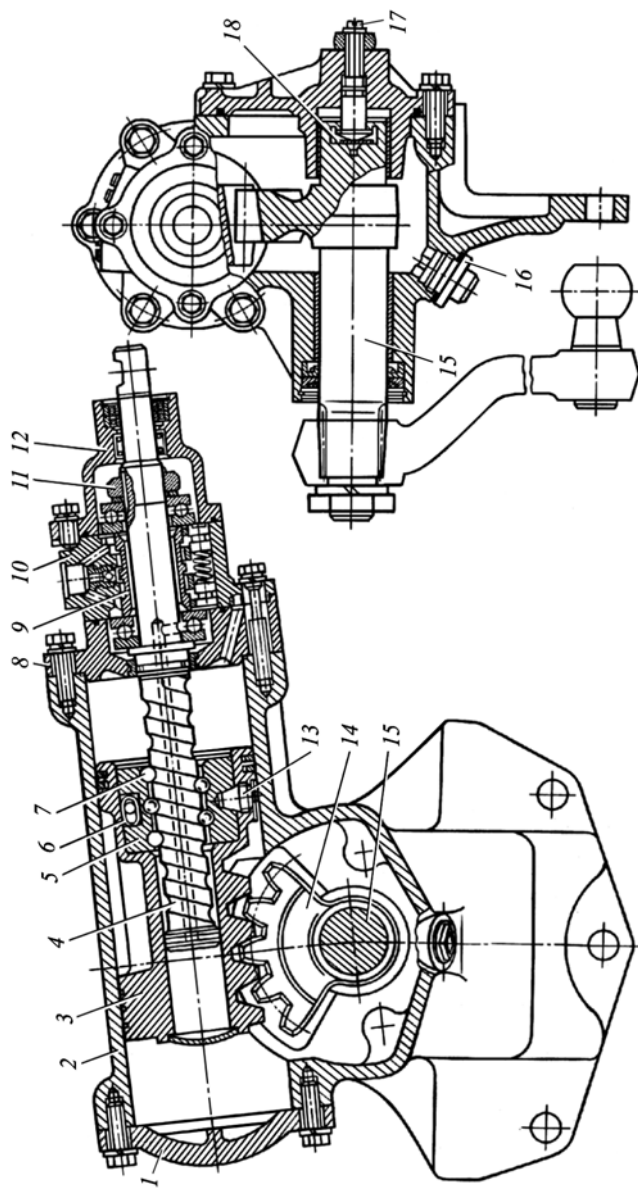


Рис. 7.6. Гвинтовой рулевой механизм:

1, 8, 12 — крышки; 2 — картер; 3 — поршень-рейка; 4, 13, 17 — гвинты; 5 — кульцова тайка; 6 — жолоб; 7 — кульки; 9 — золотник; 10 — корпус; 11 — гайка; 11 — вал рулевой сошки; 15 — вал рулевой сошки; 16 — пробка; 18 — угорна шайба

Комбіновані рульові механізми застосовують для поліпшення їхніх компоновальних і конструктивних показників. Поширені також рульові механізми з додатковим шестеренним редуктором (рис. 7.7).

У картері 5 (циліндр гідропідсилювача) за допомогою гвинта і сполученої з ним кулькової гайки 8 переміщується поршень-рейка 6, що знаходиться в зачепленні із зубчастим сектором 9 вала сошки. Для регулювання зазору в зачепленні зуби по довжині мають змінну товщину. Регулювання виконують переміщенням вала сошки в осьовому напрямку за допомогою гвинта.

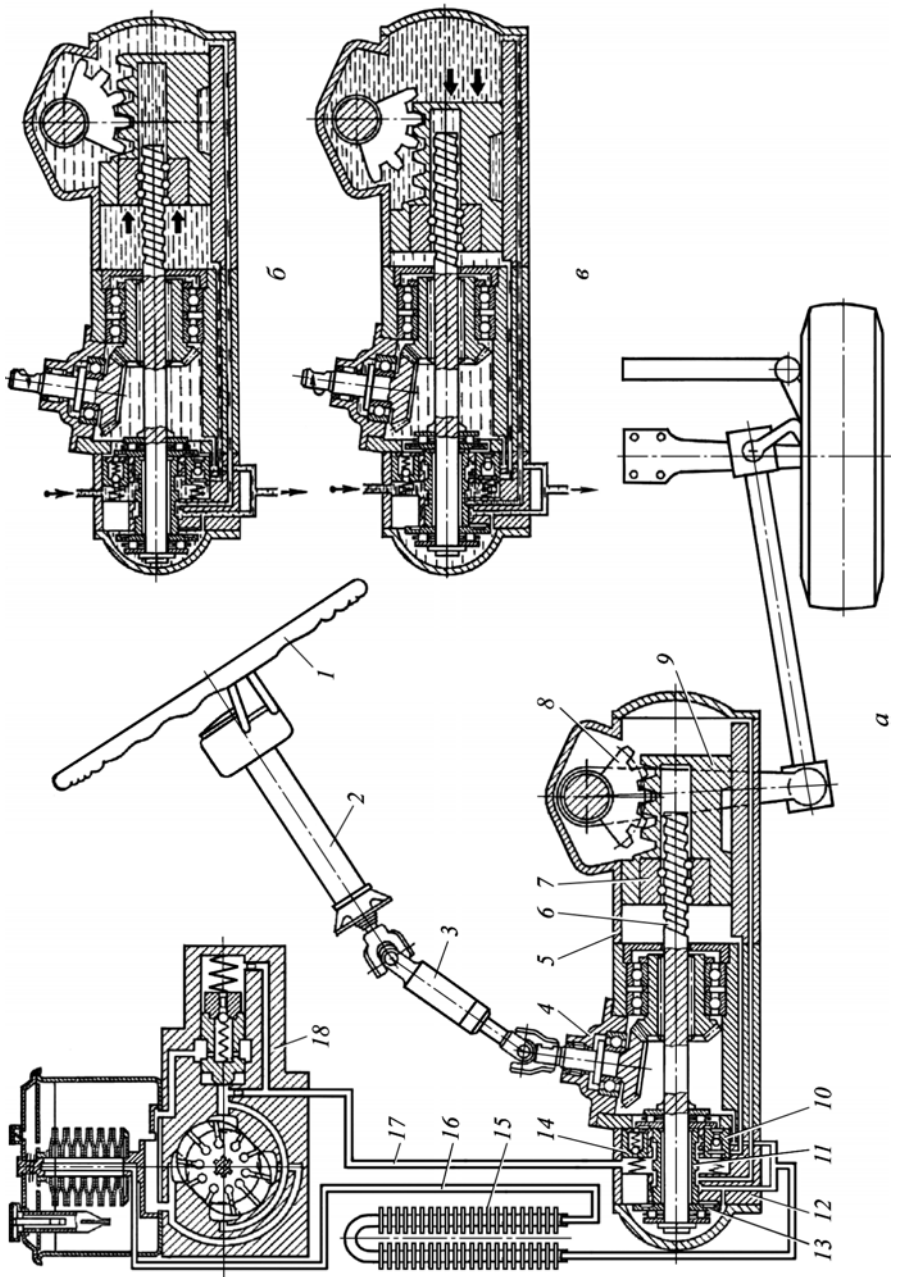
Кулькова гайка 8 складена з гвинтом 7 так, що їхні профілі утворюють канал, по якому з незначним опором переміщується 31 кулька. Для повертання кульок при повороті гвинта від одного кінця до іншого у паз гайки вкрито спеціальний рознімний штампований жолоб.

На передньому кінці гвинта 7 у двох упорних підшипниках 10 встановлено клапан керування, корпус 14 якого прикріплений до корпусу кутової передачі. У корпусі клапанна керування є три наскрізних і три глухих отвори. У наскрізні вставлено шість реактивних плунжерів 11 (по три з кожного боку), у три глухі отвори — три плунжери, причому реактивний із них тільки один, а в двох інших зібрано клапани (в одному — зворотний, в іншому — запобіжний).

Золотник 13, встановлений у корпусі клапана, довший за нього, внаслідок чого золотник разом із гвинтом може переміщуватися в осьовому напрямку на 1,0 – 1,2 мм у кожен бік. У середнє положення золотник і гвинт повертаються під дією шести пружин 12, що тиснуть на сім реактивних плунжерів, корпуси зворотного і перепускного клапанів.

Як правило, рульовий механізм вантажних автомобілів і тракторів працює разом із гідропідсилювачем (рис. 7.8), що зменшує зусилля, яке потрібно прикласти до рульового колеса для повертання керованих коліс. Крім того, гідропідсилювач зм'якшує удари, що виникають через нерівності дороги, і підвищує безпеку руху, оскільки дає змогу зберегти напрямок руху автомобіля чи трактора у разі розривання шини переднього колеса.

Кутовий редуктор 4 із двома конічними шестернями передає обертання від карданного вала на гвинт 6 рульового механізму з гідропідсилювачем. Вал 8 через сошку з'єднаний із поздовжньою рульовою тягою і далі з рульовою трапецією.



◀ **Рис. 7.8.** Принципова схема роботи рульового керування з гідропідсилювачем автомобілів КамАЗ за прямолінійного руху (а) та при повороті праворуч (б) і ліворуч (в)

1 — рульове колесо; 2 — рульова колонка; 3 — карданний вал; 4 — кутовий редуктор; 5 — картер рульового механізму; 6 — гвинт; 7 — кулькова гайка; 8 — вал сошки із зубчастим сектором; 9 — поршень-рейка; 10 — перепускний клапан; 11 — золотник; 12 — клапан керування; 13 — упорний підшипник; 14 — захисний клапан; 15 — оливний радіатор; 16 — оливопровід низького тиску; 17 — оливопровід високого тиску; 18 — насос гідропідсилювача

Насос 18 гідропідсилювача встановлений у розвалі циліндрів двигуна і приводиться в дію шестеренною передачею. На ньому встановлений бачок для робочої рідини. У кришці бачка передбачено захисний клапан для обмеження тиску усередині. Уся рідина, що повертається з гідропідсилювача в насос, проходить крізь сітчастий фільтр, розміщений усередині бачка.

При повороті вліво чи вправо через опір коліс створюється сила, що намагається зрушити гвинт 6 в осьовому напрямку. Якщо ця сила перевищує силу попереднього стиску пружин плунжерів, то гвинт разом із золотником 11, затисненим в упорних підшипниках, переміститься відносно корпусу клапана керування. При цьому одна порожнина картера 5 рульового механізму з'єднується з лінією високого тиску, а інша — зі зливом. Робоча рідина, яка надходить з насоса, тисне на поршень-рейку і створює зусилля на валу сошки.

Тиск у робочій порожнині циліндра зростає з підвищенням опору повороту коліс. При цьому збільшується і тиск під реактивними плунжерами, що намагається повернути гвинт і золотник у середнє положення, і пропорційно зростає опір повороту рульового колеса. Це підвищення (зниження) опору повороту рульового колеса зі збільшенням (зменшенням) зусилля повороту коліс створює «відчуття дороги» у водія, сприяє кращому його орієнтуванню в дорожніх умовах і підвищує безпеку руху. За їзди в різних дорожніх умовах з використанням підсилювача рульового керування опір повороту руля не перевищує 100 Н.

На універсально-просапних тракторах типу МТЗ рульовий механізм із гідропідсилювачем об'єднаний із системою керування диференціалом (рис. 7.9).

При повороті рульового колеса черв'як 18, спираючись на зуби сектора 26, зрушує золотник 7 в осьовому напрямку. У цьому разі одна порожнина циліндра 1 з'єднується з насосом 11, інша — з баком 10. Поршень 2, перемістившись у циліндрі 1 під дією різниці тисків рідини в порожнинах А і Б, через шток 36 передає зусилля на рейку 27, сектор 26, поворотний вал 24 і далі на рульовий привід. Керовані колеса при

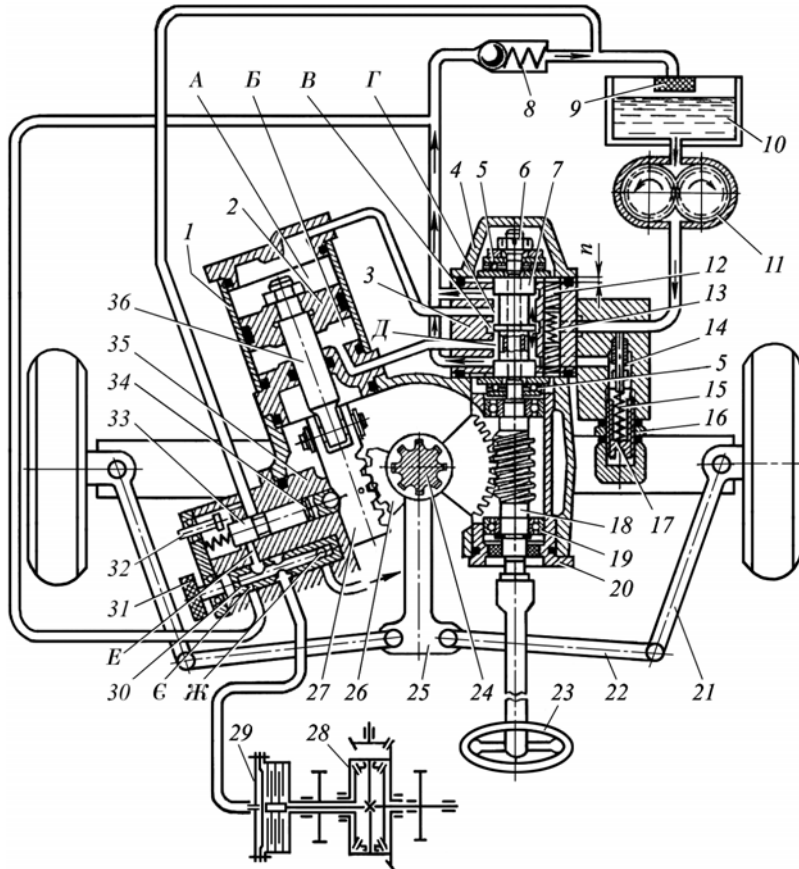


Рис. 7.9. Схема роботи рульового керування з гідропідсилювачем трактора МТЗ-80:

1 — силовий циліндр; 2 — поршень; 3 — корпус розподільника; 4 — кришка; 5 — упорний підшипник; 6 — гайка; 7, 33 — золотники; 8 — редукційний клапан; 9 — фільтр; 10 — олійний бак; 11 — шестеренний насос; 12 — повзун; 13 — центрувальна пружина; 14 — запобіжний клапан; 15 — пружина; 16 — контргайка; 17 — регулювальний гвинт; 18 — черв'як; 19 — кульковий підшипник; 20 — ексцентрикова втулка; 21 — поворотний важіль; 22 — рульова тяга; 23 — рульове колесо; 24 — поворотний вал; 25 — сошка; 26 — сектор; 27 — рейка; 28 — диференціал; 29 — діафрагма дискового зчеплення блокування диференціала; 30 — кран; 31 — маховичок; 32 — шуп; 34 — штовхач; 35 — упор; 36 — шток силового циліндра; А, Б — порожнини силового циліндра; В — середня нагнітальна виточка; Г, Д — крайні зливні виточки; Е — зливний канал датчика; С — отвір крана; Ж — дросельний отвір

цьому повертаються. При цьому в гідропідсилювачі повертається і друга половина сектора, яка переміщує золотник в іншому напрямку і переміщує його разом із золотником у вихідне (нейтральне) положення. Щойно водій припинить обертати рульове колесо, опирання черв'яка на зуби сектора слабкішає і золотник 7 точно встановлюється в нейтральне положення під дією пружин 13 із повзунами 12. Подача рідини в гідроциліндр 1, а отже, і повертання керованих коліс припиняється.

При повороті керованих коліс на кут понад 13° рейка 27, переміщуючись, виштовхує з ямки золотник 33 керування гідроприводом блокування диференціала. Порожнина біля діафрагми дискового зчеплення 29 з'єднується зі зливом, диференціал 28 розблоковується.

Зусилля, яке водій прикладає до рульового колеса, фактично потрібне тільки для вмикання гідропідсилювача. Однак, щоб водій відчував ефект керування, гідропідсилювач має забезпечувати пропорційність зусилля на рульовому колесі умовам здійснення повороту. Це досягається в такий спосіб.

Зі збільшенням опору повороту коліс тиск рідини в циліндрі 1 зростає. Одночасно підвищується тиск рідини в нагнітальній магістралі і між повзунами 12. Повзуни з більшою силою притискаються до опорних шайб і для обертання черв'яка 18, а отже, і рульового колеса потрібно прикласти більше зусилля.

На тракторах та автомобілях із шарнірно з'єднаною рамою (див. рис. 7.4) застосовують гідромеханічні рульові керування, що забезпечують їх повертання поворотом однієї напіврамами відносно іншої (рис. 7.10).

Працює рульове керування так. Гідронасос 10 із гідробака 7 подає рідину до клапана витрати 6, що забезпечує постійну подачу рідини до гідророзподільника 5 незалежно від частоти обертання колінчастого вала двигуна. Зі збільшенням подачі гідронасоса 10 надлишкова кількість рідини клапаном витрати 6 спрямовується на злив у корпус рульового механізму 3 і з нього — в гідробак 7. З клапана витрати 6 рідина трубопроводами надходить у гідророзподільник 5.

За прямолінійного руху трактора золотник гідророзподільника 5 знаходиться в нейтральному положенні і рідина спрямовується на злив у корпус рульового механізму і з нього — в гідробак. При цьому плунжер 16 запірного клапана 4 розміщений так, що не впливає на клапани 15 і 17, які притискаються пружинами до сідел і перешкоджають виходу рідини з порожнин гідроциліндрів 1, не допускаючи самовільного повороту трактора.

У разі обертання рульового колеса, наприклад вправо, черв'як разом із валом і золотником гідророзподільника 5 переміщується в осьовому напрямку, відділяє порожнину нагнітання від зливальної магістралі і спрямовує рідину до каналу Г. Рідина під тиском відкриває грибоквий клапан і надходить до порожнини Б гідроциліндрів. Одночасно під тиском рідини плунжер 16 переміщується вниз і хвостовиком відкриває протилежний грибоквий клапан 15. З порожнини А гідроциліндрів рідина зливається у гідробак через канал Д у гідророзподільнику 5. Трактор повертає вліво. Після припинення обертання рульового колеса рідина продовжує надходити в гідроциліндри і поршні продовжують рух, однак, оскільки штоки поршнів через поворотні важелі, сошку і черв'ячну пару 14 діють на золотник гідророзподільника 5, він переміщується вниз у нейтральне положення. Рідина, що подається насосом, зливається і поворот трактора припиняється. Клапани 15 і 17 повертаються у вихідне положення, перешкоджаючи виходу рідини з порожнин гідроциліндрів.

Аналогічно трактор повертає вправо.

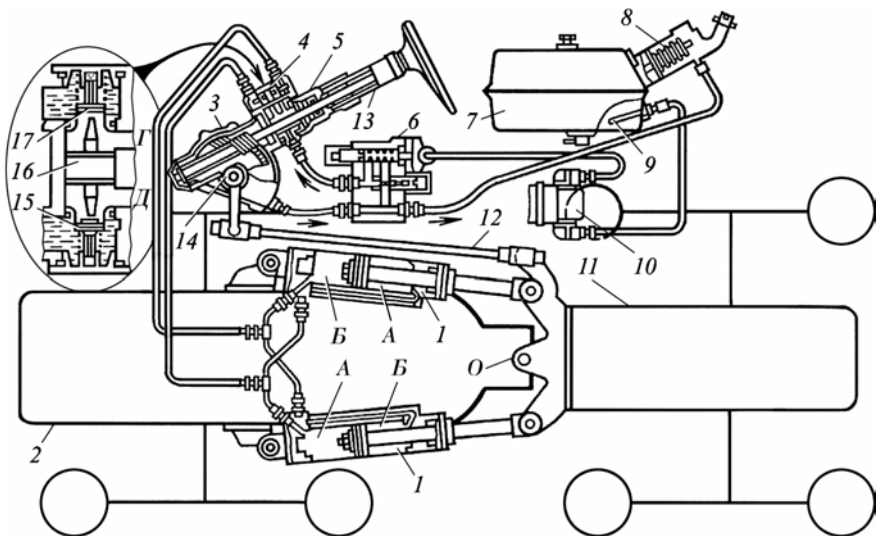


Рис. 7.10. Схема гідромеханічного керування тракторів типу Т-150К:

1 — гідроциліндри; 2, 11 — напіврама; 3 — рульовий механізм; 4 — запірний клапан; 5 — гідророзподільник; 6 — клапан витрати; 7 — гідробак; 8, 9 — фільтри зливальної і забірної; 10 — гідронасос; 12 — тяга пристрою слідування; 13 — рульова колонка; 14 — черв'ячна пара; 15, 17 — грибокві клапани; 16 — плунжер

7.5. ГІДРООБ'ЄМНЕ РУЛЬОВЕ КЕРУВАННЯ ТРАКТОРА

У гідрооб'ємному рульовому керуванні (рис. 7.11) відсутній механічний зв'язок між рульовим і керованими колесами. Вони зв'язані між собою гідравлічно.

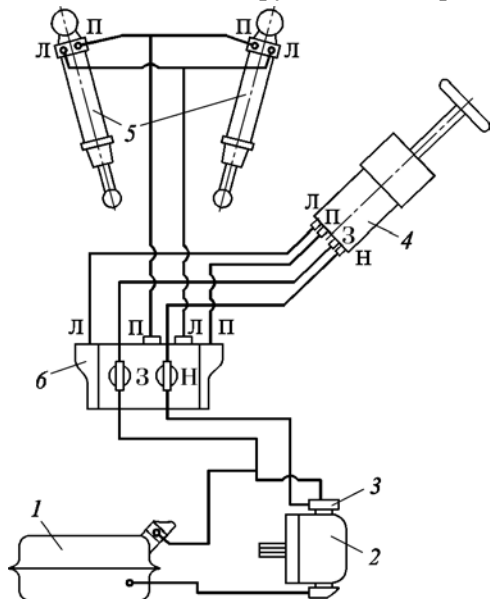


Рис. 7.11. Схема гідрооб'ємного рульового керування:

1 — бак; 2 — об'ємний насос; 3 — запобіжний клапан; 4 — насос-дозатор; 5 — гідравлічні силові канали; 6 — підсилювач потоку; Н — нагнітання; З — злив; П — поворот вправо; Л — поворот вліво

Всі елементи гідравлічної системи з'єднані між собою трубопроводами і шлангами. Гідравлічна система виконана за двоконтурною схемою, що дає змогу керувати трактором вручну за непрацюючого дизеля (аварійний режим) за рахунок автоматичної зміни гідравлічного передатного відношення приводу. Потік рідини, що надходить від насоса, спрямовується до гідроциліндрів повороту по малому (керуючому) контуру насоса-дозатора і великому (підсилювальному) контуру підсилювача потоку. У підсилювачі потоку робоча рідина, що прокачується по малому і великому контурах, з'єднується і надходить до гідроциліндрів.

Запобіжний клапан 3 призначений для захисту системи від руйнування за надмірного підвищення тиску. Він складається з кулькового клапана, сідла, пружини і регулювального гвинта. Установлюється він на насосі рульового керування.

Насос-дозатор (рис. 7.12) призначений для регулювання подачі робочої рідини в порожнини силових циліндрів через підсилювач потоку і зміни напрямку повороту відповідно до швидкості і напрямку обертання рульового колеса.

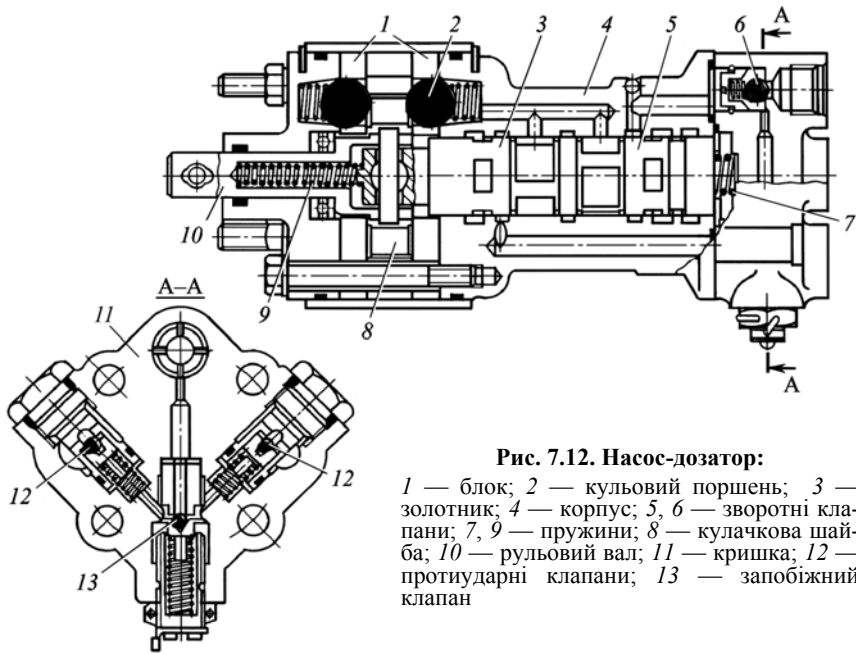


Рис. 7.12. Насос-дозатор:

1 — блок; 2 — кульовий поршень; 3 — золотник; 4 — корпус; 5, 6 — зворотні клапани; 7, 9 — пружини; 8 — кулачкова шайба; 10 — рульовий вал; 11 — кришка; 12 — протиударні клапани; 13 — запобіжний клапан

Насос-дозатор із блоком клапанів аксіально-поршневого типу оснащений насосом із кульовими поршнями 2, золотником 3, встановленим у корпусі 4, і кульовим зворотним клапаном (на рисунку не показано), що забезпечує підживлення з бака за непрацюючого дизеля. У кришці 11 розміщені запобіжний 13, два протиударні 12 і зворотний 6 клапани.

Поршні встановлені в двох блоках 1 і взаємодіють із розміщеною між ними двобічною кулачковою шайбою 8. Золотник 3 з'єднаний із рульовим валом 10 гвинтовою парою і під час обертання вала переміщується в осьовому напрямку. У нейтральному положенні золотник утримується за допомогою пружин 7 і 9. Рульовий вал через штифт жорстко з'єднаний із кулачковою шайбою, обертання якої приводить до осьового переміщення кульових поршнів (долаючи зусилля пружин) і подачі рідини під тиском у систему рульового керування.

Зворотний клапан 6 оберігає об'ємний насос від пікових тисків рідини, що виникають внаслідок ударів коліс об дорогу під час руху трактора, запобіжний клапан 13 обмежує максимальний тиск рідини в нагнітальній магістралі.

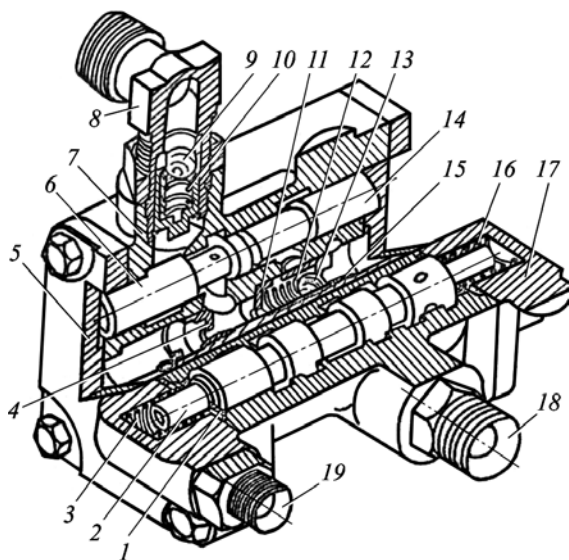


Рис. 7.13. Підсилювач потоку:

1 — обмежувальна шайба; 2 — золотник; 3, 16 — пружини золотника; 4 — великий дросель; 5, 17 — кришки; 6 — клапан тиску; 7 — корпус; 8 — косинець; 9, 13 — зворотні клапани; 10, 12 — пружини клапанів; 11 — малий дросель; 14 — упор; 15 — сидло; 18, 19 — під'єднувальні штуцери

Підсилювач потоку (рис. 7.13) регулює напрямок і кількість подачі робочої рідини в порожнини силових циліндрів відповідно до напрямку і величини потоку, що задаються насосом-дозатором. Підсилювач складається з корпусу 7, підпружиненого золотника 2, клапана тиску 6, малого дроселя 11, великого дроселя 4 і двох зворотних клапанів 9 і 13. На корпусі 7 є отвори для під'єднання підсилювача до нагнітальної і зливної магістралей, а також до силових циліндрів, а на кришках 5 і 17 — отвори для під'єднання до насоса-дозатора.

Коли рульове колесо не обертають, робоча рідина від основного насоса надходить до золотників насоса-дозатора і підсилювача потоку. У цьому положенні золотник насоса-дозатора й основний золотник підсилювача під дією центруючих пружин встановлюються в нейтральному положенні. При цьому кромки золотника насоса-дозатора не перекривають кромки канавок, сполучених із нагнітальною і зливною магістралями. Тому робоча рідина проходить тільки малим контуром через золотник насоса-дозатора і зливається в бак.

Під час обертання рульового колеса за допомогою гвинтової передачі в з'єднанні привідний вал — золотник і внаслідок нерухомості кулачкового диска насоса-дозатора золотник переміщується в осьовому напрямку, перекриває відповідні кромки розточок корпусу,

від'єднує нагнітальну магістраль від зливної і спрямовує потік рідини від основного насоса до поршнів-кульок мотора-насоса. Під тиском рідини поршні-кульки переміщуються з гребенів кулачкового диска в западини. При цьому кулачковий диск повертається і поршні-кульки, що знаходяться в западинах, витискуються на гребені диска. Ці поршні-кульки витискують робочу рідину, яка крізь відкриті щілини золотника спрямовується у відповідному напрямку повороту у торцеву порожнину золотника підсилувача потоку.

Одночасно кулачковий диск, повертаючись, зумовлює поворот золотника і за допомогою гвинтової передачі у з'єднанні привідний вал — золотник устанавлює його в нейтральне положення, в результаті чого припиняється подача робочої рідини у торцеві порожнини золотника підсилувача.

Під дією потоку рідини, що надходить під торець, золотник підсилувача зміщується в крайнє положення. При цьому порожнини гідроциліндрів відповідно до напрямку повороту з'єднуються з нагнітальною і зливною магістралями. Робоча рідина від насоса-дозатора проходить через крайню розточку золотника підсилувача і зворотний клапан під торець клапана тиску і до малого дроселя. Клапан тиску зміщується, одночасно робоча рідина, що надходить від основного насоса, через зворотний клапан і відкритий клапан тиску потрапляє до великого дроселя. Робоча рідина від основного насоса, що пройшла великий дросель, і робоча рідина від насоса-дозатора, що пройшла малий дросель, з'єднуються і спрямовуються в одну з порожнин гідроциліндрів повороту. З протилежних порожнин гідроциліндрів робоча рідина через золотник підсилувача йде на злив у бак. Відбувається поворот трактора. Клапан тиску підтримує однакові тиски перед малим і великим дроселями, що забезпечує пропорційність величин потоків, які надходять через малі і великий дроселі, тобто від насоса-дозатора й основного насоса.

Коли рульове колесо перестають обертати, а золотник насоса-дозатора ще знаходиться у зміщеному від нейтрального положенні, робоча рідина під тиском продовжує надходити під поршні-кульки мотора-насоса і переміщує їх. Кулачкова шайба повертається, діє через палець і повертає золотник. Під впливом гвинтової передачі у з'єднанні золотник — привідний вал під час повороту золотник переміщується в осьовому напрямку до нейтрального положення.

Нагнітальна магістраль від основного насоса через золотник насоса-дозатора з'єднується зі зливною магістраллю, подача рідини до поршнів-кульок насоса-дозатора припиняється, диск зупиняється і золотник фіксується в нейтральному положенні. Припиняється також подача робочої рідини від насоса-дозатора до торцевих порожнин золотника підсилювача потоку і золотник підсилювача під дією центральної пружин встановлюється в нейтральне положення, відсікаючи лінію нагнітання і «замикаючи» порожнини циліндрів. Одночасно зміщується клапан тиску і від'єднує від основного золотника підсилювача нагнітальну магістраль. За непрацюючого основного насоса поворот трактора відбувається за рахунок подачі робочої рідини до гідравлічних циліндрів від насоса-дозатора під час ручного керування. При цьому вузол дозатора, що качає, працює як насос. Слід пам'ятати, що поворот вручну за непрацюючого основного насоса з використанням насоса-дозатора допускається тільки в аварійних режимах, при цьому швидкість руху не повинна перевищувати 10 км/год.

7.6. РУЛЬОВЕ КЕРУВАННЯ ПІДВИЩЕНОЇ БЕЗПЕКИ

Випробування автомобілів і тракторів на транспортних роботах засвідчує, що рульове колесо, рульові колонки і рульовий механізм є першоджерелами травмування водія в разі фронтального зіткнення. Рульове керування автомобіля вважають безпечним, якщо під час зіткнення на швидкості 48,3 км/год з нерухомою перешкодою верхня частина рульової колонки і рульового вала не переміщуються більш ніж на 127 мм відносно недеформованої точки, а також коли за удару зі швидкістю 24,1 км/год зусилля на рульовій колонці не перевищує 11,35 кН. Цим вимогам задовольняють рульові керування з облицьованим м'яким матеріалом рульовим колесом, з еластичною муфтою та енергопоглинальним пристроєм рульового вала (рис. 7.14).

У рульових керуваннях з облицьованим м'яким матеріалом ободом (див. рис. 7.14, *а*) рульове колесо «тюльпанового» типу з погляду безпеки конструкції має дві спиці, розміщені не діаметрально протилежно, а під кутом 140 – 160° і нахилені до площини обода на кут не менше 20°.

У рульових керуваннях, рульовий вал яких має еластичну муфту (див. рис. 7.14, *б*), за аварійних навантажень еластична муфта *б* деформується, зм'якшуючи силовий вплив і забезпечуючи відносне пере-

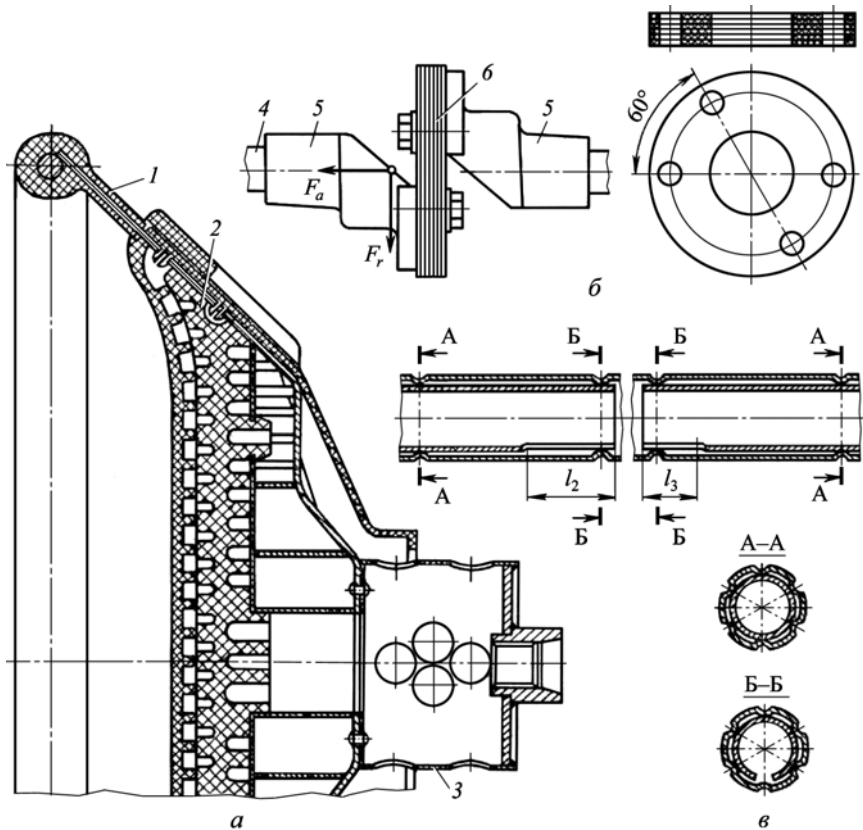


Рис. 7.14. Елементи рулевих керувань підвищеної безпеки:

a — рульове колесо з облицьованим ободом і перфорованим циліндром; *б* — рульовий вал з еластичною муфтою; *в* — рульовий вал з енергопоглинальним пристроєм; 1 — обід; 2 — м'яка прокладка; 3 — перфорований циліндр; 4 — рульовий вал; 5 — фланці; 6 — еластична муфта

міщення в межах пружних деформацій сполучених деталей. У разі тяжких аварійних зіткнень у стикання приходять скоси фланців 5.

У рулевих керуваннях з енергопоглинальним пристроєм (див. рис. 7.14, *в*) рульова колонка складається з верхньої і нижньої частин, запресованих у трубу, що має по два ряди витиснень з обох боків. За аварійних зіткнень відбувається прокручування вала рульової колонки відносно труби, внаслідок чого відбувається енергопоглинання від зіткнення.

7.7. НАВАНТАЖЕННЯ В ЕЛЕМЕНТАХ РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ. ВИДИ РУЙНУВАНЬ ОСНОВНИХ ДЕТАЛЕЙ

Навантаження в деталях рульового механізму і рульового приводу обчислюють, задають розрахунковим зусиллям на рульовому колесі або визначають зусилля на рульовому колесі за максимальним опором повороту керованих коліс на місці.

Зусилля на ободі рульового колеса, потрібне для повороту керованих коліс, не повинне перевищувати 150 – 200 Н для легкових автомобілів і 500 Н для вантажних автомобілів і тракторів. У протилежному разі застосовують підсилювач рульового керування.

Момент опору повороту керованих коліс визначають для найважчих умов, наприклад при повороті коліс на місці на сухій шорсткій опорній поверхні. Момент опору розраховують за формулою

$$M_c = (M_1 + M_2 + M_3) / \eta_T,$$

де $M_1 = G_1 f_1 G$ — момент опору керованих коліс перекочуванню; G_1 — радіальне навантаження на керовані колеса; f_1 — коефіцієнт опору коченню; G — плече обкочування; M_2 — момент опору коліс повертанню (на стоянці $M_2 = 0,14 G_1 \varphi_3 r_d$, під час руху $M_2 = 2 k_b \delta_b l_b$); φ_3 — коефіцієнт зчеплення з ґрунтом; r_d — динамічний радіус керованого колеса; k_b — коефіцієнт опору шини відведенню; δ_b — кут відведення, $\delta_b = 2 \dots 4^\circ$; l_b — плече відведення, $l_b \approx 0,1 r_d$; $M_3 = G_1 (G + r_d \beta_{ш} \{ \beta_{ш} \sin[(\alpha + \beta)/2] + \gamma_{ш} \cos[(\alpha + \beta)/2] \})$ — стабілізуювальний момент від поперечного $\beta_{ш}$ і поздовжнього $\gamma_{ш}$ кутів нахилу шворня; η_T — ККД, що враховує втрати на тертя в поворотних цапфах і шарнірах рульового приводу.

Зусилля на рульовому колесі для повороту на місці

$$P_{p.k} = M_c / (R_{p.k} i_M i_{п} \eta_M),$$

де $R_{p.k}$ — радіус рульового колеса; $i_M, i_{п}$ — передатні числа рульового механізму і рульового приводу; η_M — прямий ККД рульового механізму.

На основі заданого або обчисленого зусилля на рульовому колесі можна послідовно визначити навантаження в усіх деталях рульового керування.

Рульовий вал у більшості конструкцій виконаний порожнім і навантажуються моментом

$$M_{р.к} = P_{р.к} R_{р.к}$$

Найбільш навантаженим елементом рульового керування є рульовий механізм, навантажений осьовою силою.

Змінні навантаження і складні дорожні умови, що діють на рульовий механізм і рульовий привід, призводять до виходу з ладу основних деталей:

- зношення шарнірів рульових тяг, шворнів, підшипників маточин керованих коліс, зношення і руйнування робочої пари рульового механізму (черв'яка — ролика, рейки — сектора, гвинта — кулькової гайки, гвинта — рейки), ламання пружин наконечників рульових тяг;

- зношення і заїдання підшипників рульового механізму, пошкодження його деталей, порушення регулювання зазору в зачепленні робочої пари, зношення вала сошки, згинання рульових тяг;

- у рульовому керуванні з підсилювачем до зношення й обривання паса приводу насоса, зношення й пошкодження ущільнювальних кілець, зношення гідравлічного насоса і клапанів гідророзподільника.

Зношення зубів робочої пари рульового механізму залежить від шорсткості поверхні черв'яка, точності монтажу та ступеня забруднення мастильних матеріалів. Після зношення до граничного значення зуб ламається.

7.8. ОСНОВНІ НЕСПРАВНОСТІ І ТЕХНІЧНЕ ОБСЛУГОВУВАННЯ

Роботоздатність рульового керування визначають вільним ходом рульового колеса в припустимих межах, відсутністю заїдання рульового механізму і витікань оливи у складальних одиницях рульового керування з гідропідсилювачем, справністю кульових зчленувань рульових тяг.

Від стану рульового керування залежить не тільки роботоздатність трактора й автомобіля, а й безпечність роботи на них. Навіть незначне утруднення в керуванні може стати причиною аварії. Якщо заїдає рульове керування, водій швидко стомлюється, а в умовах напруженого дорожнього руху і високих швидкостей з'являється небезпека зіткнення або наїзду.

До несправностей рульового керування, за яких забороняється експлуатувати трактор чи автомобіль, належать: заїдання рульового керування, вільний хід рульового колеса понад припустимий, велике зношення деталей рульового керування, ослаблення кріплень, порушення шплінтування.

Зношені деталі рульового керування відновлюють під час поточного ремонту. Ослаблені кріплення підтягують, порушене шплінтування замінюють відразу після виявлення.

Несправності (табл. 7.1) у рульовому керуванні в основному усувають регулюванням під час технічного обслуговування.

Таблиця 7.1. Несправності рульових керувань

Ознака несправності	Причина несправності	Спосіб усунення
<i>Автомобіль (трактор) «не тримає дороги»</i>		
Збільшений вільний хід рульового колеса	Підвищений зазор у конічних підшипниках передніх коліс	Відрегулювати зазор у конічних підшипниках
	Підвищений зазор у шарнірах тяг рульового керування Ослаблене затягування гайок кріплення сошки, сектора або поворотних важелів	Відрегулювати зазор у шарнірах тяг Підтягнути гайки
	Збільшений зазор у конічних підшипниках черв'яка	Відрегулювати зазор у підшипниках черв'яка
	Збільшений зазор у зачепленні черв'як — сектор або черв'як — ролик	Відрегулювати зазор у зачепленні
<i>Недостатня або нерівномірна робота гідродісилювача</i>		
Потреба прикладання підвищеного зусилля до рульового колеса	Порушене регулювання клапанів гідродісилювача	Відрегулювати клапани
	Знижений тиск оливи в гідросистемі	Установити нормальний тиск оливи в гідросистемі
	Мало оливи в корпусі підсилювача	Долити оливу
	Потрапляння у гідросистему підсилювача повітря (спостерігається піноутворення)	Знайти місце негерметичності і загерметизувати
	Заїдання в зачепленні черв'як — сектор	Відрегулювати зачеплення
	Підвищене витікання оливи з насоса	Замінити насос
<i>Стукіт у рульовому механізмі</i>		
Різкі поштовхи, що часто повторюються при повороті трактора	Ослаблене кріплення складальних одиниць і деталей рульового керування	Підтягти кріплення складальних одиниць, сошки на валу і відрегулювати шарніри

7.9. ТЕНДЕНЦІЇ ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ РУЛЬОВИХ МЕХАНІЗМІВ

У низці моделей вантажних автомобілів, особливо багатовісних, застосовують рульовий привід, що діє на колеса більш ніж однієї осі. Зацікавленість подібними рульовими керуваннями зростає і стосовно легкових автомобілів. Деякі японські фірми випустили повнокеровані легкові автомобілі із системою рульового керування, що працює в трьох режимах (рис. 7.15).

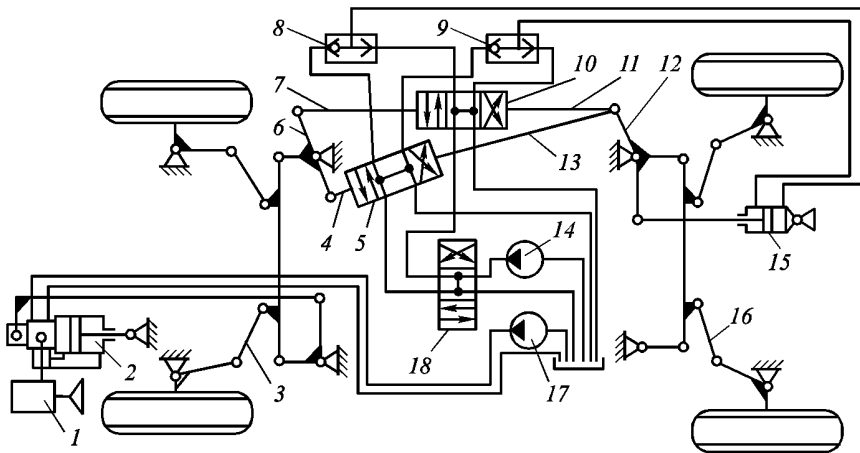


Рис. 7.15. Схема рульового керування повнокерованого автомобіля:

1 — рульовий механізм; 2 — гідропідсилювач, 3, 16 — рульові приводи; 4, 7, 11, 13 — тяги; 5, 10, 18 — гідророзподільник; 6, 12 — важелі; 8, 9 — зворотні гідроклапани; 14, 17 — гідронасоси; 15 — гідроциліндр

Перший режим, коли керування здійснюється колесами передньої осі за заблокованих задніх, призначений для руху автомагістралями, із високими швидкостями. Другий режим передбачає узгоджений поворот передніх і задніх коліс у протилежні боки, а третій — поворот передніх і задніх коліс в один бік.

Першому режиму роботи рульового керування відповідає середня позиція золотника в гідророзподільнику 18. Порожнини гідроциліндра 15 сполучені за допомогою гідророзподільників 5 і 10 зі зливом. Задні колеса блокуються в середньому положенні спеціальним пристроєм, а керування автомобілем здійснюється тільки передніми колесами за допомогою гідропідсилювача 2. Тяги 13 і 11

змінюють свою довжину і тим самим забезпечують поворот передніх коліс за допомогою важеля *б*.

Для переходу на другий чи третій режим роботи рульового керування гідророзподільник *18* переводять відповідно у праву або ліву позицію. Гідронасос *14* при цьому подає робочу рідину до гідророзподільників *5* і *10* і далі через клапани *8* або *9* у відповідну порожнину гідроциліндра *15*.

Перехід від першого режиму керування до другого і третього або між останніми можливий за довільних положень керованих коліс. Однак для зворотного переходу на перший режим керування попередньо потрібно вирівняти задні колеса.

Другий і третій режими керування забезпечують автомобілю підвищену маневреність під час паркування, руху і розвороту на обмежених ділянках (гірських, лісових дорогах та ін.).

Трактори підвищеної потужності мають великі габарити, довгу базу та значні діаметри коліс, що веде до істотного збільшення радіусів повороту, ширини поворотної смуги і зрештою до зменшення продуктивності та збільшення витрати пального. Тому провідні тракторобудівні фірми дедалі частіше використовують комбіновані системи керування поворотом трактора із застосуванням системи рульового керування під назвою «Super Steer» («суперруль», рис. 7.16).

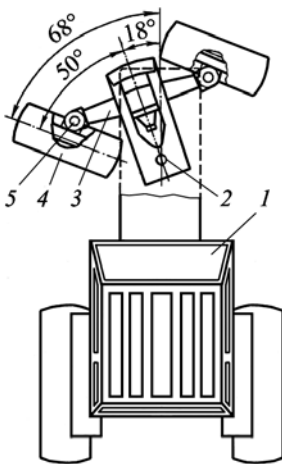


Рис. 7.16. Схема рульового керування «суперруль» тракторів «Фіатагрі» серії G170/240:

1 — рама; *2* — центральна точка опори; *3* — передній міст; *4* — колесо; *5* — шворнінь

Відмінність нової системи рульового керування «Super Steer» полягає в тому, що за допомогою рульового колеса повертаються не тільки колеса *4* відносно переднього моста *3* на шворнях *5*, а й передній міст відносно рами навколо центральної точки опори *2*. Сумарний кут повороту коліс відносно рами становить 68° (50° — кут повороту коліс відносно моста, 18° — кут повороту моста).

Це дає змогу істотно збільшити маневреність трактора за будь-якої колії руху і навіть тоді, коли потрібно обмежити кут повороту коліс. Наприклад, за загальної габаритної ширини 2,5 м без викорис-

тання гальм можна виконати повороти з малим радіусом — від 4,75 до 5,0 м незалежно від розміру встановлених шин.

З метою підвищення маневреності на шарнірно зчленованих тракторах, наприклад фірми «Кейс-Стейджер», почали застосовувати системи керування, що допускають поворот переднього моста навколо власної точки опори. Рульове керування трактора з такою схемою істотно поліпшує його маневреність. Трактор може повертати вправо або вліво як звичайний трактор поворотом тільки переднього моста або коліс (під час просапних і транспортних робіт) і як шасі з одночасним повертанням передньої і задньої напіврам (під час маневрування).

