

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ЗАПОРІЗЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

В. І. Кубіч

**ТРАНСМІСІЯ КОЛІСНИХ АВТОМОБІЛІВ
І ГУСЕНИЧНИХ МАШИН**

Навчальний посібник

Запоріжжя • НУ «Запорізька політехніка» • 2022

УДК 629.1.01
К 88

*Рекомендовано до друку Вченою радою
Національний університет «Запорізька політехніка»
(Протокол № 2 від 26.09.2022 р.)*

Рецензенти:

Кіндрачук М.В. – член-кореспондент НАН України, Лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки, д.т.н, професор кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів Національного авіаційного університету.

Воронін С.В. – д.т.н, професор, завідувач кафедри машинобудування та технічного сервісу машин Українського державного університету залізничного транспорту.

Кубіч В. І.

К88 Трансмiсія колiсних автомобiлiв i гусеничних машин : навч. посiб. – Запорiжжя : НУ «Запорiзька полiтехнiка», 2022. – 408 с.

ISBN 978-617-529-375-1

Навчальний посiбник мiстить вiдомостi про конструктивне виконання елементiв конструкцiї трансмiсiї колiсних автомобiлiв i гусеничних машин: зчеплення, коробка передач, роздавальна коробка, карданна передача, головна передача, диференцiал, механiзм передач i повороту тощо у вiдповiдностi з ознаками iх класифiкацiї. Наведено особливостi порядку взаємодiї мiж окремими елементами конструкцiї при здiйсненi робочих процесiв в механiзмах та агрегатах. Посiбник призначений для здобувачiв вищої освiти освiтнього рiвня бакалавр, якi навчаються за спецiальнiстю 133 «Галузеве машинобудування», освiтнi програми: «Експлуатацiя, випробування та сервiс автомобiлiв та тракторiв»; «Колiснi та гусеничнi транспортнi засоби»; «Двигуни внутрiшнього згорання». Наведенi свiдчення можуть використовуватися магiстрантами та аспiрантами в процесi роботи над квалiфiкацiйними науковими працями як довiдковий матерiал.

УДК 629.1.01

ISBN 978-617-529-375-1

© Національний університет
«Запорізька політехніка», 2022
© Кубіч В. І., 2022

ЗМІСТ

	Стор.
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	9
ВСТУП.....	10
1 ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛІВ.....	12
1.1 Трансмiсія автомобiля: призначення; загальна будова; класифiкацiя.....	12
1.2 Передачi трансмісії: зубчасті; фрикційні; імпульсні; гiдравлічні; електричні.....	17
1.3 Поняття про фрикційні передачi.....	18
1.4 Поняття про імпульсну передачу.....	21
1.5 Гiдродинамічні передачi.....	22
1.6 Гiдрооб'ємні передачi в трансмісії автомобiля.....	23
1.7 Характеристика схем механічних трансмісій повнопривідних вантажних і спеціальних автомобілів.....	28
1.8 Характеристика схем електромеханічних трансмісій гiбридних транспортних засобів.....	36
1.9 Схеми трансмісії сучасних повнопривідних легкових автомобілів і способи розподілу потужності між ведучими колесами.....	44
1.9.1 Багатодискова керована фрикційна муфта Haldex.....	47
1.9.2 Віскомуфта.....	52
2 КОНСТРУКЦІЇ ЗЧЕПЛЕНЬ.....	56
2.1 Призначення, загальні відомості, класифікація та вимоги, що пред'являються.....	56
2.2 Фрикційні зчеплення.....	62
2.2.1 Натискні пристрої з периферійно та центрально розташованими пружинами.....	62
2.2.1.1 Натискні пристрої з периферійно розташованими пружинами.....	62
2.2.1.2 Натискні пристрої з центрально розташованими пружинами.....	65
2.2.2 Відцентрові зчеплення.....	69
2.2.3 Муфта вимикання.....	70
2.2.4 Ведучі деталі зчеплень.....	72

2.2.5 Ведені диски: жорсткі; пружні; матеріали накладок; демпфери.....	74
2.2.5.1 Жорсткі ведені диски.....	74
2.2.5.2 Пружні ведені диски.....	75
2.2.5.3 Матеріали накладок.....	77
2.2.5.4 Демпфери.....	80
2.2.6 Дводискові зчеплення: пристрої забезпечення частоти роз'єднання.....	84
2.2.7 Зчеплення, що працюють в оливі.....	86
2.3 Приводи зчеплень.....	90
2.4 Гідравлічні зчеплення (гідромуфта).....	91
2.5 Електромагнітні зчеплення.....	93
3 КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ.....	99
3.1 Визначення поняття «коробка передач».....	99
3.2 Особливості використання автомобілів, які передбачають зміну передатних чисел в трансмісії.....	99
3.3 Вимоги, класифікація, короткий огляд застосовності коробок передач. Поняття діапазону та щільності передатних чисел.....	99
3.4 Оціночні параметри.....	100
3.5 Класифікація коробок передач.....	102
3.6 З історії розвитку конструкцій коробок передач і реалізації ознак класифікації.....	103
3.7 Короткий огляд застосовності коробок передач.....	106
3.8 Елементи конструкції ступінчастих коробок передач..	114
3.9 Класифікація механізмів включення передач.....	115
3.10 Способи вмикання передач.....	116
3.11 Синхронізатори.....	117
3.12 Додаткові коробки.....	118
3.13 Гідротрансформатор: принцип роботи; параметри оцінки; загальна будова; класифікація.....	119
3.14 Комбіновані гідромеханічні передачі, області їх застосування.....	124
3.15 Гідромеханічні передачі з планетарними коробками передач.....	128
3.16 Керування ступінчастою коробкою передач гідромеханічної передачі.....	133

4 РОЗДАВАЛЬНІ КОРОБКИ.....	138
4.1 Призначення, вимоги, що пред'являються. Компонувальні схеми та їх загальна характеристика.....	138
4.2 Класифікація конструкцій роздавальних коробок.....	138
4.3 Загальна характеристика роздавальних коробок.....	139
4.4 Групи роздавальних коробок у відповідності до ознак класифікації.....	143
4.4.1 Група з блокованим приводом і співвісними вихідними валами.....	144
4.4.2 Група з блокованим приводом і неспіввісними вихідними валами.....	146
4.4.3 Група з диференціальним приводом.....	148
4.4.4 Група з механізмом вільного ходу.....	153
4.5 Елементи конструкції: картер; вали; шестерні; пристрої перемикання передач і їх приводи.....	155
4.6 Типові конструкції роздавальних коробок.....	156
4.6.1 Одноступінчасті коробки.....	156
4.6.2 Коробки з двома передачами.....	157
4.6.3 Коробки з диференціальним приводом.....	159
4.6.3.1 Роздавальні коробки з несиметричним диференціалом.....	159
4.6.3.2 Роздавальні коробки з симетричним диференціалом.....	160
4.7 Коробки відбору потужності.....	163
5 КАРДАННА ПЕРЕДАЧА.....	169
5.1 Вимоги, класифікація, застосовність.....	169
5.2 Закриті карданні передачі.....	171
5.3 Відкриті карданні передачі.....	172
5.4 Універсальний карданний шарнір нерівних кутових швидкостей.....	175
5.5 Півкарданні шарніри.....	176
5.6 Карданні передачі з шарнірами рівних кутових швидкостей.....	178
5.6.1 Чотирикульковий карданний шарнір з ділильними канавками (типу «Вейс»).....	179
5.6.2 Шестикульковий карданний шарнір з ділильним важелем (типу «Рцепп»).....	180

5.6.3 Шестикульковий карданний шарнір з ділильними канавками (типу «Бірфильд»).....	181
5.6.4 Здвоєний карданний шарнір.....	182
5.6.5 Кулачковий карданний шарнір.....	183
6 МЕХАНІЗМИ ВЕДУЧИХ МОСТІВ.....	186
6.1 Головні передачі: вимоги, що пред'являються; загальна будова; класифікація; застосовність.....	186
6.1.1 Одинарна головна передача.....	187
6.1.1.1 Черв'ячна головна передача.....	187
6.1.1.2 Конічна головна передача.....	188
6.1.1.3 Гіпоїдна головна передача.....	189
6.1.1.4 Циліндрична головна передача.....	190
6.1.2 Подвійна головна передача.....	190
6.1.2.1 Центральна подвійна головна передача.....	193
6.1.2.2 Рознесені подвійні головні передачі.....	195
6.1.3 Редуктори подвійної рознесеної головної передачі.....	196
6.1.4 Двоступінчасті головні передачі.....	200
6.1.5 Матеріали деталей.....	203
6.2 Диференціали: вимоги, що пред'являються; класифікація; застосовність.....	203
6.2.1 Простий конічний диференціал.....	206
6.2.2 Міжбортовий диференціал.....	207
6.2.3 Циліндричний диференціал.....	208
6.2.4 Симетричний диференціал.....	209
6.2.5 Блокування диференціала.....	210
6.2.6 Самоблокувальний диференціал.....	212
6.2.7 Диференціали підвищеного тертя.....	212
6.2.8 Кулачкові диференціали.....	215
6.2.9 Диференціали з механізмом вільного ходу.....	218
6.2.9.1 Роликовий диференціал вільного ходу.....	218
6.2.9.2 Кулачковий диференціал вільного ходу.....	219
6.2.10 Диференціал Квайф.....	221
6.2.11 Диференціал Торсен.....	223
6.2.12 Диференціал з торцевим зачепленням (з коронними шестернями).....	229
6.2.13 Матеріали деталей.....	236

7	ТРАНСМІСІЯ АКТИВНИХ АВТОПОЇЗДІВ.....	239
7.1	3 історії розвитку активних автопоїздів.....	239
7.2	Схеми трансмісії активних автопоїздів.....	247
7.2.1	Механічний привід.....	248
7.2.2	Гідрооб'ємний привід.....	250
7.2.3	Перспективні модулі з гідрооб'ємним приводом...	252
7.3.	Реалізація схем трансмісій у конструкції дослідних зразків автопоїздів.....	258
7.3.1	Проект НАМІ-058С із механічним приводом коліс причепа.....	258
7.3.2	Привід коліс напівпричепа з додатковим допоміжним електричним модулем.....	261
7.4	Трансмісії активних автопоїздів в патентній інформації.....	262
7.4.1	Привід коліс автопричепа активного автопоїзда з механічною передачею.....	262
7.4.2	Автопоїзд із активізованими причіпними ланками	266
7.4.3	Активний привід причіпної ланки з гідрооб'ємною передачею.....	268
7.4.4	Електропневматичний привід коліс причепа з турбіною.....	272
8	ТРАНСМІСІЯ ГУСЕНИЧНИХ МАШИН.....	276
8.1	Загальні відомості про трансмісії важких спеціальних машин.....	276
8.1.1	Вимоги, які висуваються до трансмісій.....	276
8.1.2	Класифікація танкових трансмісій та їх порівняльна оцінка.....	276
8.2	Двопотокові механічні трансмісії важких спеціальних машин.....	280
8.2.1	Загальні відомості.....	280
8.2.2	Група механізмів повороту із заблокованими сонячними шестернями.....	286
8.2.2.1	Диференціальний тип.....	286
8.2.2.2	Незалежний тип.....	289
8.2.3	Група механізмів повороту з розгалуженням потоку потужності.....	290
8.2.3.1	Диференціальний тип.....	290
8.2.3.2	Незалежний тип.....	292

8.2.4 Група механізмів повороту із циркуляцією потужності.....	294
8.2.4.1 Диференціальний тип.....	294
8.2.4.2 Незалежний тип.....	296
8.3 Трансмсія транспортерів ГТ-С, ГТ-СМ, ГТ-МУ.....	296
8.4 Трансмсія тягача АТ-Л, транспортера-снігоболотохода ГТ-Т, транспортера-тягача МТ-ЛБ.....	299
8.5 Трансмсія транспортера ГТ-Т.....	305
8.6 Трансмсія тягача АТС-59 (АТ-Т).....	307
8.7 Приводи багатофункціонального призначення транспортера-тягача МТ-С.....	309
8.8 Трансмсія дволанкових машин.....	315
8.8.1 Дволанкова машина ДТ-20.....	315
8.8.2 Легка дволанкова гусенична машина ДТ-ЛП.....	317
8.8.3 Дволанкова плаваюча транспортно-технологічна машина ТТМ-4901.....	319
8.9 Безступеневі механізми повороту гусеничної машини	321
8.9.1 Механізм повороту першого типу.....	322
8.9.2 Механізм повороту другого типу.....	326
8.10 Трансмсія шасі гусеничних машин ГМ-569, ГМ-352.....	328
8.11 Електромеханічні трансмісії гусеничних машин....	335
8.11.1 Електромеханічна трансмісія гусеничної машини з роздільним приводом рушіїв.....	339
8.11.2 Електромеханічна трансмісія гусеничної машини з диференціальним приводом рушіїв.....	348
9 ГІДРООБ'ЄМНІ ТРАНСМІСІЇ КОЛІСНИХ АВТОМОБІЛІВ ВИСОКОЇ ПРОХІДНОСТІ.....	357
9.1 Загальна класифікація.....	357
9.2 Привід коліс, що утворений індивідуальним контуром «насос-гідромотор».....	360
9.3 Привід коліс через індивідуальні бортові контури.....	378
9.4 Узагальнена оцінка гідрооб'ємних трансмісій.....	381
Додаток А. Система повного приводу SH-AWD.....	385
Додаток Б. Система повного приводу АУС.....	392
Додаток В. Система повного приводу з диференціалом ZF Vector-Drive і роздатковою коробкою xDrive.....	395
Додаток Г. Система повного приводу VTM-4.....	400

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

БНЕ	– бортовий накопичувач енергії
БРР	– бортовий роздавальний редуктор
ГТД	– газотурбінний двигун
ГМТ	– гідромеханічна трансмісія
ГОМП	– гідрооб'ємний механізм повороту
ГОП	– гідрооб'ємна передача
ГОТ	– гідрооб'ємна трансмісія
ДК	– додаткова коробка
ЕМП	– електромеханічна передача
ЕМТ	– електромеханічна трансмісія
ЕБК	– електронний блок керування
КД	– коробка діапазонів
КЕУ	– комбінована енергетична установка
КП	– коробка передач
КВП	– коробка відбору потужності
МГ	– мотор-генератор
МП	– механізм повороту
МВМ	– механізми ведучого моста
РК	– роздавальна коробка
ПКП	– планетарна коробка передач
ППП	– підсумовуюча планетарна передача
ТЕД	– тяговий електродвигун
ШНКШ	– шарнір нерівних кутових швидкостей
ШРКШ	– шарнір рівних кутових швидкостей
ГП	– головна передача

ВСТУП

Отримання системних знань та розумінь щодо застосування елементарних деталей машин в механізмах та агрегатах трансмісії колісних і гусеничних транспортних засобів, які забезпечують реалізацію їх тягової динамічності при використанні за призначенням, представляються як очікувані результати навчання. При цьому процес формування у здобувачів вищої освіти фахових компетенцій за освітніми програмами спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» та споріднених спеціальностей передбачає здатність:

- демонструвати знання і розуміння призначення та класифікації зчеплень, гідротрансформаторів, коробок передач, роздавальних коробок, карданних передач, механізмів ведучих мостів у складі головних передач і диференціалів, механізмів передач і повороту, їх відповідних конструктивних варіантів виконання у автомобілях і гусеничних машинах різного призначення;

- демонструвати знання та розуміння типових і оригінальних технічних рішень, які застосовуються в трансмісіях у вітчизняному та закордонному машинобудуванні;

- розуміти та враховувати тенденції розвитку конструкцій трансмісії автомобілів і гусеничних машин;

- здійснювати аналіз переваг й недоліків як окремих елементів трансмісії, так і їх в цілому, а також давати їм порівняльні оцінки.

Особливості конструктивного виконання окремих елементів трансмісії багато у чому визначає їх експлуатаційні властивості автомобілів і гусеничних машин під час використання за призначенням з урахуванням вимог сучасності. Тому питання знання основ конструкції трансмісій здобувачами вищої освіти заслуговує окремої уваги при здобутті сучасного освітнього рівня.

За основну мету при складанні навчального посібника ставилося наведення відомостей про конструкцію окремих елементів існуючих трансмісій у відповідності з ознаками їх класифікації, варіативним виконанням та застосуванням у колісних автомобілях і гусеничних машинах різного функціонального призначення. При цьому акцент ставився на

систематизацію широкого кола відомих елементів конструкцій та її доповнення технічними рішеннями, які викладені у патентних джерелах інформації.