Контрольні запитання і завдання

1. Яке призначення рульового керування? Які вимоги ставлять до рульових керувань та як їх класифікують? 2. Порівняйте різні способи повороту колісних машин. Які переваги та недоліки має кожен із них? 3. Для чого призначені рульові механізми? За якими ознаками їх класифікують? 4. Поясніть, як працює рульове керування автомобіля або трактора з гідропідсилювачем. 5. Які елементи входять в гідроб'ємне рульове керування та як вони працюють? 6. Які навантаження виникають в рульовому керуванні? 7. Проаналізуйте, від яких величин залежить момент опору повороту керованих коліс. 8. Які несправності можуть виникнути в рульовому керуванні? Як їм запобігти та як усунути? 9. Назвіть тенденції вдосконалення конструкції рульових керувань.



ГАЛЬМОВА СИСТЕМА

8.1. ПРИЗНАЧЕННЯ, ВИМОГИ, КЛАСИФІКАЦІЯ

Гальмова система слугує для зниження швидкості руху і повної зупинки трактора чи автомобіля, а також для утримання їх на місці.

Гальмова система трактора й автомобіля може містити у собі чотири системи: робочу, запасну, стоянкову, допоміжну та причепа.

Робоча гальмова система призначена для регулювання швидкості тракторів та автомобілів у будь-яких дорожніх умовах.

Запасна гальмова система слугує для зупинки автомобілів і тракторів у разі відмови робочої гальмової системи.

Стоянкова гальмова система слугує для утримання автомобілів і тракторів нерухомими на дорозі.

Допоміжна гальмова система призначена для тривалого підтримання швидкості руху машини сталою або для її регулювання в межах, відмінних від нуля. Її використовують із метою зниження навантаження на робочу гальмову систему за тривалого гальмування, наприклад у разі довгого спуску у гірській місцевості.

У більшості сучасних транспортних засобів роль допоміжної гальмової системи виконує двигун, що працює в гальмовому режимі. На великовантажних автомобілях і автобусах з цією метою застосовують спеціальні гальмові пристрої, які називають сповільнювачами.

Гальмова система причепа, що працює у складі автотранспортного поїзда, призначена як для зниження швидкості руху причепа, так і для автоматичного його гальмування у разі аварійного роз'єднання з тягачем.

Основні вимоги до сучасних гальмових систем тракторів та автомобілів такі:

- у будь-який момент часу забезпечувати максимально можливу в даних умовах ефективність гальмування, тобто зупинити машину з мінімальним гальмівним шляхом;

- працювати так, щоб під час гальмування не спричинювати втра-ту машиною стійкості руху;
- мати підвищену надійність; навіть за відмови якогось його еле-мента вона має забезпечувати гальмування машини з достатньою ефективністю.

8.2. ТИПОВІ СХЕМИ ГАЛЬМОВИХ МЕХАНІЗМІВ. ПРИНЦИП РОБОТИ

Гальмова система складається з гальмового механізму (гальма) і приводу керування гальмами.

За розміщенням гальма поділяють на *колісні* і *трансмісійні*. За *видом тертя* розрізняють гальма *сухі* і *ті*, що працюють в оливі (*мокрі*). Залежно від конструкції обертових деталей, робочих деталей гальмового механізму розрізняють *шківні*, *барабанні* і *дискові*.

У *простому шківному гальмі* (рис. 8.1, *а*) частота обертання вала 7 гаситься за рахунок тертя стрічки 4 об обертовий гальмовий шків 5. *Плаваюче шківне гальмо* (див. рис. 8.1, *б*) різниться тим, що обидва

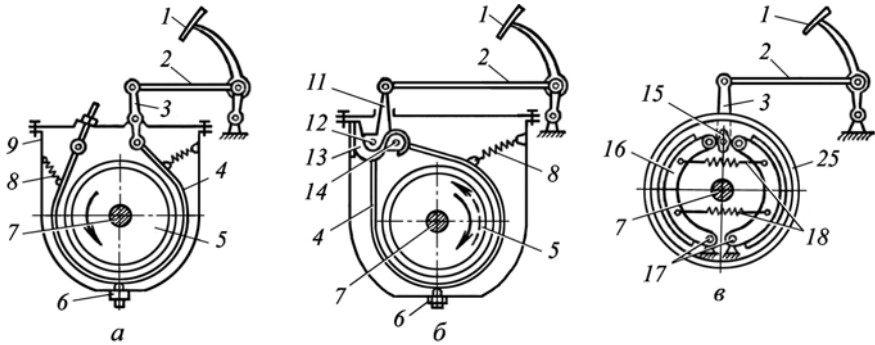


Рис. 8.1. Схеми простого шківного (*а*), плаваючого шківного (*б*), барабанного (*в*) і дискового (*г*) гальм:

1 — педаль; 2 — тяга; 3, 11 — важелі; 4 — гальмова стрічка; 5 — гальмовий шків; 6 — гвинт; 7 — вал; 8 — відтяжна пружина; 9 — картер; 10 — тяга з регулювальною гайкою; 12, 14 — пальці; 13 — нерухомий кронштейн; 15 — розтискний кулак; 16 — колодка; 17 — нерухомі шарніри колодок; 18 — пружини; 19, 22 — диски з фрикційними накладками; 20, 21 — натискні диски; 23 — кулька; 24 — сережка; 25 — гальмовий барабан

кінці гальмової стрічки 4 рухомі і з'єднані з плечами важеля 11, пальці 12 і 14 якого розміщені у вирізах нерухомого кронштейна 13. Залежно від напрямку обертання шківів під час гальмування один із пальців 12 чи 14 стає нерухомим, а другий, переміщуючись разом зі стрічкою, затягує гальмовий шків.

Барабанне гальмо (див. рис. 8.1, в) працює за принципом тертя гальмових колодок, які притискаються до внутрішньої поверхні гальмового барабана, що обертається разом із колесом.

Дискове гальмо трактора (див. рис. 8.1, г) складається з дисків 19 і 22, що обертаються разом із валом 7, і натискних гальмових дисків 20 і 21. У разі натискання на педаль 1 гальма натискні диски обертаються назустріч один одному, кульки 23 з-поміж них виштовхуються з виїмок по скосах і розтискають диски. Оберткові диски 19 і 22 із фрикційними накладками притискаються натискними дисками 20 і 21 до нерухомого картера 9. При цьому обертання вала 7 загальмовується.

На автомобілях і тракторах найбільш поширені барабанні, дискові і прості стрічкові гальмові механізми.

Барабанний гальмовий механізм із колодками, що розсовуються, використовують як у робочих, так і у стоянкових гальмових системах.

Гальмовий механізм робочої гальмової системи, розміщеної в колесі, — це пара гальмових колодок 1 (рис. 8.2, а), змонтованих усе-

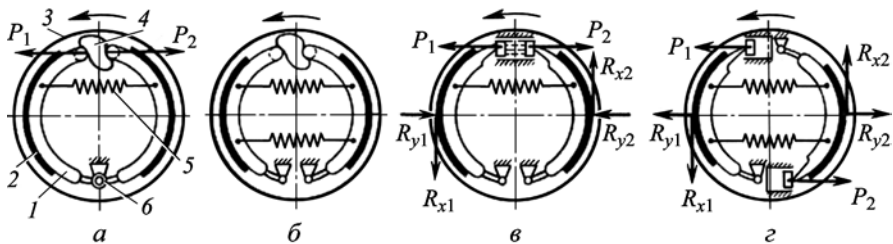
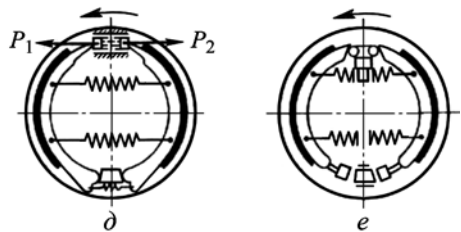


Рис. 8.2. Схема розміщення колодок барабанного гальмового механізму:

а — на спільній опорі; б, в — на окремих опорах із розтискними зусиллями відповідно від кулака і поршнів гідروциліндра; г — з розміщенням опор із протилежних боків гальмового диска; д — плаваючих; е — з опорою на рухомий упор; 1 — колодка; 2 — фрикційна накладка колодки; 3 — гальмовий барабан; 4 — розтискний кулак; 5 — стяжна пружина; 6 — палець колодок



редині гальмового барабана 3, що обертається разом із маточиною колеса.

Колодки встановлені на нерухомому гальмовому диску, опираються на один спільний б (див. рис. 8.2, а) або два окремі (див. рис. 8.2, б) пальці і стягнуті пружиною 5. До поверхонь колодок, обернених до гальмового барабана, прикріплені фрикційні накладки 2. Під час гальмування колодки розсовуються кулаками або поршнями гідроциліндра до стикання з гальмовим барабаном. Тертя колодок об барабан спричинює гальмування коліс. Після припинення натискання на гальмову педаль колодки пружиною 5 повертаються у вихідне положення. Відмінність у будові і роботі багато в чому залежить від розміщення опор колодок і характеру приводних сил.

На рис. 8.2, в наведено схему гальмового механізму, в якому колодки розтискаються однаковими за величиною приводними силами P_1 і P_2 , оскільки поршні гідроциліндра мають однакові діаметри. R_{y1} і R_{y2} — реакції барабана на колодки, R_{x1} і R_{x2} — сили тертя, що виникають відповідно між колодками і барабаном. Момент сили R_{x1} відносно опори колодки діє в той самий бік, що й момент сили P_1 і збільшує притискання колодки. Таку колодку називають *первинною*. Момент сили R_{x2} , спрямований у протилежний відносно сили P_2 бік, й отже, ослаблює притискання колодки до барабана. Таку колодку називають *вторинною*. За такої конструкції первинна колодка постійно знаходиться під дією більшої сили тертя і швидше зноситься, ніж вторинна. Тому для рівномірного зношування фрикційну накладку на первинній колодці роблять більших розмірів, ніж на вторинній.

За розміщення опор колодок з протилежних боків гальмового диска (див. рис. 8.2, г) на обидві колодки діють однакові сили P_1 і P_2 . Моменти сил тертя R_{x1} і R_{x2} будуть спрямовані в той самий бік, що й моменти сил P , отже, обидві колодки працюватимуть як первинні. Цей гальмовий механізм не створює додаткових навантажень на підшипники коліс, оскільки сили, що діють на гальмовий барабан, однакові за величиною і зрівноважені однаковою мірою. За інших однакових умов він створює більший гальмовий момент порівняно з моментом гальмових механізмів, виконаних за попередніми схемами.

У процесі гальмування під час руху заднім ходом обидві колодки працюють як вторинні і гальмовий момент помітно зменшується.

На рис. 8.2, *д* наведено схему «плаваючих» колодок, нижні кінці яких пружиною притискаються до трапецієподібного упора, закріпленого на гальмовому диску. Кінці колодок можуть переміщуватися по бічних гранях упора. У цьому разі сили тертя затягують колодки в напрямку обертання барабана і дають їм змогу самовстановлюватися на внутрішній поверхні барабана.

Гальмовий механізм із серводією наведено на рис. 8.2, *е*. Під дією розтискного пристрою на верхні кінці колодок ліва колодка, що має слабкіші пружини, притискається до барабана і через нижній рухомий упор передає зусилля на праву колодку, притиснувши її до барабана. Обидві колодки діють як первинні.

8.3. ГАЛЬМОВІ МЕХАНІЗМИ

Гальмовим механізмом називають пристрій, призначений для безпосереднього створення штучного опору руху автомобіля чи трактора. Штучний опір гальмових механізмів створюють за допомогою фрикційних пристроїв оберткових (роторних) і нерухомих (статорних) частин.

У гальмовому механізмі автомобіля КамАЗ-5320 (рис. 8.3, *а*) гальмові колодки 7 обпираються на ексцентрикові осі 1, закріплені в супорті.

На гальмові колодки установлені фрикційні накладки 9. Під час гальмування колодки розтискаються кулаком 12 і притискаються до внутрішньої поверхні барабана. Ролики 13, установлені між розтискним кулаком і колодками, поліпшують ефективність гальмування. Пружини 8 під час розгальмування повертають колодки в початкове положення.

На кінці вала розтискного кулака на шліцах черв'ячного колеса 19 (див. рис. 8.3, *б*) встановлено регулювальний важіль 14 черв'ячного типу, з'єднаний зі штоком гальмової камери і призначений для обертання розтискного кулака і зменшення зазору між колодкою і гальмовим барабаном.

У корпусі регулювального важеля встановлено черв'як 18 із запресованою в нього віссю 15, що має квадратний хвостовик для здійснення повороту в разі регулювання та ямки для фіксувальної кульки 16 із пружиною 17. Під час обертання осі 15 черв'як повертає черв'ячне кільце і через шліцьове з'єднання вісь поворотного кулака.

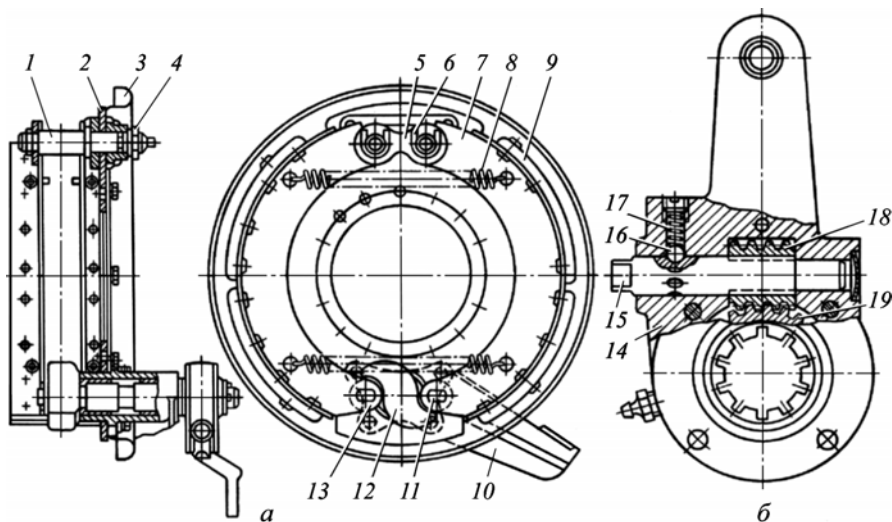


Рис. 8.3. Колісний гальмовий механізм (а) та регулювальний важіль (б) автомобіля КАМАЗ-5320:

1 — ексцентрикова вісь; 2 — супорт; 3 — щиток; 4 — гайка ексцентрикової осі; 5 — накладка осей; 6 — чека осі колодки; 7 — колодка; 8 — стяжна пружина; 9 — накладка колодки; 10 — кронштейн; 11 — вісь ролика; 12 — розтискний кулак; 13 — ролик; 14 — регулювальний важіль; 15 — вісь черв'яка; 16 — кулька фіксатора; 17 — пружина фіксатора; 18 — черв'як; 19 — черв'ячне колесо

У процесі гальмування регулювальний важіль повертається штоком гальмової камери.

Колодки такого гальма мають однакові переміщення, зумовлені формою розтискного кулака (механізми цього типу іноді називають гальмовими механізмами з однаковими переміщеннями). Внаслідок цього гальмові моменти, створювані обома колодками, однакові, і приводна сила, що діє на відтисну колодку, значно більша за ту, що діє на притисну. Сумарний гальмовий момент цього гальма під час обертання гальмового барабана в обох напрямках практично однаковий; майже однакові і зношення обох накладок. Перевагами такого гальмового механізму є його висока мобільність, а також те, що прикладені до гальмового барабана з боку колодок сили практично зрівноважені і не створюють додаткового навантаження на підшипники колеса. Недоліком гальма з однаковими переміщеннями є потреба у значній приводній силі і порівняно низький ККД кулачкового приводного пристрою.

Аналогічний гальмовий механізм застосований на тракторах типу ХТЗ-160 і ХТЗ-170.

Стоянкові гальма тракторів шківнього типу виконують за схемою, наведеною на рис. 8.1, б.

На тракторах малого класу також застосовують гальмові механізми шківнього типу (рис. 8.4).

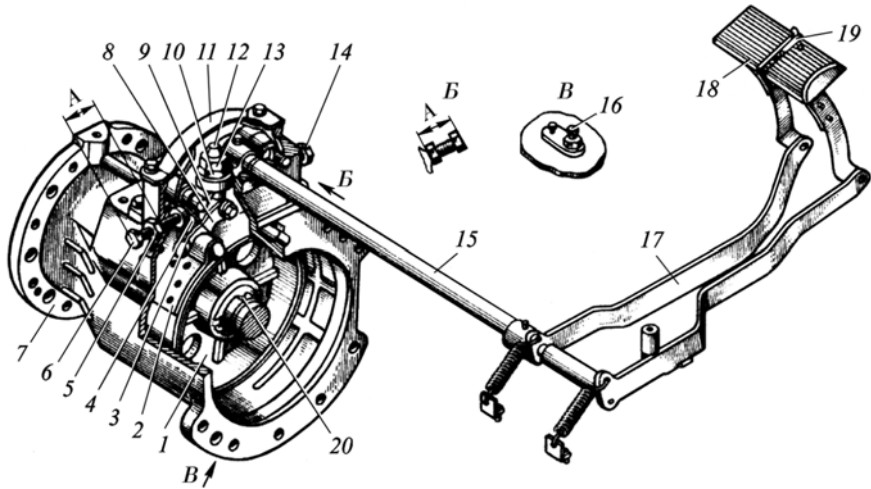


Рис. 8.4. Гальмо тракторів малого класу:

1 — гальмовий шків; 2 — гальмова стрічка; 3 — пружина; 4, 9 — важелі; 5 — гайка; 6, 14 — натискні болти; 7 — рукав; 8 — серезка; 10 — шарнір; 11 — кришка; 12 — тяга; 13 — контргайка; 15 — вал; 16 — установний болт; 17 — гальмова педаль; 18 — подушка педалі; 19 — планка; 20 — шпонка

Гальмові механізми тракторів малого класу зазвичай розміщують у рукавах 7, що з'єднують бортові передачі з картером головної передачі. Кожне гальмо має свою педаль 17 керування.

Гальмовий шків 1 розміщений на валу ведучої шестерні бортової передачі. Гальмова стрічка 2 затягується на шківі 1 під час натискання на подушку педалі за допомогою важеля 9, шарніра 10, тяги 12 і серезки 8.

Для одночасного гальмування обох коліс у процесі транспортних і стаціонарних робіт педалі 17 з'єднують планкою 19. Гальмування трактора на стоянці (спуску, підйомі) виконують ручним приводом керування при з'єднаних педелях 17.

У процесі роботи гальма фрикційні накладки і барабани зношуються. Внаслідок цього між ними збільшується зазор у розгальмованому стані. Збільшений зазор призводить до запізнення спрацьовування гальма, збільшення ходів виконавчих елементів приводу.

Щоб запобігти цьому, в гальмових механізмах установлюють пристрої для ручного або автоматичного регулювання розміру зазору в парі тертя. Принцип дії цих пристроїв полягає в періодичній зміні положення розгальмованої колодки. Розрізняють два види регулювань: *заводське*, що робиться після складання нового гальма або після заміни його деталей, та *експлуатаційне*, що усуває вплив зношення.

Для регулювання зазору в гальмовому механізмі досить поширені автоматичні пристрої, які значно знижують трудомісткість технічного обслуговування гальмової системи і підвищують безпеку руху, постійно підтримуючи гальмові механізми в стані технічної готовності.

Принцип дії автоматичних регуляторів ґрунтується на обмеженні зворотного ходу гальмових колодок під час розгальмовування, якщо їхній робочий хід через зазор, що збільшується, виявиться більшим за передбачений розмір. Автоматичні регулятори вбудовують у приводний пристрій або встановлюють безпосередньо на колодку.

Вбудований у колісний гальмовий циліндр обмежник зворотного ходу поршня (рис. 8.5) — це розрізне пружинне кільце 5, розміщене вільно на шийці поршня 3 і вставлене в циліндр 1 із великим натягом (зусилля, потрібне для його переміщення в циліндрі, дорівнює 600 Н).

Ширина шийки поршня 3 більша за ширину кільця 5, чим забезпечується осьове переміщення поршня відносно кільця на заданий розмір (від 1,2 до 2,1 мм). Якщо зазор у гальмовому механізмі більший за передбачений розмір, то поршень 3 під час гальмування наприкінці свого ходу перемістить кільце в нове положення (сили тиску в приводі для

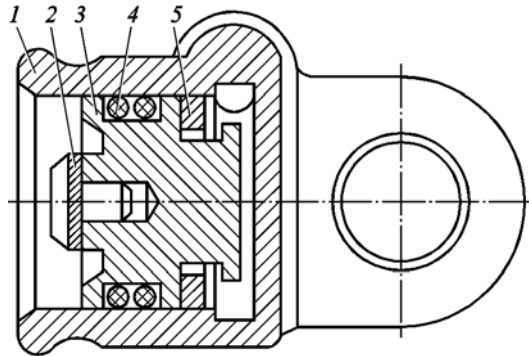


Рис. 8.5. Автоматичний регулятор зазору гальмового механізму:

1 — колісний гальмовий циліндр; 2 — штовхач; 3 — поршень; 4 — ущільнювальне кільце; 5 — упорне кільце

цього досить). У процесі розгальмовування відтяжна пружина колодок не зможе подолати натяг кільця 5 і поршень 3 разом із колодкою встановиться ближче до барабана.

Конструкцію автоматичного регульовального важеля кулачкового приводного пристрою ілюструє рис. 8.6.

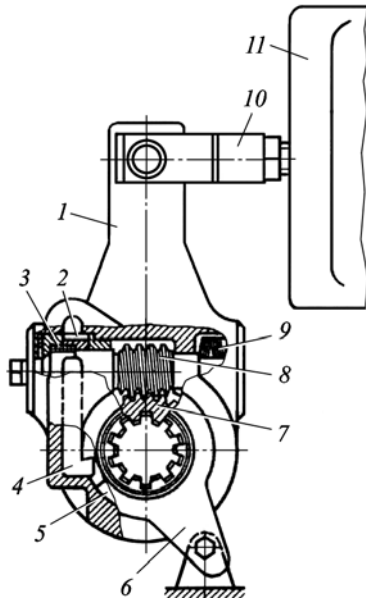


Рис. 8.6. Автоматичний регульовальний важіль кулачкового приводного пристрою:

1 — корпус; 2 — шестерня; 3 — напівмуфта; 4 — зубчаста рейка; 5 — диск; 6 — важіль; 7 — черв'ячне колесо; 8 — черв'як; 9 — тарілчасті пружини; 10 — шток; 11 — гальмова камера

Під час гальмування корпус 1 регульовального важеля повертається проти годинникової стрілки і зубчаста рейка 4, упершись своїм зубом у виріз зв'язаного з нерухомим важелем 6 диска 5, повертає шестерню 2 і зовнішню конусну напівмуфту 3. Під дією сили на штоку 10 гальмової камери 11 тарілчасті пружини 9 стискуються і зовнішня конусна напівмуфта 3 не торкається внутрішньої, виконаної як одне ціле з черв'яком 8. У процесі розгальмовування зубчаста рейка утримується в новому положенні, внаслідок чого черв'як 8, конусна напівмуфта якого під дією пружини 9 зв'язана із зовнішньою конусною напівмуфтою 3, повертається на невеликий кут. Повертається і черв'ячне колесо 7, що знаходиться з ним у зачепленні, та встановлене на шліці розтискного кулака. Отже, кулак обертається і зазор між накладкою і барабаном зменшується. Цей процес відбувається під час кожного гальмування. Величина, на яку зменшується зазор, залежить від його початкового значення.

Так, за початкового зазору між накладкою і барабаном 1,6 мм за 40 гальмувань зазор зменшиться на 1,1 мм, а за початкового зазору 0,5 мм — усього на 0,1 мм.

Дисковий гальмовий механізм різниться від барабанного формою деталей тертя. Його обертові і нерухомі деталі тертя мають плоскі поверхні.

На автомобілях і тракторах застосовують відкриті однодискові і закриті багатодискові гальма. Закриті дискові гальма можуть бути розміщені в сухому корпусі і в оливній ванні (з метою зменшення зношення пар тертя).

Головними перевагами дискових гальмових механізмів порівняно з барабанными є висока стабільність характеристик і добре охолодження. Автомобіль з усіма дисковими гальмами безпечний. Конструкція дискових гальмових механізмів добре пристосована для застосування автоматичних пристроїв регулювання зазору і забезпечує швидку заміну накладок, що дуже важливо з погляду технічного обслуговування гальм.

Дискові гальмові механізми відкритого типу мають такі недоліки:

- відсутність серводії змушує збільшувати приводні сили, що тягне за собою практично обов'язкове використання підсилювачів;
- значні сили притискання накладок до диска і їх мала робоча площа призводять до високих контактних тисків на поверхнях тертя і підвищеного зношення накладок;
- у відкритих дискових гальмах підвищене зношення накладок обумовлене також тим, що механізм відкритий для пилу і бруду, особливо в разі встановлення на задні колеса;
- дуже важке здійснення механічного приводу дискових гальм, що ускладнює його використання в стоянковій гальмовій системі і за роботи з пневматичним приводом.

Найважливішим елементом дискового гальма поряд із третьовими деталями є скоба, несівна і напрямна гальмові колодки. Дискові гальма поділяють на механізми з фіксованою і плаваючою скобами. Дискові гальмові механізми автомобілів наведено на рис. 8.7.

У фіксованій скобі опозитно можуть бути встановлені два, три (два з одного боку й один з іншого) або чотири циліндри. Чотирициліндрова скоба спроможна створити двоконтурний привід, обидва контури якого діють на один і той самий гальмовий механізм. У гальмі, зображеному на рис. 8.7, гідроциліндри 3 встановлені на скобі 5, що охоплює гальмовий диск 1, виготовлений із високоякісного чавуну або литої сталі і з'єднаний із колесом автомобіля. В разі подавання рідини під тиском від педалі керування в гідроциліндр 3 поршні циліндра разом із фрикційними накладками 6 притискаються до гальмового диска і створюють гальмівний момент.

Фіксовані скоби виконують як із пазом для демонтажу колодок (див. рис. 8.7, в, д), так і суцільними. Перевага перших полягає в то-

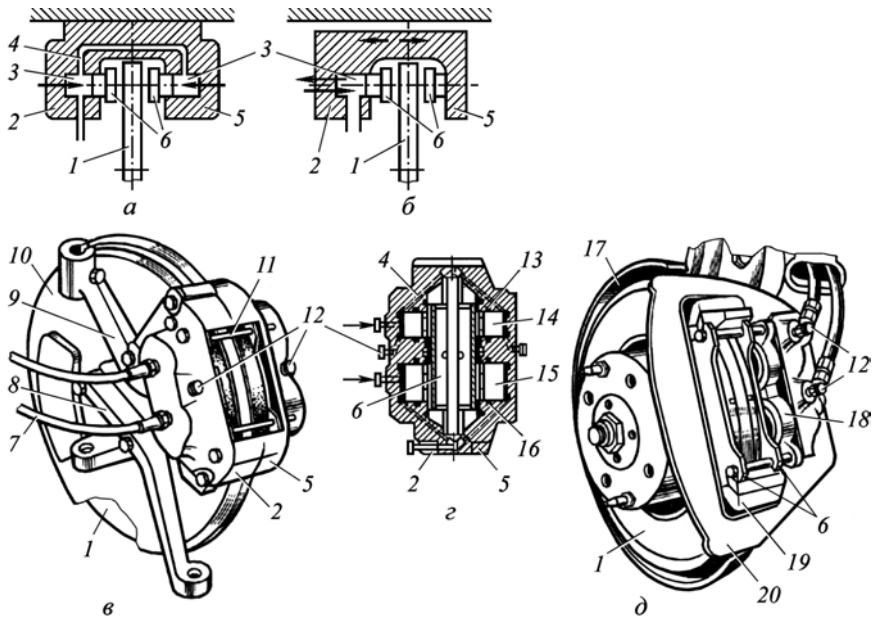


Рис. 8.7. Дискові гальмові механізми:

а, б — схеми дискових гальмових механізмів із нерухою і рухою скобами; *в, г* — загальний вигляд і розріз по циліндрах гальмового механізму передніх коліс автомобіля ГАЗ-3102; *д* — гальмовий механізм переднього колеса автомобіля АЗЛК-2141; *1* — диск; *2, 5* — половинки скоби; *3* — гідроциліндри; *4* — канали; *6* — гальмові колодки; *7* — шланги; *8* — поворотний важіль; *9* — стояк передньої підвіски; *10* — брудозахисний диск; *11* — шпильки кріплення колодок; *12* — клапани випускання повітря; *13, 16* — гумові кільця; *14, 15* — малі і великий поршні; *17* — гальмовий щит; *18* — корпус циліндрів; *19* — супорт; *20* — рама

му, що для заміни колодок не потрібні трудомісткі роботи із демонтажу скоби, колодки просто виймаються через паз зі скоби, де вони утримуються знімними штифтами. Дискові гальма із суцільною фіксованою скобою застосовують на вантажних автомобілях, де потрібне велике приводне зусилля, й отже, підвищена жорсткість скоби.

Відведення колодок дискового гальма під час розгальмовування забезпечується, по-перше, пружністю ущільнювальних кілець робочих циліндрів, по-друге, осьовим биттям диска.

Дискове гальмо має зазор між диском і гальмовими колодками в неробочому положенні дуже малого розміру (порядку сотих часток міліметра), що підвищує його швидкодію.

На рис. 8.8 зображено дисковий гальмовий механізм із плаваючою скобою і вентиляваним гальмовим диском.

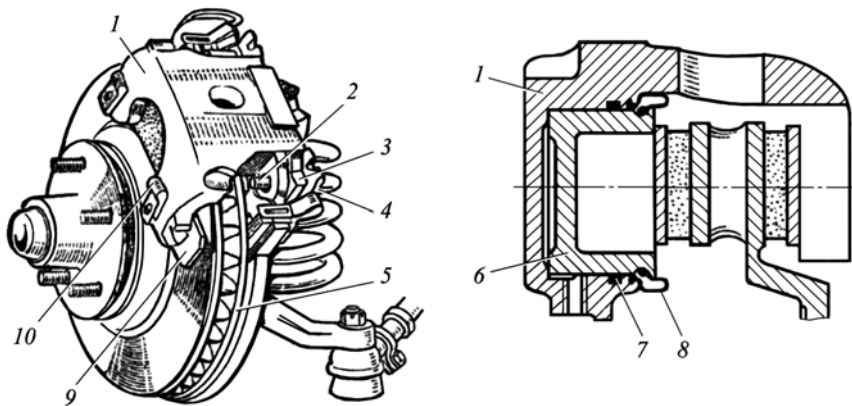


Рис. 8.8. Дисковий гальмовий механізм із плаваючою скобою:

1 — плаваюча скоба; 2 — напрямні штифти скоби; 3 — супорт; 4 — пружини зовнішньої гальмової колодки; 5 — вентиляований гальмовий диск; 6 — поршень; 7 — ущільнювальне кільце; 8 — захисний чохол; 9 — колодки; 10 — пластинчасті пружини

Скоба 1 переміщується в супорті 3, закріпленому на цапфі колеса. Напрямними елементами скоби є штифти 2. Колісний циліндр виконаний як одне ціле зі скобою, у ньому знаходиться поршень 6 з ущільнювальним кільцем 7 і пилозахисним чохлом 8. Для запобігання вібрації колодок 9 слугують пластинчасті пружини 10, а пружини 4 є відтяжними для зовнішньої колодки. Диск 5 цього гальмового механізму має внутрішні похилі лопатки для поліпшення тепловідведення, тому його називають вентиляваним. Заміна гальмових колодок у такому механізмі здійснюється після зняття скоби із супорта.

У багатьох конструкціях дискових гальм застосовують автоматичне регулювання підведення накладок у міру їх зношення.

8.4. ГАЛЬМОВІ ПРИВОДИ

Гальмовим приводом називають сукупність пристроїв, призначених для передачі зусиль, що створюються водієм на педалі або важелі, до гальмових механізмів.

Гальмовий привід має забезпечувати легке, швидке й одночасне приведення в дію гальмових механізмів, а також потрібний розподіл

приводних зусиль між ними. Він має забезпечувати також пропорційність між силою на педалі і силами, що приводять у дію гальма, мати високий ККД, бути нескладним за конструкцією і надійним в експлуатації.

Гальмові приводи бувають механічними, гідравлічними, пневматичними та комбінованими (гідромеханічними, пневмогідравлічними тощо).

Механічний привід (див. рис. 8.4) — це система важелів, тяг, валків, через які зусилля від педалі або важеля керування передається до гальмових механізмів.

Механічні приводи застосовують для керування гальмовими механізмами на тракторах малого і середнього класу, а також як стоянкові на тракторах та автомобілях різних моделей.

Гідравлічний привід є гідростатичним, тобто таким, у якому енергія від педалі чи важеля керування до гальмових механізмів передається тиском рідини. Принцип дії гідростатичного приводу ґрунтується на властивості нестисливої рідини, що перебуває у спокої, передавати тиск однаково усім точкам замкнутого об'єму рідини.

У гальмі з гідравлічним приводом (рис. 8.9) при натисканні на педаль 10 шток 9 переміщує поршень 12, що витискує рідину трубопроводами 3, 2 та 11 до колісних гальмових циліндрів.

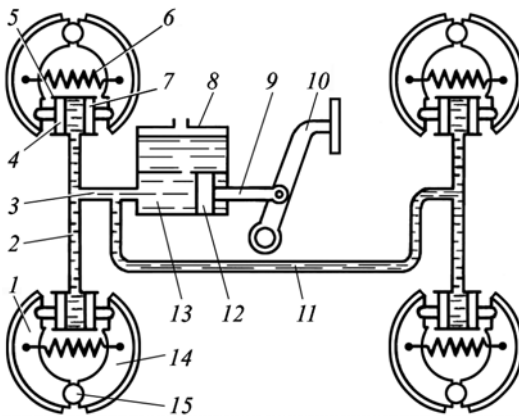


Рис. 8.9. Схема гальмової системи з гідравлічним приводом:

1, 14 — колодки; 2, 3, 11 — трубопроводами; 4, 7, 12 — поршні; 5 — колісні гальмові циліндри; 6 — стяжні пружини; 8 — резервуар; 9 — шток; 10 — педаль; 13 — головний гальмовий циліндр; 15 — нерухома вісь

Під тиском рідини поршні 4 і 7 розтискаються і через опорні стрижні передають гальмові зусилля колодкам 1 і 14, які фрикційними накладками притискаються до гальмового барабана і зумовлюють гальмування коліс. Після відпускання педалі колодки, що знаходяться на нерухомій осі 15, під дією стяжних пружин 6 відходять від барабана і

повертають поршні у вихідне положення, витискуючи рідину трубопроводом у зворотному напрямку в головний гальмовий циліндр. При цьому тиск у трубопроводах залишається надлишковим, що запобігає проникненню в систему повітря.

Для перетворення механічного зусилля, прикладеного до педалі, на тиск рідини призначений головний гальмовий циліндр (рис. 8.10).

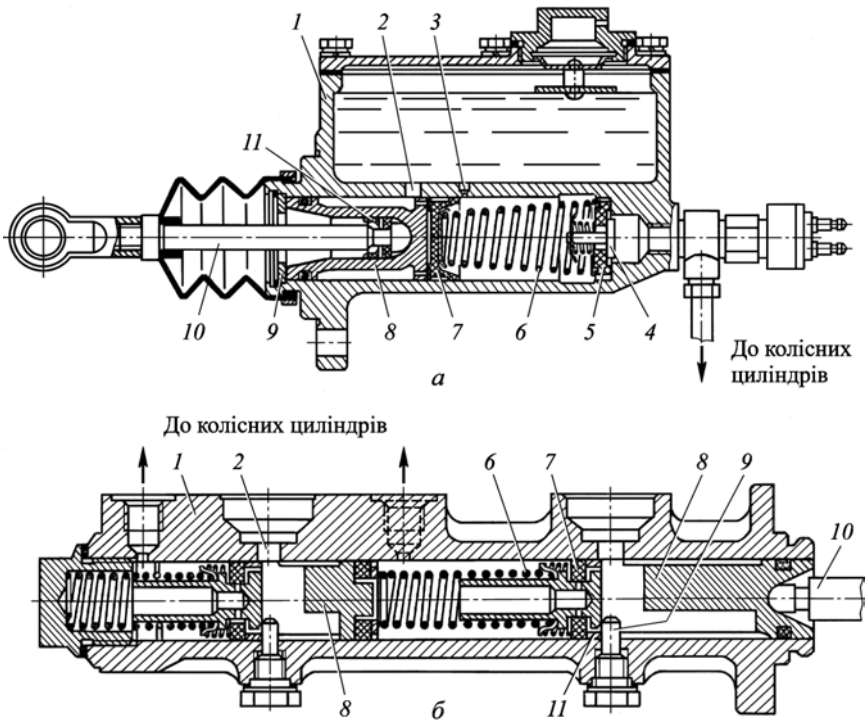


Рис. 8.10. Головні гальмові односекційний (а) та двосекційний (б) циліндри:

1 — корпус; 2, 3 — перепускний і компенсаційний отвори; 4, 5 — випускний і впускний клапани; 6 — пружина; 7 — манжета; 8 — поршень; 9 — стопор; 10 — штовхач; 11 — розпірна втулка

В односекційному гальмовому циліндрі (див. рис. 8.10, а) у розгальмованому стані гальмова рідина з резервуара в корпусі 1 вільно надходить у робочу порожнину крізь компенсаційний отвір 3. При натисканні на педаль штовхач 10 переміщує поршень 8 і його манжета 7 перекриває компенсаційний отвір 3. У циліндрі створюється не-

великий тиск, за якого відкривається випускний клапан 4 і гальмова рідина надходить у колісні циліндри.

За подальшого руху поршня тиск у приводі наростає і забезпечує потрібне гальмування автомобіля. Після відпускання педалі пружина 6 переміщує поршень 8 у вихідне положення, а гальмова рідина з колісних циліндрів повертається в головний циліндр через відкритий випускний клапан 5. Для того щоб у разі різкого відпускання педалі і швидкого зворотного руху поршня за ним не виникало розрідження, у поршні передбачено отвори, а на манжеті поршня виконано аксіальні канавки. Гальмова рідина, яка крізь перепускний отвір 2 постійно заповнює внутрішню порожнину поршня, крізь зазначені отвори і відігнуті краї манжети 7 надходить у порожнину за поршнем і запобігає виникненню там вакууму.

Впускний клапан 5 виконує дві функції:

- під час видалення повітря з приводу (так званого прокачування) запобігає потраплянню повітря в головний гальмовий циліндр із відкритих клапанів випуску повітря колісних циліндрів і забезпечує одnobічне пропускання гальмової рідини;

- підтримує в розгальмованому приводі залишковий невисокий тиск (0,06 – 0,12 МПа), який зберігає привід у стані постійної готовності до гальмування (усі зазори вибрані, наявні в приводі невеликі бульбашки повітря стиснені, робочі кромки манжет притиснені до циліндрів, і тим самим усунуто витікання гальмівної рідини).

Зазначений залишковий тиск у приводі допускається тільки тоді, коли в гальмовій системі використано барабанні гальмові механізми. За дискових гальмових механізмів навіть незначний залишковий тиск у приводі спричинює дотикання колодок і диска, що призводить до нагрівання гальмового механізму під час руху без гальмування.

У такій гальмовій системі впускний клапан не застосовують (див. рис. 8.10, б).

Головний циліндр має кришку, в якій є отвір із сіткою для заливання гальмівної рідини. У звичайному положенні цей отвір закритий пробкою з отворами, що з'єднують повітряну порожнину над гальмівною рідиною з атмосферою. Це зроблено для забезпечення сталості тиску в резервуарі незалежно від коливання рівня гальмівної рідини.

Розглянута конструкція односекційного головного циліндра має недолік: тертя краю манжети об кромки компенсаційного отвору спричинює підвищене її зношення. Цей недолік усунуто в сучасних

конструкціях головних гальмових циліндрів використанням спеціальних клапанів або манжет із торцевим ущільненням. На рис. 8.10, б наведено головний циліндр типу «тандем» автомобілів ВАЗ. Тут манжета 7 встановлена на шийку поршня 8 із зазором. У розгальмованому стані внутрішній торець поршня 8 під дією пружини 6 відходить від торця манжети 7 на відстань, обумовлену довжиною розпірної втулки 11, що упирається в стопор 9. Гальмівна рідина проходить по торцевому зазору між поршнем і манжетою, а потім по радіальних впускних отворах у порожнистому поршні 8 і потрапляє до колісних гальмових циліндрів. Під час руху штовхача головного циліндра первинний поршень 8 переміщується, торцевий зазор між ним і манжетою перекривається. Тиск рідини за первинним поршнем і в першому контурі приводу починає зростати. Внаслідок цього переміщується вторинний поршень 8 (див. рис. 8.10, б, зліва), зазор між ним і його манжетою також перекривається, зростає тиск і в другому контурі гальмового приводу. У разі виходу з ладу першого контуру вторинний поршень переміщується безпосередньо поршнем першого контуру. У зв'язку з цим хід гальмової педалі значно збільшується. У разі виходу з ладу другого контуру під дією тиску за первинним поршнем поршень другого контуру переміщується до упору, внаслідок чого також спостерігається збільшення ходу гальмової педалі.

Колісні гальмові циліндри поділяють на одно- і двосторонні.

Односторонні циліндри, що мають один поршень, використовують у дискових гальмових механізмах, а також у деяких різновидах барабанних гальм.

Двосторонні колісні циліндри (рис. 8.11) застосовують у барабанних гальмових механізмах. Вони мають два поршні, причому іноді різних діаметрів.

При підведенні тиску в колісний циліндр поршні 5 переміщуються і тиснуть (безпосередньо або через штовхач 2) на гальмові колодки. У процесі розгальмовування тиск у колісному циліндрі знижується і поршні повертаються у вихідне положення.

Вакуумний підсилювач (див. рис. 8.12) у гідравлічному гальмовому приводі слугує для зменшення зусилля, що прикладається до педалі керування.

У розгальмованому стані вакуум, підведений через зворотний клапан 13, установлюється як у вакуумній А, так і в атмосферній Г порожнинах підсилювача. Обидві порожнини сполучені каналами Б і В, а

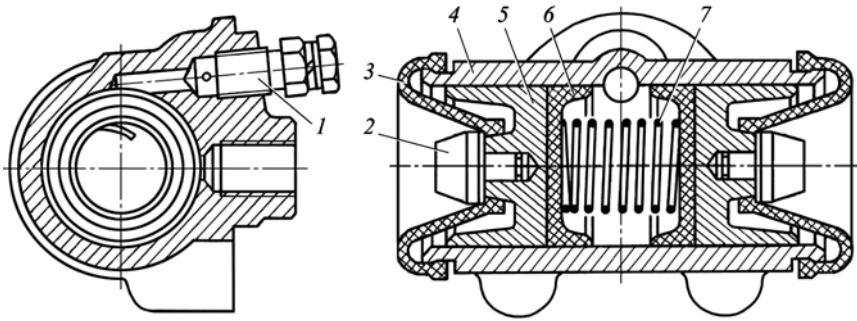


Рис. 8.11. Двосторонній колісний гальмовий циліндр:

1 — клапан; 2 — штовхач; 3 — пілозахисний чохол; 4 — корпус;
5 — поршень; 6 — манжета; 7 — розпірна пружина

також через відкрите вакуумне сідло клапана 5. Корпус клапана з діафрагмою 11 притиснений пружиною 12 до кришки підсилювача 3.

Клапан 5 під дією пружин 9 і 10 притиснений до атмосферного сідла й атмосферне повітря, що пройшло крізь фільтр 8, заповнює тільки внутрішній простір корпусу клапана. Зворотний клапан 13 запобігає надходженню в підсилювач бензинової суміші з двигуна за несправного карбюратора і зберігає розрідження в підсилювачі, коли двигун не працює. Величина розрідження у впускному трубопроводі двигуна залежно від положення дросельної заслінки коливається в межах 150 – 200 мм рт.ст. Таке акумулювання розрідження дає підсилювачу змогу декілька разів спрацювати навіть за вимкненого двигуна.

При натисканні на педаль штовхач 7 і клапан 5 переміщуються вліво, клапан притискується до вакуумного сідла і порожнини з обох боків діафрагми 11, що знаходиться в корпусі 1, роз'єднуються. За подальшого переміщення штовхача 7 клапан 5 відривається від атмосферного сідла і повітря з корпусу клапана через канал В у ньому надходить в атмосферну порожнину Г підсилювача. Корпус клапана разом із діафрагмою 11 і штоком 2 переміщується вліво і стискує пружину 12. Вакуумний підсилювач має слідкувальну дію, тобто зусилля на штоку 2 пропорційне зусиллю на штовхачі 7. Забезпечується це в такий спосіб: якщо припинити натискання на гальмову педаль, то діафрагма 11 разом із корпусом клапана переміщуватиметься під дією різниці тисків у вакуумній А та атмосферній Г порожнинах і притискатиме клапан 5 до атмосферного сідла. При цьому тиск в атмосфер-

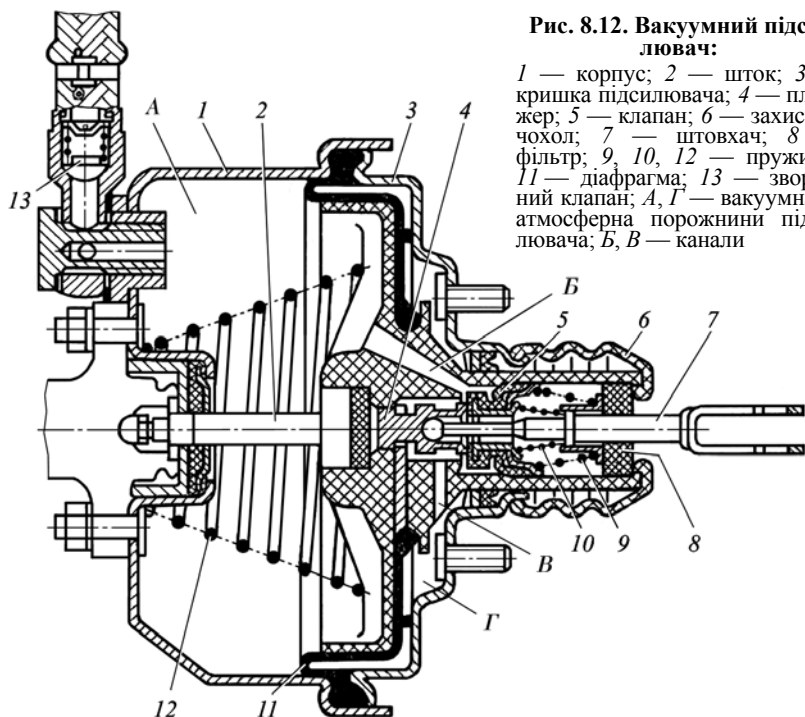


Рис. 8.12. Вакуумний підсилювач:

1 — корпус; 2 — шток; 3 — кришка підсилювача; 4 — плунжер; 5 — клапан; 6 — захисний чохол; 7 — штовхач; 8 — фільтр; 9, 10, 12 — пружини; 11 — діафрагма; 13 — зворотний клапан; А, Г — вакуумна та атмосферна порожнини підсилювача; Б, В — канали

ній порожнині Г перестане підвищуватись, внаслідок чого стабілізується зусилля на штоку підсилювача.

Під час розгальмування гальмова педаль під дією відтяжної пружини повертається у вихідне положення. Атмосферне сидло клапана 5 закривається, корпус клапана з діафрагмою 11 під дією поворотної пружини 12 переміщується і відкриває вакуумне сидло. Повітря з атмосферної порожнини Г через канали Б і В у корпусі і відкрите вакуумне сидло клапана 5 відсмоктується у вакуумну порожнину А і далі в двигун. Корпус клапана і діафрагма 11 повертаються у вихідне положення.

У разі відмови в роботі вакуумного підсилювача зусилля від гальмової педалі через штовхач 7 і плунжер 4 безпосередньо передаватиметься на шток 2 підсилювача.