Викладений матеріал носить, у більшій мірі, описовий характер свідчень з різних джерел інформації та не містить результатів власних пошукових досліджень за тематикою, що розглядається.

Наведене у посібнику має досить багатий ілюстративний матеріал як про окремі елементи трансмісій, так і їх схем компонування, що відображає їх особливості конструкції.

Відомості, що наведені в навчальному посібнику, представляються:

- по-перше, академічними, так як спрямовані на формування у здобувачів вищої освіти розширених уявлень та знань про конструктивне виконання елементів конструкції трансмісій та порядку взаємодії між ними;

- по-друге, науково-пізнавальними та можуть стати відправною точкою для формування своїх поглядів на вирішення тієї чи іншої проблемної задачі у галузі машинобудування.

Поданий матеріал пропонується до використання як базова література для проведення викладачами лекційних занять за темами робочої програми дисципліни «Автомобілі. Основи конструкції», тем модуля «Будова складових частин машин», робочої програми «Машини з двигунами внутрішнього згорання» зі здобувачами вищої освіти за освітнім рівнем бакалавр, які навчаються за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» (освітні програми: «Колісні та гусеничні транспортні засоби»; «Експлуатація, випробування та сервіс автомобілів та тракторів»; «Двигуни внутрішнього згорання»). Навчальний матеріал рекомендується також до використання під час самостійної підготовки (дистанційне навчання).

Посібник може використовуватися в процесі навчання здобувачів вищої освіти інших спеціальностей галузевого машинобудування та автомобільного транспорту при розгляді окремих питань робочих програм дисциплін.

Автор не претендує на істину в першій інстанції та буде вдячний усім, хто знайде можливість висловити свої зауваження і побажання щодо викладеного матеріалу.

1 ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛІВ

1.1 Трансмiсія автомобiля: призначення; загальна будова; класифiкацiя

Трансмiсія за своєю структурою є виходом з енергоустановки, тому часто використовують термiн «моторно-трансмiсійна установка», i здiйснюється вхiд у кiлька наступних пiдсистем: ходової частини, рульового керування i гальмiвної системи.

Трансмiсія автомобiля являє собою сукупнiсть агрегатiв i механiзмiв, що передають крутний момент двигуна ведучих колiс i змiнюють крутний момент i частоту обертання колiнчастого валу двигуна за величиною та напрямком. У трансмiсiї здiйснюється перетворення (збiльшення) крутного моменту та розподiл його мiж ведучими колесами таким чином, щоб забезпечити можливiсть руху автомобiля в будь-яких дорожнiх умовах.

Джерелом рушiйної сили колiсної машини є крутний момент $M_{кр}$, що передається вiд двигуна до ведучих колiс. У мiсцях контакту з дорогою ведучi колеса з пiдведеним до них вiд двигуна через трансмiсiю крутним моментом $M_{кр}$ розвивають на плечi, рiвному рiдусу колеса r_k , окружну силу $P_{ко}$. Ця сила вiдштовхує ведуче колесо вiд дороги. Штовхаюча сила $P_{ш}$ приблизно дорiвнює силi $P_{ко}$, так що $P_{ш} = M_{кр}/r_k$.

Штовхаюча сила витрачається на подолання зовнiшнiх сил опору руху: коченню колiс, пiдйому, опору повітря, розгону. Однак у рiзних умовах руху $M_{кр}$ не вистачає, щоб подолати сили опору руху, що постiйно змiнюються, так й частота обертання колiнчастого валу двигуна (1000 хв^{-1} i бiльше) занадто велика, щоб з такою ж частотою оберталися ведучi колеса автомобiля. Тому мiж ведучими колесами та двигуном розташовують агрегати i механiзми, що дозволяють не тiльки передавати, а й безперервно автоматично або примусово змiнювати крутний момент i частоту обертання ведучих колiс.

Основу, наприклад, механiчної трансмiсiї, складають зубчастi передачi, що безпосередньо перетворюють $M_{кр}$ i частоту обертання за величиною i напрямком:

– коробка передач;

- додаткова коробка;
- дільник;
- головна передача;
- колісна передача;
- диференціали (міжосьовий, міжколісний, міжвізковий міжбортовий).

Для роз'єднання (від'єднання) двигуна від трансмісії та їх з'єднання призначене зчеплення. Дія зчеплення ґрунтується на використанні сил тертя, у той час як дія зубчастих передач ґрунтується на жорсткому зв'язку ведучих і ведених деталей.

Зчеплення призначене для:

- передачі крутного моменту двигуна трансмісії автомобіля;
- короткочасного від'єднання двигуна від трансмісії при перемиканні передач і різкому гальмуванні;
- плавного рушання з місця шляхом плавного з'єднання двигуна з трансмісією;
- захисту двигуна та трансмісії від ударних навантажень і гасіння крутильних коливань.

Коробка передач (КП) – агрегат трансмісії автомобіля, що перетворює крутний момент за величиною і напрямком в залежності від зміни дорожніх умов, а також для тривалого роз'єднання двигуна від ведучих коліс. Перетворюючі властивості коробки передач оцінюють за кількістю і величиною передатних чисел.

Дільник передач КП (мультиплікатор) являє собою пристрій для розбивки інтервалів ступенів основного ряду передатних чисел коробки передач автомобіля.

Додаткова коробка (демультиплікатор) передач розширює діапазон перетворення крутного моменту коробки передач автомобіля.

Роздавальна коробка встановлюється в повнопривідних автомобілях та призначена для розподілу крутного моменту, що передається від коробки передач між ведучими мостами. У багатовісних автомобілях – між візками, бортами.

Як правило, вона виконує додаткову функцію демультиплікатора, що дає можливість збільшити діапазон передатних чисел і силу тяги, яка цілеспрямовано розподіляється

між усіма ведучими колесами, тим самим підвищуючи прохідність автомобіля.

Карданна передача автомобіля призначена для передачі крутного моменту всередині трансмісії між агрегатами і механізмами, осі валів яких не збігаються і можуть змінювати своє положення. Це механізм, який складається з:

- карданних валів;
- карданних шарнірів.

Головна передача (ГП) постійно збільшує крутний момент і передає його під прямим кутом.

Міжосьовий диференціал розподіляє крутний момент між ведучими мостами і дозволяє колесам мостів обертатися з різною частотою.

Колісна передача – складова частина головної передачі, розміщена всередині колеса, служить для постійного збільшення крутного моменту.

Класифікація трансмісій

За способом зв'язку між двигуном і ведучими колесами розрізняють (за принципом дії):

- механічні;
- гідравлічні;
- електричні;
- комбіновані;
- гідромеханічні, наприклад, МА3-543 (механічна передача + гідравлічна передача);
- електромеханічні, наприклад, БелА3-547 (механічна передача + електрична передача).

За типом використовуваного трансформатора:

- фрикційно-зубчасті ступінчасті;
- фрикційні безперервні (з варіаторами);
- імпульсні;
- гідродинамічні (гідромеханічні);
- гідростатичні (гідрооб'ємні);
- електричні (з мотор-колесами).

За характером зміни передатного числа розрізняють трансмісії:

- ступінчасті (з фіксованою ступінчастою зміною передатного числа);
- безступінчасті.

Безступінчасті трансмісії за принципом роботи перетворювача крутного моменту поділяють на:

- механічні;
- гідравлічні (гідрооб'ємні, гідродинамічні);
- електричні.

За ознакою регулювання:

- не регульовані;
- автоматизовані (автоматичні).

Електричні трансмісії

Під електричною трансмісією розуміють систему, що складається з декількох електромашин, з'єднаних електричним зв'язком, і елементів керування.

Залежно від джерела рушійної сили електричні трансмісії можуть бути:

- з первинним двигуном;
- такими, що отримують енергію від акумулятора.

Агрегат, що складається з первинного теплового двигуна і електричного генератора, називають *двигун-генератором*. Такі агрегати можуть розвивати досить велику потужність (понад 1000 кВт), що при властивій їм питомій масі від 3 до 10 кг/кВт робить електричну трансмісію цілком прийнятною для автотранспортних засобів значної вантажопідйомності.

Під виконавчим механізмом електричної трансмісії розуміють комплекс агрегатів, що перетворюють електричну енергію в механічну, реалізовану на ведучих колесах.

Електромеханічні трансмісії

Трансмісія містить:

- генератор постійного або змінного струму з приводом від двигуна внутрішнього згорання;

– один або кілька тягових електродвигунів.

При одному тяговому електродвигуні привід до ведучих коліс здійснюється через карданну передачу, головну передачу, диференціал і піввісь.

Два тягових двигуна застосовуються, наприклад, на автомобілях самоскидах БелАЗ великої вантажопідйомності. Двигуни розміщуються в колесах – мотор-колеса.

В електромеханічних трансмісіях, в основному, застосовують тягові електродвигуни послідовного збудження. Тягові характеристики таких двигунів мають гіперболічну залежність моменту від кутової швидкості. Зі збільшенням навантаження відбувається автоматичне збільшення тягового моменту та відповідне зменшення кутової швидкості, при чому діапазон безступінчастої зміни передатних чисел, а, отже, і діапазон зміни тягового моменту може бути 4...5.

Переваги:

– зниження загальної маси агрегатів електропривода в порівнянні з масою агрегатів механічної трансмісії при передачі великих (понад 800 кВт) потужностей;

– більшу, ніж при механічній трансмісії, свободу компоновки;

– полегшення керування автомобілем;

– можливість використання тягового електродвигуна як гальма-сповільнювача на затяжних спусках;

– підвищення прохідності автомобілів і автопоїздів в результаті збільшення числа ведучих коліс;

– підвищення ресурсу двигуна в результаті відсутності динамічних навантажень, що передаються через жорсткий зв'язок при механічній трансмісії.

Недоліки:

– порівняно низький ККД, що не перевищує на оптимальних режимах 0,85, що знижує паливну економічність на 15...20%;

– необхідність використання дорогих матеріалів.

1.2 Передачі трансмісій: зубчасті; фрикційні; імпульсні; гідравлічні; електричні

Трансмісію автомобіля в кожному окремому конструктивному виконанні можна розглядати як сукупність використовуваних передач:

- механічна трансмісія: пари зубчастих коліс (шестерень) в коробці передач, в роздавальній коробці, в головній передачі;
- гідравлічна трансмісія: пари гідравлічних апаратів в живлячих контурах приводу ведучих коліс;
- гідромеханічна трансмісія: пара гідравлічних апаратів (насосне колесо + турбінне) + пари зубчастих коліс (шестерень) в коробці передач, в роздавальній коробці, в головній передачі.

Основу механічних перетворювачів трансмісії складають зубчасті та фрикційні передачі. Ступінь перетворення крутного моменту та швидкості передачі характеризується передатним числом (передатним відношенням).

Передатним числом u (передатним відношенням) для механічних КП, РК, ДК називають відношення частоти обертання (числа обертів n) кутових швидкостей ω вхідного валу до цих же параметрів вихідного валу або зворотне відношення кількості зубів z , радіусів r початкових кіл зубчастих коліс або крутних моментів M_i веденого валу до цих же параметрів ведучого валу:

$$u_i = n_1 / n_2 = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1 = r_2 / r_1 = M_2 / M_1. \quad (1.1)$$

Коли передача складається з ряду зубчастих коліс, загальне передатне число дорівнює добутку передатних чисел (передатних відносин) послідовно з'єднаних окремих пар:

$$u_i = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \cdot \dots \cdot u_n. \quad (1.2)$$

Наприклад, коли в трансмісії працюють дві передачі (коробка передач і головна передача), загальне передатне число трансмісії дорівнює добутку їх передатних чисел:

$$u_{mp} = u_{КП} \cdot u_{ГП}. \quad (1.3)$$

Сила тяги, що штовхає автомобіль, обмежується силою зчеплення ведучих коліс з дорогою. Сила зчеплення ведучих коліс з дорогою являє собою наближено силу тертя. Найбільша сила тяги може бути реалізована, коли крутний момент підводиться до всіх коліс.

1.3 Поняття про фрикційні передачі

Фрикційні передачі (варіатори) розрізняють за характером фрикційного зв'язку між ведучими і веденими елементами:

- з гнучким зв'язком (клиноремінні варіатори);
- з безпосереднім контактом (лобовий варіатор з тілами кочення).

Обов'язковою умовою роботи фрикційної безступінчастої передачі є такий коефіцієнт тертя μ в контакті фрикційних елементів, який перевищує питому дотичну силу:

$$\mu > K_{ДС},$$

де $K_{ДС}$ – відношення дотичної сили в контакті до нормальної.

Загальним для всіх безступінчастих фрикційних передач є відсутність внутрішньої автоматичності зміни передатного числа (саморегулювання), тому в таких передачах необхідний спеціальний регулятор, що реагує на навантаження і швидкість руху. Крім того, необхідний механізм зрушення (зчеплення) і механізм реверсу для забезпечення руху заднім ходом. В контакті фрикційних елементів, в тій чи іншій мірі, має місце відносне ковзання, що впливає на ККД передачі.

Клиноремінні варіатори

Регулювання передатного числа варіатора здійснюється по кутовій швидкості та навантаженні відцентровим і вакуумним регуляторами. Діапазон клиноремінного варіатора порівняно невеликий, але безперервний, створюється нескінченним числом понижуючих і підвищувальних передач.

Поточне значення передатного числа варіатора:

$$u_{\text{впр}} = \omega_2 / \omega_1 = (r_2 / r_1) = k, \quad (1.4)$$

де ω_2 і ω_1 – кутові швидкості відповідно ведучого і веденого шківів;

r_2 і r_1 – робочі радіуси відповідно ведучого і веденого шківів;
 k – коефіцієнт відносного ковзання.

Наприклад, в конструкції безступінчастого варіатора «Уноматік» зі сталевим гнучким елементом передньопривідного автомобіля «Фіат Уно-70» рухливі напівшківці пов'язані з гідроциліндрами і переміщуються в осьовому напрямку під дією тиску оливи, що нагнітається спеціальним масляним насосом (рис. 1.1).

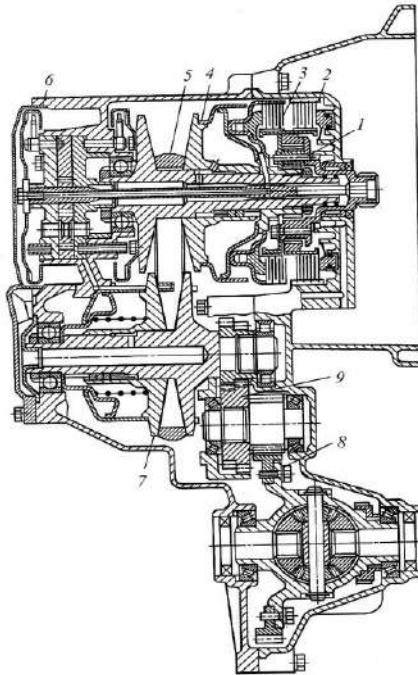


Рисунок 1.1 – Клиноремінна передача передньопривідного автомобіля:

1 – планетарна передача; 2 – багатодисковий гальмівний механізм;
 3 – багатодискове зчеплення; 4 і 7 – рухливі напівшківці; 5 – ремінь; 6 – картер

Зміна передатного числа здійснюється масляним насосом через золотникову систему, яка регулює тиск у гідравлічних циліндрах в залежності від кутової швидкості колінчастого валу двигуна і положення педалі подачі палива, що впливає на золотникову систему. Максимальне значення ККД не перевищує 0,9, що значно нижче ККД ступінчастої коробки передач.

Лобовий варіатор з тілами кочення

Широко застосовується в верстатобудуванні. Для автомобіля було запропоновано багато конструкцій лобових варіаторів. Найбільшу популярність здобув тороїдальний варіатор Хейса (встановлювався на одному з англійських автомобілів малого класу). В основі конструкції лежать диски з кільцевими виточками напівкруглого перетину, що переміщуються в осьовому напрямку до встановлених між ними роликів, які вільно обертаються відносно своїх осей (рис. 1.2). Усі елементи притиснуті один до одного кульковим навантажувальним пристроєм. Зусилля притиснення пропорційне переданому ведучим валом моменту.