Пневматичний привід (рис. 8.13), у якому зусилля передається стисненим повітрям, дає змогу розвивати великі гальмові сили за невеликого зусилля на педалі, потрібного лише для відкривання при-

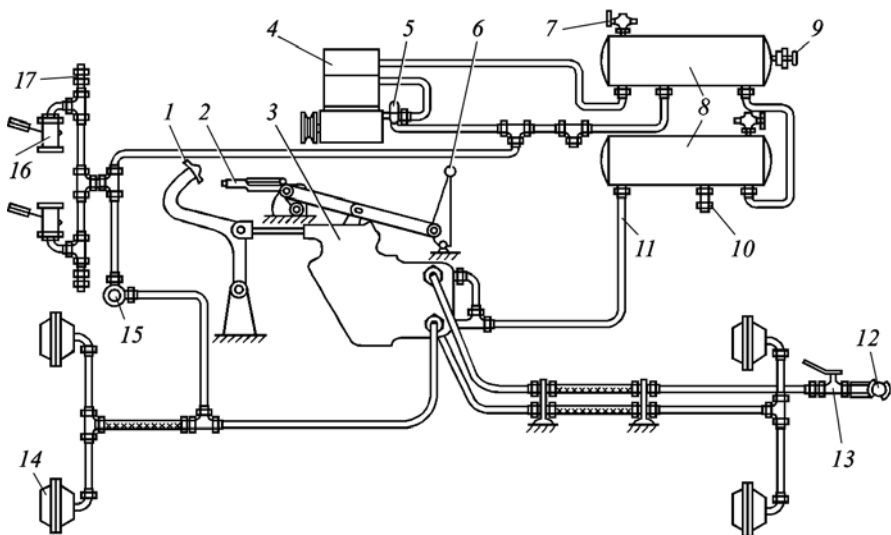


Рис. 8.13. Схема пневматичної системи тракторів типу ХТЗ-170:

1 — педаль гальма; 2 — важіль ручного гальма; 3 — гальмовий кран; 4 — компресор; 5 — регулятор тиску; 6 — важіль гальма причепа; 7 — зливний кран; 8 — повітряні ресивери; 9 — кран відбирання повітря; 10 — захисний (запобіжний) клапан; 11 — повітропровід; 12 — сполучна головка; 13 — роз'єднувальний кран; 14 — гальмова камера; 15 — манометр; 16 — склоочисник; 17 — кран склоочисника

строю, що впускає в систему повітря. Такий привід застосовують на тракторах великої потужності, автомобілях великої вантажопідйомності, автобусах, а також за потреби одночасного гальмування тягачів і причепів або напівпричепів.

Пневматична гальмова система працює так. При натисканні на педаль гальма 1 повітря, що нагнітається компресором 4 у повітряні балони 8, через гальмовий кран 3 подається в гальмові камери 14 трактора. Шток гальмової камери 14, переміщуючись, повертає розтискний кулак колісного гальма і притискає гальмові колодки до барабана. Одночасно з цим через гальмовий кран 3 стиснене повітря випускається зі сполучної магістралі причепа, спрацьовує повітродозподільник і стиснене повітря надходить із повітряних ресиверів причепа до його гальмових камер.

При натисканні на педаль 1 нижня стрілка манометра 15 показує тиск повітря, яке підводиться до гальмових камер 14, а верхня — тиск повітря в пневматичній системі.

Тиск у гальмових камерах *14* та інтенсивність гальмування залежать від переміщення гальмової педалі *1*.

Після повернення педалі гальма *1* у вихідне положення через гальмовий кран *3* стиснене повітря випускається з гальмових камер *14* трактора. У цей час поповнюється запас стисненого повітря в повітряних ресиверах причепа з ресиверів трактора.

Важіль *6* слугує для незалежного керування гальмами причепа — він діє тільки на колісні гальма причепа.

Для забезпечення пропорційності тиску повітря в гальмових камерах *14* від зусилля на педалі *1* у гальмовому приводі встановлюють гальмовий кран *3*, що виконує функції механізму слідкування (рис. 8.14).

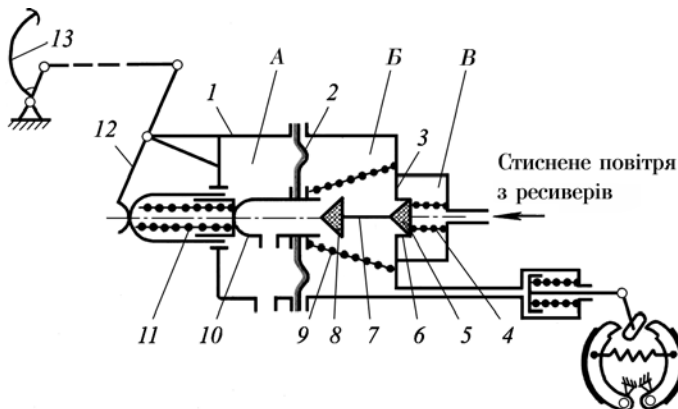


Рис. 8.14. Схема механізму слідкування:

1 — корпус; *2* — мембрана; *3* — перегородка; *4, 9, 11* — пружини; *5, 8* — впускний і випускний клапани; *6, 10* — сідла; *7* — стрижень; *12* — важіль; *13* — педаль; *А-В* — порожнини

Коли педаль *13* гальма відпущена, між сідлом *10* і випускним клапаном є зазор. Впускний клапан *5* щільно притиснений до свого сідла *6*. Гальмовий циліндр через відкритий випускний клапан *8* сполучений з атмосферою і тому гальмовий механізм знаходиться в розгальмованому стані.

У разі натискання на педаль гальма зусилля від неї передається через важіль *12* і пружину *11* на сідло *10*, що разом із мембраною *2* переміщується вправо. У початковий період руху зазор між сідлом *10* і випускним клапаном *8* зникає, і сідло щільно притискається до нього.

Після цього відкривається впускний клапан 5, стиснене повітря з ресивера надходить у порожнину *Б* механізму, тисне на діафрагму гальмової камери, переміщує шток, притиснувши гальмові колодки до барабана. Тиск повітря в порожнині *Б* механізму слідкування зростає, внаслідок чого збільшується його тиск на мембрану, що разом із клапанами і сідлом 10 переміщується вліво. При цьому тиск повітря на мембрану передається через привід і від педалі сприймається ногою водія. У процесі переміщення мембрани зазор між впускним клапаном 5 і його сідлом 6 зменшується доти, доки клапан щільно не сяде на своє сідло. Тоді тиск у порожнині далі не підвищуватиметься і сили, що діють на мембрану зліва і справа, зрівняються, а рух мембрани припиниться.

Зліва на мембрану діє приводна сила, що залежить від зусилля на педалі гальма, а справа — тиск повітря, що установився в порожнині *Б* механізму і гальмового циліндра. Отже, механізм слідкування установлює тиск повітря в гальмовому циліндрі залежно від зусилля на педалі гальма. Якщо збільшити силу на педалі, то відповідно зросте тиск повітря в порожнині *Б* механізму. За зменшення сили на педалі прямо пропорційно знизиться тиск повітря у порожнині *Б* і гальмовій камері.

У разі припинення натискання на педаль (розгальмовування) мембрана під тиском повітря прогнеться вліво, впускний клапан відкриється, і повітря з гальмового циліндра через порожнину *А* механізму слідкування вийде в атмосферу. Поршень і шток гальмового циліндра повернуться у вихідне положення, між колодками і барабаном гальмового механізму установиться зазор.

Рівновага сил, що діють на мембрану механізму слідкування, досягається завжди у певному положенні, що відповідає закритому стану обох клапанів. Хід педалі, що зростає в міру збільшення сили, прикладеної до неї, забезпечується пружиною 11. Характеристику пружини 11 вибирають залежно від бажаного ходу педалі гальма.

Для керування пневматичним приводом гальм трактора і причепа користуються комбінованим двосекційним гальмовим краном (рис. 8.15), що забезпечує слідкувальну дію, між зусиллям, прикладеним водієм до гальмової педалі, і гальмовим зусиллям.

Коли гальмова система перебуває у розгальмованому відключеному стані, впускний клапан 6 секції причепа відкритий і стиснене повітря з балонів трактора надходить у магістраль причепа (стрілка *А*).

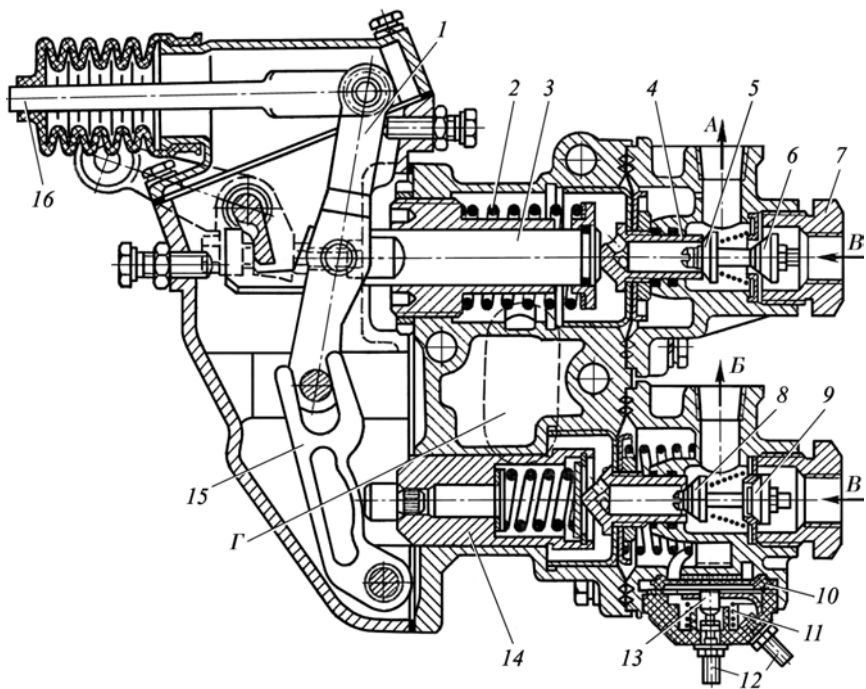


Рис. 8.15. Гальмовий кран:

1 — великий важіль; *2* — зрівноважувальна пружина секції гальм причепа; *3* — шток; *4* — сідло випускного клапана; *5, 6* — відповідно випускний та впускний клапани секції гальм причепа; *7* — пробка; *8, 9* — відповідно випускний та впускний клапани секції гальм трактора; *10, 12* — відповідно діафрагма та клеми вимикача сигналу гальмування; *11* — пружина контакту; *13* — рухомий контакт; *14* — стакан зрівноважувальної пружини; *15* — малий важіль; *16* — тяга приводу гальмового крана

Тиск повітря, що надходить, підтримується пружиною *2*. Впускний клапан *9* секції трактора закритий, а випускний *8* відкритий і гальмові камери трактора через вікно *Г* з'єднані з атмосферою.

При гальмуванні причепа зусилля від педалі передається через тягу *16* на важіль *1*, що переміщує шток *3*, стискаючи пружину *2*. Сідло *4* відходить від випускного клапана *5*, а клапан *6* закривається. Повітря з магістралі причепа виходить в атмосферу через вікно *Г*, у результаті чого на причепі спрацьовує повітророзподільник, подаючи повітря до його гальмових камер.

Нижній кінець важеля *1* натискає на важіль *15*, що переміщує стакан *14*. Впускний клапан *8* секції трактора закривається і відкрива-

ється впускний клапан 9. Стиснене повітря йде до гальмових камер трактора (стрілка Б).

Одночасно стиснене повітря надходить до діафрагми 10, стискує пружину 11, рухомий контакт 13 з'єднується з контактом 12 і засвічуються лампи стоп-сигналу в задніх ліхтарях.

Під час розгальмовування системи навантаження з важеля 1 знімається і пружина 2 повертає шток 3 у вихідне положення. Впускний клапан 5 секції причепа опускається в сідло 4, а впускний клапан 6 відкриває доступ повітря в повітророзподільник причепа. Одночасно закривається впускний 9 і відкривається впускний 8 клапани секції трактора. Стиснене повітря з камер виходить у вікно Г і гальма трактора вимикаються.

Пропорційність між натисканням водія на гальмову педаль і гальмовим зусиллям на колесах трактора (слідкувальна дія) забезпечується так: чим сильніше стискується зрівноважувальна пружина, тим більше відкривається впускний клапан 9, й отже, під великим тиском подається повітря до гальмових камер коліс трактора.

Аналогічно за допомогою верхньої секції крана забезпечується пропорційність між натисканням водія на гальмову педаль і гальмовим зусиллям на колесах причепа.

Джерелом енергії в пневматичному гальмовому приводі є компресор (рис. 8.16), призначений для подавання потрібної кількості стисненого повітря за різних режимів гальмування.

Під час руху поршня 4 вниз у циліндрі 2 створюється розрідження, повітря надходить у порожнину В і через відкриті впускні клапани 11 заповнює циліндр. За руху поршня 4 вгору тиском стисненого повітря відкриваються впускні клапани 6 і через камеру А повітря надходить до повітряних ресиверів 8 (див. рис. 8.13).

Розвантажувальний механізм компресора має таку будову. Під впускними клапанами 11 розміщені розвантажувальні плунжери 13, штоки яких за роботи компресора під навантаженням утримуються в нижньому положенні пружиною 14 за допомогою напрямної 17. Після досягнення в ресиверах приводу потрібного тиску вмикається спеціальний регулятор тиску і подає стиснене повітря в канал під плунжерами 13. Останні, долаючи зусилля пружин 14, підіймаються і штоками відкривають впускні клапани 11. Тепер тиск у циліндрах компресора не створюється, оскільки через відкриті впускні клапани повітря просто перекачується з циліндра в циліндр.

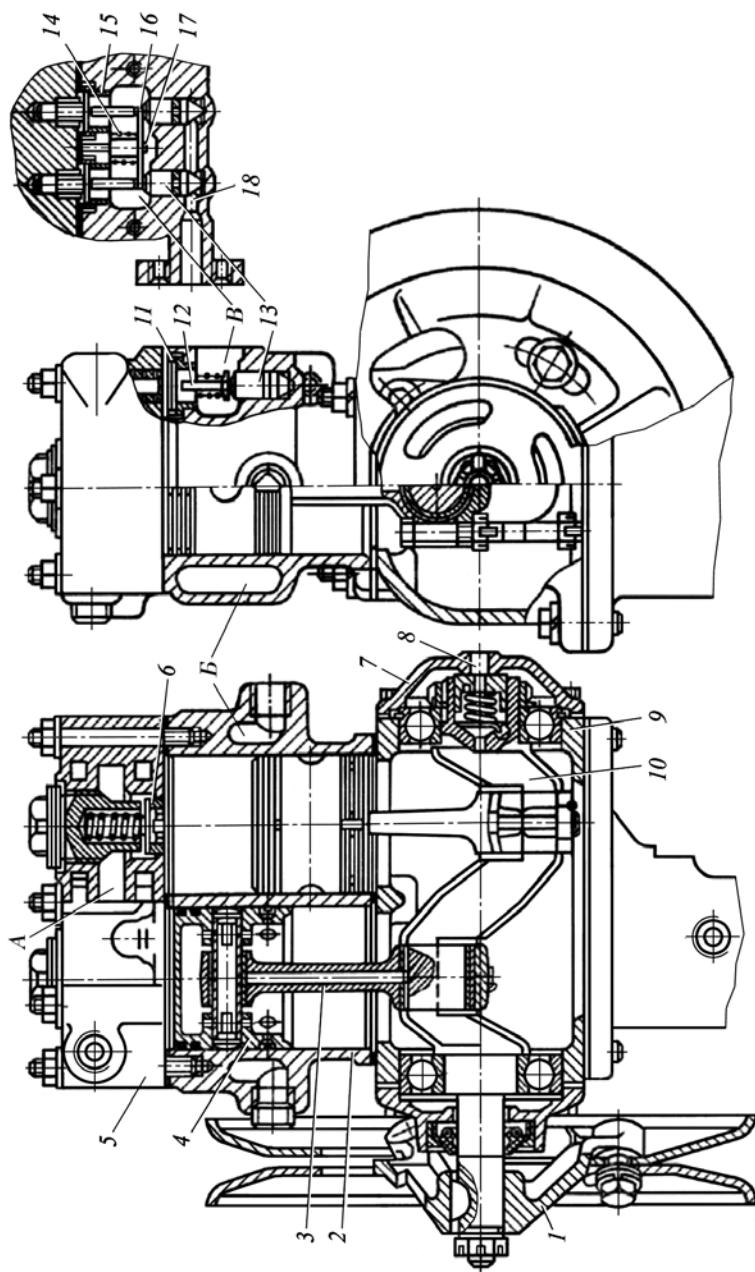


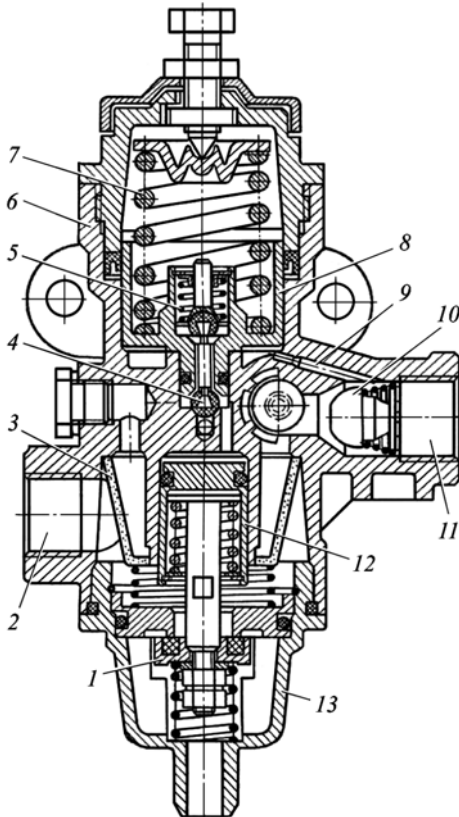
Рис. 8.16. Компрессор:

1 — шків; 2 — блок циліндрів; 3 — шатун; 4 — поршень; 5 — головка блока циліндрів; 6, 11 — випускний і впускний клапани; 7 — задня кришка; 8 — отвір; 9 — картер; 10 — колінчастий вал; 12 — шток; 13 — плунжер; 14 — пружина; 15 — сидло; 16 — коромисло; 17 — напрямна; 18 — канал

Змащується компресор примусово, олива подається під тиском із головної оливної магістралі двигуна крізь отвір 8 у задній кришці 7. Компресор має рідинну систему охолодження. Рідина надходить у порожнину *Б* блока циліндрів компресора із системи охолодження двигуна.

Для підтримання потрібного інтервалу тиску повітря в повітряних ресиверах 8 (див. рис. 8.13) застосовують регулятори тиску (рис. 8.17).

Регулятор тиску після досягнення потрібного тиску вимикає подачу стисненого повітря в привід. Регулятор має вбудований фільтр 3, сферичний гумовий зворотний клапан 10 для роз'єднання приводу і компресора, поршневий механізм слідкування, впускний 4 і випускний 5 сферичні клапани керування стисненим повітрям.



Стиснене повітря від компресора підводиться до отвору 2, проходить крізь фільтр 3 і зворотний клапан 10 в отвір 11, а потім у ресивери пневмоприводу. Одночасно воно надходить по каналу 9 під поршень слідкування 8. Після досягнення в приводі потрібного тиску поршень слідкування 8, долаючи зусилля зрівноважувальної пружини 7, переміщується вгору. При цьому спочатку закривається випускний клапан 5, а потім відкривається впускний клапан 4 і стиснене повітря надходить у

Рис. 8.17. Регулятор тиску:

1 — розвантажувальний клапан; 2 — вхідний отвір; 3 — фільтр; 4 — впускний клапан; 5 — випускний клапан; 6 — корпус; 7 — пружина; 8 — поршень слідкування; 9 — канал; 10 — зворотний клапан; 11 — вхідний отвір; 12 — розвантажувальний поршень; 13 — вихід в атмосферу

порожнину над розвантажувальним поршнем 12. Останній рухається вниз і відкриває розвантажувальний клапан 1. Стиснене повітря від компресора, маючи вже невеликий тиск, виходить в атмосферу через відкритий розвантажувальний клапан 1 і вихід в атмосферу 13. При цьому видаляються і часточки конденсату, що виділилися зі стисненого повітря під час проходження його крізь фільтр і поступово накопичились у нижній частині корпусу б регулятора.

Для перетворення енергії стисненого повітря на механічну роботу гальмового механізму слугує гальмова камера (рис. 8.18).

Гальмування спричинюється впуском повітря крізь шланг у простір між кришкою і діафрагмою. Діафрагма 1 прогинається, переміщує шток 2 і повертає важіль 6 розтискного кулака 8. Після розгальмування у вихідне положення діафрагма повертається пружинами 3 і 4 гальмової камери.

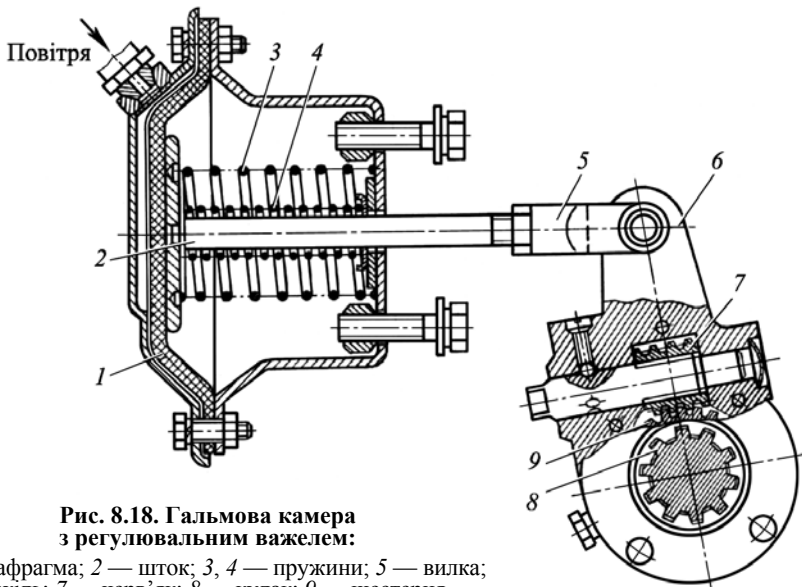


Рис. 8.18. Гальмова камера з регульовальним важелем:

1 — діафрагма; 2 — шток; 3, 4 — пружини; 5 — вилка; 6 — важіль; 7 — черв'як; 8 — кулак; 9 — шестерня

Під час роботи автомобілів і тракторів із причепами застосовують одно-, двоконтурні і комбіновані пневматичні приводи (рис. 8.19).

За одноконтурного приводу (див. рис. 8.19, б) тягач і причіп з'єднані однією пневматичною магістраллю. У розгальмованому стані,

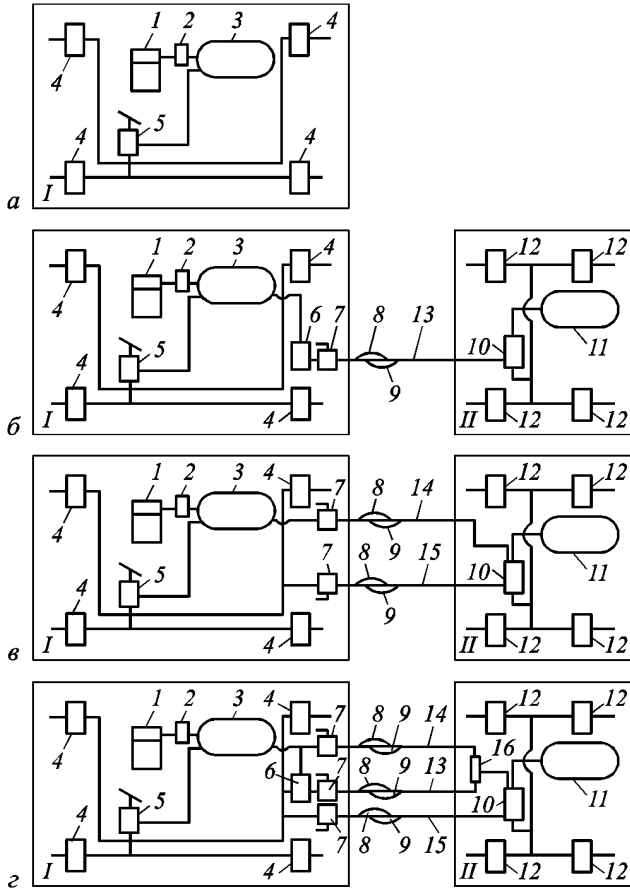


Рис. 8.19. Принципові схеми пневматичного гальмового приводу:

a — одноконтурний привід автомобіля-тягача; *б-г* — те саме, відповідно з одно-, двоконтурним і комбінованим приводом причепа; *I* — автомобіль-тягач; *II* — причіп; *1* — компресор; *2* — регулятор тиску; *3* — ресивер автомобіля; *4* — гальмові камери автомобіля; *5* — гальмовий кран; *6* — клапан керування гальмами причепа з одноконтурним приводом; *7* — роз'єднувальний кран; *8, 9* — сполучні головки тягача і причепа; *10* — повітророзподільник; *11* — ресивер причепа; *12* — гальмові камери причепа; *13* — магістраль одноконтурного приводу причепа; *14, 15* — магістралі живлення і керування двоконтурного приводу причепа; *16* — двомагістральний клапан

проходячи по цій магістралі, стиснене повітря заповнює ресивери причепа. У разі гальмування, а також відривання причепа повітря з магістралі випускається, що призводить до спрацьовування встановленого на причепі повітродозподільника. Останній подає стиснене повітря з ресивера причепа в його гальмові камери. Відбувається гальмування причепа.

У двоконтурному гальмовому приводі (див. рис. 8.19, *в*) тягач і причіп з'єднані двома магістралями. По одній із них (магістраль живлення або аварійна) стиснене повітря постійно надходить у ресивери причепа. Друга магістраль (керування або гальмування) у розгальмованому стані сполучена з атмосферою. Під час гальмування тягача стиснене повітря надходить у магістраль керування причепа. Установлений на причепі повітродозподільник спрацьовує і повітря з ресивера причепа надходить у його гальмові камери і забезпечує гальмування. Загальмовується причіп і в разі відривання від тягача, оскільки повітродозподільник спрацьовує в результаті розриву магістралі живлення і падіння тиску.

Комбінований пневмопривід (див. рис. 8.19, *г*) дає змогу складати транспортний автопоїзд як за одно-, так і за двоконтурною схемами. Такий привід має три сполучні магістри між тягачем і причепом.

8.5. РЕГУЛЯТОРИ ГАЛЬМОВИХ СИЛ

Регулятори гальмових сил встановлюють в автомобілях із гальмовим гідро- і пневмоприводом. Основне призначення регулятора — зміна гальмових сил на задніх колесах залежно від навантаження на них для запобігання їх юза і заносу.

У регуляторах гальмових сил автомобілів із гідравлічним приводом гальмового механізму в корпусі *1* розміщений клапан *б*, який у розгальмованому стані пружиною *7*, що діє через обойму *9* і заплечики на ньому, притиснений до торця пробки *12* (рис. 8.20).

Торці пробки і клапана виконані так, що між деталями утворюється порожнина *2*, сполучена через канал *11* із колісними циліндрами задніх гальмових механізмів. У торець упирається кільце *3*, що визначає положення пружного сидла *10* клапана. Каналом *8* порожнина *4* під сидлом клапана сполучена з головним гальмовим циліндром. Кінець торсіону *5* упирається у хвостовик клапана. Кут закручення торсіону і сила *P*, прикладена до клапана, залежать від прогину задньої

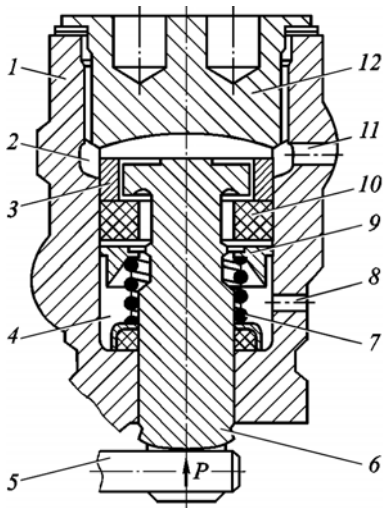


Рис. 8.20. Регулятор гальмових сил автомобілів із гідроприводом:

1 — корпус; 2, 4 — порожнини; 3 — кільце; 5 — торсіон; 6 — клапан; 7 — пружина; 8, 11 — канали; 9 — обойма; 10 — сідло клапана; 12 — пробка

циліндрами. З цього моменту збільшення тиску в порожнині 4 призводить до того, що під дією сумарної сили торсіону, пружини і підвищеного тиску рідини об'єм порожнини 2 зменшується і тиск у задніх колісних циліндрах зростає. Проте оскільки активна площа верхнього торця клапана більша, ніж нижнього (з умови рівноваги поршня), тиск у порожнині 2 завжди буде меншим за тиск, створюваний головним гальмовим циліндром.

Зі зміною навантаження на задній міст змінюється і сила торсіону P , й отже, клапан 6 закриватиметься за іншого значення тиску.

Регулятор (рис. 8.21) гальмових сил автомобілів із пневматичним приводом гальм устанавлюють на рамі, а його важіль 4 через пружний елемент (на рисунку не показано) з'єднується з візком автомобіля.

У повністю навантаженого автомобіля важіль 4 знаходиться у верхньому положенні. На сферичну головку важеля спирається штовхач 3. Його положення цілком визначається положенням важеля 4, й отже,

підвіски. Зі збільшенням прогину, тобто з підвищенням нормального навантаження на вісь, сила P зростає.

Під час гальмування рідина від головного гальмового циліндра через канал 8, порожнину 4 та зазори між обоймою 9, сідлом 10, кільцем 3 і головкою клапана 6 надходить у порожнину 2 і далі — у колісні циліндри.

Сили торсіону 5, пружини 7 і тиску, що діють на нижній кільцевий торець головки клапана, намагаються притиснути клапан до пробки 12. Тиск, прикладений до верхнього торця клапана, навпаки, намагається перемістити його вниз. Після досягнення певного значення тиску під дією різниці сил, прикладених до клапана 6, останній сідає на сідло 10 і розриває зв'язок між головним гальмовим циліндром і задніми колісними циліндрами.

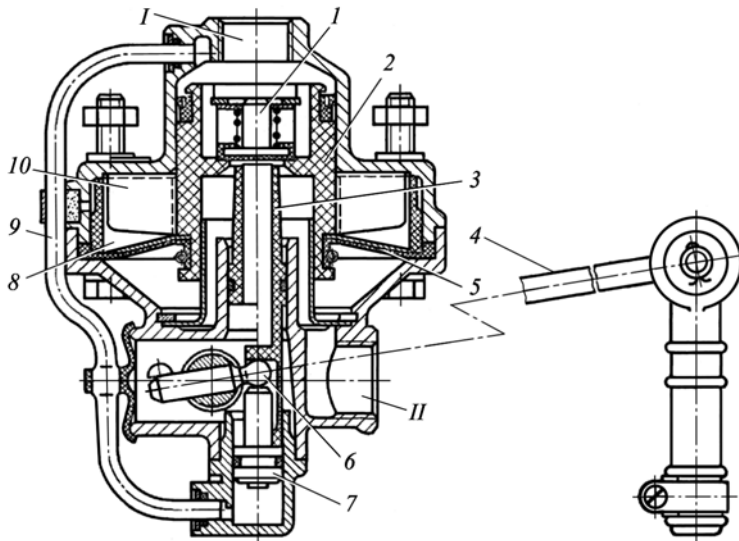


Рис. 8.21. Регулятор гальмових сил автомобілів із пневматичним приводом гальм:

I — вивід до гальмового крана; *II* — вивід до гальмових камер задніх коліс; 1 — клапан; 2 — ступінчастий поршень; 3 — штовхач; 4 — важіль; 5 — діафрагма; 6 — кульова цапфа; 7 — поршень; 8 — ребристий конус корпусу; 9 — сполучна трубка; 10 — ребристий конус поршня

навантаженням автомобіля. Під час гальмування стиснене повітря через вивід *I* надходить у простір над поршнем 2 і починає його переміщувати. Одночасно за допомогою трубки 9 тиск створюється під плунжером 7, що забезпечує надійний контакт штовхача 3 і важеля 4. Разом із поршнем 2 переміщується і клапан 12. Спочатку він перекриває атмосферний отвір у штовхачі 3, а потім, відірвавшись від свого сідла, пропускає стиснене повітря через вивід *II* до гальмових камер задніх коліс.

Стиснене повітря надходить також у порожнину під діафрагмою 5, прикріплену до поршня 2, і тисне на неї проти ходу поршня. Після того як тиск на вході або виході регулятора установиться, сила, прикладена до поршня 2 знизу, стає дещо більшою, і він підіймається до того, доки клапан 1 не закриється. У результаті тиск на вході і виході регулятора зрівнюється, що і потрібно для цілком навантаженого автомобіля. У частково навантаженого або порожнього автомобіля кут повороту важеля 4 буде іншим, і штовхач 3 установиться нижче, й отже, зі зростанням тиску поршень робитиме більший хід.

Зовні поршня є радіальні ребра 10, розміщені у просторі між аналогічними ребрами 8 корпусу регулятора. За повного навантаження автомобіля ребра 10 не виступають за ребра 8 і діафрагма 5 притискається тільки до останніх, не передаючи зусилля на штовхач 3. В інших вагових станах ребра 10 виступають тим більше, чим більший робочий хід. Отже, активна площа діафрагми 5 залежить від положення штовхача 3, тобто від навантаження автомобіля. Чим більша активна площа, тим за меншого тиску під діафрагмою закривається клапан 1. Для кожного положення штока коефіцієнт передачі буде іншим. У разі розгальмовування всі елементи регулятора повертаються у вихідне положення і стиснене повітря з гальмових камер через штуцер II та отвір у штовхачі 3 виходить в атмосферу.

Отже, регулятори гальмових сил істотно поліпшують гальмові якості автомобіля, підвищують ефективність його гальмування, сприяють збереженню стійкості руху під час гальмування.

8.6. АНТИБЛОКУВАЛЬНІ СИСТЕМИ

Розглянуті вище регулятори гальмових сил коригують тиск у системі гальмування задніх гальм відносно передніх для запобігання блокуванню задніх коліс раніше, ніж передніх з метою забезпечення стійкості автомобіля під час гальмування. Однак такий спосіб гальмування за різних умов руху автомобіля, особливо у разі руху його по слизькій дорозі, не є найефективнішим і найбезпечнішим.

Призначення антиблокувальних систем (АБС) — забезпечення оптимальної гальмової ефективності (мінімального гальмівного шляху) за збереження стійкості і керованості під час гальмування автомобіля в різних дорожніх умовах. Ці системи за допомогою автоматичного регулювання тиску в гальмовому приводі підтримують на оптимальному рівні ступінь ковзання коліс автомобіля.

В основу більшості конструкцій АБС (рис. 8.22) покладено *вимірювання прискорень обертання колеса*, що є керівним сигналом для гальмового приводу (інерційні АБС). В такій АБС на валу 1 датчика регулятора, що приводиться в обертання від колеса автомобіля, жорстко закріплена маточина 2 і вільно посаджений маховик 3. Маточина і маховик з'єднані гвинтовою різью (перетин А – А).

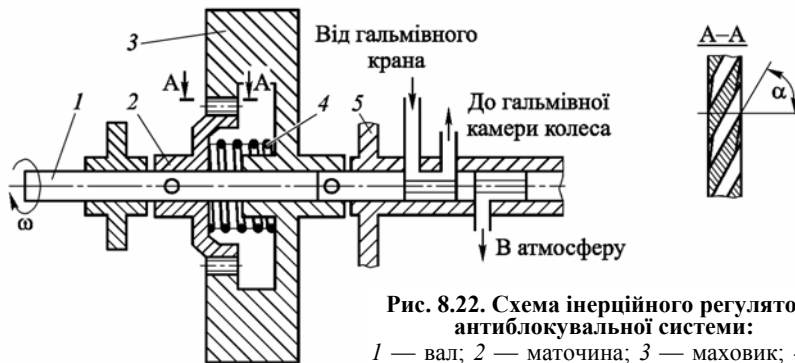


Рис. 8.22. Схема інерційного регулятора антиблокувальної системи:

1 — вал; 2 — маточина; 3 — маховик; 4 — пружина; 5 — золотник

До маховика жорстко прикріплений золотник 5 клапана, що змінює тиск у гальмівній камері. За робочого гальмування і невеликого кутового сповільнення під дією пружини 4 маточина і маховик продовжують обертатися як один ціле, і регулятор не впливає на тиск у системі. У разі екстреного гальмування кутове сповільнення колеса зростає і маховик за рахунок своєї інерційності, долаючи силу пружини 4, переміщується по гвинтовій різі вліво. При цьому спочатку магістраль від'єднується від гальмівної камери колеса, а потім камера з'єднується з атмосферою. Після досягнення маховиком крайнього лівого положення зуби гвинтового механізму виходять із зачеплення. Маховик, відокремившись від маточини, продовжує вільно обертатися на валу. Щойно кутові частоти маточини і маховика зрівняються, під дією пружини їхні зуби знову увійдуть у зачеплення і золотник переміститься в крайнє праве положення. При цьому гальмова камера колеса від'єднається від атмосфери і з'єднується з магістраллю.

Торцеві поверхні зубів на маточині і маховику мають скоси, що полегшують їхнє зворотнє зачеплення.

Крім датчиків кутових швидкостей коліс автомобіля в конструкції АБС застосовують керуючі блоки і модулятори.

Керуючий блок АБС перетворює частоти сигналів від датчика колеса на напругу і передає керуючі команди до модуляторів.

Модулятори АБС безпосередньо змінюють тиск повітря (рідини) у гальмовому приводі. Процес регулювання здійснюється модуляторами з досить високою частотою (3 – 8 Гц у пневматичних приводах і до 20 Гц у гідравлічних). Для цього в модуляторах використано швидкодійні електромагнітні клапани.

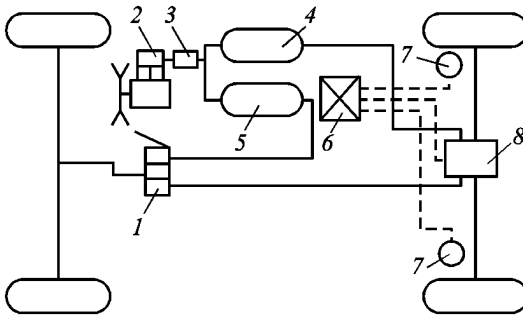


Рис. 8.23. Схема двоконтурного гальмового приводу з АБС:

1 — гальмовий кран; 2 — компресор; 3 — регулятор тиску; 4, 5 — ресивери; 6 — блок керування; 7 — датчик кутових швидкостей коліс; 8 — модулятор тиску

У пневматичних двоконтурних гальмових приводах з АБС у разі регулювання тільки задніх коліс автомобіля застосовують один модулятор, один блок керування і два датчики коліс (рис. 8.23).

У пневмопривід увімкнено додатковий ресивер, потреба в якому зумовлена збільшенням витрати стисненого повітря при встановленні АБС у результаті багаторазового

впуску стисненого повітря і випуску його в процесі гальмування.

У двоконтурних гідроприводах автомобілів з АБС (рис. 8.24) встановлено два автономних гідроаккумулятори, тиск рідини в яких підтримується на рівні 14 – 15 МПа.

У цьому гальмовому гідроприводі застосований двосекційний клапан керування 6, що забезпечує слідкувальну дію, тобто пропорційність між зусиллям на гальмовій педалі і тиском рідини в гальмовій системі. При натисканні на гальмову педаль тиск рідини від гідроаккумуляторів 4 передається до модуляторів 2, які автоматично керуються електронними блоками 3, що отримують інформацію від колісних датчиків 1.

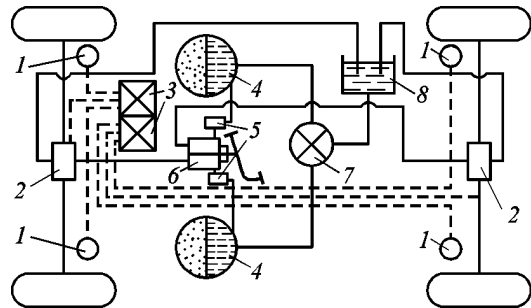


Рис. 8.24. Схема двоконтурного гальмового гідроприводу автомобіля з АБС:

1 — датчики кутових швидкостей коліс; 2 — модулятори; 3 — блоки керування; 4 — гідроаккумулятори; 5 — зворотні клапани; 6 — клапан керування; 7 — гідронасос; 8 — зливний бачок

ня. Недоліками, що обмежують застосування АБС, є їх висока вартість і недостатня довговічність порівняно з іншими елементами гальмової системи.

8.7. НАВАНТАЖЕННЯ В ЕЛЕМЕНТАХ ГАЛЬМОВИХ СИСТЕМ. ВИДИ РУЙНУВАНЬ ОСНОВНИХ ДЕТАЛЕЙ

Параметрами, за якими оцінюють сукупність гальмових механізмів робочої гальмової системи і гальмові механізми зокрема, є питоме навантаження на гальмові накладки і питома робота тертя.

Питоме навантаження на гальмові накладки

$$p_{\text{нак}} = G_a / \Sigma F_{\text{нак}},$$

де $\Sigma F_{\text{нак}}$ — сумарна площа гальмових накладок робочої системи;
 G_a — вага автомобіля.

Середнє питоме навантаження, за статистичними даними, становить, Н/см²: для легкових автомобілів 10–20; для вантажних — 20–40; для автобусів — 25–40. Ці дані стосуються автомобілів із барабанными гальмовими механізмами. Для автомобілів із дисковими гальмовими механізмами питомі навантаження відповідно вищі.

Питома робота тертя

$$q_0 = A / \Sigma F_{\text{нак}},$$

де $A = m_a v^2 / 2$ — кінетична енергія автомобіля масою m_a за максимальної швидкості v початку гальмування та за припущення, що вона цілком поглинається гальмовими механізмами.

Середні значення питомої роботи: для легкових автомобілів 1–2 кДж/см² (більші значення — для дискових гальмових механізмів); для вантажних автомобілів і автобусів 0,6–0,8 кДж/см².

Від питомої роботи тертя залежать зношення і нагрівання елементів гальмового механізму: гальмового барабана (диска), гальмових накладок. Для зменшення цієї роботи потрібно збільшувати площу гальмових накладок і відповідно ширину гальмових барабанів та їх діаметр. Таке збільшення поверхні охолодження позитивно позначається на режимі гальмування. Однак це спричинює потребу збіль-

шення розміру коліс легкових автомобілів для забезпечення можливості розміщення гальмових барабанів збільшених розмірів.

Нагрівання гальмового барабана (диска) за одне гальмування

$$T = m'_a v^2 / 2m_б c,$$

де m'_a — маса автомобіля, що припадає на гальмуюче колесо; $m_б$ — маса барабана; c — питома теплоємність чавуну або сталі, $c = 500$ Дж/(кг·К).

Нагрівання барабана (диска) за одне гальмування не повинно перевищувати 20°C .

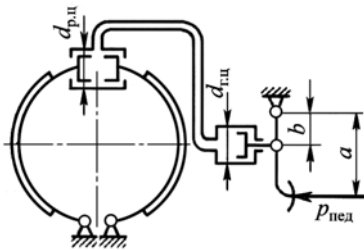


Рис. 8.25. Розрахункова схема гідроприводу

Гальмовий гідропривід (рис. 8.25). За робочих гальмувань тиск рідини в гальмовому приводі знаходиться у межах 4–6 МПа. У разі екстреного гальмування тиск рідини може зростати до 10 МПа, а в гідроприводі високого тиску — до 15 МПа і вище.

Зусилля на педалі можна обчислити, виходячи з максимального тиску в приводі:

$$P_{\text{пед}} = \pi d_{\text{г.ц.}}^2 p'_p / (4i_{\text{п.п.}} \eta_{\text{п.п.}}),$$

де p'_p — тиск рідини в приводі за екстреного гальмування; $d_{\text{г.ц.}}$ — діаметр головного циліндра; $i_{\text{п.п.}}$ — передатне число педального приводу ($i_{\text{п.п.}} = a/b$); $\eta_{\text{п.п.}}$ — коефіцієнт корисної дії приводу ($\eta_{\text{п.п.}} = 0,92 \dots 0,95$).

При цьому зусилля, створюване робочим циліндром на гальмові колодки

$$P = P' = P'' = p'_p \pi d_{\text{р.ц.}}^2 / 4,$$

де $d_{\text{р.ц.}}$ — діаметр робочого циліндра, $d_{\text{р.ц.}} = (0,9 \dots 1,2) d_{\text{г.ц.}}$.

Повний хід педалі має також включати запас ходу, що компенсує зношення накладок (до упору педалі в підлогу). Для легкових автомобілів повний хід педалі не повинен перевищувати 150 мм

(запас має становить 30 – 40 % повного); зусилля на гальмовій педалі $P_{\text{пед}} < 500 \text{ Н}$.

Гальмовий пневмопривід (рис. 8.26). Подача компресора пневмоприводу

$$Q = i\pi d^2 S_{\text{п}} n \eta_{\text{под}} / 4000,$$

де i — число циліндрів; d — діаметр циліндра, см; $S_{\text{п}}$ — хід поршня, см; n — частота обертання приводу компресора, хв^{-1} ; $\eta_{\text{под}}$ — коефіцієнт подачі, $\eta_{\text{под}} \approx 0,6$.

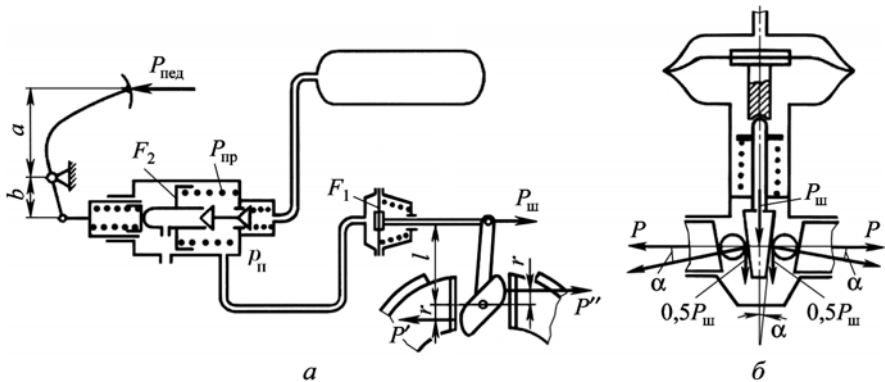


Рис. 8.26. Розрахункова схема пневмоприводу із кулачковим (а) та клиновим (б) розтискними пристроями

Об'єм ресиверів має у 20 – 25 разів перевищувати об'єм гальмових камер.

Зусилля на гальмовій педалі можна визначити за максимальним гальмовим моментом, що передається колесом. Розглянемо два пневмоприводи до гальмового механізму: із кулачковим і клиновим розтискними пристроями (див. рис. 8.26).

У першому випадку гальмовий механізм має однакові переміщення колодок та моменти, що передаються активною і пасивно колодками, а приводні сили різні: $P' \neq P''$.

Визначивши значення P' і P'' , можна знайти момент на валу розтискного кулака (без урахування тертя):

$$M_{\text{в}} = P'r + P''r = (P' + P'')r$$

(профіль кулака прийнято евольвентним; $r = \text{const}$).

Сила на штоку гальмової камери

$$P_{\text{ш}} = M_{\text{в}} / l.$$

Тиск повітря в порожнині гальмової камери

$$p_{\text{п}} = P_{\text{ш}} / F_1.$$

Сила, що діє на поршень гальмового крана,

$$P_{\text{пр}} = p_{\text{п}} F_2 + P_{\text{кр}}.$$

Сила на гальмовій педалі

$$P_{\text{пед}} = P_{\text{пр}} b / a.$$

У другому випадку гальмовий механізм має однакові приводні сили ($P = P' = P''$) до активної і пасивної колодок («плаваючий» клин, як у гальмових механізмів автомобіля КАЗ-4540).

Сила, що діє на шток клина,

$$P_{\text{ш}} = 2P = \text{tg } \alpha,$$

де α — половина кута при вершині клина (зазвичай $\alpha = 5 \dots 6^\circ$).

Подальший розрахунок виконують у такому самому порядку, як і в першому випадку.

Для вантажного автомобіля припустиме зусилля на гальмовій педалі $P_{\text{пед}} = 700$ Н, граничний хід гальмової педалі — 180 мм.

Нагрівання деталей гальмового механізму призводить до виходу його з ладу. У гальмовому механізмі насамперед зношуються гальмові барабани (диски) і гальмові накладки.

У гідравлічному і пневматичному гальмових приводах основними дефектами є: зношення і подряпини робочих поверхонь головного і гальмових циліндрів, штоків гальмових камер; руйнування гумових манжет; порушення герметичності трубопроводів, шлангів і арматури. Пружини гальмових камер, кранів керування тощо за тривалої експлуатації тракторів та автомобілів утрачають пружність.

8.8. ОСНОВНІ НЕСПРАВНОСТІ І ТЕХНІЧНЕ ОБСЛУГОВУВАННЯ

Безпека руху автомобілів і тракторів багато в чому залежить від справності гальм і вмілого користування ними.

Справність гальмової системи характеризується величиною гальмівного шляху, який для вантажних автомобілів із повною масою 3,5 – 12 т має бути не більшим за 18 м, а для автопоїздів на їхній базі — не більшим за 22 м.

Під час експлуатації машин слід дотримуватись герметичності гідравлічного і пневматичного гальмових приводів. Стоянкова гальмова система має утримувати вантажні автомобілі та автопоїзди у спорядженому стані на ухилі до 31 %.

У процесі експлуатації слід уникати частого і різкого гальмування, оскільки це призводить до прискореного зношування накладок гальмових колодок і гальмових барабанів.

Щоденно перед початком роботи перевіряють дію гальмової системи. Наприкінці роботи видаляють конденсат із балонів пневмосистеми, відкривши зливні крани.

Несправності гальмових систем (табл. 8.1), які усувають під час технічного обслуговування тракторів та автомобілів, спричиняють неповне, неоднорідне гальмування або неможливість розгальмування.

Таблиця 8.1. Несправності гальмових систем

Ознака несправності	Причина несправності	Спосіб усунення
<i>Неповне гальмування коліс (за натисненої педалі)</i>		
Автомобіль (трактор) повільно знижує швидкість або рухається без сповільнення	Негерметичність гідро- або пневмоприводу гальм Потрапляння повітря в систему гідроприводу Порушення регулювання гальмових механізмів Заоливлення гальмових колодок і барабанів Зношені накладки і барабани	Виявити витікання гальмової рідини або повітря в системі й усунути його Видалити повітря із системи Відрегулювати гальмові механізми Замінити несправний сальник. Промити колодки і барабани бензином. Зачистити сталеву щіткою фрикційні накладки колодок Замінити накладки колодок і барабан

Ознака несправності	Причина несправності	Спосіб усунення
<i>Неповне розгальмовування</i>		
Автомобіль (трактор) повільно набирає швидкість, гальмові барабани сильно нагріваються	Несправний гальмовий кран пневмоприводу Відсутній вільний хід педалі Засмічення отворів у головному гальмовому циліндрі гідроприводу гальм Поламани стяжні пружини колодок або обірвані накладки гальмових колодок Заклинювання поршнів у гідросистемі приводу гальм У вихідному положенні поршня головного гальмового циліндра не відкривається перепускний отвір	Замінити гальмовий кран Відрегулювати вільний хід Прочистити отвори мідним дротом Замінити зламані деталі Замінити колісні гальмові циліндри Прочистити перепускний отвір; відрегулювати вільний хід педалі
<i>Неоднакова дія гальм</i>		
Занос автомобіля (трактора) під час гальмування	Порушення регулювання гальмових механізмів і їхнього приводу Засмічення трубопроводів і шлангів Потрапляння повітря в гідравлічний привід гальм	Відрегулювати гальмові механізми та їх привід Продути трубопроводи і шланги стисненим повітрям Видалити повітря з приводу
<i>Відсутній чи недостатній тиск повітря в пневмоприводі</i>		
Світяться лампи першого і другого контурів (автомобілі КамАЗ), манометр не показує тиску	Витікання повітря з пневмосистеми Клапани компресора нещільно прилягають до своїх гнізд Зависли плунжери розвантажувального пристрою компресора	Виявити й усунути витікання повітря Притерти клапани Промити деталі розвантажувального пристрою

8.9. ТЕНДЕНЦІЇ ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ГАЛЬМОВИХ СИСТЕМ

Потреба вдосконалення існуючих і створення нових конструкцій гальмових систем тракторів та автомобілів зумовлена підвищенням швидкостей їх руху й експлуатацією в різних дорожніх умовах.

Якщо раніше швидкості руху тракторних транспортних агрегатів обмежувалися 25 і 30 км/год, то нині дорожнім законодавством багатьох європейських країн за руху дорогами загального призначення допускаються швидкості до 40 км/год.

Природно, що з підвищенням швидкості руху трактора зростають вимоги до забезпечення безпеки руху і відповідно посилюються вимоги до гальмової системи, оскільки гальмівний шлях трактора та енергія, що поглинається гальмами, за інших однакових умов зростають пропорційно квадрату швидкості. Так, у разі гальмування задніх коліс (найбільш поширений випадок) тракторів типу ЮМЗ і МТЗ з підвищенням максимальної транспортної швидкості, наприклад із 30 до 40 км/год, гальмівний шлях за екстреного гальмування зростає майже в 1,8 раза, а за підвищення швидкості з 25 до 40 км/год — у 2,55 раза. Такою самою мірою зростає і навантаженість гальм.

У разі гальмування усіх чотирьох коліс трактора (коли для створення гальмівної сили використовують усю зчіпну вагу трактора) гальмівний шлях на асфальтованому шосе скорочується приблизно в 1,9 раза порівняно з випадком гальмування тільки задніх коліс.

Отже, для скорочення гальмівного шляху за екстреного гальмування на більшості закордонних тракторів із переднім ведучим мостом гальма встановлюють на всіх чотирьох колесах і гальмування здійснюється, як правило, через карданний вал приводу переднього моста.

Передні колеса через карданний вал приводу переднього моста здебільшого гальмують за допомогою приводу керування гальмами задніх коліс. Однак такий спосіб неможливий за наявності в приводі переднього моста муфти вільного ходу (як це має місце, наприклад, у тракторах типу ЮМЗ і МТЗ) і потребує її примусового блокування, що за механічного приводу керування у разі екстреного гальмування здійснити практично нереально. Тому деякі фірми, зокрема «Massey-Fergusson», в останніх моделях своїх тракторів, у яких привід переднього моста вмикається за допомогою гідрокерованої фрикційної муфти, передбачили автоматичне її вмикання під час гальмування трактора, коли швидкість руху перевищує 16 км/год, що забезпечує повне використання зчіпної ваги трактора за екстреного гальмування на транспортних швидкостях. Привід вмикає і вимикає мікропроцесор.

Гальмові системи автомобілів удосконалюють в основному в напрямі розробки нових конструкцій регуляторів гальмових сил та антиблокувальних систем. При цьому здійснюється незалежне керування колісними гальмами із забезпеченням швидкого гальмування і динамічної стабілізації курсу автомобіля.

Контрольні запитання і завдання

1. Для чого призначені гальмові системи? Які вимоги ставлять до них та як їх класифікують? 2. Перелічіть типи гальмових механізмів та поясніть принцип їх роботи. 3. Проаналізуйте, як розміщення колодок і розтискного механізму в барабанному гальмі впливає на ефективність гальмування та рівномірність зношення фрикційних накладок. 4. З яких основних деталей складається барабанний гальмовий механізм автомобіля КамАЗ-5320? Як вони взаємодіють під час гальмування? 5. Як автоматично забезпечується зазор у гальмовому механізмі? 6. Які переваги мають дискові гальмові механізми порівняно зі шківними і барабанними? Як вони побудовані і як працюють? 7. Яку будову має гідравлічний привід гальм? Як передається зусилля від педалі до гальмового механізму за наявності в системі гідровакуумного підсилювача? 8. З яких основних агрегатів складається пневматичний привід гальм? Як забезпечується пропорційність тиску повітря в гальмових камерах від зусилля на педалі? 9. Поясніть, як саме регулятор гальмових сил обмежує гальмові сили на задніх колесах. 10. Проаналізуйте несправності, які можуть виникнути в гальмових системах. Як їх визначити та усунути?

III

† I,, I Š † Š.
> ”†”,, Ÿ C Š

9

НЕСІВНІ СИСТЕМИ

9.1. ПРИЗНАЧЕННЯ, ВИМОГИ, КЛАСИФІКАЦІЯ

Остов — основа машини, на якій закріплені двигун, агрегати трансмісії, системи керування, ходова частина і кузов. Він повинен мати достатню жорсткість, щоб під дією інерційних і реактивних навантажень відносно розміщення укріплених на ньому механізмів залишалося незмінним, а деформації кузова були мінімальними.

Конструкція несівної системи має забезпечувати:

- стабільне взаємне положення механізмів автомобіля і трактора;
- добру технологічність — виробничу і ремонтну;
- задані міцність і надійність за мінімальної маси;
- у разі прогинів і закручування елементів рами не повинні порушуватись кінематична узгодженість механізмів та їх роботоздатність, що визначається жорсткістю рами і конструкцією кріплення механізмів;
- мінімальні витрати на поточний ремонт і достатню довговічність, що перевищує довговічність механізмів автомобіля і трактора.

9.2. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ НЕСІВНИХ СИСТЕМ

Рама тракторів та автомобілів. Остов тракторів буває рамний і напіврамний. Рамний остов складається з двох поздовжніх балок (лонжеронів) 4 (рис. 9.1, а), зварених між собою поперечними брусами 7 і 8 із цапфами 12 для встановлення кареток підвіски з опорними котками. У передній частині рами розміщені опори 13 колінчастої осі напрямного колеса, у середній частині — кронштейни 10 опор натяжного пристрою. Передня опора двигуна через кронштейни 5 прикріплена до передньої осі 2 рами, де встановлено також масивний литий вантаж 1. До поздовжніх балок у середній і задній частинах приварено кронштейни 11 для встановлення і закріплення підтримувальних роликів, а також накладки 6 для кріплення задніх опор двигуна. Верхні вушка задніх кронштейнів 9 слугують для кріплення начіпного механізму до рами трактора.

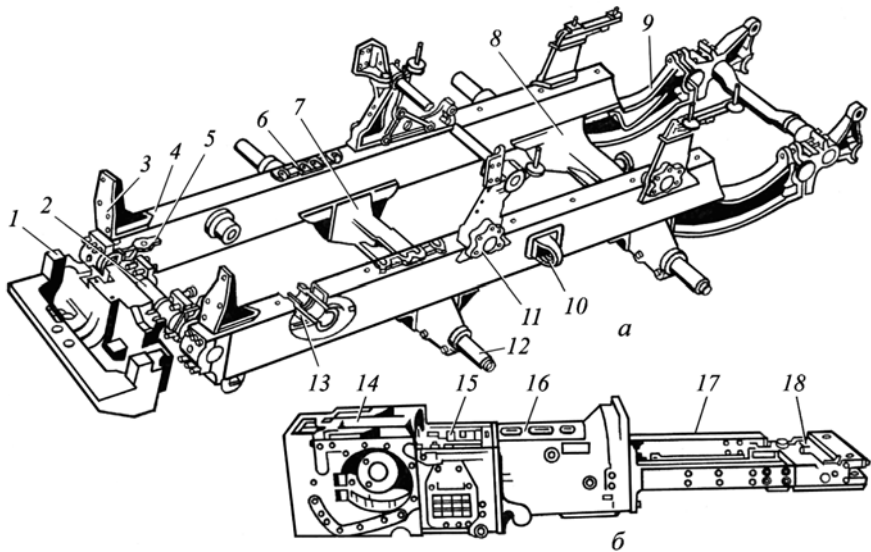


Рис. 9.1. Рамний (а) і напіврамний (б) остови гусеничного трактора:

1 — балансирний вантаж; 2 — передня вісь; 3 — кронштейн кріплення радіатора і переднього навішування сільськогосподарських машин; 4 — поздовжня балка рами; 5 — кронштейн кріплення передньої опори двигуна; 6 — накладка для кріплення задньої опори двигуна; 7, 8 — передній і задній поперечні бруси; 9 — задній кронштейн; 10 — кронштейн опори натяжного пристрою; 11 — кронштейн кріплення підтримувального ролика; 12 — цапфа каретки; 13 — опора осі напрямного колеса; 14 — корпус механізмів заднього моста; 15 — корпус коробки передач; 16 — корпус зчеплення; 17 — поздовжні бруси; 18 — передній брус

Напіврамний остов гусеничного трактора утворюють жорстко скріплені між собою корпуси (див. рис. 9.1, б) заднього моста 14, коробки передач 15, зчеплення 16, напіврами, що складається з двох поздовжніх брусів 17 і приєднаного до їхніх кінців переднього бруса 18.

Рама тракторів типу Т-150К і ХТЗ-170 (рис. 9.2) швелерна, складається з двох частин — передньої і задньої, з'єднаних між собою вертикальним і горизонтальним шарнірами. Навколо осі 2 вертикального шарніра у разі повороту трактора відбувається взаємний поворот напіврами на 30° вправо і вліво у горизонтальній площині. Навколо труби 10 горизонтального шарніра напіврами можуть обертатися у вертикальній площині на 15° вгору і вниз.

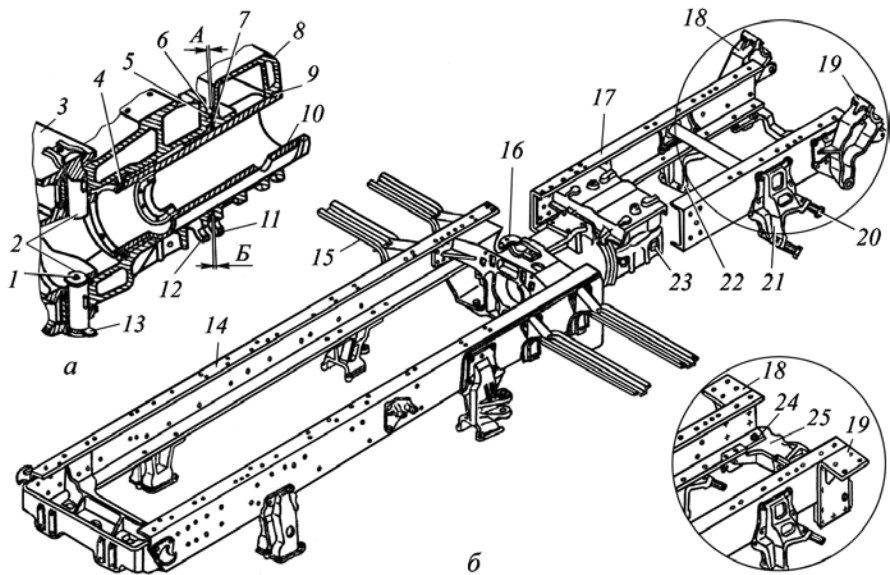


Рис. 9.2. Рама тракторів типу Т-150К і ХТЗ-170:

A, B — зазори; *a* — подвійний шарнір рами; *б* — відмінні вузли рами Т-158; 1 — маслянка; 2 — вісь; 3 — передня опора шарніра; 4, 5 — сальник; 6 — хомут; 7 — проставне кільце; 8 — задня опора шарніра; 9 — півкільце; 10 — труба; 11 — задній бугель опори шарніра; 12 — корпус шарніра; 13 — стопор; 14 — передня частина рами; 15 — кронштейн гідробака; 16 — кронштейн тяги зворотного зв'язку; 17 — задня частина рами; 18 — правий кронштейн; 19 — лівий кронштейн; 20 — болт; 21, 22 — кронштейни заднього моста (лівий і правий); 23 — гайка; 24 — коса шайба; 25 — задня балка рами

Для блокування шарнірів рами в корпусі 12, бугелі 11 горизонтального шарніра, кронштейні 16 тяги зворотного зв'язку і нижній полиці правого переднього лонжерона зроблено отвори діаметром 34 мм.

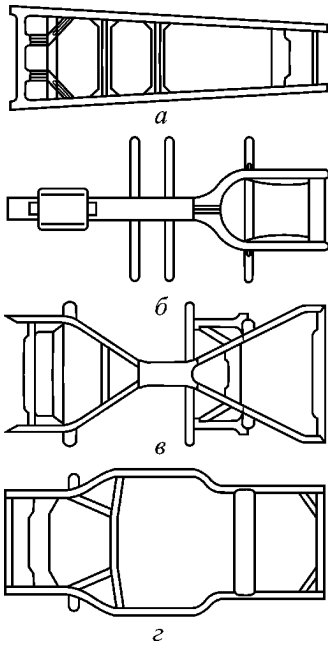


Рис. 9.3. Рами легкових автомобілів:

a — східчаста; *b* — каркасна;
в — Х-подібна; *г* — периферійна

Остовом автомобіля може бути кузов (як правило, у легкових) або рама. Рами за будовою поділяють на східчасті, каркасні, Х-подібні і периферійні (рис. 9.3).

Східчаста рама (див. рис. 9.3, *a*) складається з двох паралельних лонжеронів, з'єднаних між собою кількома поперечками. Для зменшення висоти підлоги в потрібних місцях висоту лонжеронів і поперечок зменшують, а ширину збільшують. За східчастої рами висота рівня підлоги над поверхнею дороги не буде мінімальною, тунель матиме дуже невеликі висоту і ширину, а виступні пороги можуть бути відсутніми.

Каркасна рама (див. рис. 9.3, *б*) має ще більшу жорсткість на крутіння. Карданний вал при цьому розміщується всередині каркасної труби, що забезпечує компактність конструкції.

Х-подібна рама (див. рис. 9.3, *в*) — це коротка труба, що лежить у площині симетрії автомобіля і переходить

спереду і ззаду у вилки, які слугують спереду для розміщення силового агрегату, а ззаду — заднього моста. Карданний вал проходить у середині трубчастої частини рами. Кінці передньої і задньої вилки з'єднані кількома поперечками, які використовують для встановлення передньої і задньої підвісок. Трубчаста частина рами розміщена в зоні ніг пасажирів, які сидять на задньому сидінні, і не перешкоджає зниженню рівня підлоги з боків від неї. За Х-подібної рами ширина і висота тунелю великі, а ширина виступних порогів відносно невелика, хоча за вимогами безпеки у разі можливих дорожніх пригод потрібно забезпечити відповідні жорсткість і міцність порогів.

Периферійна рама автомобіля (див. рис. 9.3, *з*) у середній частині розширена, а по кінцях звужена; відстань спереду між лонжеронами визначається колією і максимальним кутом повороту передніх коліс, а ззаду — колією задніх коліс. Лонжерони з'єднані кількома поперечками. Передні «плечі» лонжеронів розміщені спереду похилої частини підлоги, у зоні перегородки моторного відсіку, а задні — під підставкою заднього сидіння. «Плечі» можуть бути виготовлені з окремих деталей, з'єднаних зварюванням з передніми, середніми і задніми частинами лонжеронів, або бути відштамповані як одне ціле із лонжеронами. Периферійна рама, як і інші типи рам легкових автомобілів, має вигини в зонах передніх і задніх коліс, для забезпечення переміщення нижніх важелів передньої і задньої незалежних підвісок чи нерозрізної балки заднього моста. За периферійної рами ширина і висота тунелю для карданного вала і труб системи випуску газів мінімальні, однак ширина порогів більша, ніж у рамах інших типів.

На вантажних автомобілях майже виключно застосовують рами східчастого типу (рис. 9.4). Рама автомобілів типу КамАЗ (рис. 9.5) штампована, клепана, складається з двох лонжеронів, з'єднаних поперечками. Для встановлення силового агрегата рама в передній частині розширена.

Лонжерони 3 і 20 швелерного профілю виготовлені з листової сталі і з'єднані між собою сімома поперечками. Висота і профіль лонжеронів по довжині несталі, найбільший перетин між другою і п'ятою поперечками, а до кінців лонжерона він зменшується. Передні кінці лонжеронів опущені вниз, а нижня полиця лонжеронів, крім того, має спеціальний вигин, що забезпечує зручніше розміщення передньої підвіски. До передніх кінців лонжеронів приклепані кронштейни кріплення переднього буфера 1.

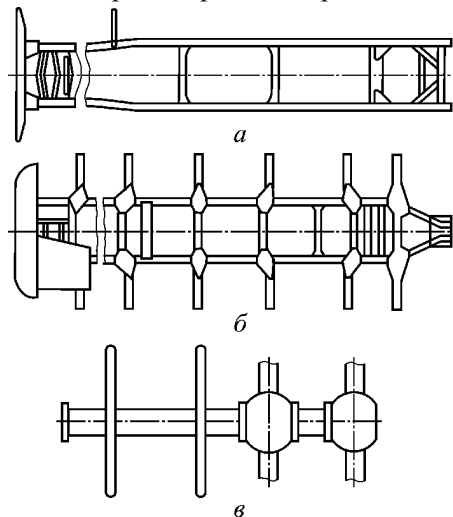


Рис. 9.4. Рами вантажних автомобілів і автобусів:
a — східчаста; *б* — об'єднана східчаста;
в — каркасна

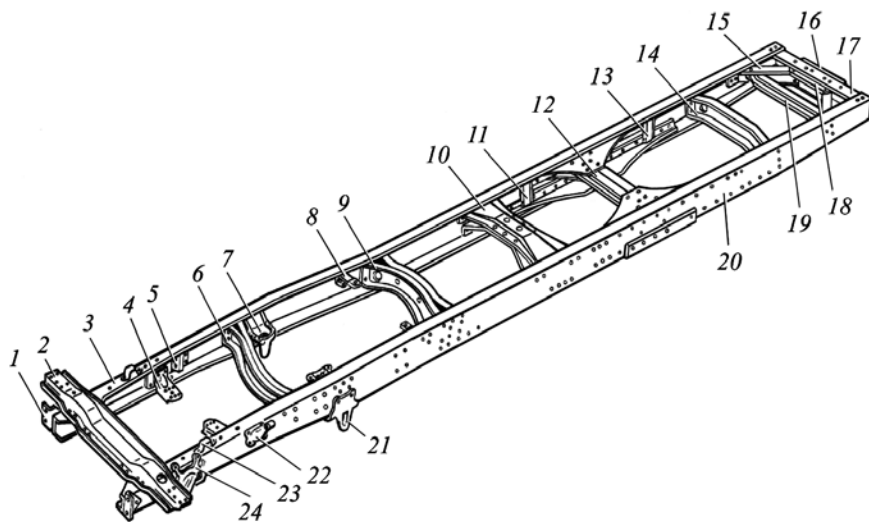


Рис. 9.5. Рама автомобіля КамАЗ-5320:

1 — кронштейн кріплення переднього буфера; 2, 10, 14 — відповідно перша, четверта і шоста поперечки; 3, 20 — правий і лівий лонжерони; 4, 7 — кронштейни передньої і задньої опор двигуна; 5, 11, 13 — підсилювальні вставки лонжерона відповідно переднього, проміжного і заднього моста; 6 — дві половини другої поперечки; 8 — кронштейн кріплення підтримувальної опори силового агрегата; 9 — дві половини третьої поперечки; 12 — дві половини п'ятої поперечки з підсилювальними косинками; 15 — розкіс задньої поперечки; 16 — накладка; 17 — задня поперечка; 18 — косинка розкошу; 19 — стяжка розкошу задньої поперечки; 21 — задній кронштейн передньої підвіски; 22 — кронштейн кріплення верхнього вушка амортизатора; 23 — кронштейн кріплення радіатора системи охолодження; 24 — передній кронштейн підвіски

Усі поперечки рами штамповані, елементи їхнього кріплення і підсилення, за винятком п'ятої і задньої поперечок, виготовлені зі сталі 20.

Для запобігання прогину нижніх полиць лонжеронів при «пробоях» підвіски в зоні встановлення передньої осі, середнього і заднього мостів усередині лонжеронів передбачено додаткові вставки 5, 11 і 13.

Права і ліва вставки лонжеронів передньої осі взаємозамінні між собою, а вставки середнього і заднього мостів — між собою.

Перша поперечка спеціального профілю призначена для з'єднання лонжеронів і встановлення передніх опор кабіни. Вона розміщена в передній частині лонжеронів і приклепана до їхніх верхніх горизонтальних полиць.

Друга поперечка встановлена в зоні кріплення заднього кронштейна передньої підвіски і складається з двох половин *б*, скріплених між собою. Обидві половини однакові. Зібрану поперечку кріплять до вертикальних полиць лонжеронів на чотирьох заклепках до кожного. Конфігурація поперечки виконана так, щоб забезпечити вільне встановлення силового агрегата.

Третя поперечка встановлена в місці початку розширення рами, складається з двох половин *9* швелерного перетину, з'єднаних між собою. Обидві половини однакові за конструкцією.

Четверта поперечка складається з поперечки *10* і підсилювача, розміщеного знизу. Поперечка і підсилювач у середній частині мають коробчастий перетин. Конфігурація поперечок підібрана так, щоб забезпечити вільне переміщення у вертикальній площині карданного вала середнього моста.

П'ята поперечка з'єднує лонжерони у зоні встановлення балансирної підвіски. Вона багатоелементна і складається з передньої і задньої поперечок *12*, проставок лонжеронів і середньої косинки.

Шоста поперечка *14* виконана зі швелерного профілю і трьома заклепками з кожного боку приклепана до вертикальних стінок лонжеронів.

Задня, або замикаюча, поперечка *17* встановлена у задній частині лонжеронів. Для підсилення до її верхньої і нижньої полиць приклепані розкоси *15* швелерного типу.

У задній поперечці передбачено отвір для встановлення тягово-зчіпного пристрою (рис. 9.6). Тягово-зчіпний пристрій із двосторонньою амортизацією призначений для забезпечення буксирування причепів і сприйняття динамічних ударів і поштовхів, що виникають при цьому. Для запобігання самовільному розчепленню з причепом гак обладнаний запобіжним замком і накидною заскочкою.

Для буксирування напівпричепів випускають сидельні автомобілі-тягачі, на яких немає платформи — кузова. На укороченій рамі автомобіля-тягача змонтований напівавтоматичний опорно-зчіпний пристрій, за допомогою якого виконують зчеплення автомобіля-тягача з напівпричепом, який обладнаний відповідним шворнем.

Опорно-зчіпний пристрій сидельного тягача має забезпечувати надійне зчеплення. Для взаємного переміщення автомобіля-тягача і напівпричепа в опорно-зчіпному пристрої передбачено дві осі коливання: в поздовжній і поперечній площинах.

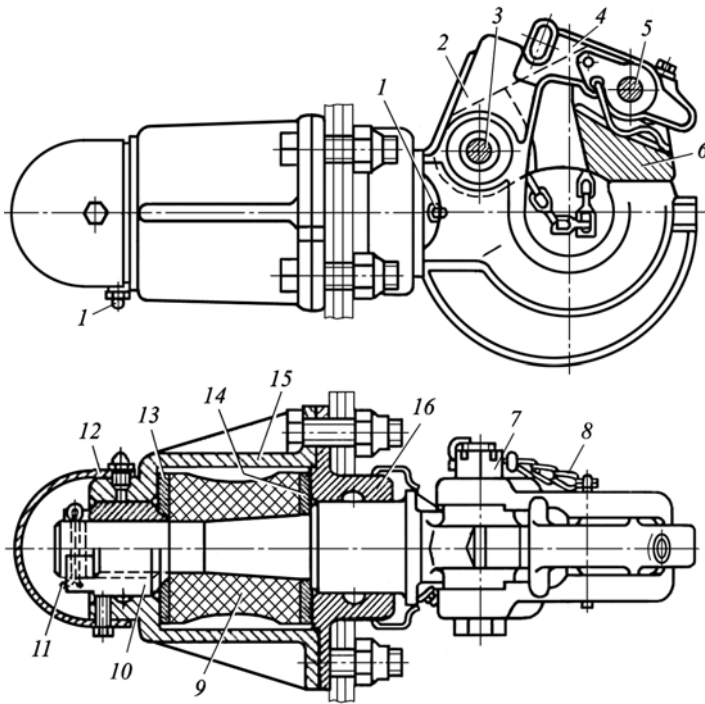


Рис. 9.6. Тягово-зчіпний пристрій типу гак — петля:

*1 — маслянки; 2 — гак із стрижнем; 3 — вісь заскочки гака; 4 — собачка за-
 заскочки гака; 5 — вісь собачки; 6 — заскочка; 7 — гайка; 8 — ланцюг шплінта
 заскочки гака; 9 — пружний буфер; 10 — гайка стрижня гака; 11 — шплінт;
 12 — захисний ковпак; 13, 14 — шайби; 15 — корпус; 16 — кришка корпусу*

На рамі автомобіля-тягача стрем'янками 1 жорстко укріплена плита 2 (рис. 9.7). На плиті встановлено два кронштейни 3, що слугують опорою для цапф балансира 4. В центральній частині балансира на осі 16 встановлене сидло 6, що є плитою, до якої приварені кронштейни 12. На кронштейнах закріплені обмежники 7 бічного нахилу сидла.

Пружина 25 нахилає сидло у вільному стані назад, притискаючи його до полозів 8, встановлених на кінці рами автомобіля-тягача. У поздовжній площині сидло може нахилитись вперед чи назад до 15° . Кут нахилу сидла в поперечній площині регулюється обмежниками 7 бічного нахилу і може досягати 8° у кожен бік.

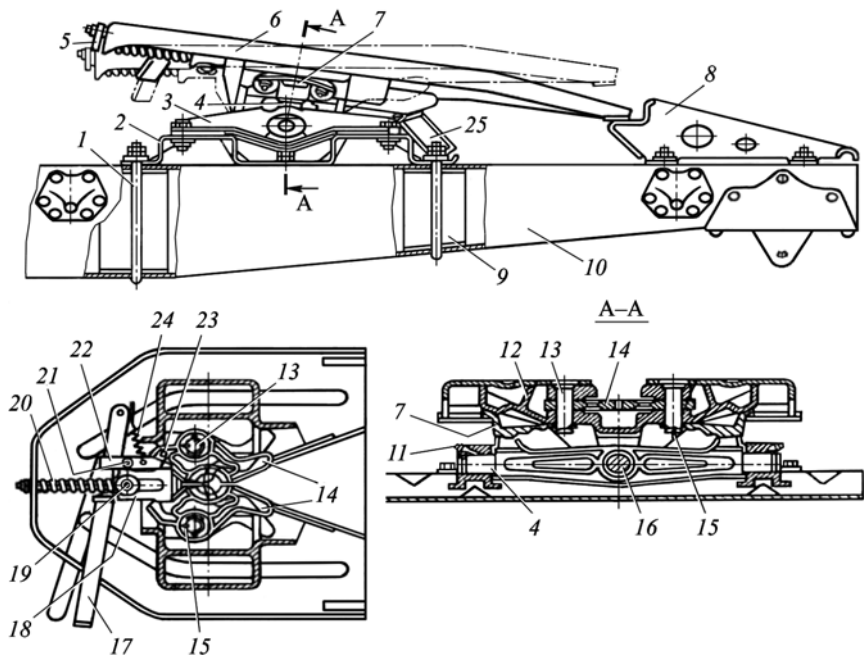


Рис. 9.7. Опорно-зчпний пристрій сидельного тягача:

1 — стрем'янка; 2 — плита; 3 — кронштейн; 4 — балансир сидла; 5 — запобіжна планка; 6 — сидло; 7 — обмежник; 8 — полози; 9 — розпiрка поздовжньої балки; 10 — рама автомобiля тягача; 11, 15 — маслянки; 12 — кронштейн сидла; 13 — вiсь захоплювача; 14 — захоплювач; 16 — вiсь сидла; 17 — важиль; 18 — запiрний кулак; 19 — вiсь кулака; 20 — пружина кулака; 21 — вiсь заскочки; 22 — заскочка; 23 — штифт; 24 — пружина заскочки; 25 — пружина сидла

Опорно-зчпний пристрій обладнаний замком, що забезпечує напiвавтоматичне зчеплення i розчеплення автомобiля-тягача i напiвпричепа. Два захоплювачi 14 замка вiльно повертаються на осях 13.

Мiж переднiми виступами захоплювачiв розмiщений на напрямнiй осi 19 запiрний кулак 18 зi штоком. Пружина 20, встановлена на шток, притискає запiрний кулак до захоплювачiв. Хiд штока запiрного кулака пiд час транспортування напiвпричепа обмежують запобiжною планкою 5. Для перемiщення запiрного кулака при розчепленнi слугує важиль 17.

Пiд час транспортування напiвпричепа кулак замикає захоплювачi, а при розчепленнi — вiдкриває їх. Для того щоб вiдкрити захоплювачi,

чі, запірний кулак відводять важелем 17 у переднє положення, в якому він фіксується заскочкою 22. При розчепленні шворінь, установлений на напівпричепі, розсовує захоплювачі. Заскочка 22 повертається на власній осі і звільняє запірний кулак, який зусиллям стисненої пружини 20 переміщується в напрямку до осі сідла і замикає захоплювачі.

Випадковому розчепленню запобігає запобіжна планка 5, яку установлюють після зчеплення навпроти штока запірного кулака.

Кузови легкових автомобілів мають відповідати не тільки естетичним вимогам, а й вимогам аеродинаміки, оскільки під час руху легкового автомобіля з великою швидкістю значна частина потужності його двигуна витрачається на додання опору повітря. Щоб зменшити опір, кузову треба надати обтічної форми.

Кузов легкового автомобіля виконує дві функції: створює закритий простір для розміщення водія, пасажирів і багажу і цілком або частково, за наявності рами, слугує несівною системою автомобіля.

Кузов можна представити як одиницю, зібрану з двох частин: верхньої, або власне кузова, що утворює корисний простір, і нижньої — основи, що включає панель підлоги і разом з порогами, підсилювачами і рамою (за її наявності) створює базу для кріплення силового агрегата і ходової частини. Сполучення верхньої і нижньої частин кузова може бути нерозбірним (зварювання або використання заклепок) чи розбірним (скріплення болтами).

Верхня частина кузова в основному складається з каркаса і лицювальних панелей. Залежно від використання лицювальних панелей як несівних елементів кузова поділяють на каркасні, скелетні й оболонкові.

Каркасні кузови — це каркас зі стрижнів закритого коробчастого або відкритого профілю, до яких прикріплені лицювальні панелі з легкого сплаву чи пластмаси.

Скелетні кузови є подальшим розвитком каркасних. У кузовах, виконаних за скелетною схемою, навантаження передаються зовнішньою оболонкою і каркасом зі стрижнів закритого чи відкритого профілю. Скелетна схема не допускає застосування різних матеріалів для каркаса чи оболонки.

Оболонкові кузови (рис. 9.8) складаються із зовнішньої і внутрішньої оболонки, з'єднаних так, щоб вони по можливості працювали спільно. Такий кузов виконують переважно з великих виштам-

пуваних панелей малої кривизни і з відповідними фланцями, що дають змогу зварюванням утворювати замкнені силові системи.

Комфортабельні легкові автомобілі з двигунами великої потужності зазвичай мають рамну конструкцію.

Для водія автомобіля велике значення має добрий огляд дороги. В безпосередній близькості від автомобіля цьому сприяє низько спущений капот двигуна. Для захисту пасажирів і водія від дії пилу, вологи, низьких і високих температур кузов має бути герметичним. З цією метою застосовують спеціальну ізоляцію та ущільнювачі.

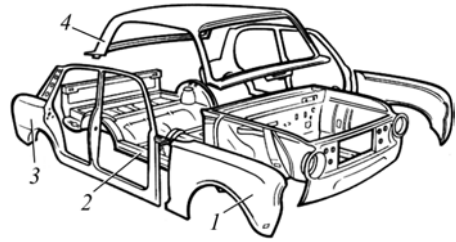


Рис. 9.8. Кузов легкового автомобіля:
1 — передні крила; 2 — підлога (днище);
3 — боковина; 4 — дах

9.3. НАВАНТАЖЕННЯ, ЩО ДІЮТЬ НА НЕСІВНУ СИСТЕМУ

Навантаження, які прикладаються за повільного руху автомобіля до його несівної системи від осей передніх і задніх коліс, складаються з навантажень нерухомого автомобіля, що стоїть на горизонтальній рівній ділянці шляху, і додаткових навантажень, що виникають під час підймання одного з коліс на нерівностях шляху (рис. 9.9).

Якщо центр маси автомобіля лежить у площині симетрії (див. рис. 9.9, а), то навантаження на передні і задні колеса правого і лівого боку будуть однаковими:

$$R_{п.п} = R_{п.л} = 0,5m_a q(b/L);$$

$$R_{з.п} = R_{з.л} = 0,5m_a q(a/L),$$

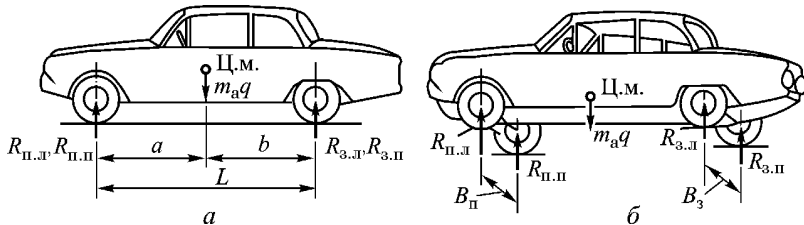


Рис. 9.9. До визначення навантажень, що діють на несівну систему автомобіля на рівній горизонтальній ділянці шляху (а) та в разі підймання одного з коліс на нерівності шляху (б)

де m_a — маса автомобіля; a і b — відстані від центра маси автомобіля відповідно до осей передніх і задніх коліс; L — база автомобіля.

На горизонтальній ділянці шляху несівна система навантажується симетричними зусиллями, що спричинюють вигин рами.

У разі підймання одного з коліс, наприклад переднього лівого, внаслідок наїзду автомобіля на нерівність, воно дістане додаткове навантаження. Це зумовить зменшення навантаження на праве переднє колесо. При цьому на навантаження, що діє на колеса автомобіля, який стоїть на горизонтальній і рівній ділянці, накладатиметься крутий момент відносно поздовжньої осі автомобіля.

Кузов піддається вигину і крутінню: симетричне навантаження зумовлює вигин, кососиметричне — крутіння у вертикальній і горизонтальній площинах. Статичне навантаження, помножене на прискорення, визначає динамічне навантаження, так само як в при навантаженні рами.

На несівну систему трактора найбільші навантаження діють під час його повороту з причепом або плугом, підйнятим у транспортне положення. На раму у вертикальній площині діють сили, прикладені до кронштейнів начіпної системи і з'єднань із колесами трактора, сили опору кочення і ковзання коліс. Під час повороту трактора на раму діють сили тяги коліс, неоднакові з обох боків трактора.

9.4. ОСНОВНІ НЕСПРАВНОСТІ І ТЕХНІЧНЕ ОБСЛУГОВУВАННЯ

Основні несправності (табл. 9.1) несівної системи (руйнування лонжеронів рам, ослаблення заклепувальних з'єднань і т.д.) зумовлені в основному порушенням правил експлуатації тракторів та автомобілів і згинальними моментами рами за руху по нерівностях.

Таблиця 9.1. Несправності рами

Ознака несправності	Причина несправності	Спосіб усунення
<i>Ослаблення заклепувальних з'єднань</i>		
Люфти у з'єднаннях деталей	Порушення правил експлуатації	Замінити заклепки на болти з гайками і пружинними шайбами
<i>Тріщини в лонжеронах і поперечках</i>		
Виявлення під час зовнішнього огляду	Порушення правил експлуатації, приховані заводські дефекти	Заварити тріщину. Після заварювання тріщини з внутрішнього боку лонжерона чи поперечок приварити металеву смужку завтовшки 6–7 мм

Ознака несправності	Причина несправності	Спосіб усунення
<i>Погнутість лонжеронів чи поперечок</i>		
Відхилення від заданого напрямку руху автомобіля чи трактора	Порушення правил експлуатації	Усунути виправленням у холодному стані
<i>Зношення з'їва гака</i>		
Удари під час розгону і гальмування автомобіля чи трактора з причепом	Експлуатаційне зношення	У разі зношення понад 5 мм гак варто замінити

Догляд за рамою полягає в періодичній перевірці стану заклепувальних з'єднань і відсутності тріщин у полицях лонжеронів і поперечок. Стан заклепувальних з'єднань перевіряють простукуванням молотком. Ослаблені чи зрізані заклепки потрібно замінити на болти і гайки з пружинними шайбами.

Тягово-зчіпний пристрій слід змащувати відповідно до карти мащення і стежити за відсутністю поздовжнього люфту. В разі виявлення люфту варто поміняти місцями опорні шайби гумового буфера. Якщо це не усуває люфт, під один із торців гумового буфера слід покласти прокладку. За повної втрати пружності чи зношення гумового буфера його потрібно замінити.

Експлуатація автомобіля з причепом зі збільшеним люфтом у тягово-буксирному пристрої не допускається, оскільки це може призвести до поломок поперечок та елементів їх кріплення.

Для підвищення корозійної стійкості кузова у замкнених коробчастих порожнинах порогів, лонжеронів, поперечок та в інших елементах основи кузова наносять спеціальну антикорозійну композицію. В процесі експлуатації рекомендується відновлювати захисне покриття прихованих порожнин кузова на станції технічного обслуговування упродовж першого року експлуатації і далі періодично один раз на два роки.

У процесі експлуатації автомобіля покриття на днищі кузова зазнає впливу гравію, піску, солі, внаслідок чого щільність покриття порушується й оголений метал піддається корозії. Тому необхідно регулярно стежити за станом покриття днища і вчасно відновлювати пошкоджені ділянки.

9.5. ТЕНДЕНЦІЇ ВДОСКОНАЛЕННЯ НЕСІВНИХ СИСТЕМ

Несівні системи тракторів та автомобілів є основою машини, на них кріпляться двигун, агрегати трансмісії, системи керування, ходова частина та ін. Вони зазнають значних навантажень, і в процесі їх експлуатації можуть виникати небажані деформації, що значно знижують ресурс трактора чи автомобіля. Тому перспективні несівні системи створюють такими, щоб за мінімальної маси та заданих міцності і надійності вони забезпечували стабільне взаємне положення механізмів і агрегатів трактора чи автомобіля, мали добру технологічність у процесі виробництва й ремонту. При цьому довговічність несівних систем має перевищувати довговічність інших механізмів.

Контрольні запитання і завдання

1. Яке призначення несівної системи? Які вимоги до неї ставлять? **2.** Яку конструкцію можуть мати рами автомобілів? **3.** Від чого залежать навантаження, що діють на несівну систему автомобіля? **4.** Для чого призначені тягово-зчпний та опорно-зчпний пристрої? Яка їх будова? **5.** В чому полягає особливість будови кузовів легкових автомобілів: каркасного, скелетного, оболонкового? **6.** Які операції технічного обслуговування слід проводити для несівної системи? **7.** Які несправності можуть виникнути під час експлуатації несівної системи? Як їх визначити та усунути?



ПІДВІСКА

10.1. ПРИЗНАЧЕННЯ, ВИМОГИ, КЛАСИФІКАЦІЯ

Підвіскою називають сукупність пристроїв, що забезпечують пружний зв'язок між несівною системою і мостами або колесами автомобіля (трактора), зменшення динамічних навантажень на несівну систему і колеса, гасіння їхніх коливань, а також регулювання положення кузова автомобіля під час руху.

До підвіски ставлять такі вимоги:

- забезпечення плавності ходу;
- забезпечення руху по нерівних дорогах без ударів об обмежник;
- обмеження поперечного крену;
- кінематичне узгодження переміщень напрямних коліс, що виключає їх коливання відносно осі повороту;
- забезпечення гасіння коливань кузова і коліс;
- сталість колії, кутів нахилу коліс і положення осі їх повороту;
- надійна передача від коліс до кузова поздовжніх і поперечних сил;
- зниження маси невіднесених частин;
- забезпечення мінімальних розмірів і маси, простота будови й обслуговування, технологічність, ремонтпридатність, низький рівень шуму.

Підвіски колісних тракторів та автомобілів класифікують за такими ознаками:

- типом характеристики — сталої чи змінної жорсткості;
- типом напрямних пристроїв — незалежна і залежна, автономна або залежна балансірна;
- типом пружного елемента — металева ресорна, пружинна, торсійна, комбінована; неметалева пневматична, гідропневматична, гума, комбінована;
- наявністю шворня — шворнева і безшворнева;
- способом передачі сил і моментів — ресорна, штангова, одно- чи двоважільна;

- типом гасильного елемента (амортизатора) — із важільним механічним чи гідравлічним, із телескопічним одно- або двотрубним амортизатором (гідравлічним, механічним).

Підвіски гусеничних тракторів класифікують за такими ознаками:

- характером кінематичних зв'язків між котками і рамою (остовом) — жорсткі, напівжорсткі і пружні (еластичні);
- типом пружних елементів (ресор) — із гвинтовими пружинами, торсійні, пневматичні, пневмогідравлічні і листові ресори;
- характеристикою — з лінійною і нелінійною (пневматичною і пневмогідравлічною) характеристиками.

У разі *жорсткої підвіски* гусеничного трактора всі осі опорних коліс прикріплені до остова (рами) і не можуть переміщуватись одна відносно одної. Останнім часом такі підвіски для мобільних машин практично не застосовують.

Напівжорстка підвіска в деяких межах забезпечує переміщення візків гусеничного рушія відносно остова. Візки правого і лівого бортів гусеничного трактора в передній частині з'єднані між собою і з остовом пружним елементом, а в задній частині шарнірно прикріплені до остова. Задні ведучі зірочки трактора за напівжорсткої підвіски не підресорені.

Еластична (пружна) підвіска дає змогу переміщуватися кожному опорному котку відносно остова або одного відносно інших. Підвіска складається з комбінації жорстких кінематичних ланок (напрямних пристроїв), пружних і демпфірувальних елементів, наприклад амортизаторів.

Незалежні підвіски застосовують для легкових автомобілів і вантажних автомобілів високої прохідності; *залежні автономні* — для двохосових вантажних автомобілів і автобусів, рідко — для легкових автомобілів, а *залежні балансирні* — для підресорювання двох близько розміщених мостів, наприклад на тривісних автомобілях. Вертикальне переміщення кузова за балансирної підвіски вдвічі менше, ніж за автономної.

Тип пружного елемента визначається конструктивною схемою, вимогами компактності і зниження маси. Неметалеві пружні елементи забезпечують добру плавність ходу, але дорожчі за металеві. В разі встановлення пневматичних і гідропневматичних підвісок можна регулювати висоту підлоги або дорожнього просвіту. Комбіновані пружні елементи складаються з основного і додаткового для коригування пружної характеристики (наприклад, листові ресори і пружини, гумові чи пневматичні додаткові елементи).

10.2. КІНЕМАТИЧНІ СХЕМИ ПІДВІСОК

Компонування автомобіля і трактора, параметри плавності ходу, стійкості і керованості значною мірою залежать від схеми підвіски.

Характерні схеми підвісок автомобіля наведено на рис. 10.1. Залежна (див. рис. 10.1, *а*) і одноважільна незалежна (див. рис. 10.1, *б*) підвіски різняться тим, що вертикальне переміщення колеса супроводжується зміною кута λ , що спричинює гіроскопічний ефект, який збуджує коливання колеса відносно шворня.

У двоважільній підвісці з важелями однакової довжини — паралелограмній (див. рис. 10.1, *в*) кутове переміщення відсутнє, але значне поперечне переміщення Δl колеса, що призводить до швидкого зношення шин і зменшення бічної стійкості.

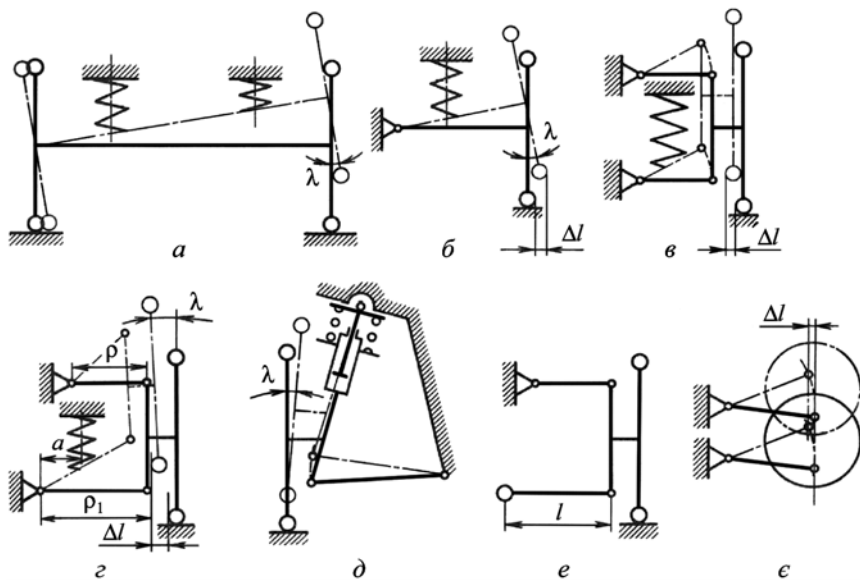


Рис. 10.1. Кінематичні схеми підвісок автомобілів:

а — залежної; *б* — одноважільної незалежної; *в* — двоважільної незалежної з важелями однакової довжини; *г* — двоважільної незалежної з важелями різної довжини; *д* — незалежної важільно-телескопічної; *е* — незалежної двоважільної з торсіоном; *є* — незалежної з поздовжнім коливанням

У двоважільній підвісці з важелями різної довжини (див. рис. 10.1, *г*) за $\lambda = 5 \dots 6$ і $\rho/\rho_1 = 0,55 \dots 0,65$ гіроскопічний момент гаситься моментом сил тертя в системі, а поперечне переміщення $\Delta l = 4 \dots 5$ мм компенсується пружністю шин.

Важільно-телескопічна підвіска передніх коліс легкових автомобілів — незалежна типу «коливна свічка», або за йменням її винахідника — «Мак-Ферсон» (див. рис. 10.1, *д*), забезпечує незначні зміни колії, розвалу і сходження коліс, при цьому сповільнюється зношування шин та поліпшується стійкість автомобіля. Підвіска має один поперечний важіль знизу, її основний елемент — амортизаторний стояк, що має верхнє шарнірне кріплення під крилом, яке забезпечує велике плече між опорами стояка. У верхній опорі встановлено підшипник для запобігання закручуванню пружини, що могло б спричинити стабілізуючий момент і додаткові згинальні навантаження. Малі розміри і маса, велика відстань по висоті між опорами, великий хід також є перевагами цієї підвіски. Конструктивні труднощі використання такої підвіски зумовлені навантаженням крила у місці прикріплення верхньої опори.

Рис. 10.1, *є* ілюструє характерне поздовжнє переміщення коліс Δl за відсутності поперечного переміщення і нахилу для двоважільної паралелограмної підвіски з поздовжнім коливанням важелів.

На вантажних автомобілях найчастіше застосовують залежні підвіски (див. рис. 10.1, *а*), а на легкових — двоважільні трапецієподібні (див. рис. 10.1, *з*) і важільно-телескопічні (див. рис. 10.1, *д*).

Перевагами незалежних підвісок є: можливість великого прогину, зменшення гіроскопічного моменту, поліпшення стійкості і керованості, зменшення маси невідвіснених частин, добра пристосованість коліс до нерівностей шляху.