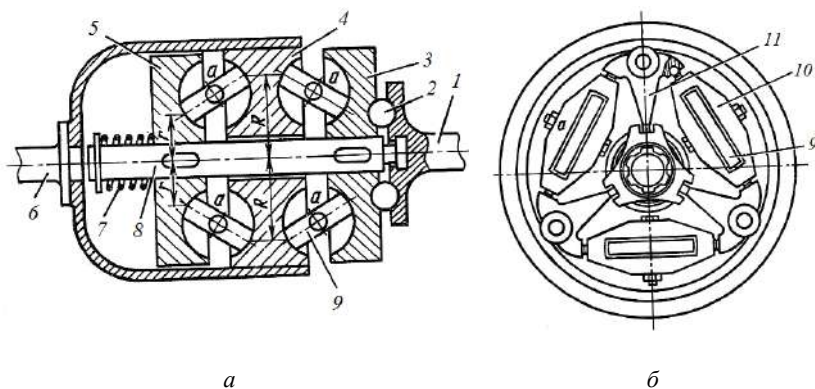


Рисунок 1.2 – Фрикційний тороїдальний варіатор: 1 – ведучий вал; 2 – навантажувальний пристрій; 3, 5 – ведучі диски; 4 – ведений диск; 6 – ведений вал; 7 – пружина; 8 – вал; 9 – ролики; 10 – обойма; 11 – важелі

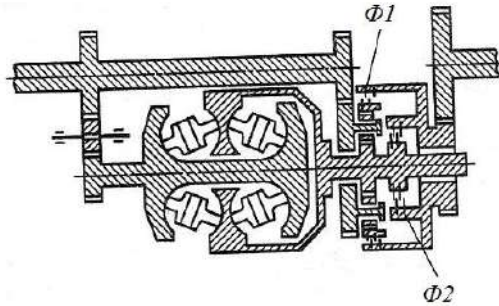


Рисунок 1.3 – Схема фрикційного тороїдального варіатора в паралельному потоці (основний і паралельні потоки об'єднуються планетарним рядом, керованим фрикційними муфтами $\Phi 1$ і $\Phi 2$)

1.4 Поняття про імпульсну передачу

Безступінчаста механічна імпульсна передача (рис. 1.4) складається з ведучого валу 1, імпульсного механізму 2, проміжного валу 3, вихідного механізму вільного ходу (МВХ), вихідного валу 5 з маховиком.

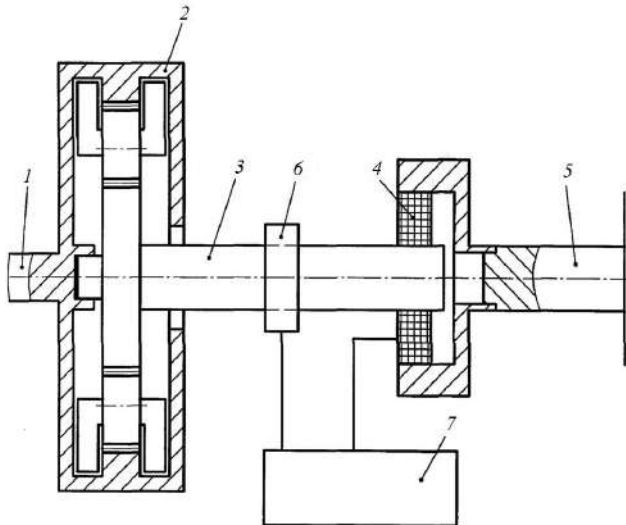


Рисунок 1.4 – Схема безступінчастої механічної імпульсної передачі:
 1 – ведучий вал; 2 – імпульсний механізм; 3 – проміжний вал; 4 – муфта вільного ходу; 5 – вихідний вал; 6 – датчик швидкості; 7 – блок керування

На проміжному валу встановлений датчик швидкості 6. Датчик швидкості 6 і вихідний МВХ 4 мають зв'язок з блоком керування 7. Імпульсний механізм включає в себе шестерню внутрішнього зачеплення, сонячну шестерню та сателіти з неврівноваженими вантажами. Технічний результат полягає в відсутності гальмування проміжного валу при виникненні зворотного імпульсу до моменту виникнення позитивного імпульсу, при якому замикається вихідний МВХ.

1.5 Гідродинамічні передачі

На даний час є два типи гідродинамічних передач: гідромуфта та гідротрансформатор.

Гідромуфта – найпростіший елемент гідроприводу. Її відмінна риса полягає в тому, що крутний момент на ведучому валу гідромуфти завжди дорівнює моменту на вихідному валу. Конструкція гідромуфти дуже проста. Вона складається з насосного та турбінного коліс приблизно однакової конструкції, що знаходяться в заповненому оливою камері.

При обертанні насосного колеса олива під впливом відцентрової сили починає рухатися по напрямним лопаткам до периферії, набуваючи при цьому кінетичну енергію. З насосного колеса воно потрапляє в турбінне колесо, де при зіткненні з лопатками турбіни віддає йому частину своєї енергії, тим самим приводячи його в обертання. При швидкому обертанні насосного колеса олива здійснює складний рух, що складається з переносного та відносного рухів. Перше виникає за рахунок обертання оливи разом з насосним колесом. Друге визначається переміщенням оливи уздовж насосного колеса до периферії. Відносний рух спричинений дією відцентрових сил, що виникають в оливі в результаті обертання разом з насосним колесом.

В результаті на виході з насосного колеса абсолютна швидкість потоку оливи визначається векторною сумою швидкостей переносного та відносного рухів.

Частина енергії потоку оливи, що визначається його переносною швидкістю, віддається через лопатки турбінного колеса.

Гідротрансформатор

Принцип робочого процесу гідротрансформатора полягає в перетворенні тиску рідини, що створюється насосом, в кінетичну енергію (перетворення відбувається на лопатках насоса) і в подальшому перетворенні кінетичної енергії рідини, що рухається в механічну енергію турбіни (перетворення здійснюється на лопатках турбіни) з додаванням реактивної сили, що виникає на лопатках реактора, до сили, яка змушує турбіну обертатися (реактивна сила від реактора до лопаток турбіни передається через рідину). Таким чином, передача механічної енергії здійснюється за рахунок гідродинамічного напору рідини, що циркулює в замкнутому контурі робочих коліс гідротрансформатора.

1.6 Гідрооб'ємні передачі в трансмісії автомобіля

Гідрооб'ємні передачі (ГОП), з яких складається ГОТ, являють собою поєднання гідронасоса ГН, який приводиться від двигуна, і одного або декількох гідромоторів ГМ, які можуть розташовуватися безпосередньо у коліс або в іншому місці, наприклад, перед головною передачею. Приклади компоновки ГОП наведено на рисунку 1.5.

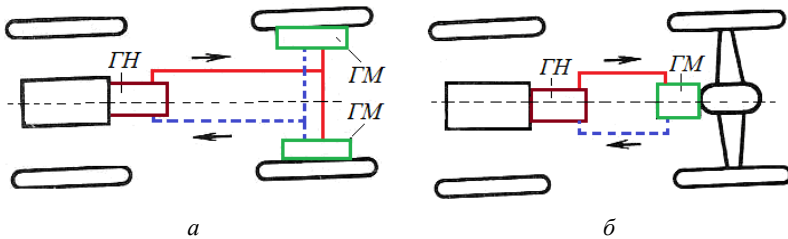


Рисунок 1.5 – Схеми автомобілів з гідрооб'ємними передачами

Гідронасос створює гідростатичний напір рідини, а гідромотор перетворює енергію напору рідини в механічну роботу. Гідронасос пов'язаний з гідромотором трубопроводами високого тиску. Вся система є замкнутою. До кола циркуляції включений гідронасос підживлення для попередження виникнення кавітації і розриву струменя робочої рідини.

Гідронасос підтримує надлишковий тиск в поворотній гідролінії в межах 1,0–1,2 МПа. Залежно від конструкції гідроагрегатів робочий тиск в системі може становити 10–50 МПа.

Кінематична схема найпростішої ГОП наведено на рисунку 1.6 [6].