На рис. 10.2 наведено три найпоширеніші схеми балансірних підвісок. Схема (див. рис. 10.2, *а*), де кожен міст має свою ресору, з'єднану з кронштейном рами і через серги — з коротким балансіром. Її широко застосовують для підвісок ведучих мостів багатівісних автомобілів та на напівпричепах, за великої

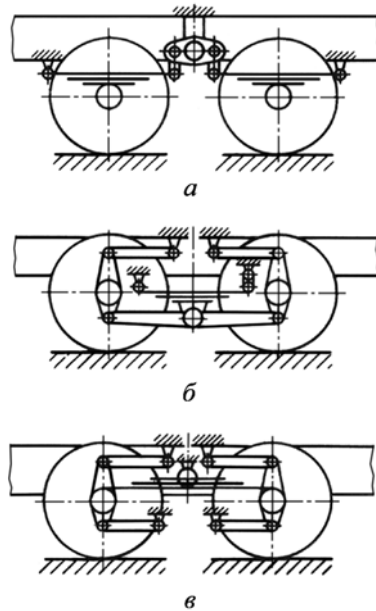


Рис. 10.2. Схеми балансірних підвісок

бази візка балансир подовжують. Схема (див. рис. 10.2, б), де ресора закріплена на рамі через пальці і серги, а під ресорою шарнірно встановлено балансирну балку, також шарнірно з'єднану з балками мостів. Схему (див. рис. 10.2, в), де балансирна вісь шарнірно з'єднана з кронштейнами, закріпленими на рамі, і з ресорою, що вільно спірається на балки мостів, тут ресора є балансиrom.

10.3. ПРУЖНІ ЕЛЕМЕНТИ ПІДВІСОК

У процесі руху трактора чи автомобіля в підвісці виникають коливання, що характеризуються частотами, амплітудами, швидкістю, прискореннями і швидкістю зміни прискорень. Оскільки людина не має спеціального органа сприйняття коливань, то вона оцінює їх дії комплексом психофізіологічних сигналів, що формуються вестибулярним апаратом, зором, шкірними рецепторами.

Для людини найбільш звичними коливаннями є близькі до тих, які вона отримує при ходьбі. Взавши в середньому крок пішохода $S = 0,75$ м, можна визначити частоту коливань людини K , що йде, наприклад, зі швидкістю $v_1 = 3$ км/год і $v_2 = 4$ км/год, за формулою

$$K = \frac{v \cdot 1000}{S \cdot 60}. \quad (10.1)$$

$$\text{Тоді } K_1 = \frac{3 \cdot 1000}{0,75 \cdot 60} = 67 \text{ кол/хв}; \quad K_2 = \frac{4 \cdot 1000}{0,75 \cdot 60} = 89 \text{ кол/хв}.$$

Прийнято вважати, що частоту близько 80 кол/хв людина сприймає безболісно. Нижча частота може спричинити заколисування до нудоти, а вища — до 400 – 600 кол/хв, сприймається болісно, як трясіння.

Особливо неприємним для людини в процесі коливань є прискорення, тобто наростання чи зменшення швидкості. Мізерно мале вертикальне прискорення — 0,11 – 0,12 м/с² людина відчуває, прискорення понад 2 м/с² викликає неприємні відчуття.

Щоб задовольнити вимоги плавності ходу, підвіска має забезпечувати певний закон зміни вертикальної реакції на колесо R_z залежно від прогину (рис. 10.3). Цю залежність називають *пружною характеристикою підвіски*.

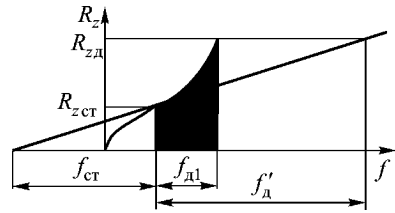


Рис. 10.3. Пружна характеристика підвіски

У деякому діапазоні зміни навантажень, близькому до статичних $R_{z\text{ст}}$, характеристики підвіски мають забезпечувати оптимальну частоту коливань: для легкових автомобілів 0,8 – 1,2 Гц, для вантажних 1,2 – 1,9 Гц, що відповідає рівню коливань людини при ходьбі. Частота власних коливань Ω підресорної маси залежить від статичного прогину підвіски $f_{\text{ст}}$:

$$\Omega = (1/2\pi)\sqrt{g/f_{\text{ст}}}. \quad (10.2)$$

Під час руху по нерівних дорогах зі збільшенням амплітуди коливань підвіски відносно статичного положення для запобігання ударам об обмежник жорсткість підвіски потрібно збільшувати. При цьому $R_{z\text{д}} = (2,5 \dots 3,0)R_{z\text{ст}}$. Відношення динамічного навантаження до статичного характеризує коефіцієнт динамічності: $K_{\text{д}} = R_{z\text{д}}/R_{z\text{ст}}$.

Площа під кривою пружної характеристики визначає динамічну енергоємність підвіски, яка еквівалентна роботі, що потрібна для повної деформації пружного елемента. Для збільшення динамічної енергоємності пружна характеристика підвіски має бути прогресивною, тобто забезпечувати прогресивне зростання реакції $R_{z\text{д}}$ за меншого прогину. Такий самий коефіцієнт динамічності можна отримати за лінійної характеристики, але при цьому динамічний прогин $f'_{\text{д}}$ надмірно збільшується, що важко забезпечити конструктивно.

Зі зміною корисного навантаження автомобіля від мінімуму до максимуму навантаження від підресореної частини, що визначає $f_{\text{ст}}$, коливається на передній підвісці в межах 10 – 30 %, на задній підвісці легкових автомобілів — 45 – 60, вантажних — 250 – 400, автобусів — 200 – 250 %. Для збереження оптимальної частоти власних коливань кузова за змінного навантаження потрібно підтримувати сталість статичного прогину підвіски, змінювати її жорсткість пропорційно навантаженню, що припадає на неї.

Є різні способи забезпечення сталості статичного прогину, наприклад регулюванням тиску повітря в пневматичній підвісці, застосу-

ванням додаткових пружних елементів, що включаються в роботу в разі збільшенням навантаження.

До металевих пружних елементів належать листові ресори, спіральні пружини і торсіони. Для залежних підвісок частіше використовують ресори, для незалежних — пружини і торсіони.

Листові ресори (рис. 10.4) мають широке застосування, оскільки одночасно виконують три функції: пружного елемента, напрямного і гасильного пристроїв. Недоліками листових ресор є висока металоємність (енергія, що запасається одиницею об'єму листової ресори, у 4 рази менша, ніж у пружин і торсіонів); наявність міжлиствого тертя, що негативно позначається на характеристиці ресори та її довговічності; часті випадки ламання листів ресори через мікротріщини, що виникають внаслідок міжлиствого тертя.

З метою збільшення довговічності листових ресор їх розвантажують від напружень скручування, іноді від передачі зусиль штовхання, зменшують напруження в листах обмеженням амплітуди або введенням додаткових пружних елементів. Для зниження міжлиствого тертя передбачають змащування листів, установлюють прокладки тощо. Міжлистоє тертя в ресорі особливо посилюється за наявності між листами абразивних часточок, що призводить до місцевого поверхневого зношення, задирів, утворення мікротріщин, внаслідок чого листи ламаються. Найменше міжлистоє тертя має малолістова ресора щільного типу з визначеним зазором між листами, найменшу масу — однолістова ресора. Малолістові ресори порівняно з багатолістовими мають на 25 – 50 % меншу масу й у 1,3 – 1,5 рази більшу довговічність.

Довговічність ресор залежить від чистоти поверхні листів і точності прокату, а також від їхньої міцності. Зміцнюють ресори дробоструминною обробкою та використанням біметалевих листів. Зносостійкість листів підвищують застосуванням покриттів із порошків самофлюсуючих сплавів на основі нікелю. У разі використання листів несиметричного профілю також збільшується довговічність і знижується їх маса.

Пружини і торсіони мають більшу питому енергоємність, ніж ресори. Однак у разі застосування пружин або торсіонів як пружних елементів підвіски потрібно мати автономний напрямний пристрій, що ускладнює конструкцію підвіски загалом, незважаючи на простоту пружних елементів.

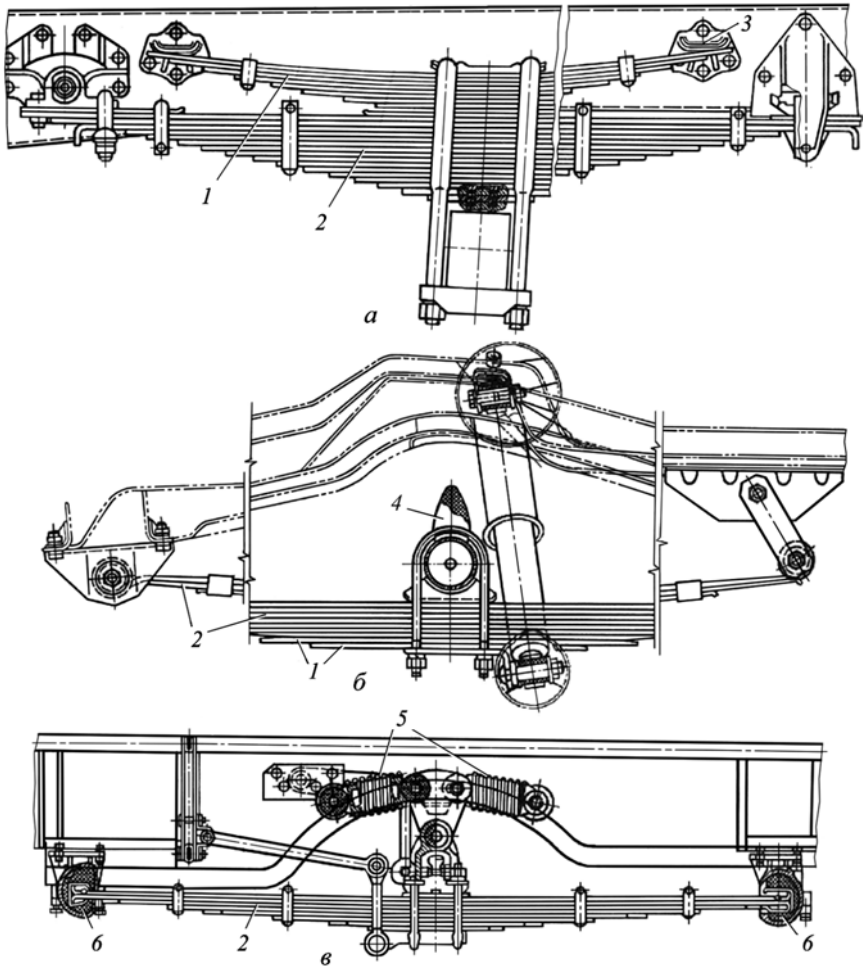


Рис. 10.4. Ресорні підвіски з додатковими пружними елементами:

a — ресорою (передня опора з накладним вушком, задня опора ковзна); *б* — нижніми листами ресори (передня опора із загнутих вушком, задня опора із сержками); *в* — коригувальними пружинами; *1* — додаткова ресора або листи; *2* — основна ресора; *3* — кронштейн додаткової ресори; *4* — буфер стиску; *5* — коригувальні пружини; *6* — гумові подушки кріплення основної ресори

За розміщенням торсіонів можуть бути поздовжніми і поперечними, за типом перетину — круглими, пластинчастими, пучковими, складеними тощо.

На рис. 10.5 наведено торсійну незалежну підвіску, в якій пружний стрижень (торсіон 5) круглого перетину навантажений поперечним важелем 4. Торсійна підвіска найкомпактніша, основний її недолік — складність термічної обробки торсіона.

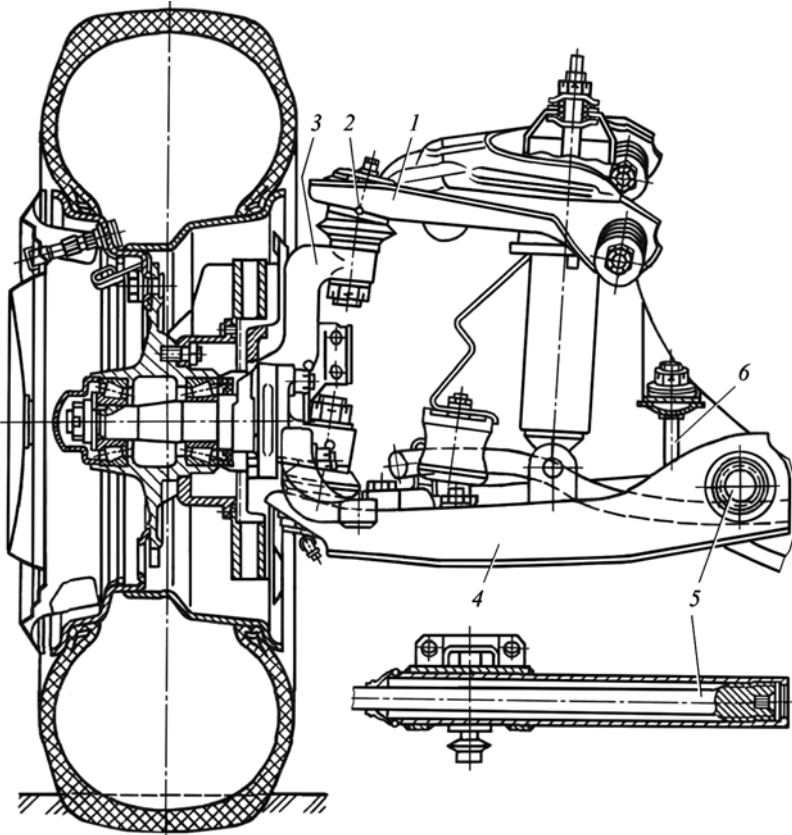


Рис. 10.5. Безшворнева торсійна підвіска:

1, 4 — відповідно верхній і нижній важелі; 2 — шаровий шарнір;
3 — вертикальний стояк; 5 — торсіон; 6 — стабілізатор

Пружинні пружні елементи можна застосовувати як у залежній та важільно-незалежній, так і у важільно-телескопічній схемах підвісок (див. рис. 10.1). У разі застосування пружини у важільних підвісках вона піддається не тільки стиску, а й вигину, тому що один кінець пружини закріплений на рухомому важелі. Це впливає на жорсткість

підвіски і на напруження в пружині, в якій виникає велика нерівномірність напружень як в окремих витках, так і вздовж кожного витка.

Матеріалом для виготовлення ресор є сталі 55ГС, 50С2, 60С2, для яких допустимі напруження за максимального прогину $[\sigma_{II}] = 800 \dots 1000$ МПа.

Пружини різних типів виготовляють із високовуглецевих сталей марок 65М, 85М, 60С2 та інших з допустимими напруженнями $[\tau] = 700 \dots 800$ МПа.

Матеріал торсіонів — ресорно-пружинна сталь 50ХФА, 45НХМА з допустимим напруженням $[\tau] = 800 \dots 1000$ МПа.

Глибина зневуглецьованого шару близько 2 – 1,5 % залежно від вмісту силіцію і товщини листа. Шліфування після термообробки, дробоструминна обробка та інші методи зміцнення підвищують міцність ресори.

У пневматичних підвісках використовують гумокордні пружні елементи (рис. 10.6). Статичний тиск повітря в балонних елементах 0,5 – 0,6, у діафрагмових — 0,7 – 1,5 МПа.

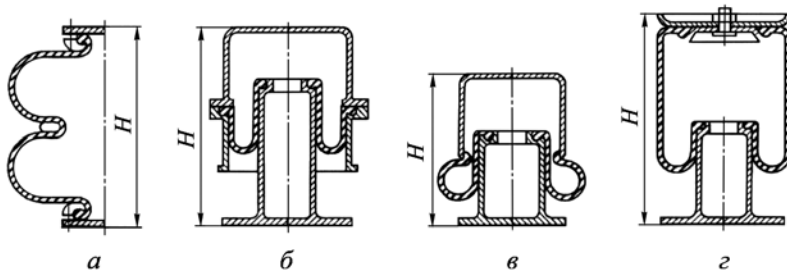


Рис. 10.6. Схеми гумокордних елементів:

a — двосекційний пневмобалон; *б* — діафрагмовий з напрямною;
в — діафрагмовий без напрямної; *г* — рукавний

Пневмобалони бувають одно-, дво- і трисекційні.

Пружні елементи застосовують на вантажних автомобілях, на автобусах — як балонні, так і діафрагмові, на легкових автомобілях — переважно діафрагмові і рукавні. Рукавні пружні елементи поширені на легкових автомобілях, оскільки мають велику гнучкість і тому зручні в компонованні.

Пневматичний балон компактний, герметичний і довговічний, проте для досягнення низької частоти власних коливань потребує застосування додаткового резервуара повітря.

Діафрагмові пневматичні пружні елементи забезпечують низькі частоти, мають менші розміри, масу і місткість резервуарів, забезпечують низьку частоту коливань за меншого об'єму повітря.

10.4. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ПІДВІСОК

У колісних тракторах типу ХТЗ-160 і ХТЗ-170 схеми 4к4 з колесами однакового діаметра задні мости з'єднані з остовом жорстко в двох місцях, осі передніх коліс трактора моделі ХТЗ-170 (передні мости) — за допомогою ресор з амортизаторами (рис. 10.7), у тракторів моделі ХТЗ-160 передній ведучий міст балансірного типу кріпиться до рами за допомогою кронштейнів.

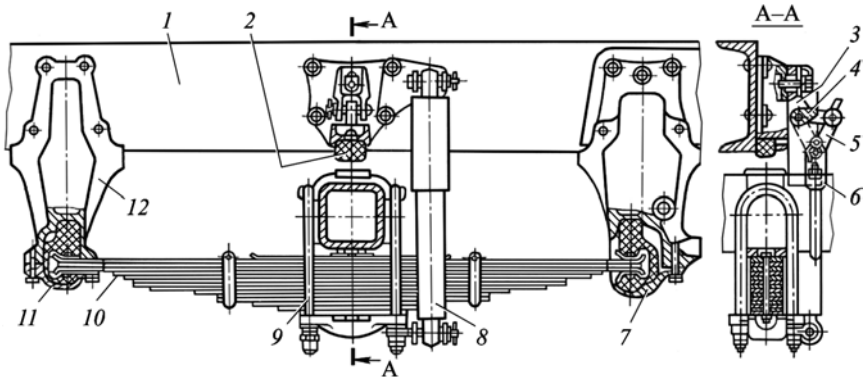


Рис. 10.7. Ресорна підвіска переднього моста трактора ХТЗ-170:

1 — рама; 2 — буфер; 3 — замок; 4 — обмежник; 5 — серга; 6 — накладка; 7, 11 — гумові опори; 8 — амортизатор; 9 — стрем'янка; 10 — ресора; 12 — кронштейн

Підвіска переднього моста трактора ХТЗ-170 та підвіски мостів вантажного автомобіля (див. рис. 10.7, 10.8) складаються з пари позовжніх напівеліптичних ресор, жорстко з'єднаних з корпусом моста стрем'янками. Кінці ресор розміщені в гумових опорах, встановлених у кронштейнах на передній частині рами.

Для зм'якшення ударів корпусу переднього моста об раму на ній закріплено гумовий буфер. Прогин переднього моста трактора вниз обмежують серги 5 механізмів блокування (див. рис. 10.7). Під час роботи трактора з такими машинами, як бульдозер, ресори блокують, знявши обмежник 4 і з'єднавши сергу 5 безпосередньо із замком 3.

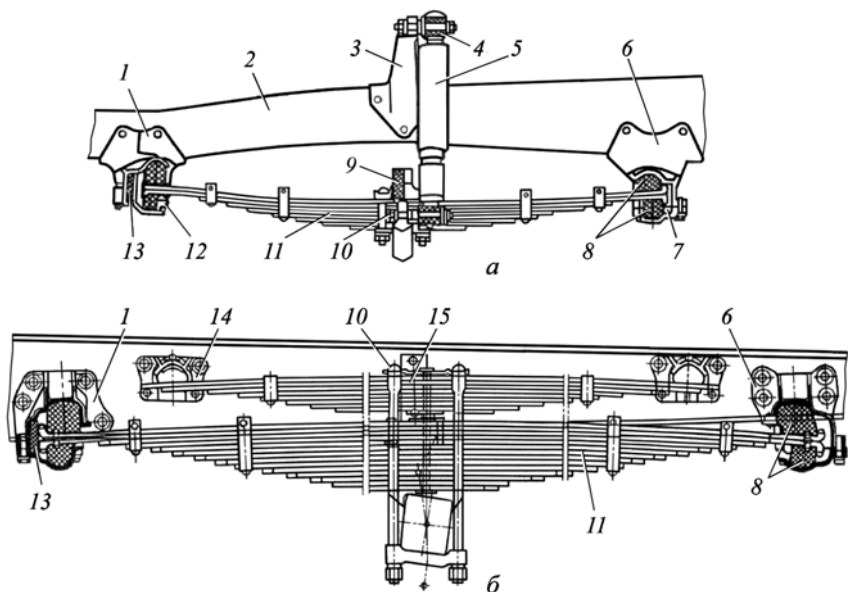


Рис. 10.8. Передня (а) і задня (б) ресорні підвіски вантажного автомобіля:
 1 — передній кронштейн; 2 — рама; 3 — кронштейн амортизатора; 4 — втулка; 5 — гідроамортизатор; 6 — задній кронштейн; 7 — чашка заднього кінця ресори; 8 — гумові подушки; 9 — гумовий буфер; 10 — стрем'янка; 11 — ресора; 12 — чашка переднього кінця ресори; 13 — передня гумова подушка; 14 — кронштейн підресорника; 15 — підресорник

Передній міст універсально-просапних тракторів — це трубчаста балка телескопічного типу, з'єднана з переднім брусом напіврама з допомогою осі коливання (рис. 10.9).

З кожного кінця в трубу 9 встановлено висувний кулак 8, що складається з кронштейна і висувної труби. Останню можна кріпити в трубі передньої осі в шести положеннях з інтервалом 50 мм, що дає змогу змінювати колію напрямних коліс від 1200 до 1800 мм. У кронштейнах висувних кулаків на двох втулках встановлено поворотні цапфи 3. Навантаження на колеса від ваги трактора сприймають упорні підшипники через амортизаційні пружини 1, що забезпечує підресорювання трактора.

На верхніх кінцях поворотних цапф закріплені поворотні важелі 5, зв'язані із сошкою рульового механізму за допомогою рульових тяг 4, що утворюють розрізну рульову трапецію. Тяги 4 регулюються по довжині і з'єднуються з поворотними важелями 5 і сошкою шарнірно.

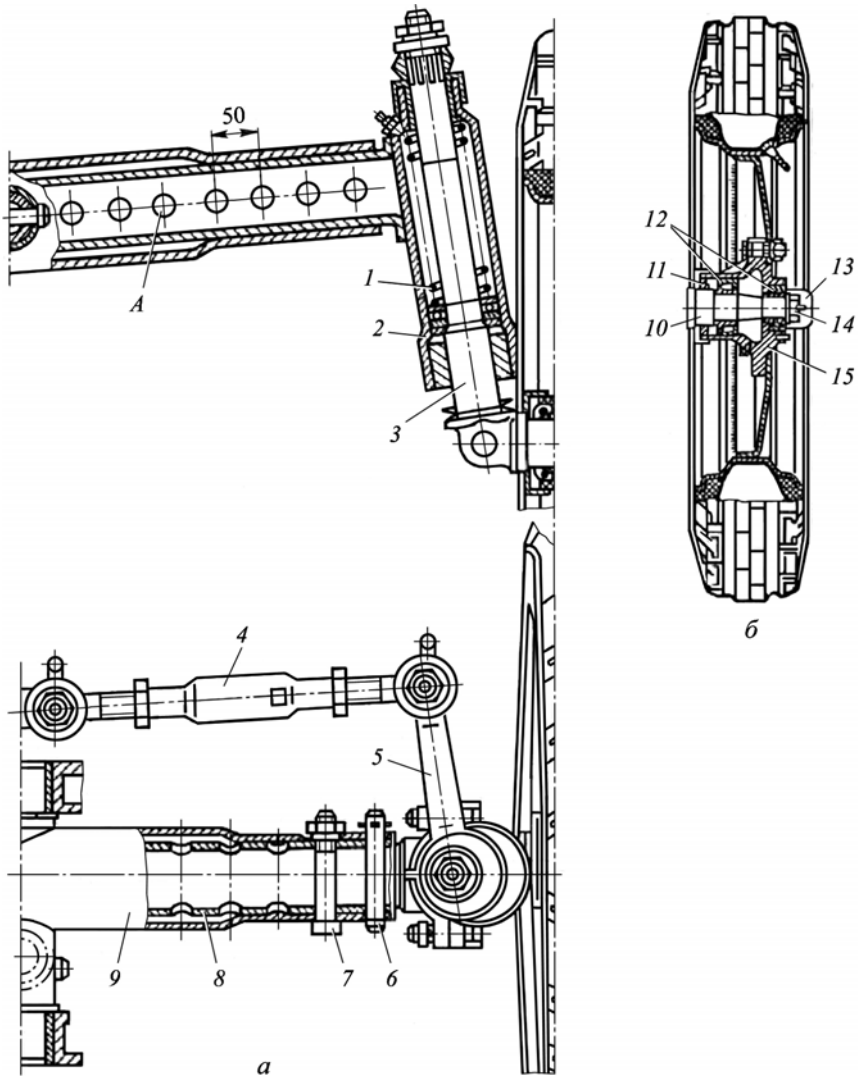


Рис. 10.9. Передні вісь (а) та напрямне колесо (б) тракторів ЮМЗ-8040.2, МТЗ-80:

1 — пружина підвіски; 2 — кронштейн; 3 — поворотна цапфа; 4 — рульова тяга; 5 — поворотний важіль; 6 — палець; 7 — болт; 8 — висувний кулак; 9 — трубчаста балка; 10 — цапфа; 11 — ущільнення; 12 — кінцевий роликовий підшипник; 13 — кришка; 14 — регулювальна гайка; 15 — маточина; А — отвір висувної труби

до кузова 1 автомобіля, а нижня — до поворотного кулака 13; пружину 5 і поперечний важіль 22, шарнірно з'єднаний кронштейном 28 кузова, поворотним кулаком 13, розтяжкою 29 важеля підвіски і стабілізатором 25 поперечної стійкості.

Основним елементом підвіски є телескопічний стаяк, який разом із важелем 22 виконує функцію напрямного пристрою, що визначає переміщення колеса відносно кузова, а також амортизатора, що гасить коливання кузова.

Верхня опора стояка складається із зовнішнього 39 і внутрішнього 40 корпусів, між якими встановлено гумовий пружний елемент 42, що забезпечує коливання стояка за ходу підвіски і гасіння вібрацій. У внутрішній корпус запресовано упорний кульковий підшипник 41, що слугує упором верхньої опорної чашки 2 пружини і забезпечує обертання стояка при повороті колеса. Верхня опора укріплена разом з обмежником 43 на штоці 38 гайкою 45. Пластмасовий ковпак 44 захищає опору від забруднення. Верхня опора стояка прикріплена до кузова трьома болтами, привареними до її зовнішнього корпусу 39.

На штоці 38 встановлено поліуретановий буфер 3 ходу стиску, який з'єднаний із закритим кожухом, що захищає шток від механічних пошкоджень і забруднення.

До середньої частини корпусу телескопічного стояка приварено нижню опорну чашку 6 пружини і поворотний важіль 8, до нижньої — кронштейн 12, до якого болтами 11 і 14 кріпиться поворотний кулак 13. У головці верхнього болта 11 є ексцентриковий поясок, а на

◀ Рис. 10.10. Передня підвіска автомобіля ВАЗ-2109:

1 — кузов автомобіля; 2 — верхня опорна чашка; 3 — буфер ходу стиску із захисним кожухом; 4 — опора буфера стиску; 5 — пружина підвіски; 6 — нижня опорна чашка пружини; 7 — кульовий шарнір рульової тяги; 8 — поворотний важіль; 9 — телескопічний стаяк; 10 — ексцентрикова шайба; 11 — регулювальний болт; 12 — кронштейн стояка; 13 — поворотний кулак; 14 — болт кріплення стояка до поворотного кулака; 15 — захисний кожух гальмового диска; 16 — стопорне кільце; 17 — ковпак маточини колеса; 18 — шлицьовий хвостовик корпусу шарніра приводу колеса; 19 — маточина колеса; 20 — підшипник маточини колеса; 21 — гальмовий диск; 22 — важіль підвіски; 23 — регулювальні шайби; 24 — стаяк стабілізатора поперечної стійкості; 25 — стабілізатор; 26 — подушка стабілізатора; 27 — кронштейн кріплення стабілізатора; 28 — кронштейн кузова для кріплення важеля підвіски; 29 — розтяжка важеля підвіски; 30 — шайби; 31 — кронштейн кріплення розтяжки; 32 — гума розпірна втулка переднього шарніра розтяжки; 33 — втулка; 34 — захисний чохол кульового пальця; 35 — підшипник; 36 — кульовий палець; 37 — корпус кульового шарніра; 38 — шток; 39 — зовнішній корпус; 40 — внутрішній корпус; 41 — упорний кульковий підшипник; 42 — гумовий пружний елемент; 43 — обмежник; 44 — пластмасовий ковпак; 45 — гайка

різьовому кінці — лиска, на яку надіто ексцентрикову шайбу. Тому при повороті болта змінюється положення кулака, що забезпечує регулювання розвалу передніх коліс. До поворотного кулака прикріплено захисний кожух 15 гальмового диска. Усередині поворотного кулака за допомогою стопорних кілець 16 закріплено дворядний підшипник 20 маточини 19 колеса, що закривається ковпаком 17.

До нижньої частини поворотного кулака 13 прикріплено корпус 37 кульового шарніра з кульовим пальцем 36. Кульова головка пальця повертається в підшипнику 35, виготовленому з низькофрикційної тефлонової тканини, залитої в корпусі шарніра смолою.

Важіль 22 підвіски шарнірно з'єднаний з кронштейном 28 кузова. Гумометалевий шарнір запресований у головку важеля і складається з гумової і металевої втулок.

До важеля також за допомогою гумометалевих шарнірів прикріплено розтяжку 29 і стабілізатор 25 поперечної стійкості, що, у свою чергу, шарнірно прикріплені до кузова автомобіля і стабілізують положення важеля підвіски.

Стабілізатор поперечної стійкості — це сталевий пружний П-подібний стержень, з'єднаний із важелем 22 підвіски за допомогою стояка 24 з двома головками. Нижня головка стояка через гумометалевий шарнір з'єднується з важелем, а верхня головка, і яку запресовано гумову втулку, надівається на стабілізатор. Середня частина стабілізатора кріпиться до лонжеронів кузова двома кронштейнами 27 з гумовими розрізними подушками 26. У разі наїзду одного з передніх коліс на перешкоду стабілізатор, закручується і працює як торсіон, передаючи частину зусилля на підвіску іншого колеса й обмежуючи тим самим поперечний нахил кузова автомобіля.

Підвіска передніх коліс діє в такий спосіб. Під час руху колеса вгору (хід стиску) шток 38 переміщується у циліндрі телескопічного стояка 9, його довжина зменшується і пружина 5 стискується. Важіль 22 підвіски разом із розтяжкою повертається у своїх шарнірах. Одночасно спрацьовує гідравлічна амортизаторна частина стояка, поглинаючи енергію коливання. Потім вступає в дію буфер 3 ходу стиску, який упирається в опору 4 стояка. За зворотного руху колеса вниз (хід віддачі) стояк із пружиною розтягуються й одночасно спрацьовує гідравлічна амортизаторна частина стояка, зменшуючи коливання кузова. Під час роботи підвіски кут нахилу стояка змінюється, тобто підвіска коливається.

Задня підвіска автомобіля ВАЗ-2109 (рис. 10.11) незалежна з подовжніми важелями 2, з'єднаними між собою пружною сполучною балкою 19. Трубчасті подовжні важелі приварені до балки й утворюють з нею єдину конструкцію, прикріплену болтами 6 до кронштейнів 7 кузова за допомогою гумометалевих шарнірів, що складаються з гумової 4 і металеві 5 втулок.

До задньої частини важелів приварені кронштейни, до яких прикріплені амортизатори 18 із пружинами 12. Пружними елементами підвіски є пружини і буфери 14 ходу стиску. Пружина нижньою час-

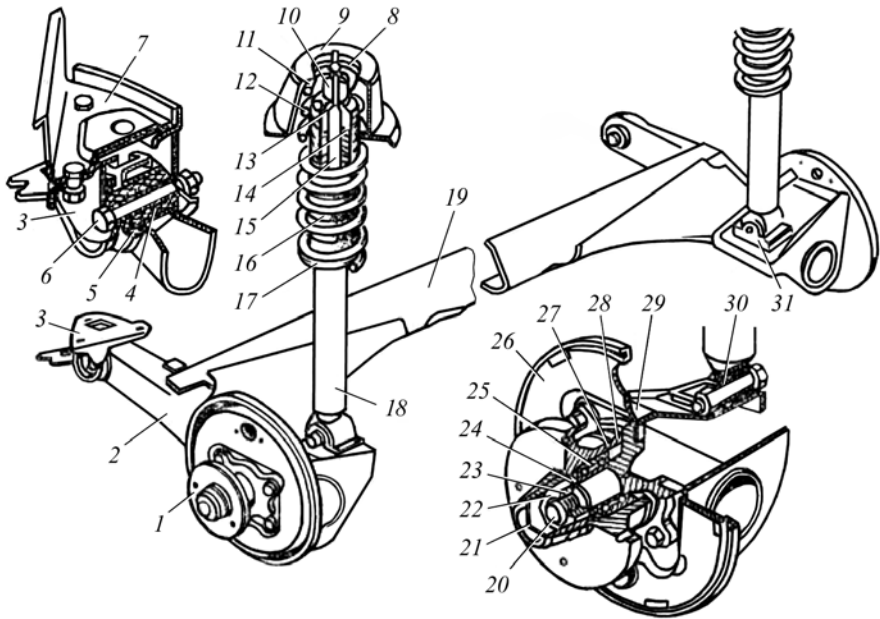


Рис. 10.11. Задня підвіска автомобіля ВАЗ-2109:

1 — маточина заднього колеса; 2 — важіль задньої підвіски; 3 — кронштейн кріплення важеля підвіски; 4 — гумова втулка шарніра важеля; 5 — розпірна втулка шарніра; 6 — болт кріплення важеля підвіски; 7 — кронштейн кузова; 8 — опорна шайба кріплення штока амортизатора; 9 — верхня опора пружини підвіски; 10 — розпірна втулка; 11 — ізоляційна прокладка пружини підвіски; 12 — пружина задньої підвіски; 13 — подушка кріплення штока амортизатора; 14 — буфер ходу стиску; 15 — шток амортизатора; 16 — захисний кожух амортизатора; 17 — нижня опорна чашка пружини підвіски; 18 — амортизатор; 19 — сполучна балка; 20 — вісь маточини колеса; 21 — ковпак маточини; 22 — гайка кріплення маточини колеса; 23 — ушільнювальне кільце; 24 — шайба підшипника; 25 — підшипник маточини; 26 — щит гальма; 27 — стопорне кільце; 28 — брудовідбивне кільце; 29 — фланець важеля підвіски; 30 — втулка амортизатора; 31 — кронштейн важеля з вушком для кріплення амортизатора

тиною упирається в приварену до амортизатора чашку 17, а верхньою — у приварену до кузова опору 9.

Поліуретановий буфер 14 ходу стиску встановлений на штоці 15 амортизатора. Зверху він упирається в кришку захисного кожуха 16, а знизу (при включенні його в роботу) — на опорі буфера, напресовану на верхню частину резервуара амортизатора. Захисний кожух 16 має будову і діє так само, як і відповідний кожух телескопічного амортизаторного стояка.

До фланця важеля 2 підвіски прикріплені вісь 20 маточини колеса і щит 26 гальмового механізму. На осі встановлений і закріплений за допомогою стопорного кільця 27 дворядний кульковий підшипник 25, на якому обертається маточина 1.

Надмірна м'якість підвіски легкового автомобіля може призвести до розгойдування кузова за прямолінійного руху і до поперечних нахилів на поворотах. З метою ослаблення цих негативних явищ на більшості легкових автомобілів встановлюють стабілізатори поперечної стійкості (рис. 10.12).

За одночасного підймання коліс автомобіля штанга 1 вільно провертається у втулках 2 і стабілізатор не працює. За бічного крену кузова стояки 3 переміщуються один відносно одного у вертикальній площині і штанга 1, закручуючись, перешкоджає збільшенню нахилу кузова.

Задня підвіска тривісного автомобіля балансірного типу (рис. 10.13) складається з двох напівеліптичних ресор 6, двох кронштейнів

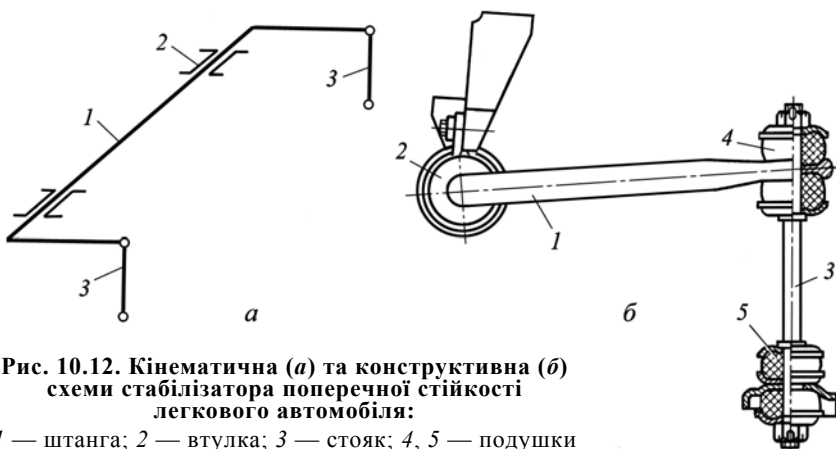


Рис. 10.12. Кінематична (а) та конструктивна (б) схеми стабілізатора поперечної стійкості легкового автомобіля:

1 — штанга; 2 — втулка; 3 — стояк; 4, 5 — подушки

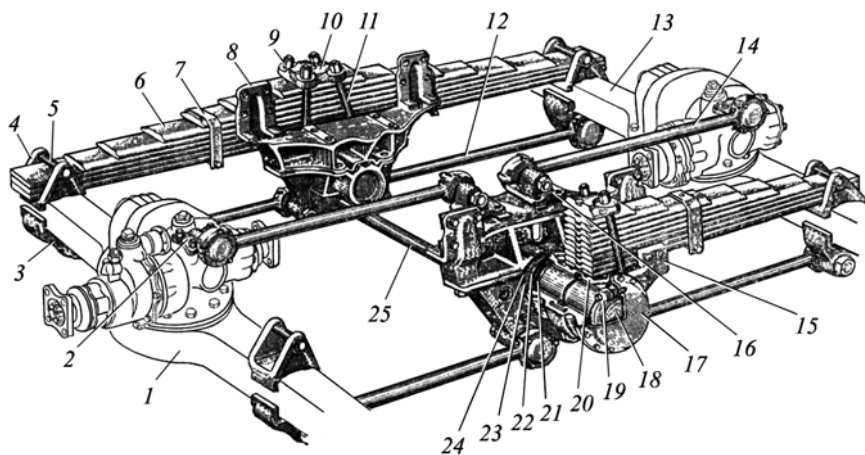


Рис. 10.13. Задня підвіска автомобіля балансного типу:

1 — середній міст; 2 — кронштейн верхньої реактивної штанги; 3 — кронштейн нижньої реактивної штанги середнього моста; 4 — кронштейн установки ресори середнього моста; 5 — палець опори задньої ресори; 6 — задня ресора; 7 — хомут; 8 — кронштейн задньої підвіски лівий; 9 — гайка стрем'янка; 10 — накладка ресори; 11 — стрем'янка ресори; 12, 14 — реактивні штанги; 13 — задній міст; 15 — башмак ресори; 16 — кронштейн верхньої реактивної штанги; 17 — кришка осі балансира; 18 — заглушка; 19 — стяжний болт; 20 — втулка башмака; 21 — упорне кільце башмака; 22 — манжета балансірної підвіски; 23 — кільце; 24 — сальник; 25 — стяжка задньої підвіски

задньої підвіски 8, двох башмаків ресор 15, двох кронштейнів балансира, стяжки підвіски 25 і шести реактивних штанг 12.

Кронштейни задньої підвіски 8 виготовлені зі сталевого литва і прикріплені до рами в зоні поперечини. Кожен кронштейн кріпиться до вертикальних стінок лонжеронів вісьмома болтами. До нижньої косинки поперечини лівий кронштейн прикріплений вісьмома шпильками, вкрученими в кронштейни верхніх реактивних штанг 16, а правий кронштейн — вісьмома болтами. Для забезпечення надійного кріплення кронштейна верхніх реактивних штанг застосовують розрізні конічні втулки. До нижньої частини кронштейна задньої підвіски на шпильках прикріплений кронштейн балансира. У кронштейні балансира розточений отвір, у який запресована вісь балансира. Вісь порожниста, з обох боків заглушена спеціальними пробками. Зовні на вісь встановлено башмак 15 із запресованими в нього втулками з антифрикційного матеріалу. Між башмаком ресори і кронштейном балансира встановлене упорне кільце 21, що одним боком упирається у

втулку башмака балансира, а іншим — у кронштейн осі балансира. З боку кронштейна упорне кільце ущільнене гумовим. Для запобігання витіканню мастила з порожнини башмака ресори в кільцеву виточку башмака запресований самопідтискна манжета 22. Манжета, у свою чергу, захищена від забруднення ущільнювальним кільцем 23, встановленим на шийку кронштейна балансира, робочою частиною воно спирається на штамповане хромоване кільце, запресоване і розкернене на башмаку ресори. Башмак ресори зафіксований від осьового зміщення гайкою, нагвинченою на вісь балансира. Гайка розрізна і від самовільного відкручування захищена болтом із самоконтрувальною гайкою. Порожнина башмака закрита кришкою, установленою на прокладці.

Зверху на башмак своєю середньою частиною встановлена ресора. Ресора розміщена на спеціальному майданчику, профрезерованому в башмаку, і зафіксована від бічного зсуву чотирма щоками башмака. Щоки від стирання бічними торцями ресори захищені термічно обробленими вкладишами. Кожен вкладиш установлений на двох заклепках. Під нижній лист ресори вміщено накладку ресори, яка загнутими кінцями додатково фіксується від осьового переміщення торцевими упорами башмака. Башмак для усунення зазору стягнутий двома шпильками.

Задня ресора складається з дев'яти листів. Три нижніх листи — корінні і виконані з прямокутного профілю, шість верхніх — із Т-подібного профілю. У кожному листі в середній частині виконано витиснення, причому кожен верхній лист своїм витисненням входить у відповідне заглиблення листа, що лежить нижче, і тим самим фіксується від бічних переміщень. Нижній корінний лист зафіксований у заглибленні підкладки ресори, а верхній лист фіксується накладкою ресори 10. Двома стрем'янками 11 накладка разом з ресорою притискається до башмака. Листи ресори від бічного переміщення додатково зафіксовані двома хомутами, прикріпленими з обох кінців сьомого листа. Хомути через розпірні втулки стягнуті болтами. Кінці ресори встановлені на напрямних поверхнях кронштейнів опор задньої підвіски.

Кронштейни опор приварені до верхньої частини балок середнього і заднього мостів. Для обмеження вертикального переміщення кінців ресор у кожному кронштейні опор встановлено палець 5.

Для зм'якшення ударів балок мостів об раму до нижніх полиць лонжеронів прикріплено гумові буфери. Для сприйняття поштовхів і

реактивних зусиль балки мостів з'єднані шістьма реактивними штангами з рамою автомобіля. Чотири нижні реактивні штанги зв'язують балки заднього і середнього мостів із кронштейнами балансирів, які мають спеціальні конічні отвори. До балок листів приварено важелі нижніх реактивних штанг.

Дві верхні реактивні штанги розміщені у знімних важелях, встановлених на картерах редукторів мостів і кронштейнах реактивних штанг. Важелі верхніх реактивних штанг 2 встановлені на чотирьох шпильках із конічними втулками на картерах редукторів середнього I і заднього I3 мостів.

10.5. АМОРТИЗАТОРИ

Для гасіння коливань несівної системи і коліс установлюють спеціальні демпфірувальні пристрої — *амортизатори*.

Найповніше вимоги, що ставляться до підвіски автомобіля, задовольняють гідравлічні важільні і телескопічні амортизатори.

Вимоги, що ставляться до амортизаторів:

- здатність збільшувати гасіння з ростом швидкості коливань, щоб запобігти розгойдуванню кузова і коліс;
- малі гасіння коливань під час руху автомобіля по нерівностях невеликих розмірів;
- мінімальне навантаження від амортизатора на кузов;
- стабільність дії за руху в різних умовах і за різних температур повітря.

Опір коливанням у гідравлічному амортизаторі створюється в результаті перекачування рідини крізь невеликі отвори в його клапанах. Зі збільшенням швидкості відносних переміщень моста і несівної системи різко зростає опір амортизатора. Амортизатори заповнюють спеціальною рідиною, в'язкість якої мало залежить від температури навколишнього середовища.

Періоди коливань несівної системи називають так: *хід стиску*, коли несівна система і міст зближуються, і *хід віддачі*, коли несівна система і міст віддаляються.

Амортизатор одnobічної дії гасить коливання лише під час ходу віддачі. Амортизатор двобічної дії забезпечує плавну роботу підвіски, оскільки поглинає енергію коливань як за ходу віддачі, так і стиску. У

зв'язку з цим амортизатори двобічної дії майже цілком витіснили амортизатори однобічної.

Опір, створюваний амортизатором двобічної дії, за ходів стиску і віддачі неоднаковий. Опір за ходу стиску становить 20 – 25 % опору ходу віддачі, оскільки амортизатор має гасити в основному коливання підвіски за ходу віддачі і не збільшувати жорсткість ресор за ходу стиску. Підвіски легкових автомобілів і автобусів мають чотири амортизатори, а підвіски вантажних автомобілів — два (тільки в передній підвісці).

Найбільш поширені амортизатори двобічної дії з несиметричною характеристикою розвантажувального клапана — коефіцієнт опору при стиску $K_{ст}$ менший за коефіцієнт опору при віддачі $K_{від}$, щоб у

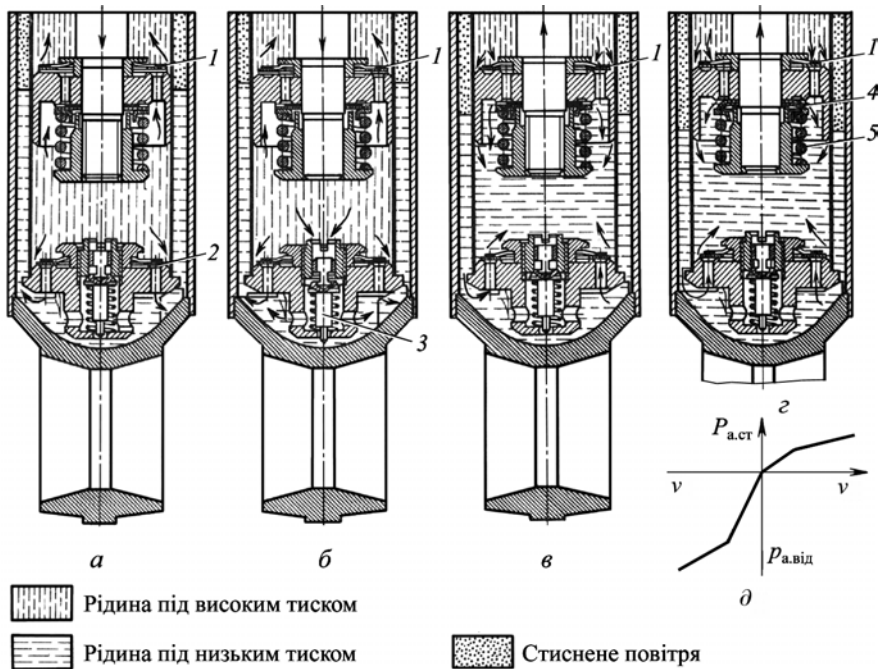


Рис. 10.14. Робочий процес (а – з) і характеристика (д) амортизатора:

а — плавний стиск; б — різкий стиск; в — плавна віддача; з — різка віддача; 1 — перепускний клапан стиску; 2 — калібрований отвір; 3 — розвантажувальний клапан стиску; 4 — клапан віддачі; 5 — пружина

разі наїзду колеса на нерівність і швидкого стискання амортизатора великі зусилля не передавались на раму.

Робочий процес двотрубного амортизатора ілюструє рис. 10.14. Розвантажувальні клапани відкриваються, коли швидкість коливань кузова значно збільшується; тим самим навантаження на кузов обмежуються.

Тиск рідини в телескопічному амортизаторі в 4 – 5 разів менший, ніж у важільному.

У разі плавного стискання перепускний клапан *1* під тиском $P_{ст}$ перепускає рідину з нижнього у верхній об'єм, частина рідини перетікає в компенсаційну камеру і стискає там повітря. Сила опору при стиску $P_{а.ст} \approx P_{ст} F_{ш}$ (де $F_{ш}$ — площа штока).

За різкого стискання тиск зростає, тому відкривається розвантажувальний клапан *3* і збільшення сили опору сповільнюється.

За ходу віддачі поршень переміщується вгору, клапан *1* закривається, рідина перетікає крізь калібрований отвір *4*, тиск рідини над поршнем збільшується. Частина штока виводиться з робочого циліндра, нестача рідини під поршнем поповнюється з компенсаційної камери. Сила опору за ходу віддачі

$$P_{а.від} = p_{від}(F_{п} - F_{ш}), \quad (10.3)$$

де $p_{від}$ — тиск рідини над поршнем; $F_{п}$ — площа поршня.

За різкої віддачі тиск рідини долає зусилля пружини *5* розвантажувального клапана віддачі і диски *4* звільняють прохід для рідини.

Гасіння коливань визначають за відносним коефіцієнтом гасіння

$$\psi = K_{під} / \sqrt{C_{під} m'}, \quad (10.4)$$

де $K_{під}$ — коефіцієнт опору підвіски; $C_{під}$ — жорсткість підвіски; m' — підресорена маса, що припадає на колесо.

Зазвичай коефіцієнт гасіння $\psi = 0,15 \dots 0,25$.

За певного значення коефіцієнта $K_{під}$ коефіцієнт опору амортизатора K_a залежить від його типу і розміщення (рис. 10.15).

За вертикального розміщення амортизатора сила його опору буде

$$P_a = K_{під}(\rho_1^2 / a^2) v_a, \quad (10.5)$$

а в разі розміщення під кутом

$$P_a = K_{\text{під}} v_a / \cos \delta, \quad (10.6)$$

де v_a — швидкість переміщення поршня амортизатора.

За ходу стиску $P_a = K_{\text{ст}} v_a$, за ходу віддачі $P_a = K_{\text{від}} v_a$.

Середній розрахунковий коефіцієнт опору амортизатора

$$K_c = 0,5(K_{\text{ст}} + K_{\text{від}}). \quad (10.7)$$

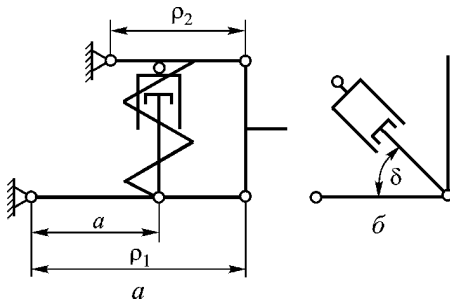


Рис. 10.15. Способи установки амортизатора вертикально (а) та під кутом (б)

Схему встановлення амортизатора визначають за компоувальних міркувань; бажано розміщувати амортизатор якомога ближче до колеса, досить поширене його розміщення всередині пружини підвіси.

Високочастотні коливання, опір клапанів, збовтування рідини і зіткнення рідини з повітрям у компенсаційній камері призводять до утво-

рення емульсії, що порушує роботу амортизатора.

В однотрубному амортизаторі (рис. 10.16) рідина ізольована від повітря гумовою мембраною або рухливим поршнем δ з ущільнювачем 9 , тому емульгування рідини неможливе. Його корпус 7 у нижній порожнині заповнений рідиною 5 , а у верхній — газом 6 (азотом) під тиском $2 - 3$ МПа. Рідина і газ розділені поршнем з кільцевим ущільнювачем 9 . Поршень 11 закріплений на штоці гайкою 10 . В ньому є канали K змінного перетину, а на циліндричній поверхні — щілини. Канали K перекриваються дисками 12 , які стикаються із шайбою 14 . Гумова шайба 3 і манжета 1 штока спираються на напрямну штока 16 , захищені фасонною шайбою 4 , що за висунутого штока 15 стикається з обмежувальною шайбою. Усе це утримується запірним кільцем 2 .

Рідина 5 під тиском омиває гумову шайбу 3 , манжета 1 і притискає їх до корпусу 7 та штока 15 .

За ходу стиску (див. рис. 10.16, б) під тиском над поршнем відтискаються диски 12 від поршня і рідина перетікає в підпоршневу порож-

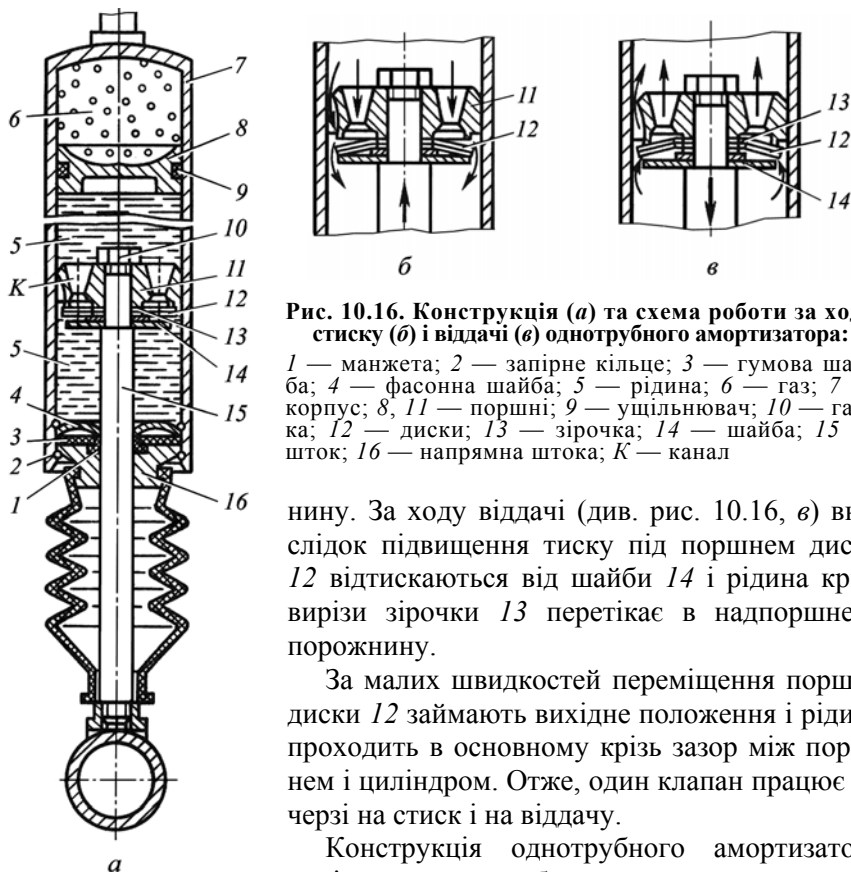


Рис. 10.16. Конструкція (а) та схема роботи за ходу стиску (б) і віддачі (в) однотрубного амортизатора:

1 — манжета; 2 — запірне кільце; 3 — гумова шайба; 4 — фасонна шайба; 5 — рідина; 6 — газ; 7 — корпус; 8, 11 — поршні; 9 — ущільнювач; 10 — гайка; 12 — диски; 13 — зірочка; 14 — шайба; 15 — шток; 16 — напрямна штока; К — канал

нину. За ходу віддачі (див. рис. 10.16, в) внаслідок підвищення тиску під поршнем диски 12 відтискаються від шайби 14 і рідина крізь вирізи зірочки 13 перетікає в надпоршневую порожнину.

За малих швидкостей переміщення поршня диски 12 займають вихідне положення і рідина проходить в основному крізь зазор між поршнем і циліндром. Отже, один клапан працює по черзі на стиск і на віддачу.

Конструкція однотрубного амортизатора порівняно з двотрубним за такого самого зовнішнього діаметра має значно меншу масу (на 30 – 50 %), у два – три рази меншу кількість деталей, стабільні показники роботи, вищі чутливість і швидкодію, тому в перспективі вони охоплюють усі типи автотранспортних засобів.

Стабільність характеристик амортизатора значною мірою залежить від герметичності ущільнення штока. Як ущільнювачі найбільш поширені манжети, робоча поверхня яких виконана у вигляді декількох кілець. Як правило, манжету надівають на шток із натягом 0,5 – 0,9 мм і притискають пружиною. Зовнішній сальник є водо- і брудо-знімним. Діапазон робочих температур сальників (–50...+160 °С) широкий, тому для їх виготовлення потрібні термо- й оливорезистентні гуми, наприклад на основі фторкаучуку.

10.6. НАВАНТАЖЕНІСТЬ. ВИДИ РУЙНУВАНЬ ОСНОВНИХ ДЕТАЛЕЙ

Крутний момент, що передається від двигуна на ведучі колеса, створює між колесом і дорогою тягове зусилля P_K , а на ведучому мосту — зворотний реактивний момент M_P (рис. 10.17). Через наяв-

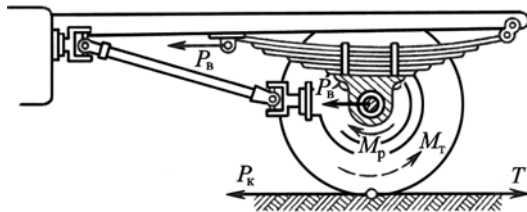


Рис. 10.17. Схема передачі штовхальної сили від ведучого моста на раму автомобіля через підвіску

ність тягового зусилля P_K на ведучому мосту виникає штовхальна сила P_K , яка через підвіску передається на раму автомобіля і приводить його в рух. Під час гальмування автомобіля на ведучому мосту виникає

гальмовий момент M_T , а на колесах — гальмове зусилля T .

Сприйняття гальмового чи реактивного моменту, а також передача відповідних зусиль на раму автомобіля здійснюється через підвіску ведучого моста.

Навантаження елементів залежної підвіски (рис. 10.18, а) визначають реакцією R_z на колесі і вагою невіднесених мас $G_{н.м.}$:

$$P_p = R_z - 0,5G_{н.м.} \quad (10.8)$$

При цьому вигин пружного елемента дорівнює переміщенню колеса відносно кузова $f_p = f_k$.

Для *одноважільної* підвіски (див. рис. 10.18, б) навантаження на пружний елемент визначають за залежністю

$$P_p = (R_z - G'_k)l/a, \quad (10.9)$$

де G'_k — вага колеса і напрямного пристрою.

Прогин пружного елемента *одноважільної* підвіски $f_p = f_k a/l$.

Для *двоважільної підвіски* (див. рис. 10.18, в) навантаження на пружний елемент залежить від реакції R_z на праве і ліве колесо, а також від параметрів приєднання підвіски:

$$P_p = (R_z - G'_k)l/a. \quad (10.10)$$

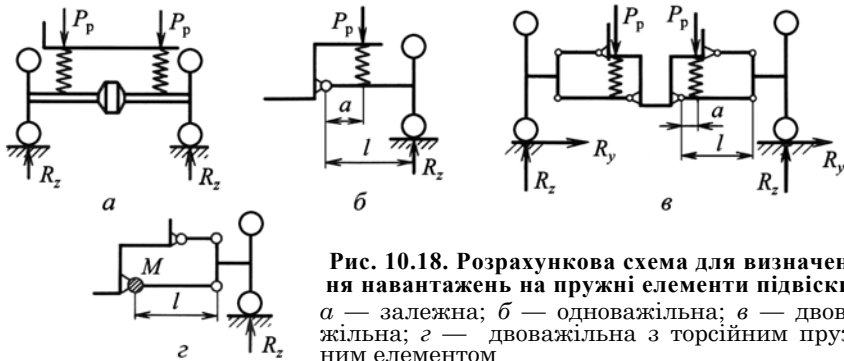


Рис. 10.18. Розрахункова схема для визначення навантажень на пружні елементи підвіски: *a* — залежна; *б* — одноважільна; *в* — двоважільна; *г* — двоважільна з торсійним пружним елементом

Прогин пружного елемента цієї підвіски буде $f_p = f_k a/l$.

Для двоважільної підвіски з торсійним пружним елементом (див. рис. 10.18, *г*) навантаження на пружний елемент визначається моментом закручування торсіона:

$$M = (R_z - G'_k)l. \quad (10.11)$$

Навантаження, що діють на підвіску, призводять до руйнувань основних деталей (ресор, пружин, ущільнень амортизаторів і т.д.). Листки ресор піддаються зварюванню та абразивному зношенню; пружини — втрачають жорсткість, а ущільнення амортизаторів — втрачають еластичність, зазнають пошкоджень і т.д.

10.7. ОСНОВНІ НЕСПРАВНОСТІ І ТЕХНІЧНЕ ОБСЛУГОВУВАННЯ

За тривалої експлуатації автомобіля чи трактора трапляються несправності підвіски (табл. 10.1). Ними можуть бути: скрипіння або надмірне осідання ресор (пружин), сильні удари кузова об буфери під час руху або розгойдування кузова.

Технічне обслуговування підвіски полягає в змащуванні ресор і ресорних пальців, перевірки стану кріплення ресор і кришок їхніх гумових опор, амортизаторів і реактивних штанг на балансірних підвісках ведучих мостів. Регулярно, особливо в початковий період експлуатації, потрібно підтягувати гайки стрем'янок ресор.

Таблиця 10.1. Несправності підвіски

Ознака несправності	Причина несправності	Спосіб усунення
<i>Ламання листів ресор</i>		
Сильні удари кузова під час руху автомобіля	Рух автомобіля з великою швидкістю по нерівних дорогах	Замінити зламані листи ресор
<i>Підвищене зношення пальців кріплення ресор, гумових подушок буферів, пластмасових пластин, установлених між листами</i>		
Стукіт у підвісці під час руху по нерівностях дороги, скрипіння ресор	Відсутність мастила. Рух із великою швидкістю по нерівних дорогах	Замінити зношені пальці, гумові подушки чи пластмасові пластини
<i>Витікання рідини з амортизатора</i>		
Патьоки рідини на корпусі амортизатора	Зношення ущільнень Ослаблення затягування гайки резервуара	Замінити ущільнення Затягти гайку
<i>Амортизатор не ефективно гасить коливання</i>		
Після руху автомобіля при перевірці на дотик корпус амортизатора холодний	Кількість рідини в амортизаторі менша за норму Витікання рідини, порушення герметичності клапана віддачі і перепускного клапана Зменшення жорсткості пружин клапанів	Долити робочу рідину в амортизатор Розібрати амортизатор, замінити деталі клапанів Замінити пружини

Змащування ресор — необхідна умова їх надійної і тривалої роботи, оскільки корозія листів може значно зменшити строк їх служби. Тому під час сезонного технічного обслуговування або ремонтних робіт ресори перебирають і змащують. При перебиранні видаляють старе мастило і бруд, а також сліди корозії, після чого змащують тертові поверхні ресор графітовим мастилом.

Гідравлічні амортизатори під час експлуатації не потребують спеціальних регулювань. Слід періодично перевіряти надійність кріплення амортизаторів і відсутність витікання робочої рідини із них. З появою на амортизаторі слідів підтікання оливи гайкою резервуара підтягують блок сальників напрямної втулки на попередньо знятому і вимитому амортизаторі.

Справний амортизатор при плавному розтяганні і стисканні має чинити рівномірний опір. Вільне переміщення штока або заклинювання його засвідчує несправність амортизатора. Опір амортизатора перевіряють за вертикального його положення, закріпивши в лещатах за нижнє вушко. Якщо до перевірки амортизатор знаходився в горизонтальному положенні, то частина рідини могла перетекти крізь

дросельні отвори клапанів із робочого циліндра в резервуар і амортизатор міг втратити опір. У цьому разі його кілька разів прокачують вручну на весь хід штока, і якщо він справний, то опір його відновиться. Якщо після прокачування амортизатора опір не відновився або після підтягання гайки резервуара підтікання крізь сальники не припинилося, то амортизатор потрібно ремонтувати в спеціальній майстерні.

10.8. ТЕНДЕНЦІЇ ВДОСКОНАЛЕННЯ ПІДВІСОК

На автомобілях дедалі більше поширення отримують *гідрогазові і гідропневматичні пружні пристрої підвісок*. У них як пружне середовище використовують газ або повітря під тиском до 10 – 20 МПа, тому конструктивно пружний пристрій виконують у вигляді циліндра, газ у якому стискається переміщенням поршня. Циліндр заповнюється робочою рідиною так, щоб газ безпосередньо не контактував із поршнем, тобто зусилля від днища поршня до газу має передаватися через шар робочої рідини. Це різко підвищує ущільнення пружного елемента. Іноді з цією метою для газу передбачають окрему посудину, з'єднану з циліндром і оснащену еластичною діафрагмою, що розділяє робочу рідину і газ. Гідрогазові пружні елементи майже завжди виконують демпфірувальні функції, що забезпечується протіканням робочої рідини крізь отвори і клапани в поршні.

Перевагами гідрогазових пружних пристроїв є:

- нелінійність (прогресивність) характеристики;
- компактність, зумовлена порівняно високим робочим тиском і вбудованою конструкцією амортизатора;
- можливість регулювання дорожнього просвіту автомобіля в значних межах або автоматичного підтримання певної його величини.

До недоліків слід віднести порівняно високу вартість, пов'язану з потребою високоточного виготовлення низки деталей. Гідрогазові пружні пристрої бувають регульованими і нерегульованими.

Розрізняють гідрогазові пружні пристрої зі сталюю та змінною масою газу (як правило, азоту). До перших належать усі пружні нерегульовані пристрої та ті, що регулюються зливанням або поповненням робочої рідини. Цей тип пружних пристроїв найпоширеніший. Пружні пристрої зі змінною масою газу завжди регульовані. Регулювання тут досягається зміною маси газу за сталого об'єму робочої рідини.

Гідрогазові пружні пристрої можна також поділити на пристрої без протитиску і з протитиском. Перші найпростіші за конструкцією: газ може знаходитись у верхній частині циліндра, в штоці або сферичній головці, яка може бути окремим елементом конструкції. Пружні пристрої з протитиском мають другу порожнину з газом — порожнину протитиску, найчастіше розмішену у штоці. Протитиск дає змогу істотно розширити діапазон регулювання характеристики пружного пристрою за допомогою зміни співвідношення об'єму і тиску газу в основній порожнині і в порожнині протитиску.

Для придання пружному пристрою властивостей демпфірування калібровані отвори розміщують у поршні, у перемичках основної порожнини або порожнині протитиску.

Щоб отримати несиметричну характеристику демпфірування при стиску і віддачі частину отворів оснащують клапанами.

Оскільки газ, що стикається з поверхнею робочої рідини, частково розчиняється в ній за високих тисків і виділяється з неї за низьких, для регульованих підвісок використовують пружні пристрої з поршневим чи діафрагмовим роздільником середовищ, що виключає витікання газу разом з робочою рідиною під час регулювання. Тиск, що сприймається обома боками роздільника середовищ, приблизно однаковий, тому навантаження, які діють на нього під час роботи, дуже малі.

Досконалішою є система гідрогазової підвіски, яку застосовує з 1956 р. і донині на різних моделях легкових автомобілів малого і середнього класів фірма «Сітроен» (Франція). Розглянемо цю систему на прикладі моделі ВХ (рис. 10.19), у якій центральна насосна установка високого тиску живить гідрогазові пружні елементи, підсилювач рульового керування і двоконтурний гальмовий привід. Головними компонентами системи є: резервуар 9 робочої рідини (спеціальне мінеральне масло), роторний п'ятиплунжерний насос 8 високого тиску, що приводиться в дію клиновим пасом від колінчастого вала двигуна, регулятор 7 з гідрогазовим акумулятором 6, запобіжний клапан 5 з датчиком тиску 4 робочої рідини в системі, чотири гідрогазових стояки 2 і 11 передньої і задньої підвісок, що містять вбудовані гідравлічні амортизатори двобічної дії, коректори дорожнього просвіту 3 і 10 передньої і задньої осей. Сферичні порожнини стояків заповнені азотом: передні під тиском 5,5 МПа, задні — 4,0 МПа. Система включає також колісні гальмові механізми: передні 1 і задні 12.

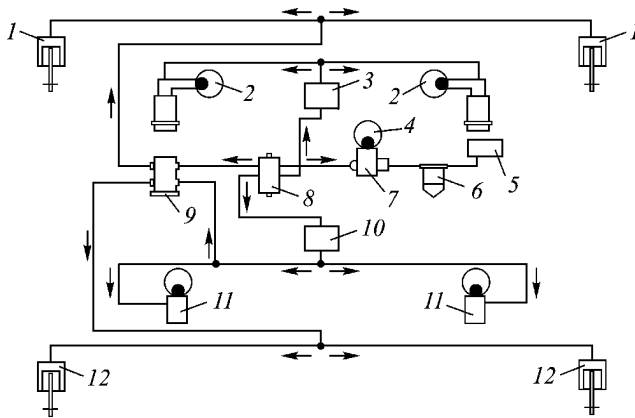


Рис. 10.19. Система гідрогазової підвіски легкового автомобіля середнього класу («Сітроен»):

1, 12 — відповідно передній і задній колісні гальмові механізми; 2, 11 — гідрогазові стояки відповідно передньої і задньої підвісок; 3, 10 — коректори дорожнього просвіту відповідно передньої і задньої осей; 4 — датчик тиску робочої рідини; 5 — запобіжний клапан; 6 — гідрогазовий акумулятор; 7 — регулятор; 8 — роторний п'ятиплунжерний насос; 9 — резервуар робочої рідини

Гідрогазовий акумулятор 6 центральної насосної установки має місткість $0,5 \text{ дм}^3$ і номінальний тиск $6,2 \text{ МПа}$. Його призначення — гасіння гідравлічних ударів у системі, швидка подача робочої рідини споживачам, компенсація внутрішніх і зовнішніх витікань робочої рідини, а також підтримання тиску в системі у разі відмови насоса 8. Регулятор 7 відкриває прохід робочій рідині за тиску $14,0$ і закриває — за $17,5 \text{ МПа}$.

Розглянемо принцип роботи коректора дорожнього просвіту (рис. 10.20). Під час руху автомобіля залежно від миттєвого значення дорожнього просвіту об'єм робочої рідини між діафрагмою 1 і поршнем 2 постійно змінюється. Корпус коректора 4 прикріплений до кузова автомобіля, а шток його золотника за допомогою важеля з'єднаний з поздовжнім важелем 3 підвіски колеса (у цьому прикладі — заднього). У разі руху автомобіля з постійним навантаженням золотник коректора знаходиться в нейтральному положенні. З появою додаткового навантаження азот у пружному елементі стискується, що супроводжується опусканням кузова і зменшенням дорожнього просвіту. Одночасно важіль переміщує золотник коректора, що відкриває прохід робочій рідині від центральної насосної установки в порожнину

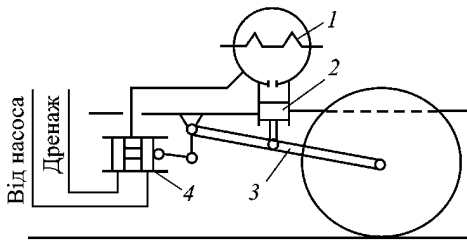


Рис. 10.20. Схема роботи дорожнього коректора («Сітроен»):

1 — діафрагма; 2 — поршень; 3 — важіль підвіски колеса; 4 — корпус коректора

циліндра гідрогазового стояка. При цьому поршень зі штоком переміщується вниз і через важіль підвіски опускає колесо, а кузов відповідно підіймається над опорною поверхнею дороги і водночас переводить золотник коректора в нейтральне положення. Після повернення у вихідну позицію підймання кузова припиняється. У разі зниження навантаження ко-

ректор діє навпаки, тобто відкриває на якийсь час вікна зливання робочої рідини з циліндра гідрогазового стояка в резервуар.

Заданий дорожній просвіт можна підтримувати автоматично і задавати за бажанням водія на ходу вручну установленням перемикача в одне з чотирьох положень: шосе, пересічена місцевість, мінімальний або максимальний дорожній просвіт.

Оскільки під час роботи підвіски в газовій порожнині стояків кількість газоподібного пружного середовища не змінюється (її лише перевіряють за тиском один раз на 60 тис. км пробігу), а об'єм газу змінюється залежно від навантаження, частота власних коливань підресореної маси автомобіля в усьому діапазоні навантажень нестала, що є принциповим недоліком розглянутої системи. На відміну від нерегульованих гідрогазових пружних пристроїв з лінійною характеристикою в цьому разі за повного навантаження автомобіля підвіска значно жорсткіша, ніж за мінімального.

Простіші і дешевші гідрогазові пружні стояки застосовано в підвісці типу «Гідрогаз» (Велика Британія) на легкових автомобілях «Остін», «Морріс» та ін., причому регулювання дорожнього просвіту в них не передбачене. Відмінною ознакою цього гідрогазового пружного пристрою є те, що тиск рідини передається на колесо не через поршень, а за допомогою діафрагми, яка прилягає під дією тиску рідини в робочій порожнині стояка до конічної внутрішньої поверхні її корпусу і конічного торця штока, забезпечує бажану зміну активної площі діафрагми, й отже, отримання сприятливої характеристики пружного пристрою у функції навантаження. Ця конструкція позбавлена згада-

ного вище основного недоліку гідрогазового стояка і за зростаючого навантаження частота власних коливань підвіски збільшується. Значна площа діафрагми дає змогу знизити як робочий тиск у пристрої, так і напруження в тілі діафрагми.

Відповідно до схеми пружного пристрою «Гідрогаз» (рис. 10.21) пружне середовище — вуглекислий газ — заповнює порожнину верхнього півкорпусу 5 за допомогою штуцера 4 між його півсферичним склепінням і верхньою діафрагмою 6, що відокремлює газ від робочої рідини. Остання заповнює простір у верхньому 5 і нижньому 7 півкорпусах пружного пристрою між верхньою 6 і нижньою 8 діафрагмами, передаючи тиск на конічну головку штока 1, зв'язаного з важелем підвіски. Штуцер 2 слугує для з'єднання з іншим стояком, розміщеним уздовж однойменного борту автомобіля. Це означає, що пружні елементи переднього і заднього лівих коліс взаємозалежні за допомогою рідини так само, як і пружні елементи коліс правого борту. У перемичці 3, що розділяє півкорпуси 5 і 7, розміщено два клапани амортизатора, виготовлені зі спеціальної гуми, і два жиклери сталого перетину, що підвищують чутливість пружного пристрою. Обидва згадані клапани однобічні, тобто один пропускає робочу рідину лише з нижнього півкорпусу у верхній, а інший — навпаки. Обидва клапани мають прогресивну характеристику зміни прохідного перетину у функції тиску, працюють безшумно, мають тривалий ресурс і високу надійність.

Зі зростанням навантаження формується потік робочої рідини крізь жиклери і клапан амортизатора з нижнього півкорпусу у верхній, об'єм рідини в якому збільшується. Це спричинює деформацію (підймання) верхньої діафрагми, зменшення об'єму газу і зростання його тиску, внаслідок чого у пружному пристрої відновлюється рівновага. Зі зниженням навантаження робоча рідина, навпаки, спрямовується під дією верхньої діафрагми в нижній півкорпус крізь жиклери і клапан відбивання амортизатора. В результаті рівновага в пруж-

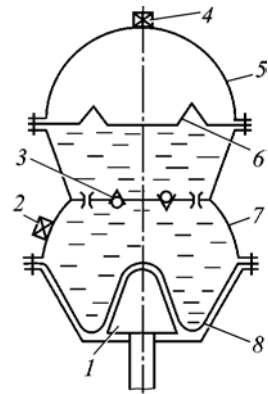


Рис. 10.21. Схема пружного елемента системи «Гідрогаз»:

1 — конічна головка штока; 2, 4 — штуцери; 3 — перемичка; 5, 7 — відповідно верхній і нижній півкорпуси; 6, 8 — відповідно верхня і нижня діафрагми

ному елементі знову відновлюється. Повний хід штока розглянутого пружного пристрою невеликий, що потребує значного передатного числа для збереження належного переміщення колеса. Зв'язок пружних елементів коліс однойменних бортів автомобіля успішно виконує функції стабілізатора поперечної стійкості, ефективно гасить поздовжні коливання підресореної маси (галопування) під час руху.

Водночас за великих навантажень на задній міст робоча рідина намагається перетекти у пружні пристрої передніх коліс, у результаті кузов сильно нахилиється назад. Для усунення цього недоліку в задню підвіску вводять додатковий пружний елемент, такий як торсіон у легковому автомобілі «Остін АLEGRO», щоправда, це помітно ускладнює підвіску.

Контрольні запитання і завдання

1. Які вимоги ставлять до підвісок та як їх класифікують? **2.** Зробіть порівняльний аналіз найхарактерніших схем підвісок автомобілів. Які з них найбільш поширені і чому? **3.** Які пружні елементи використовують у підвісках? Які з них найбільшою мірою задовольняють вимоги плавності ходу? **4.** Перелічіть елементи, з яких складаються ресорна та пружинна підвіски. Як вони працюють? **5.** Як стабілізатор поперечної стійкості зменшує поперечні нахили кузова при поворотах? **6.** Назвіть переваги гідрогазових пружних пристроїв. Як вони працюють? **7.** Для чого призначені амортизатори? Які процеси відбуваються в гідравлічному телескопічному амортизаторі за стиску (плавного і різкого) та віддачі (плавної і різкої)? **8.** Як однотрубний газонаповнений амортизатор гасить коливання в підвісці? **9.** Характеризуйте навантаження, що виникають у підвісці? **10.** Проаналізуйте, які несправності можуть виникнути в підвісках. За якими ознаками їх характеризують? **11.** Перелічіть операції технічного обслуговування елементів підвіски. Як перевірити справність амортизатора?



КОЛІСНИЙ І ГУСЕНИЧНИЙ РУШІЇ

11.1. ПРИЗНАЧЕННЯ, ВИМОГИ, КЛАСИФІКАЦІЯ

Призначення рушіїв:

- передавати на дорогу силу ваги трактора чи автомобіля;
- створювати на поверхні дороги зовнішні реактивні поздовжні сили, що зумовлюють рух чи зупинку трактора або автомобіля;
- створювати на поверхні дороги бічні сили, що змушують трактор або автомобіль рухатись по криволінійній траєкторії;
- зменшувати передані трактору чи автомобілю динамічні навантаження, що виникають під час руху по нерівній дорозі.

До колісних рушіїв ставлять такі основні вимоги:

- повна відповідність рекомендованій шині за розмірами, жорсткістю і конструкцією обода;
- надійне кріплення до маточини;
- міцність і довговічність; мінімальне биття; мінімальні маса і момент інерції; м'якість монтажу і демонтажу шини.

Колеса за експлуатаційним призначенням поділяють на 7 класів:

- 1 — для внутрішньозаводського транспорту;
- 2 — для автомобілів повною масою до 2 т;
- 3 — для автомобілів повною масою до 20 т;
- 4 — для автомобілів повною масою понад 20 т;
- 5 — для автомобілів підвищеної прохідності і причепів;
- 6 і 7 — для тракторів і сільськогосподарських машин.

Колеса класифікують:

- за видами застосовуваних шин — для камерних, безкамерних (аркових і пневмокопків), з регульованим тиском;
- за видами з'єднання колеса з маточиною — дискове, бездискове;
- за числом встановлених на маточину коліс — одинарне, здвоєне;

- за типом обода — нерознімний (симетричне, асиметричне), рознімний (посередині, сегментного типу);
- за способом закріплення бортів шин — залежно від тиску повітря, незалежно від тиску повітря.

До гусеничного рушія ставлять такі основні вимоги:

- забезпечення високих тягово-зчіпних якостей і прохідності трактора, високий ККД і мінімальний тиск на ґрунт;
- достатня довговічність;
- малі маса і габаритні розміри за достатніх міцності і надійності, простота і технологічність конструкції, зручність обслуговування і ремонту в польових умовах;
- мінімум регулювань і експлуатаційного обслуговування;
- збереження крони рослин та їхньої кореневої системи під час роботи машини в міжряддях.

Гусеничний рушій складається з двох замкнених гусениць, двох напрямних і двох ведучих коліс, опорних і підтримувальних котків, амортизаційних і натяжних пристроїв.

11.2. ВЗАЄМОДІЯ РУШІВ З ОПОРНОЮ ПОВЕРХНЕЮ

При коченні еластичного колеса по твердій дорозі деформації в передній частині контакту шини з дорогою нарастають, а в задній — зменшуються, тому елементарні вертикальні реакції, що діють з боку дороги на окремі точки протектора, у передній частині контакту більші, ніж у задній (рис. 11.1). У результаті прикладена рівнодійна Z_k нормальних реакцій, що за величиною дорівнює силі G_k , зміщується від вертикального діаметра вперед на деяку величину $a_{ш}$. Виникає пара сил Z_k і G_k і створюється момент $Z_k a_{ш}$, що протидіє коченню колеса. Щоб неведуче колесо котилося рівномірно, до нього потрібно прикласти штовхальну силу T_k , що разом із горизонтальною реакцією P_f дороги утво-

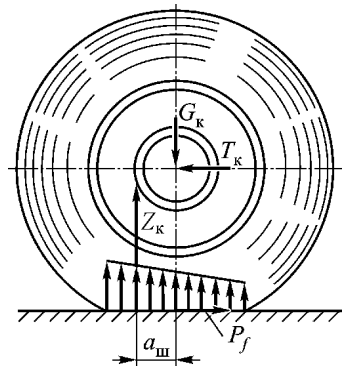


Рис. 11.1. Сили, що діють на колесо

рить пару сил. Момент цієї пари зрівноважить момент $Z_{\text{к}}a_{\text{ш}}$. Величину сили опору коченню P_f знаходять з умови рівноваги колеса $Z_{\text{к}}a_{\text{ш}} = P_f r_{\text{к}}$, звідки $P_f = Z_{\text{к}}a_{\text{ш}}/r_{\text{к}} = Z_{\text{к}}f$.

Відношення $a_{\text{ш}}/r_{\text{к}}$ називають *коефіцієнтом опору коченню*. Для асфальтобетонного покриття $f = 0,014 \dots 0,018$. Коефіцієнт f можна також визначити через відношення сили P_f , здатної спричинити рівномірне кочення колеса, до величини вертикального навантаження автомобіля G_a , тобто $f = P_f/G_a$. Для руху по горизонтальній дорозі сила опору коченню пропорційна повній вазі автомобіля $P_f = fG_a$.

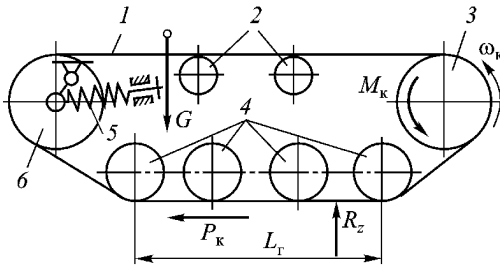


Рис. 11.2. Схема роботи гусеничного рушія:
 1 — гусеничний ланцюг; 2 — підтримувальні ролики; 3 — ведуча зірочка; 4 — опорні котки; 5 — амортизаційний пристрій; 6 — напрямне колесо

Гусеничний рушій працює в такий спосіб. Підведений від двигуна момент обертає ведучу зірочку 3 (рис. 11.2), що перемотує гусеничний ланцюг 1.

Гусениця, що знаходиться у зчепленні з опорною поверхнею, сприймає зусилля реакцій опорної поверхні і передає його остову трактора. Гусениця, що перемотується зірочкою, безупинно укладається на опорну поверхню в напрямку руху трактора і водночас підіймається з опорної поверхні, передаючи остову реакцію, що штовхає трактор.

У процесі роботи гусеничного рушія на опорну частину гусениці діють нормальні сили R_z , спричинені в основному ваговими навантаженнями G , і дотичні реакції опорної поверхні $P_{\text{к}}$ від крутного моменту $M_{\text{к}}$ на ведучій зірочці, що обертається зі швидкістю $\omega_{\text{к}}$.

11.3. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ КОЛІСНИХ РУШІЇВ. МАРКУВАННЯ ШИН

Колесо складається з шини, обода, сполучної частини з деталями кріплення, маточини, підшипників.

Типову конструкцію колеса з глибоким ободом, з тих, що встановлюються на легкових автомобілях, вантажних автомобілях вантажо-підйомністю до 1,5 т і колісних тракторах, ілюструє рис. 11.3.

Для легкових автомобілів колеса виконують нерознімними, звареними з двох частин — обода і диска. Сталевий лист чи смуга, придатні для холодної обробки тиском, завтовшки 1,8 – 4,5 мм застосовують для обода і 2,4 – 5,75 мм — для диска. Диски виконують суцільними, з вирізами і ребрами. Вирізи роблять для охолодження гальмового механізму і зменшення маси диска.

Обід складається із закраїн, тобто бічних упорів для бортів шини (відстань між закраїнами є шириною обода); полиць, тобто посадочних місць бортів шини, похилих до середини на 5 чи 15°; заглиблення для полегшення монтажу шини. Заглиблення обода може бути розміщене симетрично відносно центральної площини обертання чи зі зміщенням (див. рис. 11.3, *a*). Ободи зі зміщенням заглиблення поширені більше, оскільки зручніші для компонування гальмового механізму.

Обід позначають за шириною і діаметром через косий хрест у разі глибокого обода або через тире — у разі плоского обода. Для камерних і безкамерних шин кут нахилу конічних смуг обода дорівнює 5°. Натяг бортів камерних шин на конічних полицях становить

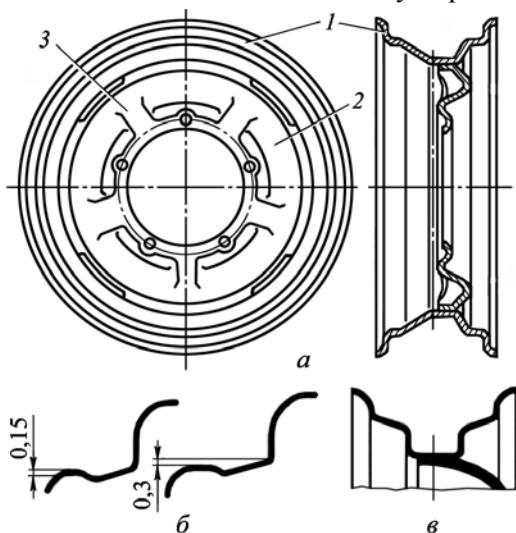


Рис. 11.3. Конструкція колеса з глибоким ободом:

a — колесо з асиметричним ободом; *б* — профілі посадочних полиць для безкамерних шин; *в* — симетричний профіль обода; 1 — обід; 2 — диск; 3 — ребра жорсткості

0,75 – 1,0 мм на діаметр, а для безкамерних — 1,2 – 1,5 мм. Колеса безкамерних шин повинні мати велику жорсткість і добру герметичність. Для безкамерних радіальних шин застосовують безпечні контури полиць обода з підкатом для запобігання миттєвому виходу повітря (див. рис. 11.3, б). Підкатом називають виступ по колу для надійної посадки борту. Підкат дещо утруднює демонтаж шини.

Колеса вантажних автомобілів і автобусів виконують з розбірним ободом, вони бувають дисковими (рис. 11.4) або бездисковими. Диск колеса має сприймати значні вертикальні, бічні і поздовжні навантаження від дороги і передавати їх через елементи кріплення на маточину колеса. Кут нахилу конічних полиць обода: 5° — для шин загального призначення; 10° — для аркових шин і пневмоколективів; 15° — для глибоких ободів безкамерних шин. Допуски на кут нахилу $+1^\circ$, на посадочний діаметр обода $+0,4$ мм. Для полегшення центрування рознімних у поздовжній площині ободів останні мають у замковій частині з внутрішнього боку конічні поверхні (кут конуса 28°) для контакту з конічними поверхнями на маточині і притискачах. Маточини мають п'ять — шість спиць, їх виливають зі сталі або високоміцного чавуну.

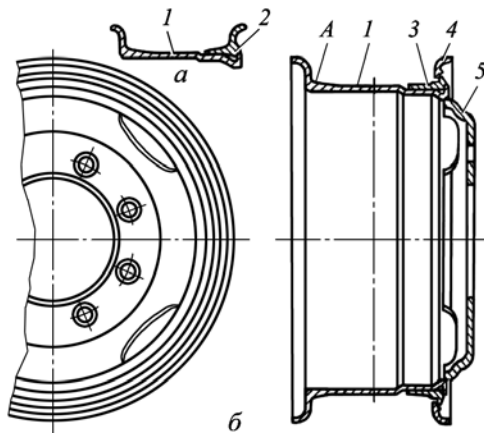


Рис. 11.4. Дискові колеса вантажних автомобілів з двокомпонентним (а) і трікомпонентним (б) ободами:

1 — основа обода; 2 — нерозрізне бортове кільце; 3 — розрізне замкове кільце; 4 — розрізне бортове кільце; 5 — диск

Колесо для аркових шин складається з обода з привареними до нього внутрішніми бортовими кільцями і диском. Знімні бортові кільця з гумовими ущільнювачами кріплять до коліс бортами і затискають шину.

Для великогабаритних шин застосовують бездискові колеса. Замкова частина має конічну поверхню з кутом 28° для монтажу на бездискову маточину, а посадочні кільця — конічні поверхні з кутом 5° для посадки бортів шини. Матеріалами для виготовлення металевих частин коліс (дисків

коліс, ободів і бортових кілець) є вуглецеві сталі — Ст3, 15, 20 або киплячі сталі — СтЗкп, 15кп, 08кп. Для замкових коліс застосовують сталь 45 чи 20. За глибокого витягування ободи виконують зі сталі 08кп.

З метою зниження маси і моменту інерції колёса доцільно виготовляти з легких сплавів чи пластмас. Так, маса колеса зі сталевго листа в середньому становить 6,5 кг, а лите алюмінієве колесо на 1 кг легше. Штамповане алюмінієве колесо легше на 25 %, однак вартість його в кілька разів вища. Висока вартість алюмінію і велика трудомісткість виготовлення алюмінієвих коліс стримує їх широке застосування. З тих самих причин обмежене застосування пластмасових коліс; крім того, в них складно зміцнювати кріпильні отвори.

Шина — це еластична гумокордова оболонка складної конструкції, що монтується на обід колеса і наповнюється стисненим повітрям. Пневматичні шини є відповідальними деталями ходової частини автомобіля і колісного трактора, що виконують велику і складну роботу.

До шин ставлять такі вимоги:

- відповідність пружних властивостей нормальної, бічної, крутильної і кутової жорсткостей, тангенціальної еластичності параметрам автомобіля та умовам руху;
- камерні і безкамерні шини, змонтовані на ободі, мають бути герметичними і забезпечувати задану стабільність внутрішнього тиску;
- зчеплення шини з покриттям дороги має бути достатнім, а опір коченню — мінімальним;
- шина має забезпечувати низьке питоме навантаження в контактi з дорогою;
- рисунок протектора має відповідати дорожньому покриттю;
- биття шин не повинне перевищувати: для радіальних шин з посадочним діаметром 13 і 14 дюймів — радіальне 1, бічне 1,5 мм; для радіальних шин з посадочним діаметром 15 дюймів — радіальне 1,5, бічне 2 мм; для діагональних шин — радіальне 2, бічне 3 мм;
- рівень шуму під час руху має бути в межах допустимого;
- шина має бути достатньо міцною (протистояти проколам та іншим видам пошкоджень), зі зносостійким протектором, забезпечувати задану довговічність;
- бути зручною для монтажу і демонтажу, ремонтпридатною.

За зовнішнім виглядом і робочими ознаками у шині розрізняють такі основні частини: каркас, брекер, протектор, боковину, борти (рис. 11.5).

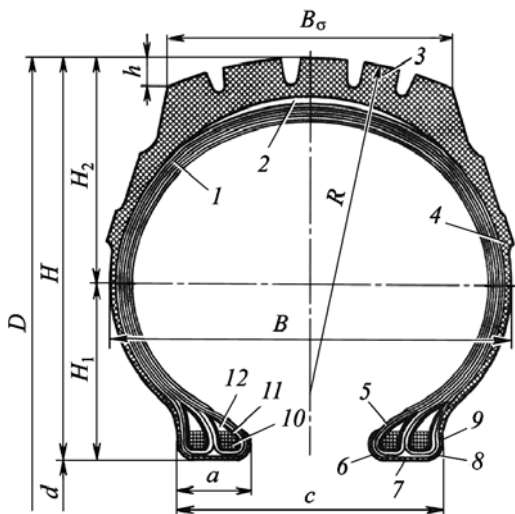


Рис. 11.5. Радіальний розріз шини:

1 — каркас; 2 — брекер; 3 — протектор; 4 — боковина; 5 — борт; 6–8 — відповідно носок, основа і п'ятка борту; 9 — бортова стрічка; 10 — бортовий дріт; 11 — обгортка; 12 — наповнювальний шнур; H — висота профілю; H_1 — відстань від основи до горизонтальної осьової лінії профілю; H_2 — відстань від горизонтальної осі до екватора; B — ширина профілю; B_σ — корона; R — радіус кривизни протектора; D — зовнішній діаметр шини; d — посадочний діаметр шини; h — стріла дуги протектора; c — ширина розходження бортів; a — ширина борту

Пневматичні шини класифікують:

- за призначенням — для легкових, вантажних автомобілів та автомобілів високої прохідності;
- за способом герметизації — камерні, безкамерні;
- за профілем — звичайного профілю ($H/B = 0,89$; $C/B = 0,65 \dots 0,76$), широкопрофільні ($H/B = 0,60 \dots 0,90$; $C/B = 0,76 \dots 0,89$), низькопрофільні ($H/B = 0,70 \dots 0,88$; $C/B = 0,69 \dots 0,76$), аркові ($H/B = 0,39 \dots 0,50$; $C/B = 0,9 \dots 1,0$), пневмокоток ($H/B = 0,25 \dots 0,39$; $C/B = 0,9 \dots 1,0$);
- за розмірами — великогабаритні ($B \geq 350$ мм, незалежно від діаметра), середньогабаритні ($B = 200 \dots 350$ мм, $d \geq 457$ мм), малогабаритні ($B \leq 260$ мм, $d \leq 457$ мм);
- за конструкцією — діагональні (кут нахилу нитки в середині бігової доріжки $45 - 60^\circ$), оперезані діагональні (у брекері кут нахилу нитки понад 60°), радіальні (кут нахилу нитки в каркасі 0° , у брекері менше 65°), з регульованим тиском, безкамерні, зі знімним протектором у каркасі.

Стандартні шини, параметри яких відповідають ДСТУ, застосовують для автомобілів і тракторів різних моделей, для причепів та інших транспортних засобів. Шини виконують за замовленням заводу як для автомобілів і тракторів масового виробництва, так і автомобілів і тракторів дрібно- чи середньосерійного виробництва.

Під час вибору шин для вантажних автомобілів і колісних тракторів особливу увагу звертають на надійність, строк служби, малий опір коченню, на відповідність рисунка протектора дорожнім умовам. Одноразом з вибором шини добирають обід колеса.

Основні тенденції розвитку конструкцій шин: зменшення відносної висоти профілю, застосування радіальних і безкамерних шин. Для безкамерних шин потрібен спеціальний глибокий обід, що забезпечує повне ущільнення за простоти монтажу. Кут нахилу полиці в такому ободі становить 15° замість 5° у камерних.

У разі вибору шин для легкового автомобіля особливі вимоги ставлять до безпеки, економічності, комфортабельності і забезпечення оптимального діаметра шини за заданої вантажопідйомності.

Вимоги до безпеки шини передбачають:

- виключення розриву (можливий за зростання тиску до 2,0 – 2,5 МПа; експлуатаційний тиск, за якого гарантований запас міцності на розрив становить близько 0,2 МПа);

- надійність прилягання бортів до закраїн обода;

- запобігання зсуву бортів шини за зниження тиску;

- сповільнення або запобігання зниженню тиску при проколі шини (у цьому разі найбезпечніша безкамерна шина, оскільки герметизувальний шар заповнює прокол);

- передачу тягових і гальмових сил без проковзування;

- швидкісну міцність, тобто міцність на розрив шини під дією відцентрової сили; для високошвидкісних автомобілів (за швидкості понад 200 км/год) небезпека розриву шин стає реальною, а для гоночних автомобілів може бути катастрофічною;

- зниження можливості ушкоджень бічних стінок; мале нагрівання.

Вимоги до економічності шини передбачають:

- низьку вартість комплексу шин;

- зносостійкість (тривале збереження глибини рисунка протектора 8 – 9 мм);

- малий опір коченню;

- допустимий дисбаланс і ремонтпридатність.

Каркас шини (покришки) є її силовою частиною, обмежує об'єм накачаної камери (у разі камерної шини) і передає навантаження, що діють на колесо з боку дороги, на обід колеса. Каркас складається з одного чи декількох накладених один на одного шарів, вкритих гумою текстильного корду (див. рис. 11.5).

На роботу каркаса істотно впливає товщина вкритого гумою текстильного корду. Зменшення його товщини забезпечує зниження втрат на внутрішнє тертя, й отже, зменшення тепловиділення, поліпшення умов охолодження, зменшення витрати гуми, маси шини, рівномірнішу роботу та поліпшує інші якості. Міцність покритишки в основному визначається міцністю корду.

У діагональних шинах (рис. 11.6, *а*) нитки корду в середніх шарах каркаса перехрещені, тобто розміщені під деяким кутом. Кут нахилу

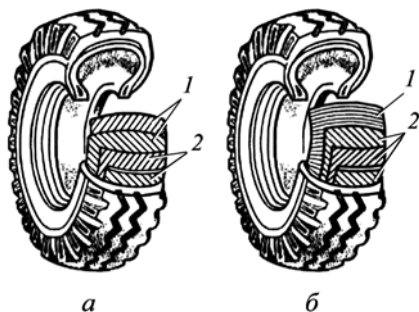


Рис. 11.6. Діагональна (*а*) та радіальна (*б*) шини:
1 — каркас; 2 — брекер

ниток корду по біговій доріжці протектора до меридіональної площини перетину профілю шини становить 52 – 54°. Такий нахил ниток корду в каркасі забезпечує добрий розподіл зусиль у разі деформації покритишки і найбільшу її міцність за достатньої амортизації. У каркасі покритишки діагональної будови завжди парне число шарів корду.