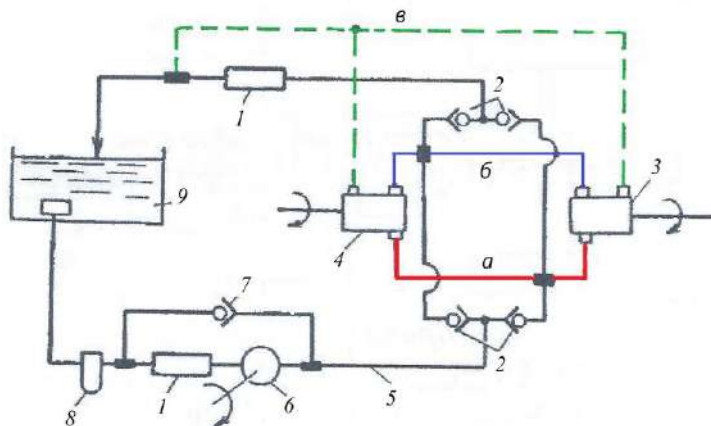


Рисунок 1.6 – Кінематична схема найпростішої ГОП: *a* – магістраль низького тиску; *b* – магістраль високого тиску; *v* – дренажна система; 1 – охолоджувач; 2 – клапан; 3 – гідромотор; 4 – гідронасос; 5 – система підживлення; 6 – підживлюючий насос; 7 – запобіжний клапан; 8 – фільтр; 9 – резервуар

Система керування ГОП повинна змінювати частоту обертання коліс індивідуально у відповідності з траєкторією руху кожного з них, профілем шляху у повздовжньому та поперечному плані, податливості ґрунту під кожним колесом, але в той же час не допускати буксування коліс, тобто щоб втрати потужності при створенні сумарного тягового зусилля були мінімальними. При пробуксовці одного із коліс (коефіцієнт зчеплення знижується) падає тиск p у всій системі, а прохідність погіршується. Це явище має назву диференціальним ефектом. Для його усунення використовують блокуючі пристрої або спеціальні системи керування роботою гідропривода. Структурна схема однієї з таких схем приведена на рисунку 1.7 [6].

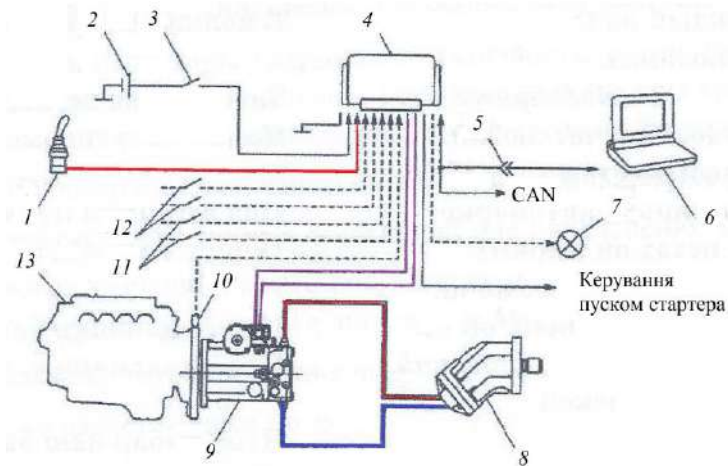
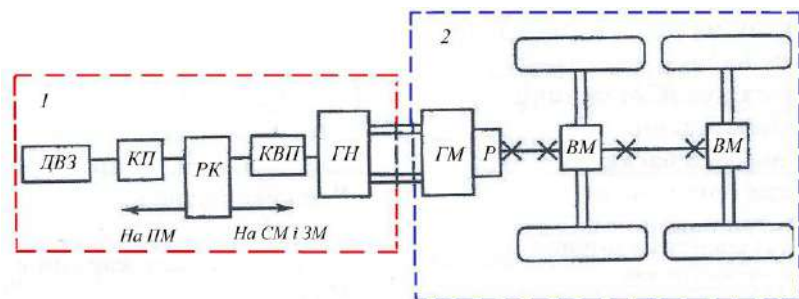


Рисунок 1.7 – Структурна схема системи керування DRC фірми «Rexroth» (на прикладі одного контуру; на схемі умовно показано один гідромотор):
 1 – джойстик; 2 – джерело живлення; 3 – замок запалення; 4 – контролер з програмним забезпеченням DRC; 5 – діагностичний роз’єм; 6 – персональний комп’ютер з діагностичним програмним забезпеченням; 7 – контрольна лампа обмеження швидкості; 8 – гідромотор; 9 – насос; 10 – датчик частоти обертання колінчастого валу; 11 – перемикачі режимів прискорення; 12 – перемикачі напрямку руху; 13 – двигун

Цим вимогам, у найбільшій мірі, відповідає ГОТ з гідромотор-колесами (рис. 1.8 б) у поєднанні із сучасними електронними системами керування.



а

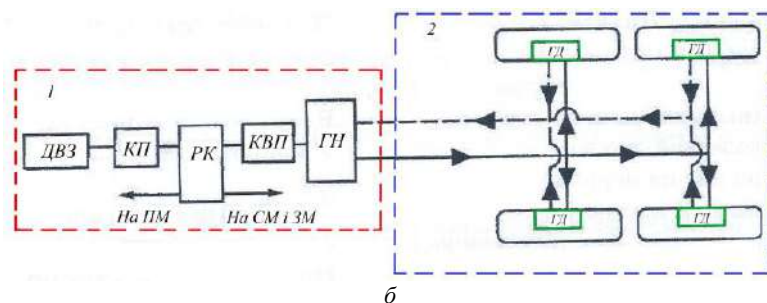


Рисунок 1.8 – Схема гідроприводів «гідровал» (а) і з гідромотор-колесами (б) для зчленованого автомобіля:
 1 – тягач; 2 – напівпричіп; ДВЗ – двигун; КП – коробка передач;
 РК – роздавальна коробка; ГН – гідронасос; ГМ (ГД) – гідромотор;
 КОМ – коробка відбору потужності; Р – узгоджуючий редуктор;
 ВМ – ведучий міст причіпної ланки; ПМ, СМ, ЗМ – відповідно передній, середній і задній ведучі мости тягача

Більш розгорнуто ГОТ активних автопоїздів буде розглянуто у розділі 7.

Передатне число гідрооб’ємної трансмісії:

$$u_{ОГП} = \omega_n / \omega_m, \quad (1.5)$$

де ω_n – кутова швидкість валу насоса;

ω_m – кутова швидкість валу мотора.

За конструкцією гідроагрегати можуть бути:

- гвинтовими;
- шестеренними;
- лопатевими (шиберними);
- поршневими.

В автомобілях знайшли застосування поршневі гідроагрегати двох типів (рис. 1.9):

- радіально-поршневі (зміна ексцентриситету ротора);
- аксіально-поршневі (зміна нахилу корпусу).

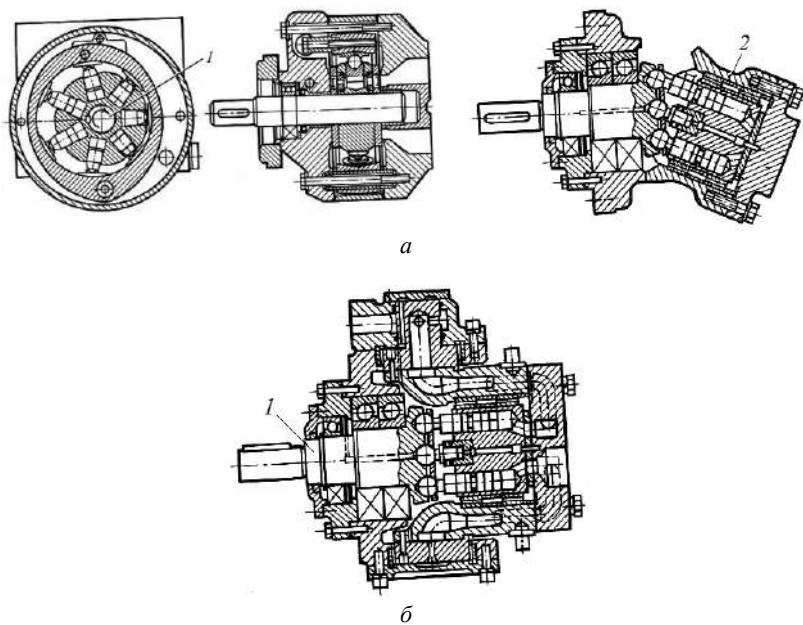


Рисунок 1.9 – Гідроагрегати об'ємного гідроприводу:
 а – радіально-поршневі: 1 – ексцентриситет ротора; 2 – корпус;
 б – аксіально-поршневі: 1 – вал

Гідромотор-колеса можуть бути з високомоментними (радіально-поршневі) або з високооборотними (аксіально-поршневими) моторами. В системі гідроприводу з гідромотор-колесами кількість гідромоторів і гідронасосів неоднакова, та їх параметри, як правило, не співпадають. Один гідронасос обслуговує декілька гідромоторів.