Особливість конструкції радіальних шин (див. рис. 11.6, *б*) типу *R* полягає насамперед у тому,

що нитки корду в шарах каркаса розміщені радіально по профілю шини в напрямку від одного борту до іншого, тобто в усіх шарах каркаса нитки корду паралельні одна одній. Отже, кожен шар корду в каркасі шин типу *R* працює начебто самостійно (не в парі із сусіднім шаром). У результаті цього напруження, які виникають під час роботи в нитках корду каркаса шин типу *R*, приблизно вдвічі менші, ніж у діагональних шинах, що дає змогу відповідно зменшити число шарів корду.

Оскільки каркас шин типу *R* тонший і нитки корду в його шарах паралельні, він еластичніший, легше деформується, й отже, тепловиділення в ньому менше, ніж у діагональних шинах.

Щоб зменшити деформацію бічних поверхонь шин, тиск повітря в шинах типу *R* має бути трохи вищим (до 20 – 30 %), ніж у шинах діагональної будови, але при цьому радіальна деформація шин типу *R* все-таки на 10 – 20 % вища через більшу їх еластичність.

Брекером називають гумовий, гумокордовий або гумометалокордовий шар, розміщений між каркасом і протектором. Як правило, він

складається з двох і більшої кількості шарів зрідженого, вкритого гуною корду. Брекер забезпечує міцний зв'язок протектора з каркасом і запобігає відшаруванню протектора від каркаса під дією на шину гальмових і відцентрових сил, а також сприймає частину ударного навантаження на шину, зменшуючи силу ударів, що передаються від протектора до каркаса.

Функції брекера реалізуються правильним добором матеріалів (корду і гуми), які мають забезпечувати плавний перехід жорсткості від каркаса до протектора.

Найперспективнішим армувальним матеріалом для брекера шин легкових автомобілів є металокард. Це пояснюють тим, що серед традиційних армувальних матеріалів йому немає рівних за показниками розривної міцності і модулем. Це особливо важливо для нерозтяжного брекера радіальної шини.

Протектором називають товстий шар гуми, розміщений по короні покришки і який стикається з дорогою при коченні колеса. Призначення протектора — забезпечувати зносостійкість шини, добре зчеплення з дорогою, ослаблювати вплив поштовхів і ударів на каркас шини, частково поглинати коливання, і насамперед крутильні в трансмісії, оберігати каркас і камеру від механічних пошкоджень і вологи.

У процесі кочення колеса протектор працює на розтяг, двобічний стиск і зсув.

Протектор складається з рельєфного малюнка і підканавного шару. Останній зазвичай становить 20 – 40 % товщини протектора. Занадто тонкий підканавний шар спричинює розтріскування протектора, підвищення деформацій ниток корду першого шару каркаса, зменшення міцності каркаса під дією зосередженого навантаження, а надмірно товстий — погіршує умови охолодження шини, збільшує частку залишкових деформацій у гумі, призводить до перегрівання і розшарування покришки.

Високий рельєфний малюнок протектора збільшує масу шини, зумовлює швидше її нагрівання і розшарування, збільшує момент інерції колеса та його опір коченню. Особливо інтенсивне тепловиділення спостерігається за підвищених швидкостей руху, коли з'являються додаткові деформації протектора через дію сил інерції.

Рисунок протектора (рис. 11.7) визначає експлуатаційне призначення шини. Від нього залежить зчеплення шини з дорогою, інтенсив-

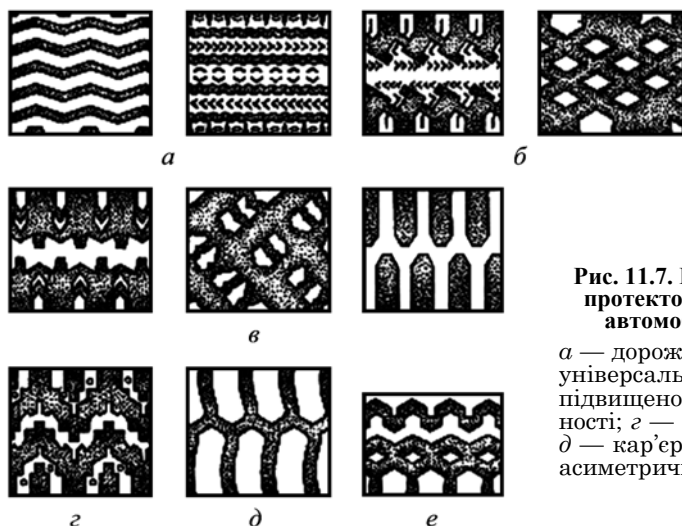


Рис. 11.7. Рисунок протектора шин автомобілів:

a — дорожній; *б* — універсальний; *в* — підвищеної прохідності; *г* — зимовий; *д* — кар'єрний; *е* — асиметричний

ність зношення, видалення бруду і вологи із зони контакту з дорогою, тепловідведення від каркаса покришки, безшумність під час руху автомобіля, рівномірність тиску на каркас шини і дорогу, прохідність автомобіля чи трактора по дорогах різних категорій.

Шини з дорожнім рисунком протектора (див. рис. 11.7, *a*) призначені для експлуатації переважно на дорогах з удосконаленим капітальним покриттям.

Шини з універсальним рисунком протектора (див. рис. 11.7, *б*) призначені для експлуатації на дорогах з удосконаленим полегшеним покриттям.

Рисунок протектора підвищеної прохідності (див. рис. 11.7, *в*) застосовують на шинах, призначених для експлуатації в умовах бездоріжжя і важкопрохідних ґрунтових доріг. Їх використання переважно на дорогах із твердим покриттям недоцільне, оскільки це скорочує строк їх служби, збільшує жорсткість ходу і погіршує стійкість.

Зимовий малюнок протектора (див. рис. 11.7, *г*) призначений для поліпшення стійкості автомобілів на дорогах, вкритих шаром льоду і снігу. Для зимового рисунка протектора характерні невелика площа виступів звивистої поверхні (55 – 65 % загальної площі бігової доріжки) й отвори для шипів протиковзання в ґрунтозачехах з боків бігової доріжки протектора. На сухих дорогах у літню пору року ґрунтозацепи швидко зношуються, тому шини із зимовим рисунком протектора рекомендують застосовувати тільки взимку, напровесні і пізно восени.

Різновидом зимових шин за експлуатаційним призначенням є шини з неметалевими шипами протиковзання, призначені для підвищення стійкості і безпеки руху автомобіля на ковзних зледенілих дорогах і по льоду. Застосування таких шин зменшує гальмівний шлях автомобіля в 2 – 2,5 раза, поліпшує його розгін у 1,5 раза і різко підвищує заносостійкість шин. Шини із шипами протиковзання не мають переваг порівняно з нешипованими в разі руху дорогами, вкритими пухким неукоченим снігом. На дорогах з удосконаленими покриттями, без снігової чи крижаної кірки шипи погіршують зчеплення шин із дорожнім покриттям.

Щоб запобігти передчасному випаданню шипів, потрібно уникати різкого розгону і різкого гальмування автомобіля. Обкатують ошиповані шини пробігом 800 – 1000 км. У період обкатування швидкість руху легкових автомобілів не повинна перевищувати 70 км/год.

Боковиною шини (див. рис. 11.5) називають гумовий шар завтовшки 1,5 – 3 мм, що вкриває бічні стінки каркаса й оберігає його від волиги і механічних пошкоджень.

Боковина має бути досить тонкою й еластичною, щоб добре втримувати багаторазовий вигин і мало впливати на жорсткість корпусу. На боковини шин наносять усі оговорені технічною документацією умовні позначення, що характеризують шину.

Борти — жорсткі частини шини, слугують для надійного кріплення її на ободі колеса. Вони складаються з бортового кільця, виконаного зі сталевого дроту, твердого профільного гумового шнура, обгортки й ущільнювальних стрічок. Металеве кільце надає борту необхідної жорсткості і міцності, а твердий гумовий шнур — монолітності, забезпечує поступовий перехід від жорсткості сталевого кільця до еластичної боковини, формування борту. Бортове кільце разом із накладеним на нього гумовим шнуром і підсилювальними стрічками слугує для зміцнення складових частин борту в покришці.

Особливості конструкції, що визначають тип шини, крім будови каркаса, брекера і рисунка протектора, поділяються також залежно від способу герметизації і конфігурації профілю поперечного перетину.

Камерна шина — пневматична шина, в якій повітряна порожнина утворена герметизувальною камерою. Камера виготовлена у вигляді кільцевої труби з повітронепроникної еластичної гуми й оснащена вентилем.

Безкамерна шина — пневматична шина, в якій повітряна порожнина утворена покришкою й ободом колеса; герметизація досягається

за рахунок спеціального герметизувального шару гуми, що має підвищену газонепроникність.

Герметизувальний шар у безкамерній шині призначений для максимального підвищення її повітронепроникності і за наскрізного проколу шини сприяє миттєвому затягуванню отвору навколо предмета, що встромився в неї. Витікання повітря з безкамерної шини, що має прокол, відбувається протягом тривалого часу, що забезпечує достатній пробіг шини.

Безкамерні шини з герметизувальним шаром мають такі основні переваги порівняно з камерними:

- підвищену безпеку під час руху автомобіля через відсутність різкого падіння внутрішнього тиску повітря в проколотій шині;
- підвищену герметичність, оскільки тиск повітря знижується в них повільніше, ніж у камерних;
- менше нагрівання під час роботи внаслідок тепловідведення через відкриту частину обода;
- меншу кількість випадків демонтажу і монтажу шини упродовж її служби, оскільки проколи безкамерної шини (діаметром до 10 мм) можна ремонтувати без демонтажу її з обода;
- меншу трудомісткість ремонту безкамерної шини порівняно з камерною;
- простіше і надійніше кріплення вентиля (на ободі, а не на камері);
- можливість використання безкамерної шини як камерної у разі негерметичності обода або після ремонту великих наскрізних пошкоджень.

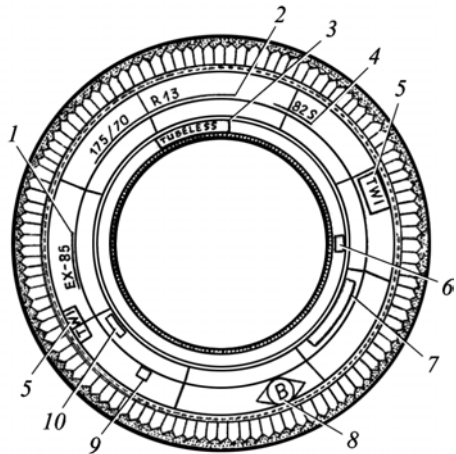
Водночас безкамерна шина з герметизувальним шаром порівняно з камерною має такі недоліки:

- герметичність безкамерної шини, що перевіряється після монтажу її на диск колеса і накачування повітрям, залежить як від стану самої шини, так і обода;
- у разі застосування безкамерних шин підвищуються вимоги до стану ободів;
- безкамерні шини потребують дуже обережного поводження, тому що невелике пошкодження герметизувального шару в бортовій частині знижує герметичність шини.

На кожен покришку (безкамерну шину) наносять *маркування* (рис. 11.8): найменування фірми чи товарний знак заводу-виготівника; позначення (розмір) шини; модель шини; дата виготовлення покришки;

Рис. 11.8. Маркування шин:

1 — Бл-85 — модель шини; 2 — 175/70R13 (де 175 — ширина профілю в міліметрах, 70 — індекс серії шини, R — радіальний корд, 13 — посадочний діаметр шини в дюймах); 3 — Tubetype (камерна шина), Tubeless (безкамерна шина); 4 — 82S (82 — індекс максимально допустимої вантажопідйомності, S — індекс максимально допустимої швидкості); 5 — TWI (напис у місцях встановлення індикаторів зношення); 6 — червона позначка з номером відділу технічного контролю підприємства-виготівника; 7 — 239B023412 (23 — тиждень випуску шини: від першого до 52-го; 9 — рік виготовлення шини (1999); B — літерний індекс заводу-виготівника, 023412 — порядковий номер шини); 8 — В (товарний знак заводу-виготівника); 9 — біла позначка легкого місця покришки, яку під час монтажу слід з'єднати з вентиляем; 10 — E — шини, атестовані відповідно до правил № 30 ЄЕК ООН, DOT — шини, атестовані у США



індекс підприємства; порядковий номер; індекс швидкості; індекс вантажопідйомності (для шин легкових автомобілів); норма шарності (для шин вантажних автомобілів); балансувальна позначка; номер стандарту чи ТУ на шини; штамп технічного контролю і сортність виробу; індекс країни і номер сертифікату безпеки шини; номер пресформи; позначка з номерами складальника і зміни, що вказують, у яку зміну, на якому агрегаті і хто виготовив цю шину.

Написи на шині умовно поділяють на товарні та інформаційні.

Товарні написи виконують великим рельєфним шрифтом; вони містять основну інформацію про шину для споживача: розмір, модель, виготівник, індекс серії (для низькопрофільної серії).



Рис. 11.9. Товарні знаки шинних заводів

На вітчизняних шинах виготівника позначають товарним знаком (рис. 11.9) і літерним індексом (табл. 11.1), що включається в заводський номер шини.

Таблиця 11.1. Індекси та найменування шинних заводів СНД

Номер товарного знака на рисунку	Індекс заводу-виготівника	Найменування підприємства
1, 1'	Б	Бакинський шинний завод
2	Бр	Барнаулський шинний завод
3	Бел	ВО «Бобруйськшина»
4	Бц	ВО «Білоцерківшина»
5	Вл	Волзький шинний завод
6	В	Воронезький шинний завод
7	Д	ВО «Дніпрошина»
8, 8'	Е	Єреванський шинний завод
9	К	Кіровський шинний завод
10	Кя	Красноярський шинний завод
11, 11'	Л	Завод гумових виробів ВО «Червоний трикутник»
12, 12'	М	Московський шинний завод
13	Нк	ВО «Нижньокамськшина»
14	О	ВО «Омськшина»
15	Оп	Дослідний шинний завод НДІШП
16, 16'	С	Єкатеринбурзький шинний завод
17	Ч	ВО «Чимкентшина»
18	Я	Ярославський шинний завод

У позначеннях *діагональних шин* перше число означає ширину профілю шини в дюймах, друге — номінальний посадочний діаметр у дюймах (див. рис. 11.5). На вітчизняних діагональних шинах трапляються також подвійні позначення, наприклад: 155 – 330 (6,15 – 13) або 165 – 13 (6,45 – 13), де, крім дюймів, відповідні розміри дано в міліметрах, однак навіть за подвійних позначень популярніші і загальноживаніші позначення в дюймах.

Для позначення *радіальних шин* легкових автомобілів перше число (ширину профілю) прийнято зазначати у міліметрах, останнє (посадочний діаметр) — у дюймах.

Індекс серії низькопрофільної шини ставлять у середині позначення розміру шини після косої риски (180/70), він вказує відношення висоти профілю H до ширини шини B (див. рис. 11.5). Іноді для шин з індексом профільності 82 чи 80 ці величини не зазначають.

Наявність літери *P* чи *R* у середній частині позначення розміру шини означає, що шина радіальної конструкції, відсутність цієї літери — що шина діагональна.

Модель шини наносять також великим шрифтом на боковину. Інші інформаційні написи відповідно до міжнародних норм наносять в основному англійською мовою.

Індекс швидкості — прийняте умовне позначення максимально допустимої швидкості, для шин: $L = 120$; $P = 150$; $Q = 160$; $S = 180$ км/год.

Індекс вантажопідйомності — прийняте умовне позначення максимально допустимого навантаження. Індекс 75 відповідає 387 кг, 78 — 425; 80 — 450; 82 — 475; 84 — 500; 85 — 515; 88 — 560; 91 — 615; 92 — 630; 103 — 857 кг.

Крім того, на боковині шин наносять такі інформаційні написи і маркувальні позначки (потрібно спеціальним службам транспорту, ДАІ, заводській експертизі):

- «STEEL» — металокард у брекери;
- «RADIAL» — радіальна конструкція, «TUBELESS» — безкамерна; для камерних шин позначення «TUBE TYPE» або «TUBE»;
- заводський (серійний) номер, наприклад 388 Бел 502311: 388 — позначення дати виготовлення, де 38 — порядковий номер тижня з початку року, 8 — остання цифра року виготовлення (1998); Бел — Білоруський шинний завод, м. Бобруйськ; 502311 — порядковий номер шини (раніше позначали дату виготовлення, наприклад IV81, де IV — місяць, 81 — рік);
- дату виготовлення, крім того, наносять окремою групою цифр, поза серійним номером;
- позначення стандарту чи технічних умов, за якими виробляється шина, наприклад: ГОСТ 4754–80 чи ТУ 38.104292–82;
- штамп відділу технічного контролю (ВТК) із зазначенням сорту шини наносять фарбою;
- балансирувальна позначка — точка або кружечок, виконані світлою або червоною фарбою, наносять у легкому місці покриття (позначене місце сполучення з вентилем камери);
- для шин із напрямленим рисунком протектора (в основному підвищеної прохідності) — стрілка, що вказує напрямок обертання колеса;
- у зоні, прилеглої до протектора, — покажчики індикаторів зношення «TWI — TREAD WEAR INDICATION» розміщені рівномірно в шести місцях по колу, для зимових шин — знак «M + S» (MUD AND SNOW — болото і сніг);

- для морозостійких шин — «Північ»;
- для шин, призначених для ошипування, — літера «Ш»;
- знак E в кружечку з двома цифровими індексами підтверджує, що шина перевірена на відповідність європейському стандарту безпеки — Правилу № 30 Європейської економічної комісії ООН. Одно- чи двозначний індекс у кружечку — умовний номер лабораторії, у якій спеціально уповноважена урядом організація провела перевірку. Наприклад, E₅ (у кружечку) — перевірено у Швеції, E₈ — у Чехії. П'яти- чи шестизначний індекс поруч із кружечком — номер сертифіката офіційного документа, що підтверджує позитивні результати перевірки, видані лабораторією, що проводила перевірку;
 - поруч із товарним знаком, як правило, наносять дво- чи тризначний цифровий індекс — порядковий заводський номер прес-форми, в якій виготовлена шина;
 - у зоні, близькій до борту шини, розміщують одну (для діагональної) чи дві (для радіальної) прямокутні позначки з кольорової гуми і з рельєфними номерами, запресованими в боковину; що означають номери складальників, які виготовили шину;
 - кольорова лінія вздовж протектора означає робочу зміну протекторного агрегата, що випускав гумову заготовку протектора (у кожній зміні на конкретному заводі свій колір).

Крім того, маркувальну лінію на протекторі використовують для контролю точності положення заготовок бігової частини шини.

Розглянемо кілька прикладів позначень на різних шинах.

Приклад маркування діагональної шини легкового автомобіля: 155-13/6,15-13, модель И-151, 75, P, ГОСТ 4754–80 та окремо від зазначеного маркування 178 Вл 007451, де 155 і 6,15 — позначення ширини профілю в міліметрах і дюймах, 13 — позначення посадочного діаметра в дюймах; 75 — індекс вантажопідйомності; P — індекс швидкості; ГОСТ 4754 — стандарт, за яким виробляється шина; 178 Вл 007451 — номер, у якому 178 — дата випуску (сімнадцятий тиждень 1998 р.); Вл — позначення заводу-виготівника; 007451 — порядковий номер шини. Допускається позначення також і за старими правилами: Вл 0592 007451 означає: Вл — позначення заводу-виготівника; 0592 — п'ятий місяць 1992 р.; 007451 — порядковий номер шини.

Приклад маркування радіальної шини вантажного автомобіля: 260-508P (9,00R20), модель И-Н124Б; НС12; ДСТ 5513–75 і, окремо від зазначеного маркування, Нк VI89 085743, де 260 і 9,00 — позначення ширини профілю шини в міліметрах і дюймах; 508 і 20 — позначення посадочного діаметра у міліметрах і дюймах; літери P або R указують, що шина радіальна; НС12 — норма шарності; ГОСТ 5513–75 — стандарт, за яким випускають шини; Нк — позначення заводу-виготівника; VI89 — дата випуску (шостий місяць 1989 р.); 085743 — порядковий номер шини.

Приклад маркування широкопрофільної шини вантажного автомобіля: 1300/530 – 533, модель ВІ-3, НС12, ДСТ 13298–78 й, окремо від зазначеного маркування, ВХ89 05145, де 1300 — позначення зовнішнього діаметра, мм; 530 — ширина профілю, мм; 533 — позначення посадочного діаметра, мм; НС12 — норма шарності; ДСТУ 13298–78 — стандарт, за яким випускають шину; В — позначення заводу-виготівника; Х89 — дата випуску (десятий місяць 1989 р.); 051457 — порядковий номер шини.

У маркуванні шин вантажних автомобілів індекс вантажопідйомності та індекс швидкості замінюють на норму шарності, що вказує допустиме навантаження на шину.

Нині в експлуатацію надходять шини різних закордонних фірм, в основному із європейських заводів провідних шинних фірм: «Мішлен», «Гудієр», «Піреллі», «Данлоп», найбільшої японської фірми «Бріджстоун», зимові шини фінської фірми «Нокія». За своїми геометричними і навантажувальними характеристиками ці шини аналогічні відповідним типорозмірам вітчизняних шин, їх можна встановлювати на ті самі автомобілі і з тими самими робочими тисками. В цих шинах можна використовувати камери вітчизняного виробництва.

За ресурсом, позначенням і впливом на поведінку автомобіля закордонні і вітчизняні шини в основному аналогічні, однак є і деякі відмінності, в тім числі в додатковій інформації, що позначає таке:

- DOT — позначення, яким виготівник гарантує відповідність шин стандарту N 109 США, що регламентує вимоги до безпеки руху транспортних засобів, у тім числі до шин, — умовне позначення виготівника за реєстрацією США, наприклад Х6, V7;

- умовне позначення (код) розміру шини (наприклад, «С2», «F6») за класифікацією, прийнятою у США;

- на шинах, що можуть поставлятися в США і Канаду, наносять величини максимального навантаження і тиску у фунтах (навантаження), фунтах/кв.дюйм (тиск) і в метричній системі з позначкою «FOR USA AND CANADA CODES ONLY» — дані тільки для США і Канади;

- типи корду в бічній стінці і під протектором, наприклад: «SIDEWALL 1 RAYON TREAD 1 RAYON 2 STEEL 1 NYLON» — в боковині 1 шар віскозного корду, під протектором — 1 шар віскозного, 2 шари металевого і 1 шар нейлонового (анідного) кордів);

- MADE IN USA — зроблено в Сполучених Штатах Америки.

Позначення на камерах. На автомобільні камери наносять:

- товарний знак заводу-виготівника;
- позначення камери;

- розміри покришок, для яких призначено камеру;
- штамп ВТК.

На камери з бутилкаучуку наносять літери БК або жовту поздовжню смугу.

Колеса прийнято позначати основним розміром ободів — шириною профілю обода. Приклади умовного позначення коліс і ободів: 127J(5J); 152L(6L); 114E(4.5E), де цифри 127(5), 152(6), 114(4.5) позначають ширину профілю обода в міліметрах і в дюймах (у дужках); літери J, L, E — тип бортових закраїн ободів, що мають уніфіковані розміри.

11.4. НАВАНТАЖЕНІСТЬ КОЛІС. ВИДИ РУЙНУВАНЬ ОСНОВНИХ ДЕТАЛЕЙ

Колесо може мати п'ять режимів кочення: ведучий, вільний, нейтральний, ведений і гальмовий (рис. 11.10).

Навантажувальні режими колеса визначаються режимом його кочення.

За *ведучого режиму* кочення колеса (див. рис. 11.10, *a*) поздовжня реакція R_x поверхні дороги спрямована в напрямку руху, тобто $R_x > 0$ (відрізок l на рис. 11.10, *e*). На колесо діє ведучий момент M_T , що за напрямком збігається з кутовою швидкістю ω_k колеса. З боку колеса на автомобіль або колісний трактор діє сила тяги P_T , що збігається з напрямком руху, а з боку автомобіля або трактора на колесо діє така сама

за величиною, але спрямована протилежно сила P_x .

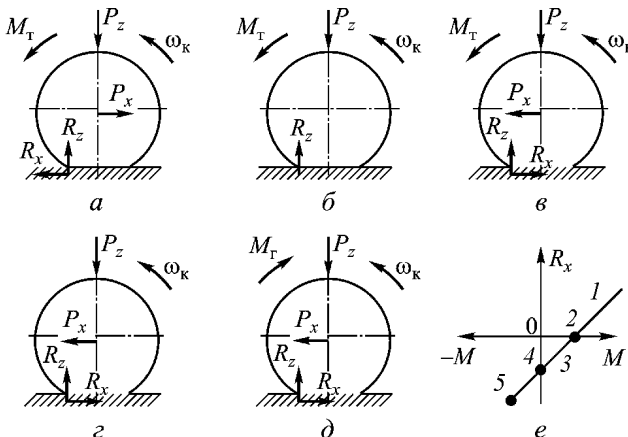


Рис. 11.10. Схема сил, що діють на колесо за різних режимів кочення:

a — ведучий; *б* — вільний; *в* — нейтральний; *г* — ведений; *д* — гальмовий; *e* — залежність дотичної реакції від моменту

За *вільного режиму* кочення колеса (див. див. рис. 11.10, б) $R_x = 0$ (точка 2 на рис. 11.10, е). Для цього режиму $P_T = 0$ за $M_T > 0$.

За *нейтрального режиму* кочення колеса (рис. 11.10, в) при $M_T > 0$ маємо $R_x < 0$ (відрізок 3 на рис. 11.10, е). З боку автомобіля або трактора за цього режиму на колесо діє сила R_x в напрямку руху.

За *веденого режиму* кочення колеса (див. рис. 11.10, г) $M_T = 0$ (точка 4 на рис. 11.10, е). Для цього випадку руху колеса сила R_x спрямована у бік, протилежний руху.

За *гальмівного режиму* кочення (див. рис. 11.10, д) до колеса підводиться гальмівний момент M_T , спрямований у бік, протилежний ω_k (відрізок 5 на рис. 11.10, е). Таке колесо називають *гальмівним*.

Під час кочення колеса, встановленого на автомобілі або тракторі, виникає зовнішнє навантаження, що спричинює втомні напруження деталей. Крім того, з'являються періодичні сили і моменти внаслідок биття і незрівноваженості коліс, величина яких пропорційна квадрату, а частота — першому ступеню кутової швидкості колеса. Отже, під дією зовнішніх сил і моментів у колесі виникають змінні напруження як сума основного напруження, що змінюється з кожним обертом колеса, і змінного неперіодичного напруження.

Напруженості в колесі виникають у процесі виготовлення, монтажу шини на колесо і кочення колеса. В процесі виготовлення в деталях формуються залишкові деформації. Під час монтажу шини на колесо обід навантажується силами від монтажного інструменту. Сила натягу бортів шини на посадочних полицях і тиск повітря в шині навантажують деталі колеса. Під час встановлення на маточину напруження з'являються в колесі і деталях кріплення. Усі ці навантаження належать до внутрішніх силових чинників, під впливом яких у колесі виникають статичні напруження.

11.5. ОСНОВНІ НЕСПРАВНОСТІ І ТЕХНІЧНЕ ОБСЛУГОВУВАННЯ КОЛІСНОГО РУШІЯ

Навантаження колісного рушія, порушення правил експлуатації автомобілів і тракторів зумовлюють зміну регулювання зазорів у підшипниках маточин, інтенсивного зношення шин тощо (табл. 11.2).

Таблиця 11.2. Несправності колісного рушія

Ознака несправності	Причина несправності	Спосіб усунення
<i>Порушення зазорів у підшипниках маточин коліс</i>		
Великий люфт у підшипниках	Знос бігових доріжок підшипників або сепараторів. Ослаблення затягувань гайок кріплення	Відрегулювати або замінити підшипники
<i>Підвищене чи нерівномірне зношення шин</i>		
Зношення шин, яке виявляють зовнішнім оглядом	Порушення правил експлуатації	Відрегулювати розвал та сходження керованих коліс, тиск у шинах

Для максимального використання ресурсу шин водій зобов'язаний суворо дотримуватись правил експлуатації і догляду за шинами.

До передчасного зношення і руйнування шин призводять перелічені нижче причини.

1. *Використання шини не за призначенням.* Наприклад, шини з рисунком протектора підвищеної прохідності в разі експлуатації на дорогах із твердим покриттям зношуються передчасно внаслідок підвищеного питомого тиску на дорогу. Крім того, рисунок протектора підвищеної прохідності має знижене зчеплення з твердим дорожнім покриттям, що призводить до ковзання шин на зволжених і зледенілих покриттях і може стати причиною заносу чи аварії.

2. *Недотримання правил комплектування, монтажу і демонтажу шин.* Шини розраховані на певні навантаження, тиск повітря в них і ширину обода для збереження найвигіднішої конфігурації профілю. Якщо ж шину монтують на невідповідний обід (більшої чи меншої ширини), то конфігурація профілю працюючої шини порушується, що призводить до її передчасного зношення. Камери часто пошкоджуються під час монтажу і демонтажу шин через невміле або недбале користування допоміжним інструментом. За недбалого монтажу і демонтажу сталевими лопатками безкамерних шин можливе пошкодження ущільнювального шару бортів, внаслідок чого шина втрачає герметичність.

Монтаж і демонтаж шин за низьких температур може призвести до появи тріщин у покритті і камері з наступними розривами, оскільки гума під впливом низьких температур (нижчих за -10°C для звичайних шин) втрачає еластичність і міцність. Якщо неможливо попе-

редньо відігріти шину, тобто довести її температуру до звичайної, то монтувати їх слід з особливою обережністю.

3. *Недостатній тиск повітря в шині.* Поперечний профіль шини зі знизеним внутрішнім тиском повітря має овальну форму: меншу висоту і більшу ширину, від чого збільшується площа контакту шини з дорогою. Зміна конфігурації профілю і збільшення деформації шини спричинюють підвищення напружень у її матеріалі. В результаті зростають внутрішнє тертя і тепловиділення у шині, що призводить до передчасного зношення.

Недостатній тиск повітря особливо шкідливий для шин ведучих коліс, оскільки вони навантажені крутним моментом, що передається від двигуна.

Значне зниження тиску повітря у шинах під час руху автомобіля можна виявити за втратою автомобілем стійкості руху — веденням його вбік і погіршенням керованості, а також за помітним зм'якшенням ходу через підвищену амортизацію шин.

4. *Надмірний тиск повітря у шині.* Збільшення порівняно з нормою тиску повітря в шині зменшує деформацію шини, площу її контакту з дорогою, підвищує питомий тиск шини на дорогу і спричинює передчасне зношення шини.

Підвищений тиск повітря в шині різко збільшує напруженість ниток корду каркаса: за збільшення тиску на 10, 20, 30, 40 і 50 % напруженість у каркасі зростає відповідно на 18, 32, 52, 72 і 92 %. Перенапруженість ниток корду згодом призводить до передчасного розривання каркаса.

За збільшеного тиску повітря шина стає жорсткішою, гірше амортизує поштовхи від нерівностей дороги, від чого підвищується зношення деталей автомобіля і знижується комфортабельність їзди. В разі наїзду на перешкоди (камені, вибої) нитки каркаса покришки зазнають великого напруження від тиску стисненого повітря, легше розриваються від ударного навантаження.

Однак за надмірного тиску повітря в шинах дещо зменшується втрата потужності на кочення і знижується витрата палива автомобілем на дорогах із рівним і гладеньким покриттям.

Ознакою надмірного тиску повітря в шинах є збільшена жорсткість ходу автомобіля. Підвищення внутрішнього тиску на 10 і 20 % зменшує пробіг шини приблизно на 5 і 10 %, тобто термін служби шин від підвищеного тиску повітря скорочується не так різко, як від зниженого тиску.

5. *Перевантаження автомобіля.* Підвищене масове навантаження на шину понад допустиму норму (за правилами експлуатації, ДСТУ або технічними умовами) збільшує напруження в її матеріалі. За підвищеного навантаження зростають дотичні напруження в місцях контакту шини з дорогою і питомий тиск її на дорогу, від чого протектор швидше зношується. Перенапруження в матеріалі і збільшення деформації супроводжуються загальним підвищенням тертя і тепловиділенням у шині. Особливо сильно зростає тепловиділення в плечовій зоні бігової поверхні шини. Каркас покришки перевантажується, і насамперед починають руйнуватися бічні його стінки, з'являються характерні розриви на боковинах, що мають форму прямої або трохи звивистої лінії.

6. *Неправильне водіння автомобіля і трактора.* Невміле і недбале водіння, що проявляється здебільшого у різкому гальмуванні і розгоні з місця, наїзді на перешкоди, які трапляються на дорогах, необережні переїзди через них, під'їзди до тротуарів і платформ, часто є причиною передчасного зношення шин.

7. *Вплив дорожніх і кліматичних умов.* Чим більша шорсткість поверхні дороги і більше на ній нерівностей, тим швидше стирається протектор, з'являється втомленість каркаса і знижується опір шини механічним пошкодженням.

Основним способом збереження шин і збільшення їхнього пробігу у складних дорожніх умовах є обережна їзда зі швидкістю, що регламентується правилами дорожнього руху.

Значною мірою на зношення шин впливають кліматичні умови: температура і вологість навколишнього повітря та дорожнього покриття. Так, зношення шин узимку на твердому дорожньому покритті приблизно на 30 % менше, ніж улітку. Чим вища температура навколишнього повітря, тим більше тепловиділення у шинах, тим швидше виникає втомленість каркаса шин, більше зношується протектор і зменшується загальний пробіг шини.

8. *Вплив високої швидкості руху.* У результаті збільшення швидкості руху автомобіля і частоти циклів деформації шини зростає динамічне навантаження на шину, тобто збільшується тертя об дорогу, ударне навантаження, деформація матеріалу і різко підвищується температура в шині (особливо за високої температури навколишнього повітря). Вплив швидкості руху на шини виявляється тим сильнішим, чим триваліший рух, більше вагове навантаження і гірші дорожні умови.

9. *Несправність ходової частини.* Шини піддаються пошкодженням під час експлуатації через такі основні несправності ходової частини і рульового керування: неправильні кути установки передніх (керованих) коліс, великий люфт у рульовому керуванні і погнутість деталей рулевих тяг, ослаблення ресор (пружин), прогин чи перекошення передньої осі, потрапляння оливи, наявність різко виступних деталей ресор і кузова, провисання крил, непаралельність осей та ін.

Правильне співвідношення кутів розвалу і сходження напрямних коліс сприяє прямолінійності руху і збереженню паралельності кочення коліс без проковзування елементів протектора на дорозі.

Технічні несправності ходової частини спричинюють збільшене зношення або механічні пошкодження протектора і бічних стінок покришки (рис. 11.11).

10. *Дисбаланс коліс, нерівномірність зношення і відсутність обкатки шин.* Під час обертання колеса з великою швидкістю наявність навіть незначного дисбалансу призводить до різко вираженої динамічної незрівноваженості колеса відносно його осі; при цьому з'являю-

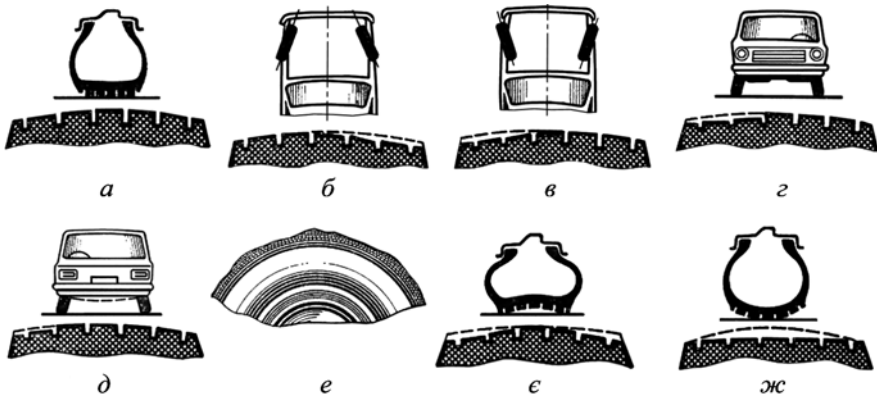


Рис. 11.11. Види і причини зношення покришки:

а — нормальне, рівномірне зношення покришки; *б* — підвищене зношення зовнішніх доріжок переднього колеса — збільшений кут сходження коліс; *в* — підвищене зношення внутрішніх доріжок переднього колеса — зменшений кут сходження коліс; *г* — підвищене зношення внутрішніх доріжок зі східцями між ними переднього колеса (вид ззаду) — недостатній кут розвалу коліс; *д* — підвищене східчає зношення внутрішньої доріжки заднього колеса — погнута задня балка; *е* — місцеве зношення у вигляді окремих плям (на будь-якому колесі) — порушене балансування коліс; *є* — підвищене зношення крайніх доріжок без східців — експлуатація шини з недостатнім тиском повітря; *ж* — підвищене зношення середини протектора — експлуатація шини з надмірним тиском повітря

ться вібрації або биття колеса в радіальному і бічному напрямках. Особливо шкідливо впливає дисбаланс передніх коліс, оскільки погіршує керуваність.

Великий дисбаланс створюється в покриттях після ремонту місцевих пошкоджень із накладанням манжет або пластирів. Пробіг незбалансованих відремонтованих шин легкових автомобілів зменшується приблизно на 25 % порівняно з пробігом збалансованих шин.

Залежно від розміщення і призначення коліс (праві і ліві, передні і задні, ведучі і ведені) шини навантажені неоднаково і тому зношуються нерівномірно. Причинами нерівномірного навантаження на колеса автомобіля, трактора чи причепа є: технічний стан підвісок і осей, профіль дороги, тягове зусилля і розподіл навантаження в кузові автомобіля чи на гаку трактора.

Якщо не переставляти колеса на автомобілі, то нерівномірність зношення рисунка протектора шин може становити в середньому 16 – 18 %.

Значний позитивний вплив на зменшення зношення справляє обкатування нових шин. Якщо новим шинам на початку експлуатації дати менше навантаження, а потім поступово його збільшувати, то загальний пробіг обкатаних у такий спосіб шин значно перевищить пробіг необкатаних шин.

11. *Несвоєчасне технічне обслуговування і ремонт шин.* Дрібні механічні пошкодження покриття на протекторі чи боковинах — порізи, проколи, пробої, розриви каркаса, якщо їх не усунути вчасно, призводять до великих пошкоджень, які потребують серйозного ремонту.

12. *Зберігання шин з порушенням правил.* Шини з часом втрачають еластичність та інші якості внаслідок окиснення чи старіння гуми. Під впливом сонячних променів і високої температури відбувається прискорений процес старіння гуми, від чого шини і камери передчасно втрачають нормальну еластичність, стають жорсткішими і менш міцними. Недостатньо вологе (сухе) повітря також прискорює процес старіння гуми. Ознаками старіння гуми є поява на її поверхні мережі густих тріщин, спочатку ледве помітних, але згодом дедалі більших.

На гуму негативно впливає низька температура. Починаючи з $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ гума набуває крихкості, а за $-15\text{...}-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ практично всі шини (за винятком спеціально виготовлених для експлуатації за низьких температур) втрачають еластичність.

До зниження міцності гуми, руйнування і відшарування ниток корду призводить потрапляння на шини нафтопродуктів, мінеральних

масел, кислот і лугів. Тому шини і камери під час зберігання й експлуатації потрібно ретельно оберігати від цих речовин.

13. *Інші причини руйнування шин.* Пристосування, що перешкоджають ковзанню, потрібно використовувати тільки в умовах бездоріжжя, на важкопрохідних ґрунтових дорогах чи дорогах зі сніговим покривом за невеликих швидкостей руху.

Тривале зберігання тракторів та автомобілів в невивішеному стані за нерозвантажених шин, особливо зі зниженим тиском повітря в них, спричинює втомленість матеріалу, залишкову деформацію і навіть ламання каркаса шин, що за наступної експлуатації прискорює руйнування шин.

До псування протектора і швидкого руйнування шин призводить їзда по гарячому асфальту або гудрону на споруджуваних дорогах або ділянках доріг, що ремонтуються.

Ходова частина колісних тракторів та автомобілів буде роботоздатною, якщо:

- усі різьові кріплення затягнуті надійно;
- листи ресор справні і мають нормальну пружність;
- шини не пошкоджені, а тиск у них відповідає умовам роботи;
- підшипники коліс відрегульовані правильно (підняте колесо обертається вільно без заїдань і помітного осьового зміщення);
- тертьові деталі змащені.

Технічне обслуговування зводиться до підтримання зазначених вимог, для чого:

- у терміни, передбачені правилами технічного обслуговування, перевіряють і підтягують кріплення, особливо таких навантажених складальних одиниць, як маточина і диски коліс;
- перевіряють тиск у шинах коліс і доводять до норми з урахуванням умов роботи;
- перевіряють і в разі потреби регулюють підшипники напрямних коліс;
- виконують усі операції, передбачені таблицею мащення ходової частини.

Особливу увагу приділяють обслуговуванню шин: видаляють застряглі в протекторі, боковинах і між здвоєними шинами камені, цвяхи та інші сторонні предмети; стежать, щоб на шини не потрапляли нафтопродукти, а у випадку їх потрапляння шину протирають насухо.

Під час експлуатації машин не допускається зниження тиску повітря в шинах.

11.6. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ГУСЕНИЧНИХ РУШІЙ

Принципова відмінність гусеничного рушія від колісного полягає в тому, що колеса колісного рушія котяться по ґрунту, долають усі його нерівності й утворюють колію, а опорні котки гусеничного рушія перекочуються на гладенькій гусениці, що є нескінченним плоским ланцюгом, складеним з окремих ланок. Для кращого зчеплення гусениці з ґрунтом із зовнішнього боку зроблено виступи — ґрунтозацепи.

Трактори тягового класу 30 кН типу Т-150 (рис. 11.12) мають однотипні ходові системи з пружною балансиною підвіскою, гусеничним рушієм з литими семивушковими ланками, відкритим шарніром, струминним зачепленням, пружинним амортизаційно-натяжним пристроєм з уніфікованим гідромеханізмом натягу гусениць.

Ведуче колесо 17 забезпечує перемотування гусениці, під час руху входить зубцями в зачеплення з вушками (цівками), зробленими в ланках, чи з втулками осей шарнірів ланок. Таке зачеплення називають *цівковим*. Його широко використовують на сільськогосподарських тракторах. Ведуче колесо складається з маточини і зубчастого вінця, вилитих як одне ціле і встановлених на валах ведених шестерень кінцевих передач.

Щоб знизити інтенсивність зношення зубців і подовжити строк служби ведучих коліс, число їх зубців беруть некратним числу ланок і непарним, а крок зубців — удвічі меншим за крок гусеничного ланцюга. В цьому разі зуб входить у зачеплення один раз за два оберти колеса і щоразу з іншим вушком.

Напрявне колесо 2 з натяжним і амортизаційним пристроєм слугує для забезпечення напрямку руху гусеничного ланцюга, його натягу й амортизації всього рушія. Напрявне колесо прикріплене до рами трактора або до опорного візка.

Рис. 11.12. Будова (а), рама (б), схема регулювання натягу гусеничного ланцюга (в) та роботи гідроамортизатора (з) ходової частини гусеничного трактора Т-150:

1 — поздовжня балка рами трактора; 2 — напрявне колесо; 3 — кронштейн напрямного колеса; 4 — колінчаста вісь напрямного колеса; 5 — гідроциліндр натягу гусениці; 6 — опорні котки; 7 — гідроамортизатор; 8 — кронштейн проміжної ланки амортизатора; 9 — підтримувальний ролик; 10 — велика і мала пружини балансира; 11 — кронштейн підтримувального ролика; 12 — балансир; 13 — велика і мала пружини амортизатора; 14 — поперечний брус рами трактора; 15 — захисний козирок; 16 — упорний кронштейн амортизатора; 17 — ведуче колесо (зірочка); 18 — кінцева передача; 19 — ланка гусениці; 20 — бігова доріжка ланки гусениці; 21 — напрямна реборда ланки гусениці; 22 — палець гусениці; 23 — стопорне кільце; 24 — шайба; 25 — дросельний отвір; 26 — компенсувальний бачок; 27 — підвідний канал; 28 — клапан; 29 — дросельний отвір; 30 — перепускний клапан; 31 — циліндр; 32 — кожух; 33 — шток; 34 — ущільнення штока

На тракторі Т-150 напрямне колесо 2 сталеве, із широким плоским ободом, обертається на двох конічних роликів підшипниках, на-пресованих на нижній кінець колінчастої осі 4, яка, у свою чергу, шарнірно на сталевих втулках встановлена в кронштейн рами.

З вушком колінчастої осі шарнірно з'єднаний шток гідроциліндра 5 натягу гусениці. Щоб натягнути гусеничний ланцюг, у порожнину гідроциліндра нагнітають універсальне мастило (солідол) за допомогою шприца через прес-маслянку. У циліндрі створюється тиск, який через шток діє на колінчасту вісь, повертає її, тим самим напрямне колесо переміщується вперед і натягує гусеничний ланцюг. Щоб відвести напрямне колесо назад, вигвинчують корпус клапана і випускають солідол назовні. Найбільшу силу натягу обмежує пластинчастий запобіжний клапан, що продавлюється мастилом за надмірних навантажень у гусеничному ланцюзі, й отже, у циліндрі натяжного пристрою.

Амортизатор слугує для компенсації довжини обводу гусеничного ланцюга при наїзді опорних котків на перешкоду, а також у разі потрапляння великих предметів між гусеницею і ведучим чи напрямним колесом, що можуть спричинити ламання ходової частини чи кінцевої передачі.

Він складається з двох циліндричних пружин 13 зі стяжним болтом, що з одного боку упираються через кульову опору в кронштейн 16 на рамі трактора, а з іншого — у проміжну ланку кронштейна 8.

Опорні котки 6 — сталеві, закріплені на осі попарно. Вісь обертається в двох конічних підшипниках, розміщених у маточинах балансірів. У порожнину осі і підшипників заливають рідку оливу крізь контрольний отвір, що закривається пробкою. Щоб запобігти витіканню оливи з порожнини, між торцями балансірів і котками встановлюють ущільнення з двох притертих металевих кілець. Число опорних котків та їх діаметр залежать від призначення і класу трактора.

Підтримувальні ролики 9 призначені для зменшення провисання гусениці і запобігання бічного розгойдування верхньої її частини. Залежно від довжини рушія з кожного боку трактора встановлюють один або два ролики. Підтримувальний ролик 9 обертається в двох кулькових підшипниках на осі, запресованій у кронштейн 11. Останній прикріплений до рами трактора. Для зменшення шуму підтримувальні ролики оснащені гумовими бандажами.

Каретка підвіски трактора Т-150 має два однакові балансири, встановлені на двох паралельних окремих цапфах 7 (рис. 11. 13), на-пресованих у кронштейн 9. Задня каретка оснащена двома пружина-

ми, оскільки під час роботи з начіпними знаряддями вона навантажена більше, ніж передня. Передня каретка має одну зовнішню пружину і гідравлічний амортизатор, установлений на пальцях, прикріплених фланцями до торців балансірів.

У маточині кожного балансіра на двох конічних роликових підшипниках 1 (рис. 11.14) обертається вісь 16 з опорними котками 14, провертанню і спаданню яких перешкоджають шпонка і гайка 9. Підшипники 1 змащуються трансмісійним маслом. Торцеве ущільнення, що запобігає витіканню оливи, складається з корпусу 3, в якому знаходяться рухливе кільце 5 і гумове кільце 4, що можуть вільно переміщуватися вздовж корпусу й утримуються від провертання стопорним стаканом 11. Пружини 12 притискають кільце 5 до нерухомого кільця 6, що встановлене на маточині котка, ущільнене гумовим кільцем 7 і зафіксоване від провертання штифтом 10. Лабіринт (безконтактне ущільнення) 13 запобігає потраплянню бруду в підшипники.

Напрявне колесо 17 (рис. 11.15) — одноободове, обертається в двох конічних підшипниках, посаджених на шийки колінчастої осі 3, установлені у втулках кронштейна 2 рами трактора. З цапфою осі шарнірно зв'язаний шток 15 циліндра 4 гідравлічного натягу гусениці. Корпус циліндра з'єднаний із пружинним амортизатором проміжною ланкою 5.

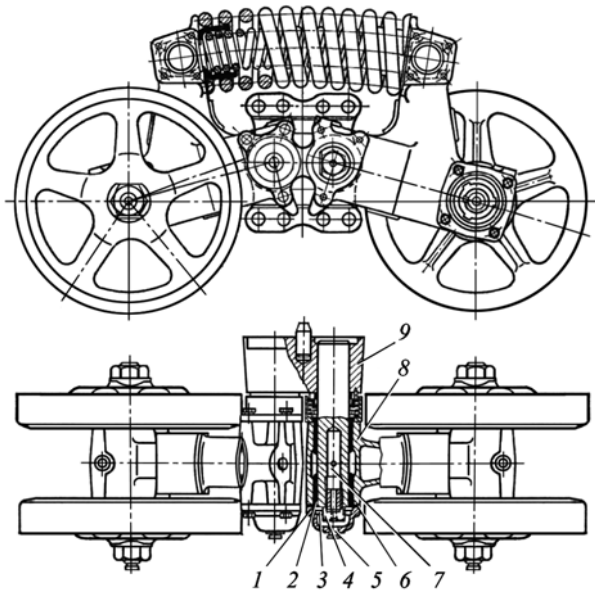


Рис. 11.13. Каретка підвіски трактора Т-150:

1 — кришка; 2 — втулка; 3 — шайба; 4 — болт; 5 — пробка; 6 — прокладка; 7 — цапфа; 8 — балансір; 9 — кронштейн цапф

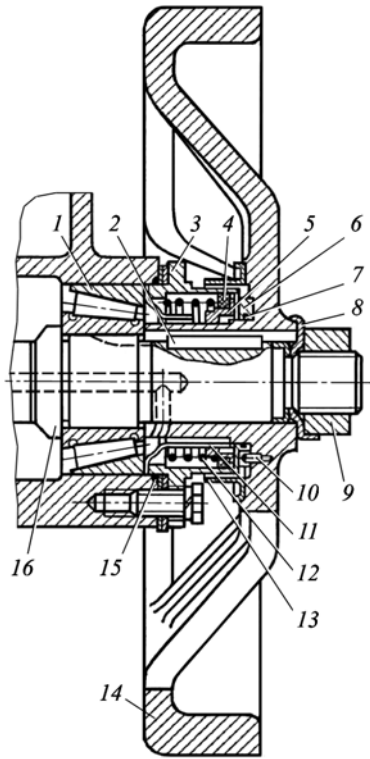


Рис. 11.14. Опорний коток трактора Т-150:

1 — роликівий підшипник; 2 — шпонка; 3 — корпус ущільнення; 4, 7, 15 — ущільнювальне кільце; 5 — рухливе кільце; 6 — нерухоме ущільнювальне кільце; 8 — стопорна шайба; 9 — гайка; 10 — штифт; 11 — стопорний стакан; 12 — пружина; 13 — лабіринт; 14 — опорний коток; 16 — вісь котка

Амортизатор напрямного колеса складається з двох циліндричних пружин 10 і 11, стиснених гайкою 9 на натяжному болту 8, один кінець якого утримується регулювальною гайкою 7 у вилці 6, шарнірно з'єднаний із проміжною ланкою 5, а другий через кульову опору 12 упирається в кронштейн на рамі. Підшипники напрямних коліс змащуються рідкою оливою і мають таке саме ущільнення, як опорні котки.

Підтримувальний ролик 3 (рис. 11.16) — їх два з кожного боку трактора — обертається у двох кулькових підшипниках 4 і 6 на осі 5, запресованій у кронштейні 9. Гумові бандажі 10

ролика зм'якшують удари і знижують рівень шуму під час руху гусениці по роликах. Кронштейн 9 осі прикріплюють болтами до кронштейнів рами. Підшипники змащуються рідкою оливою, ущільнення їх таке саме, як в опорних котках і напрямних колесах.

Гусеничний ланцюг складається із 47 ланок (рис. 11.17), шарнірно з'єднаних біметалевими пальцями (їх оболонка виготовлена зі стійкої проти спрацювання сталі). Ланка має сім вушок і отвори для пальців. Середнє вушко (цівка) слугує для зачеплення із зубцями ведучого колеса (зірочки). На внутрішній поверхні ланок зроблено бігові доріжки, по яких котяться опорні котки; на зовнішній поверхні ланки вилито шпори, що поліпшують зчеплення з ґрунтом. Для забезпечення надійного руху трактора з бічним ухилом за ожеледі і по мерзлом ґрунті на всіх вушках ланки за винятком крайніх шпори повернені на 20° відносно осі вушок. На пальцях з одного боку виштампувано голов-

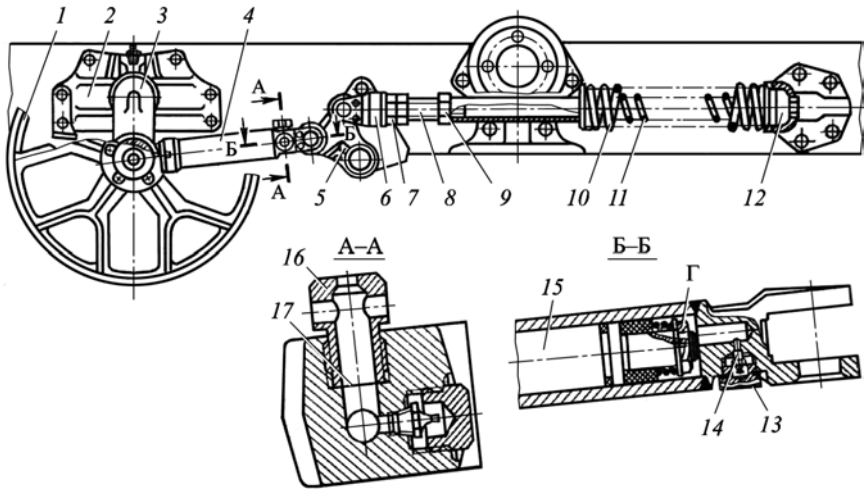


Рис. 11.15. Напрявне колесо трактора Т-150 з натяжним і амортизаційним пристроями:

1 — напрявне колесо; 2 — кронштейн; 3 — колінчаста вісь; 4 — циліндр гідравлічного натягу гусениці; 5 — проміжна ланка; 6 — вилка; 7, 9 — гайки; 8 — натяжний болт; 10, 11 — велика і мала пружини; 12 — кульова опора; 13 — пробка; 14 — маслянка; 15 — шток; 16 — корпус клапана; 17 — пластинчастий клапан

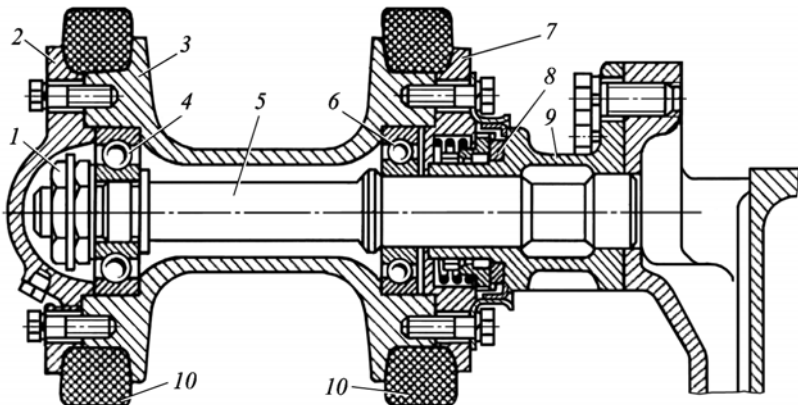


Рис. 11.16. Підтримувальний ролик трактора Т-150:

1 — гайка; 2 — кришка; 3 — маточина; 4, 6 — кулькові підшипники; 5 — вісь; 7 — корпус ущільнення; 8 — ущільнення; 9 — кронштейн підтримувального ролика; 10 — гумовий бандаж

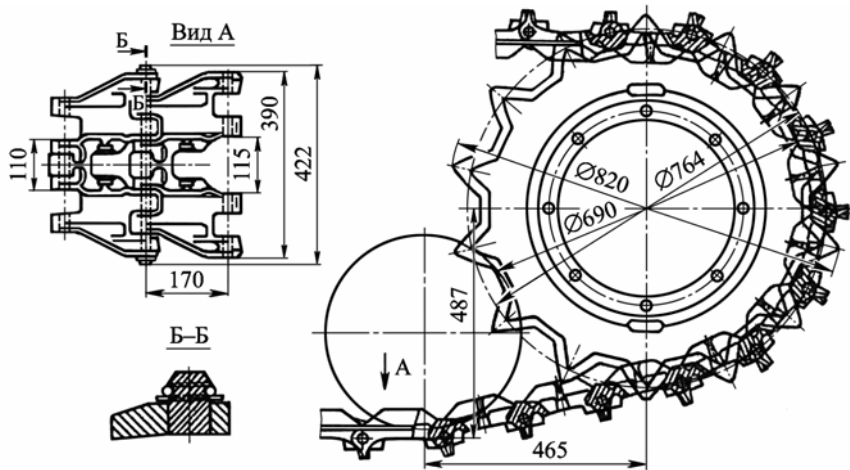


Рис. 11.17. Гусеничний ланцюг із семишарових суцільно вилитих ланок цівкового зачеплення з металевим відкритим шарніром тракторів тягового класу 30 кН

ки, що запобігають виходу пальців і пошкодженню обшивки трактора. З протилежного боку пальці утримуються шайбами і стопорними шпінтами.

Для натягу гусеничного ланцюга відкручують пробку 13 (див. рис. 11.15) і через маслянку 14 у головці циліндра штоковим шприцом подають у робочу порожнину Г солідол. У циліндрі створюється тиск, що діє через шток 15 на колінчасту вісь 13, яка повертаючись, переміщує напрямне колесо і натягує гусеницю.

Гусениці всіх тракторів тягового класу 30 кН — одного типу (з литими сталевими ланками і пальцями з каліброваного прокату). На тракторах Т-150 і ДТ-175С ці ланки збільшеної ширини (0,42 м) з біметалевими пальцями збільшеного діаметра (25 мм), на інших — ланки завширшки 0,39 м з діаметром 22 мм зі сталей 50 або 50М.

Розроблено гусениці нових типів: з гумометалевими шарнірами (рис. 11.18, а), що забезпечують підвищений ресурс на усіх видах ґрунтів; стрічкові безшарнірні з гумовими і пневматичними башмаками (див. рис. 11.18, б, в), чим досягають рівномірнішого розподілу тиску на ґрунт і зниження його ущільнення.

Трактор ХТЗ-200 сільськогосподарський загального призначення тягового класу 40 – 50 кН розроблений на базі трактора Т-150. На

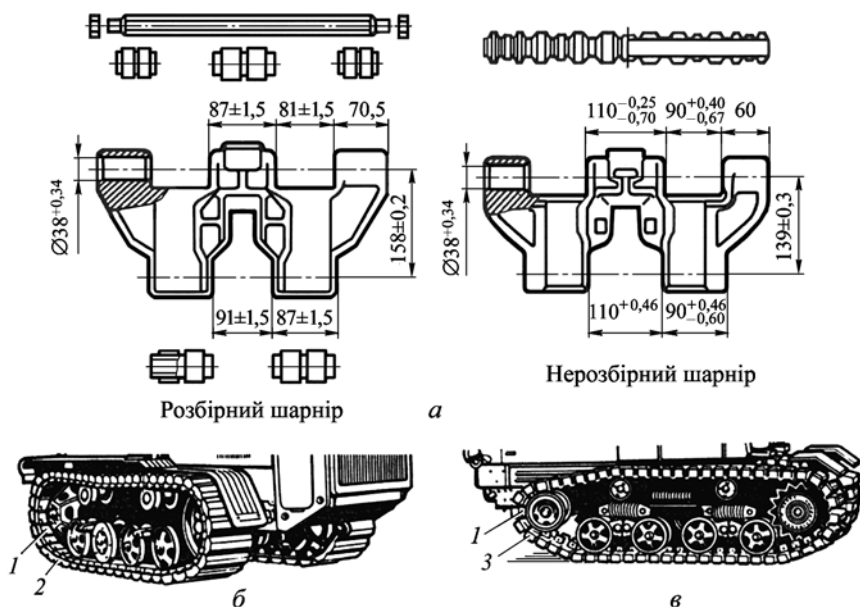


Рис. 11.18. Нові типи гусениць для тракторів:

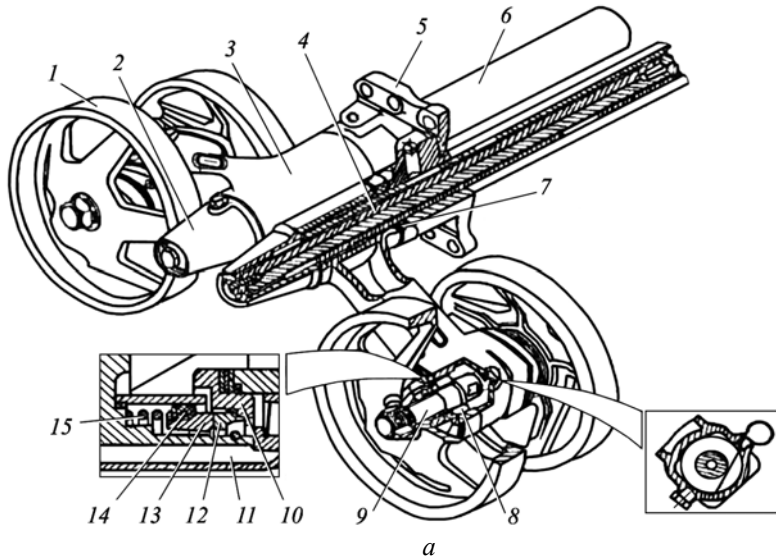
а — ланки з гумометалевими шарнірами; *б, в* — стрічкові з гумовими і пневмобашмаками: *1* — гусениця; *2* — гумовий башмак; *3* — пневмобашмак

ньому встановлено еластичну торсійну незалежну п'ятиопорну на кожному борту підвіску ходової системи.

Підвіска складається з чотирьох кареток, які болтами прикріплені до фланців поперечних брусів рами. Крім того, між каретками до рами трактора на окремих кронштейнах прикріплено по парі центральних опорних котків, що мають власну підвіску, конструктивно виконану аналогічно підвісці каретки.

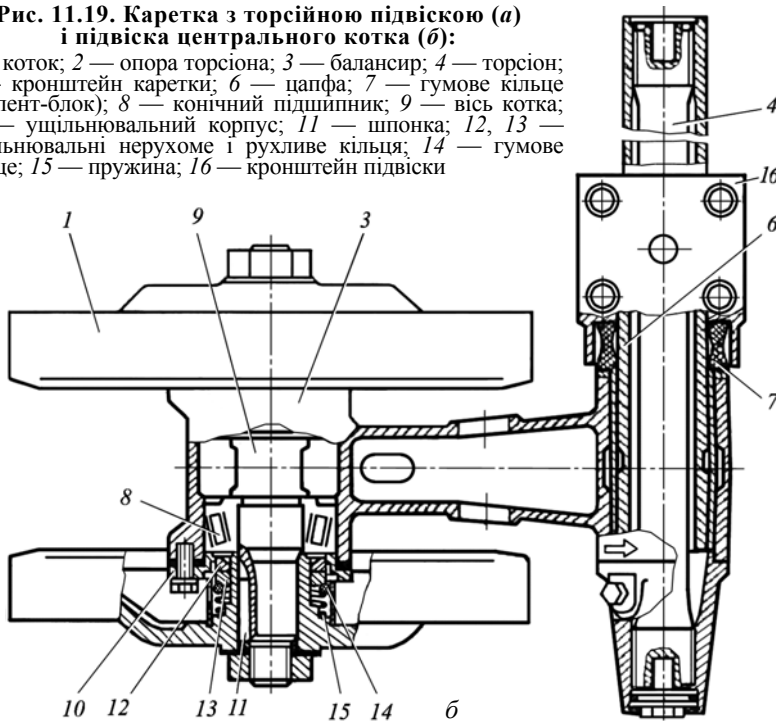
Опорні котки 1 (рис. 11.19) під час руху трактора перекочуються по бічних доріжках гусеничних ланцюгів.

Кожна каретка має по дві осі коливання, цапфи *б* яких запресовані в кронштейн *5*. На цапфах *б* каретки і підвіски центрального котка встановлені балансири *3*, з'єднані з торсіонами *4*. Другий кінець торсіона жорстко з'єднаний з цапфою *б*. Між кронштейном каретки, підвіски центрального котка і балансирами на цапфах установлені гумові ущільнювальні кільця (сайлент-блоки) *7*. У маточині кожного балансира *3* на конічних підшипниках *8* обертається вісь *9*, на якій закріплені опорні котки за допомогою шпонок *11* і гайок.



**Рис. 11.19. Каретка з торсійною підвіскою (а)
і підвіска центрального котка (б):**

1 — коток; 2 — опора торсіона; 3 — балансир; 4 — торсіон; 5 — кронштейн каретки; 6 — цапфа; 7 — гумове кільце (сайлент-блок); 8 — конічний підшипник; 9 — вісь котка; 10 — ущільнювальний корпус; 11 — шпонка; 12, 13 — ущільнювальні нерухоме і рухливе кільця; 14 — гумове кільце; 15 — пружина; 16 — кронштейн підвіски



Основними гусеничними універсально-просапними тракторами є трактори Т-70С (буряківничий) і Т-70В (виноградниковий). На цих тракторах застосовано однакові ходові системи з напівжорсткою чотириточковою підвіскою і гусеничним рушієм із литими ланками, відкритим шарніром, п'ятьма опорними котками на борт, цівковим зачепленням і кривошипним амортизаційно-натяжним пристроєм. Для роботи в міжряддях буряку (0,45 м) використовують гусениці завширшки 0,2 м із втулками в шарнірах, для робіт загального призначення і на виноградниках — гусениці завширшки 0,3 м.

У підвісці (рис. 11.20) є дві рами візків *1*, кожна з яких з'єднана з остовом у двох точках (спереду і ззаду) шарнірними важелями.

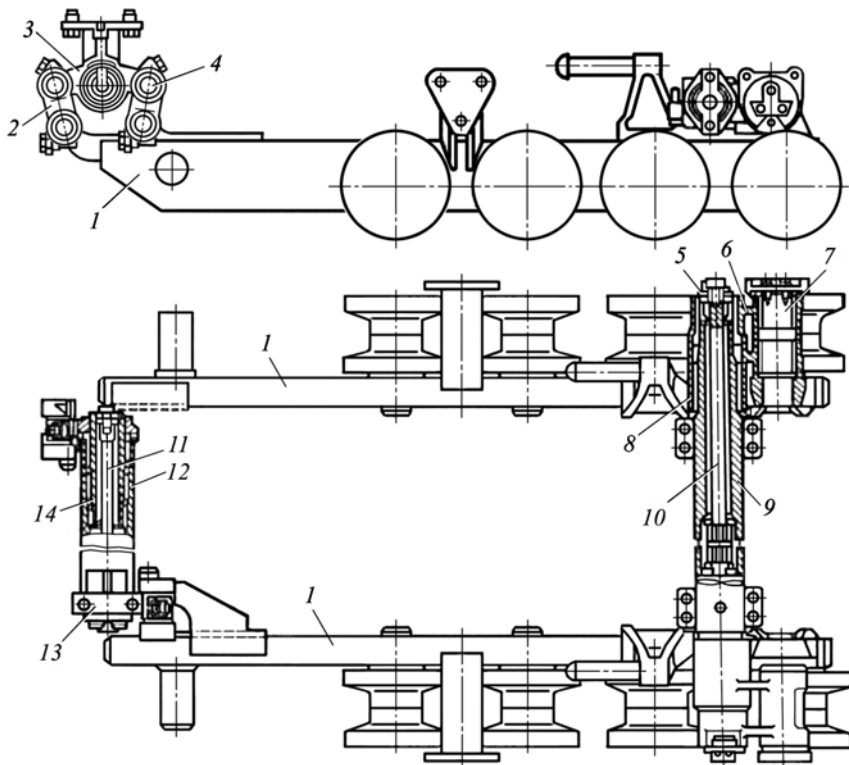


Рис. 11.20. Конструкція підвіски трактора Т-70С:

1 — рами візків; *2* — стаяк; *3, 6* — важелі; *4, 7, 14* — осі; *5, 8* — втулки; *9, 12* — труби; *10, 11* — торсіони; *13* — кронштейн

Напряжними пристроями передньої підвіски слугують тришарнірні, а задньої — двошарнірні важільні з'єднання. Кронштейни рам візків у передній частині трактора за допомогою стояків 2, важелів 3, осей 4 і 14 шарнірно з'єднані з трубою 13, яка за допомогою кронштейнів 12 прикріплена до поперечного бруса напіврама трактора. Торсіон 11 з'єднаний шлицями з порожнистими осями 14. Важелі 3 спрямовані в різні боки, що забезпечує балансирний зв'язок візків різних бортів.

Ззаду остов трактора підресорений двома незалежними торсіонами 10, розміщеними в трубах 9. Внутрішні кінці торсіонів входять у шлицьову втулку 8 жорстко з'єднуваної труби 9, зовнішні кінці сполучені із втулками 5, жорстко прикріпленими до важелів 6, що шарнірно зв'язані з осями 7 на рамах візків 1.

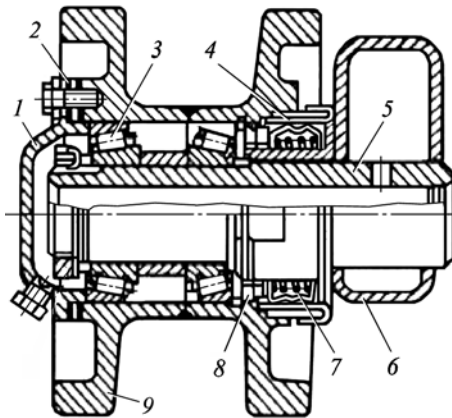


Рис. 11.21. Опорний коток з консольною віссю трактора Т-70С:

1 — кришка; 2 — прокладки; 3 — роликів підшипник; 4 — гумова манжета; 5 — вісь котка; 6 — прямокутна труба; 7 — пружина; 8 — сталеве кільце; 9 — коток

У рами візків, що мають перетин прямокутної труби 6 (рис. 11.21), уварені осі котків 5 консольного розміщення. Опорний коток двоободовий (зварений з двох частин), установлений на конічних роликів підшипниках 3 і закріплений гайкою. Для регулювання підшипників передбачено прокладки 2, затиснені кришкою 1. Ущільнення котка складається з двох сталевих притертих кілець 7 і гумової манжети 4, які притиснені пружиною 8. У коток заливають рідку оливу.

У рами візків, що мають перетин прямокутної труби 6 (рис. 11.21), уварені осі котків 5 консольного розміщення. Опорний коток двоободовий (зварений з двох частин), установлений на конічних роликів підшипниках 3 і закріплений гайкою. Для регулювання підшипників передбачено прокладки 2, затиснені кришкою 1. Ущільнення котка складається з двох сталевих притертих кілець 7 і гумової манжети 4, які притиснені пружиною 8. У коток заливають рідку оливу.

Напряжне одноободове колесо встановлене на осі, закріпленій у коливному важелі. Останній шарнірно з'єднаний із гвинтовим механізмом натягу гусениці і через нього — із пружиною механізму амортизації, встановленої всередині труби натяжного пристрою (рис. 11.22).

Підтримувальний ролик, будова якого аналогічна будові опорного котка, встановлений на кронштейні остова трактора.

Ведуче колесо (зірочка) — однободове лите, прикріплене до фланця веденого вала кінцевої передачі шпильками і гайками.

На гусеницях завширшки 0,3 м з литими ланками є п'ять вушок, завширшки 0,2 м — три; пальці — плаваючого типу, з головками і стопорними кільцями; зачеплення — цівкове, штовхальне (цівка розміщена на середньому вушку).

Ходова система буряківничого трактора Т-90С обладнана такими самими опорними котками, напрямними і ведучими колесами, підтримувальними роликми, як і Т-70С, але відрізняється пружною важільно-балансирною безвізковою підвіскою. Кожну пару котків установлено на каретці, яка за допомогою важеля і торсіона з'єднана з остовом трактора. Число опорних котків збільшене з п'яти до шести на борт. Є модифікація з індивідуально підресореним напрямним колесом, яке може знаходитись у двох положеннях — піднятому й опущеному. Останнє положення використовують під час роботи зі знаряддями, які навішуються спереду трактора.

Нині багато фірм проводять інтенсивні роботи щодо створення і виробництва рушіїв із *гумоармованими* гусеницями. Установлення таких гусениць замість металевих на гусеничних тракторах дасть змогу зменшити металомісткість їхніх ходових систем, забезпечити асфальтохідність, ослабити шкідливу дію ходової системи на ґрунт. Перспективним є використання змінних гумогусеничних рушіїв на колісних машинах у період перезволоження ґрунту. Для трактора «Беларусь» потужністю 60 кВт створено різні варіанти напівгусеничних і гусеничних ходових систем із гумоармованими гусеницями.

Гумогусеничний рушій (рис. 11.23) складається з комплекту натяжних пристроїв 1 із натяжними колесами 2, гумоармованої гусениці 3 і ведучих коліс 4. Гідроциліндр 5 забезпечує підймання й опускання натяжних коліс 2, перерозподіл навантажень на опорні колеса.

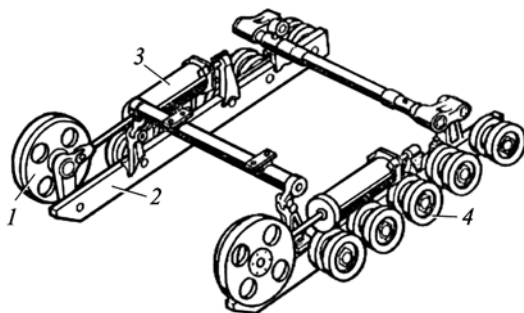


Рис. 11.22. Елементи ходової системи трактора Т-70С:

- 1 — напрямне колесо; 2 — рама візків;
- 3 — натяжний амортизаційний пристрій;
- 4 — опорний коток

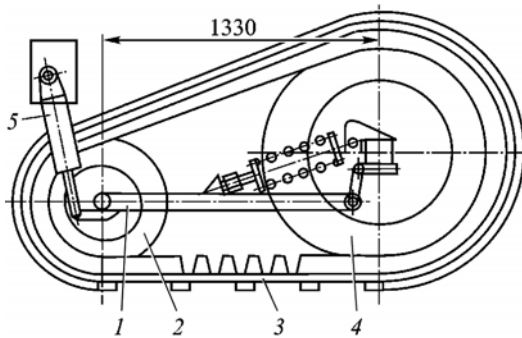


Рис. 11.23. Гумогусеничний рушій:

1 — натяжний пристрій; 2 — натяжне колесо;
3 — гумоармована гусениця; 4 — ведуче колесо;
5 — гідроциліндр

Під час руху трактора ведуче колесо передає дотичну силу тяги на гусеницю за рахунок фрикційних сил, що виникають у контакті шини ведучого колеса з внутрішньою поверхнею гумоармованої стрічки. Ширина гусениці 0,6 м, її початковий натяг 14 кН.

Трактор із напівгусеничним ходом може працювати в трьох режимах:

- *напівгусеничному* — натяжне колесо гумогусеничного рушія опущене, з опорною поверхнею взаємодіють керовані колеса і гусеничний рушій; керування трактором здійснюється поворотом передніх напрямних коліс трактора; з метою зменшення радіуса повороту можна підгальмовувати внутрішнє ведуче колесо;
- *колісному* — натяжне колесо підійняте, з опорною поверхнею взаємодіють керовані колеса і частина гумоармованої гусениці, що знаходиться під ведучим колесом; кінематика повороту аналогічна кінематиці повороту колісного трактора;
- *гусеничному* — керовані колеса підійняті, з опорною поверхнею взаємодіє тільки гумогусеничний рушій; керування здійснюється гальмами трактора.

Максимальні тиски під гумогусеничним рушієм на різних ґрунтах не перевищують 97 – 114 кПа, що в 1,4 – 2 рази менше порівняно з колісною ходовою системою. В результаті цього зменшується буксування трактора. Так, за гакового зусилля 14 кН на полі, підготовленому під посів, для гумогусеничного рушія воно становить 14 %, для колісного — 24 %, на стерні відповідно 8 і 17 %.

11.7. НАВАНТАЖЕНІСТЬ ГУСЕНИЧНОГО РУШІЯ. ВИДИ РУЙНУВАНЬ ОСНОВНИХ ДЕТАЛЕЙ

Деталі і вузли гусеничного рушія (гусеничний ланцюг, ведуче колесо, підшипники тощо) під час роботи трактора знаходяться під впливом статичних навантажень від маси трактора і змінних, зумовлених зчепленням ведучого колеса з гусеницею, змінним опором ґрунту і т.д.

Ведуче колесо за коефіцієнта зчеплення з ґрунтом ϕ і маси G_T трактора навантажено зусиллям $P = 0,8\phi G_T$. Підшипники ведучих коліс (рис. 11.24) навантажені силою

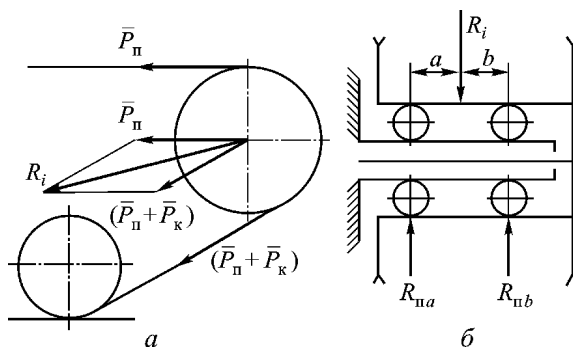


Рис. 11.24. До визначення зусиль на ведучому колесі (а) та його опорах (б)

$$R_i = P_{\text{п}} + (P_{\text{п}} + P_{\text{к}}) = 2P_{\text{п}} + 2P_{\text{к}},$$

де $P_{\text{п}}$, $P_{\text{к}}$ — відповідно сила початкового натягу гусениці і сила тяги на i -й передачі.

Сила початкового натягу гусениць із відкритим шарніром

$$P_{\text{п}} = \gamma l^2 / 8f,$$

де γ — вага 1 м довжини гусениці; l — максимальна довжина прольоту (відстань між сусідніми точками опори верхньої частини гусениці); $f = 2 \dots 3$ см — стріла провисання гусениці.

На деталі напрямного колеса і механізму натягу (обід, підшипник, кривошип і його опори) діє максимальна сила під час руху трактора заднім ходом по горизонтальній площині:

$$P_{\text{р}} = 0,6\phi G_T + P_{\text{п}}.$$

На гусеницю діє сила, зумовлена максимальним значенням сили тяги при бічному крені трактора на кут 30° , $P = 0,8\phi G_T$.

Змінні навантаження, що діють на гусеничний рушій, і складні умови його роботи виводять з ладу основні деталі з таких причин:

- зношення вушка ланок гусениць, зубців ведучої зірочки і поверхні напрямного колеса, внаслідок чого порушується їх зачеплення, а також подовжується гусениця;
- руйнування пружин кареток, підшипників опорних котків, підтримувальних роликів тощо;
- згинання осі напрямного колеса.

11.8. ОСНОВНІ НЕСПРАВНОСТІ І ТЕХНІЧНЕ ОБСЛУГОВУВАННЯ ГУСЕНИЧНОГО РУШІЯ

Основні несправності гусеничного рушія є наслідком зношення деталей і вузлів, забруднення ущільнень механізму натягу гусениць та ін. (табл. 11.3).

Таблиця 11.3. Основні несправності гусеничного рушія

Ознака несправності	Причина несправності	Спосіб усунення
<i>Трактор «веде» вбік під час руху по рівному полю</i>		
Відхилення трактора від прямолінійного руху	Права і ліва гусениці натягнуті неоднаково Права і ліва гусениці мають різні ступені зношення Вісь напрямного колеса зігнута Передача різного крутного моменту до гусениць внаслідок несправності механізму повороту	Відрегулювати натяг Поміняти місцями гусениці або шматки з декількох ланок Поміняти місцями праву і ліву осі Усунути несправність механізму повороту
<i>Стукіт і клацання гусениці</i>		
Підвищений шум гусеничного рушія під час руху трактора	Слабко натягнена гусениця У циліндр натягу (Т-150, ДТ-75Н) потрапило повітря і за великих навантажень (на поворотах) шток іде назад Зношені зубці ведучого колеса (зірочки)	Відрегулювати натяг Випустити повітря через корпус клапана. Заповнити циліндр солідолом Поміняти місцями ведучі колеса (зірочки)
<i>Не висувається шток циліндра натягу гусениць (Т-150, ДТ-75Н)</i>		
Не працює гідронатягач гусениць	Зовнішнє ущільнення забите абразивними часточками (піском) ЗаDIR штока чи корпусу циліндра	Промити гідронатягач, видалити з чистиків бруд Розібрати циліндр, зачистити місце із задирами, змастити оливою і зібрати

Ознака несправності	Причина несправності	Спосіб усунення
<i>Різно ослаблюється натяг гусениці, напрямне колесо йде вбік</i>		
Недостатній прямолінійний рух трактора	Розрив клапана циліндра натягу (Т-150, ДТ-75Н)	Установити новий клапан. Очистити від бруду напрямне колесо і каретки, відрегулювати натяг
<i>Підвищене трясіння рами. Повільно гасяться коливання (Т-150)</i>		
Підвищена вібрація під час руху трактора	Забруднення дросельних отворів у гідроамортизаторі передньої каретки Відсутність рідини в амортизаторі	Промити внутрішню порожнину амортизатора, продути дросельні отвори стисненим повітрям Залити чисту рідину
<i>Зупинка або відсутність обертання опорних котків і роликів</i>		
Проковзування гусениць по опорних котках і роликах	Забивання брудом або камінцями простору між обертовими деталями і порожнин підшипників Застигання мастила (за роботи взимку)	Очистити від бруду простір між деталями, відновити ущільнення підшипників Заповнити порожнини рідшим зимовим мастилом

Технічний стан гусеничного рушія трактора впливає на показники використання його в агрегаті із сільськогосподарськими машинами. Так, внаслідок неправильного натягу гусениць для переміщення трактора потрібно потужності на 7 – 9 % більше, ніж звичайно, тобто менше потужності залишається для корисної роботи.

Особливу увагу слід звертати на ступінь натягу гусеничного ланцюга. Для перевірки натягу трактор треба поставити на рівну тверду поверхню, на кінці пальців ланок над підтримувальними роликками встановити рейку і виміряти відстань від рейки до пальця найбільш провислої ланки. Ця відстань має бути 30 – 60 мм.

Гусеничний ланцюг тракторів Т-150, ДТ-75Н натягають нагнітанням шприцом через маслянку мастила в робочу порожнину циліндра без зміни довжини (525 мм) попередньо стиснених пружин.

Якщо внаслідок переміщення натяжного пристрою в крайнє переднє положення гусеничний ланцюг натягнути не вдається, то з кожного гусеничного ланцюга видаляють по одній ланці і проводять регулювання.

Періодично перевіряють і регулюють осьовий зазор у підшипниках напрямних коліс і опорних котків. Зазор у підшипниках напрямного колеса тракторів не повинен перевищувати 0,5 мм. Зазор регу-

люють за знятого гусеничного ланцюга за допомогою регульовальної гайки. Для цього гайку затягують так, щоб колесо поверталось туго, а потім відкручують її на $1/6 - 1/8$ оберту. Колесо від поштовху руки має обертатися вільно.

Підшипники опорних котків регулюють спеціальними прокладками між балансиrom і корпусом ущільнення зміною загального їх числа.

Технічне обслуговування гусеничного рушія полягає в щозмінному очищенні від бруду, перевірці болтових кріплень, усуненні причин виткання оливи крізь ущільнення і видаленні сторонніх предметів.

11.9. ТЕНДЕНЦІЇ ВДОСКОНАЛЕННЯ РУШІВ

Основна складальна одиниця, що лімітує ресурс гусеничного рушія, — гусениця з ведучим колесом. Є два напрями підвищення ресурсу рушіїв сільськогосподарських тракторів: підвищення зносостійкості вушок, пальців добором матеріалу і зміцненням поверхневого шару зв'язаних деталей та застосування гумометалевих шарнірів, що виключають тертя і зношення металевих поверхонь.

Дослідженнями доведено ефективність застосування у відкритих шарнірах біметалевих пальців із поверхневим шаром з високовуглецевих хромованадієвих сталей, що забезпечують підвищення ресурсу гусениць в 1,5 – 2 рази (залежно від типу ґрунтів).

Новий перспективний напрям підвищення надійності і технічного рівня гусеничних рушіїв — застосування складальних одиниць, виготовлених з періодичного прокату. Як матеріал для цих ланок можна використовувати прокат профілем смуги з ґрунтозачепами, біговими доріжками і напрямними ребордами. Із зазначених профілів нарізують складальні одиниці, які з'єднують між собою контактним або автоматичним зварюванням.

Істотним недоліком гусениць із металевими шарнірами є збільшення кроку гусениці в процесі експлуатації, що знижує показники роботоздатності рушіїв, їх ККД, а також надійність зачеплення гусениці з ведучим колесом. Застосування гумометалевих шарнірів забезпечує ресурс гусениць не менше 5000 мотогодин за роботи на всіх типах ґрунтів, у тім числі і на високоабразивних, що у декілька разів перевищує ресурс звичайної гусениці.

З метою підвищення несівної здатності і довговічності таких шарнірів на втулки або пальці (арматуру) надівають металеві кільця, чим

обмежують радіальну деформацію гумових елементів. Обмежувальні кільця виготовляють зі зносостійких високовуглецевих або хромових сталей. До ланок гусениць із гумометалевими шарнірами ставлять підвищені вимоги щодо жорсткості, неспіввісності, точності отворів вушок. Основні параметри гусениць із такими шарнірами визначаються силою тяги, робочою швидкістю і необхідним ресурсом. Для тракторів тягових класів 3, 4 і 5 потужністю 120 – 200 кВт застосовують гусениці завширшки 0,4 – 0,5 м. Трудомісткість обслуговування гусениць із гумометалевими шарнірами в експлуатації в 1,5 – 2 рази нижча, ніж звичайних за рахунок виключення операції щодо заміни пальців, видалення зайвих ланок у разі збільшення кроку і зменшення числа регулювань натягу гусениці.

Для підвищення надійності і зменшення металоемності найперспективнішим є застосування штампованих напрямних коліс, опорних котків, підтримувальних роликів, у тім числі із застосуванням масивних шин із гуми і поліуретанових композицій. Дуже ефективно застосування ведучих коліс зі змінними вінцями і внутрішньою амортизацією, що забезпечує зниження динамічних навантажень у зачепленні.

Щоб підвищити довговічність опорних котків та інших литих деталей, їх виготовляють зі сталі 45ФЛ, яка має підвищені на 10 % міцнісні властивості у загартованому стані і на 10 – 15 % — в нормалізованому. Зносостійкість такої сталі в загартованому і нормалізованому станах збільшується до 25 %.

Розроблено конструкцію уніфікованого ущільнення, в якому замість тонкостінного гумового чохла застосовано масивне гумове кільце, змонтоване на натискній поверхні рухомого в осьовому напрямку металевого кільця ущільнювача. Осьове зусилля від пружини передається через натискну шайбу цьому кільцю і через нього — рухомому в осьовому напрямку кільцю ущільнювача, що обертається, підтискаючи останнє до контркіля для створення ефективного герметичного торцевого ущільнення. Застосування такого ущільнення на тракторі ДТ-175С дало змогу різко скоротити час на технічне обслуговування ходової системи, а також забезпечити надійну роботу підшипникових вузлів протягом ресурсу і зменшити витрату оливи в 5 разів (в результаті усунення її підтікання).

Для ведучих коліс масових тракторів найперспективніші шини радіальної конструкції. Шини типу Р мають вищу зносостійкість, підвищене зчеплення з ґрунтом через збільшену площу відбитка, форма

якого наближається до прямокутної. Застосуванням таких шин продуктивність трактора можна підвищити приблизно на 10 % та зменшити витрату палива.

Шини радіальної конструкції зі збільшеною шириною бігової доріжки і глибоким малюнком протектора дають змогу, зокрема, підвищити ступінь використання енергетичної можливості тракторів «Кировец». Спеціальний малюнок протектора, що оптимально поєднує високу зносостійкість і тягово-зчіпні властивості, застосування високоміцного поліамідного корду, використання нових рецептур гум — все це забезпечить тривалий термін служби шин 30.5R32; 32.5R32 і 24.5R32.

Для задніх ведучих коліс універсально-просапних тракторів ЮМЗ-8040, МТЗ-100, МТЗ-102, МТЗ-80 і МТЗ-82 призначені радіальні шини 16,9R38 (модель Ф-52) і 15,5R38 (модель Ф-62). Для передніх напрямних і ведучих коліс цих тракторів розроблені шини 16,0-20; 11,2-20 і 9,0-20 (термін служби шини 9,0-20 в 1,8 раза більший, ніж шини 7,50-20). У разі застосування цих шин підвищується вантажопідйомність трактора на 30 %, знижується ущільнення ґрунту.

Переваги уніфікації складових частин і складальних одиниць різних моделей тракторів у сільському господарстві очевидні. Основним завданням при вирішенні цього питання є вибір бази для уніфікації, тобто таких складових частин, які б найбільшою мірою відповідали функціональним вимогам, безвідмовності і довговічності як серійних, так і перспективних тракторів. Для тракторів Т-150 і ДТ-175С розроблено уніфіковану індивідуальну систему підресорювання з торсійними пружними елементами.

Контрольні запитання і завдання

1. Які вимоги ставлять до колісних рушіїв та як їх класифікують? 2. Яку будову має пневматична шина? Як класифікують шини? 3. Порівняйте будову діагональних і радіальних шин. За рахунок чого в радіальних шинах зменшене число шарів корду? 4. Які переваги мають безкамерні шини порівняно з камерними? 5. Як маркують шини й ободи? Які додаткові позначення наносять на шину? 6. Проаналізуйте навантаження коліс за різних режимів їх кочення. 7. Які несправності колісного рушія можуть виникнути в процесі експлуатації? Що призводить до передчасного зношення і руйнування шин? 8. Які переваги мають гусеничні рушії? З яких елементів вони складаються? 9. Які навантаження виникають у гусеничному рушії? Від чого вони залежать? 10. Як впливає технічний стан рушія на техніко-економічні показники трактора чи автомобіля? 11. Назвіть операції технічного обслуговування рушіїв. Як вони проводяться?

Список рекомендованої літератури

1. *Автомобиль. Основы конструкции* / Н.Н. Вишняков, В.К. Вахламов, А.Н. Нарбут и др. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1986. 304 с.
2. *Боровських Ю.І., Буральов Ю.В., Морозов К.А.* Будова автомобілів / Пер. з рос. В.В. Клінченка. — К.: Вища шк., 1991. — 303 с.
3. *Гельман Б.М., Москвин М.В.* Сільськогосподарські трактори і автомобілі. — К.: Урожай, 1991. — 276 с.
4. *Довідник по усуненню несправностей тракторів* / І.І. Водяник, В.К. Фаюстов, Ю.А. Бобильов, М.М. Клевцов. — К.: Урожай, 1990. — 271 с.
5. *Макаренко Н.Г.* Трактор Т-70С. Експлуатація и ремонт. — Харьков: Укragроззап-часть, 2003. — 426 с.
6. *Осепчугов В.В., Фрумкин А.К.* Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета. — М.: Машиностроение, 1989. — 304 с.
7. *Трансмiсії сільськогосподарських енергетичних засобів* / За ред. М.І. Самокиша. — К.: Урожай, 1998. — 215 с.

ЗМІСТ

Вступ	3
1. Загальні відомості про трактори та автомобілі	5
1.1. Класифікація тракторів та автомобілів	5
1.2. Експлуатаційні властивості	14
1.3. Тягові якості трактора й автомобіля	15
<i>Контрольні запитання і завдання</i>	18
I. ТРАНСМІСІЯ	
2. Зчеплення	19
2.1. Призначення, вимоги	19
2.2. Принцип роботи, робочий процес	20
2.3. Аналіз та оцінка конструкцій	21
2.4. Навантаження у зчепленні. Види руйнувань основних деталей	37
2.5. Основні несправності і технічне обслуговування	39
2.6. Тенденції вдосконалення конструкцій зчеплень	41
<i>Контрольні запитання і завдання</i>	45
3. Коробки передач, ходозменшувачі, роздавальні коробки	46
3.1. Призначення, вимоги, класифікація	46
3.2. Принцип роботи, робочий процес	47
3.3. Аналіз та оцінка конструкцій	54
3.4. Навантаження в коробці передач. Види руйнувань основних деталей	82
3.5. Основні несправності і технічне обслуговування	86
3.6. Тенденції розвитку і вдосконалення коробок передач	90
<i>Контрольні запитання і завдання</i>	102
4. Проміжні з'єднання і карданні передачі	103
4.1. Призначення, вимоги, класифікація	103
4.2. Типові схеми карданної передачі. Принцип роботи	104
4.3. Аналіз та оцінка конструкцій	107
4.4. Навантаження в карданних передачах. Види руйнувань основних деталей	115
4.5. Основні несправності і технічне обслуговування	116
4.6. Тенденції вдосконалення конструкцій карданних передач	118
<i>Контрольні запитання і завдання</i>	121
5. Ведучі мости	122
5.1. Призначення, вимоги, класифікація	122
5.2. Типові схеми мостів. Принцип роботи	123
5.3. Аналіз та оцінка конструкцій	132
5.4. Навантаження у ведучих мостах. Види руйнувань основних деталей	140
5.5. Основні несправності і технічне обслуговування	144
5.6. Тенденції вдосконалення конструкцій ведучих мостів	145
<i>Контрольні запитання і завдання</i>	147
6. Задній міст і механізми повороту гусеничних тракторів	148
6.1. Призначення, вимоги, класифікація	148
6.2. Типові схеми механізмів повороту. Принцип роботи	149
6.3. Аналіз та оцінка конструкцій	154
6.4. Навантаження в механізмах повороту. Види руйнувань основних деталей	163
6.5. Основні несправності і технічне обслуговування	165
6.6. Тенденції вдосконалення механізмів повороту	166
<i>Контрольні запитання і завдання</i>	168

II. СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ТРАКТОРА Й АВТОМОБІЛЯ

7. Рульове керування	169
7.1. Призначення, вимоги, класифікація	169
7.2. Способи повороту	170
7.3. Типові схеми рульових керувань. Принцип роботи	173
7.4. Рульові механізми. Гідропідсилювачі	178
7.5. Гідрооб'ємне рульове керування трактора	188
7.6. Рульове керування підвищеної безпеки	192
7.7. Навантаження в елементах рульового керування. Види руйнувань основних деталей	194
7.8. Основні несправності і технічне обслуговування	195
7.9. Тенденції вдосконалення конструкцій рульових механізмів	197
<i>Контрольні запитання і завдання</i>	199
8. Гальмова система	200
8.1. Призначення, вимоги, класифікація	200
8.2. Типові схеми гальмових механізмів. Принцип роботи	201
8.3. Гальмові механізми	204
8.4. Гальмові приводи	211
8.5. Регулятори гальмових сил	227
8.6. Антиблокувальні системи	230
8.7. Навантаження в елементах гальмових систем. Види руйнувань основних деталей	233
8.8. Основні несправності і технічне обслуговування	237
8.9. Тенденції вдосконалення конструкцій гальмових систем	238
<i>Контрольні запитання і завдання</i>	240

III. НЕСІВНІ СИСТЕМИ. ХОДОВА ЧАСТИНА

9. Несівні системи	241
9.1. Призначення, вимоги, класифікація	241
9.2. Аналіз конструкцій несівних систем	242
9.3. Навантаження, що діють на несівну систему	251
9.4. Основні несправності і технічне обслуговування	252
9.5. Тенденції вдосконалення несівних систем	254
<i>Контрольні запитання і завдання</i>	254
10. Підвіска	255
10.1. Призначення, вимоги, класифікація	255
10.2. Кінематичні схеми підвісок	257
10.3. Пружні елементи підвісок	259
10.4. Аналіз конструкцій підвісок	265
10.5. Амортизатори	275
10.6. Навантаженість. Види руйнувань основних деталей	279
10.7. Основні несправності і технічне обслуговування	281
10.8. Тенденції вдосконалення підвісок	282
<i>Контрольні запитання і завдання</i>	287
11. Колісний і гусеничний рушії	288
11.1. Призначення, вимоги, класифікація	288
11.2. Взаємодія рушіїв з опорною поверхнею	289
11.3. Аналіз конструкцій колісних рушіїв. Маркування шин	291
11.4. Навантаженість коліс. Види руйнувань основних деталей	306
11.5. Основні несправності і технічне обслуговування колісного рушія	307
11.6. Аналіз конструкцій гусеничних рушіїв	314
11.7. Навантаженість гусеничного рушія. Види руйнувань основних деталей	327
11.8. Основні несправності і технічне обслуговування гусеничного рушія	328
11.9. Тенденції вдосконалення рушіїв	330
<i>Контрольні запитання і завдання</i>	332
Список рекомендованої літератури	333

Навчальне видання

Лебедев Анатолій Тихонович
Антощенко Віктор Миколайович
Бойко Микола Федорович
Мазоренко Дмитро Іванович
Макаренко Микола Григорович
Подрігало Михайло Абович
Карпенко Володимир Олександрович

ТРАКТОРИ ТА АВТОМОБІЛІ

Частина 3

ШАСІ

За редакцією професора
А.Т. Лебедева

Оправа і титул *В. С. Жиборовського*
Комп'ютерна верстка *Л. М. Кіпріянової*

Видавництво «Вища освіта»,
04119, Київ-119, вул. Сім'ї Хохлових, 15

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру
суб'єкта видавничої справи ДК № 662 від 06.11.2001

Підп. до друку 05.11.04. Формат 60 × 84/16. Папір офс. № 1.
Гарнітура Times New Roman. Друк офс. Ум. друк. арк. 19.53.
Обл.-вид. арк. 21,42. Зам. №

Надруковано з плівок, виготовлених у видавництві «Вища освіта»,
на ВАТ «Білоцерківська книжкова фабрика»,
09117, м. Біла Церква, вул. Л. Курбаса, 4