Перевагами високомоментних гідромоторів є можливість передачі великих крутних моментів і стійка робота під навантаженням при малій частоті обертання ($7 \dots 10 \text{ хв}^{-1}$). У зв'язку з цим спрощується конструкція мотор-колеса, так як виключається необхідність у колісному редукторі. Також перевагою є й те, що поршні розміщуються у статорі, в результаті чого на поршні не діють відцентрові сили, а при відсутності тиску рідини легко виключити торкання роликів до профільної поверхні ротора і забезпечити вільне обертання коліс з будь-якою швидкістю (при нерухомих поршнях гідромотора) [6].

Високооборотні гідромотори мають менший діаметр, ніж високомоментні, тому при малому діаметрі маточини колеса застосовуються виключно аксіально-поршневі конструкції. У порівнянні з радіально-поршневими моторами вони передають менші крутні моменти і працюють під навантаженням з мінімально стійкою частотою обертання у межах $100 \dots 150 \text{ хв}^{-1}$, що потребує установки між гідромотором і колесом понижуючого редуктора [6].

Об'ємні гідроагрегати не саморегульовані, для зміни моменту, що передається гідроагрегатом, необхідний зовнішній регулятор, якщо агрегат за своєю конструкцією регульований.

Нерегульовані гідроагрегати, що мають однакову подачу при однаковій кутовій швидкості, застосовуються в якості допоміжного гідроприводу, використововуваного тимчасово, наприклад, для приводу коліс причепа під час руху у важких дорожніх умовах – «гідровал».

Подача регульованих гідроагрегатів може змінюватися при постійній кутовій швидкості ведучого валу в залежності від впливу регулятора.

В автомобілях регулювати гідромотори, забезпечуючи синхронність регулювання, складно. Найбільш просто регулювати подачу гідронасоса. В цьому випадку при постійній потужності двигуна залежність тягової сили на колесах від швидкості руху має гіперболічний характер, що визначає тягові якості та створює хороші умови для плавного рухання автомобіля з місця і розгону.

1.7 Характеристика схем механічних трансмісій повнопривідних вантажних і спеціальних автомобілів

За способом підведення потужності від двигуна до ведучих коліс, агрегати та механізми можуть бути виконані за бортовою схемою, мостовою схемою або з індивідуальним підведенням потужності до кожного колеса.

В *бортовій схемі* (рис. 1.10 *д*) при наявності одного двигуна в силовій установці за коробкою змінних передач встановлюється міжбортова роздавальна коробка з симетричним диференціальним механізмом. У міжбортовій роздавальній коробці силовий потік розділяється на два: до першого і лівого

бортових роздавальних редукторів (БРР) і далі через бортові (і колісні) передачі до головних коліс. На сучасній АТ така схема розподілу силового потоку не застосовується.

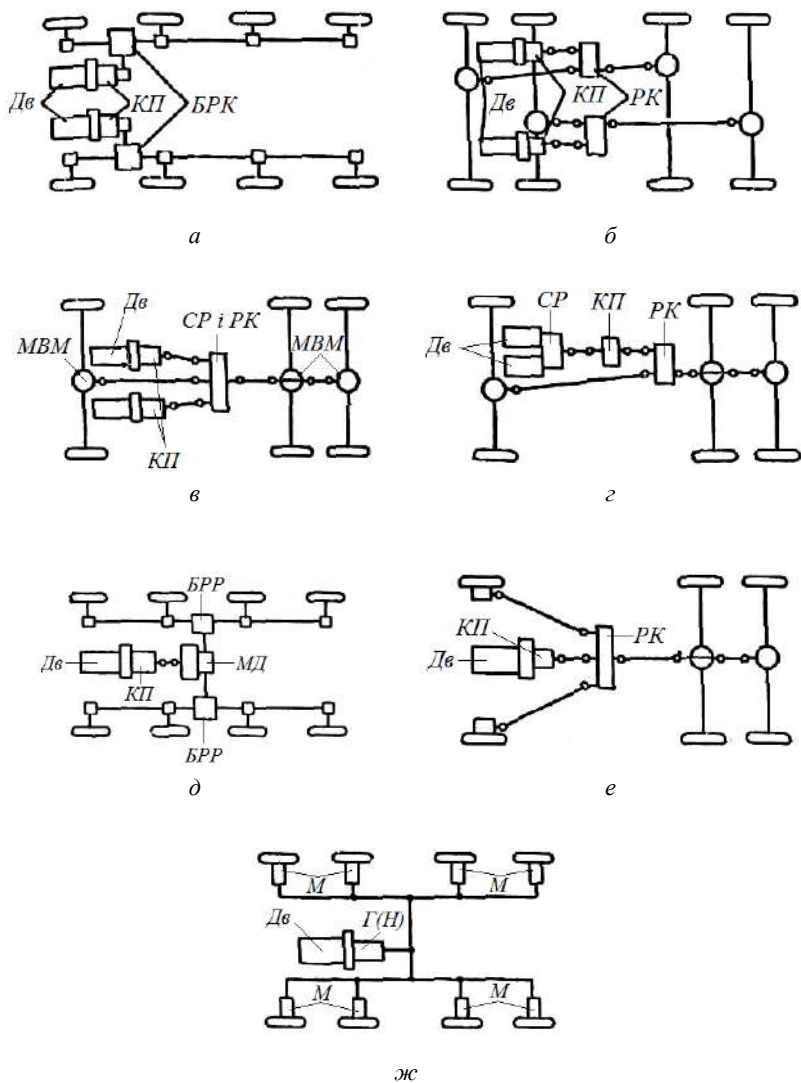


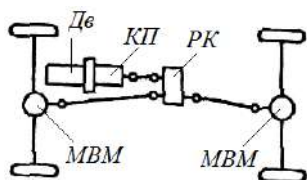
Рисунок 1.10 – Схеми компоновки силових передач

Вищезазначена схема силової передачі значно спрощується при застосуванні в силевій установці двох двигунів (рис. 1.10 *a*), тому що міжбортова роздавальна коробка і міжосьовий диференціал відсутні.

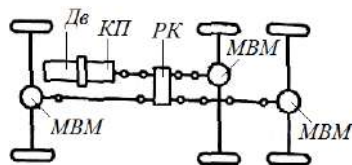
Бортова схема дуже зручна для автомобілів з несучим корпусом і для повнопривідних багатоосьових автомобілів. Такий тип трансмісії застосований на багатовісному шасі ЗІЛ-135ЛМ. Головна перевага полягає в тому, що майже всі агрегати силової передачі розміщуються по бортах і в середній частині корпусу та можуть використовуватися для більш зручного розміщення озброєння, спеціального обладнання.

Силевий привід виконаний за окремою бортовою схемою: від лівого двигуна потужність підводиться через ступінчасту КП до РК і далі через бортові і колісні редуктори до коліс лівого борту. Від правого двигуна за аналогічною схемою (рис. 1.12).

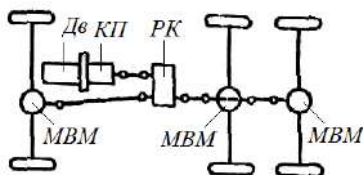
В *мостовій схемі* (рис. 1.10 *б, в, г* і рис. 1.11) кожна пара головних коліс за допомогою півосей або карданних валів (при незалежній підвісці коліс) приєднується до механізму МВМ, який складається з головної передачі та міжколісного диференціала. Іноді між МВМ і колесами встановлюються колісні редуктори.



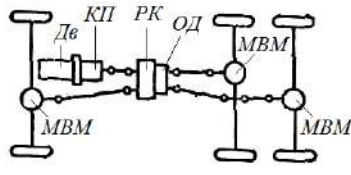
a



б



в



г

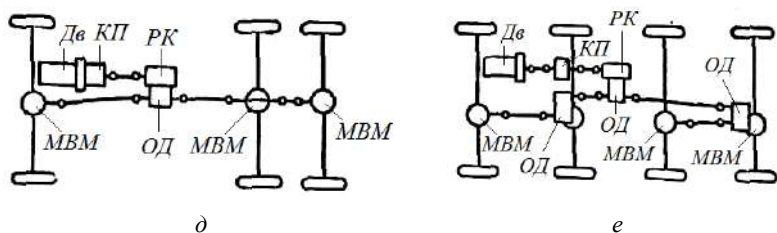


Рисунок 1.11 – Схеми компоновки силових передач

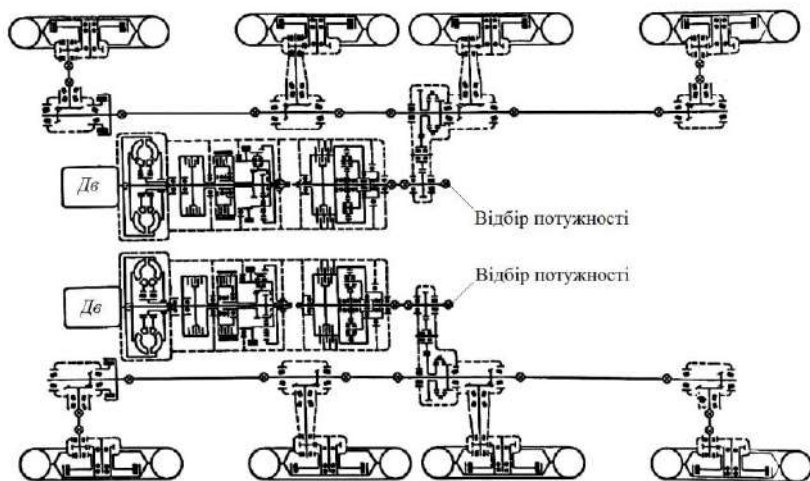


Рисунок 1.12 – Силова передача довгоподібного шасі з гідромеханічної передачею

Силовий потік двигуна розділяється по МВМ від РК. Причому силова передача виконується за двома варіантами:

- з роздільним приводом до мостів (рис. 1.11 а, б, в);
- із застосуванням прохідних мостів (рис. 1.11 в, д).

Роздільний привід більш складний за конструкцією, але забезпечує рівномірне силове навантаження на карданні передачі.

При застосуванні прохідних мостів спрощується конструкція карданної передачі, забезпечується краща компоновка середнього та заднього мостів, але карданний вал від роздавальної коробки

до середнього моста навантажений подвійним силовим навантаженням.

За мостовою схемою розподілу силової передачі з колісними редукторами виконана трансмісія автомобіля УАЗ-3151 (УАЗ-469 без колісних редукторів), а також двовісний ГАЗ-66 з роздільним приводом до мостів.

За мостовою схемою розподілу силової передачі із застосуванням силових мостів виконана трансмісія автомобілів ЗІЛ-131, Урал-375, КамАЗ-4310 (43105), КрАЗ-255Б (260). Мостова схема застосовується при установці на автомобілі двох двигунів (рис. 1.10 б). Кожен двигун підключений до своєї групи мостів. Така схема силової передачі на вивченій військовій АТ не використовується.

За мостовою схемою розподілу силового потоку виконана трансмісія багатовісних шасі сімейства МАЗ (МАЗ-537, 543) з мостовим приводом головних коліс і прохідними міжосьовими редукторами (рис. 1.13).

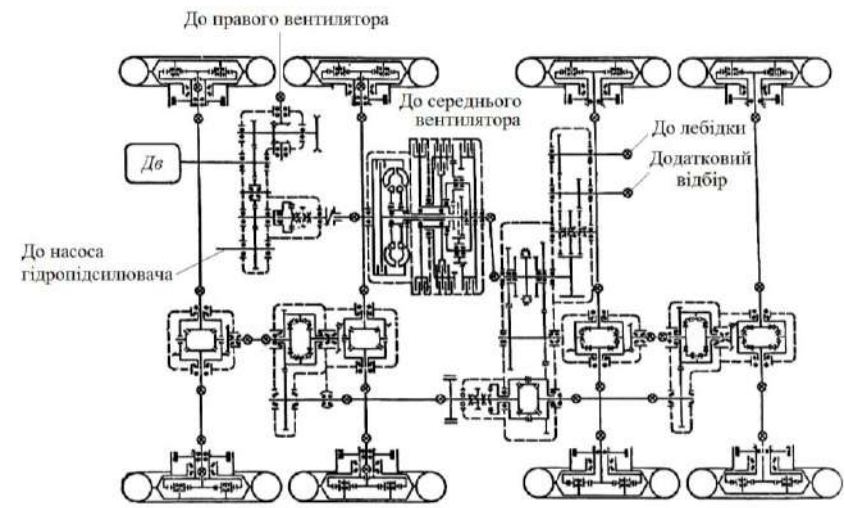


Рисунок 1.13 – Силова передача тягачів МАЗ-543

Трансмiсія вищезазначених багатовiсних шасi складається з:

- пiдвищувального редуктора;
- гiдромеханiчної передачі (гiдротрансформатор з триступiнчастою КПП);
- двоступiнчастої роздавальної коробки;
- мiжосьових редукторiв;
- редукторiв головної кiнiчної передачі;
- колiсних планетарних редукторiв.

У зв'язку з великою вагою шасi в приводi всiх його мостiв i колiс встановленi диференцiали i механiзми вiльного ходу:

- симетричний кiнiчний диференцiал в РК;
- самоблокувальнi муфти вiльного ходу в мiжосьових редукторах;
- мiжколiснi кiнiчнi диференцiали пiдвищеного тертя в двох переднiх мостах;
- самоблокувальнi муфти вiльного ходу в двох заднiх мостах.

Всього сiм механiзмiв (диференцiалiв i муфт вiльного ходу).

Iндивiдуальне пiдведення потужностi (рис. 1.10) до головних колiс застосовується при наявностi електричних i гiдростатичних (гiдрооб'ємних) силових передач.

Для механiчних силових передач iндивiдуальне пiдведення потужностi до головних колiс конструктивно дуже складне, має низький ККД i меншу рухливiсть через велику кiлькiсть карданних передач i тому не застосовується.

За типом зв'язкiв мiж осями (мостами) або бортовими редукторами розрiзняють силовi передачі:

- з блокувальним приводом;
- з диференцiальним приводом.

Силовi передачі з блокувальним приводом (рис. 1.11 *а, б, в*) найбiльше простi за конструкцiєю. Такi силовi передачі застосовуються на автомобiлях: УАЗ-3151 (469), вантажних ГАЗ-66, ЗИЛ-131. Загальний недолiк такої передачі – можливiсть появи циркуляцiї потужностi при кiнематичнiй невiдповiдностi головних колiс (при поворотi, проходженнi по нерiвнiй дорозi, при рiзних радiусах кочення колiс через нерiвномiрний знос шин, при рiзному тиску повітря в шинах або рiзному ваговому навантаженнi на колеса). Наслiдком цього є бiльш швидкий знос агрегатiв силової передачі.

Силові передачі з диференціальним приводом відрізняються від силових передач з блокувальним приводом тим, що мають один (рис. 1.11 д) або кілька міжосьових диференціалів (ОД). Міжосьовий диференціал застосований в компонованні силових передач автомобілів КамАЗ-4310 (43105), КрАЗ-260, Урал-375.

При рівномірному (або близьким до рівномірного) розподілі ваги по осях застосовують симетричні диференціали, а при нерівномірному розподілі ваги по осях – несиметричні. Так на автомобілях МАЗ всі міжосьові диференціали симетричні, а на автомобілі Урал-375 – несиметричні.

Диференціальний привід вільний від недоліків блокованого приводу, але конструктивно він складніший, ніж блокований.

При наявності диференціальних механізмів між мостами, силове навантаження по приводним валам розподіляються пропорційно внутрішньому передатному числу диференціального механізму, а не пропорційно ваговому навантаженню, яке припадає на міст, як це є в блокованому приводі.

При проходженні таких автомобілів по слизьким і слабким ґрунтам можлива пробуксовка коліс того моста, для якого коефіцієнт зчеплення та вагового навантаження на міст набувають найменшого значення. Для усунення цієї вади диференціальні приводи виконуються з можливістю блокування часткового або повного (автомобілі ГАЗ-66, КамАЗ-4310, 43105, КрАЗ-260 та ін.)

Силова передача ГАЗ-66 складається з (рис. 1.14):

- однодискового фрикційного зчеплення;
- чотириступінчастої КП;
- двоступінчастої РК з механічним приводом переднього моста;
- карданних передач;
- головних мостів з головною передачею гіпоїдного типу і кулачковими диференціалами.

У приводах автомобілів великої ваги встановлюються роздавальні коробки з міжосьовими диференціалами.

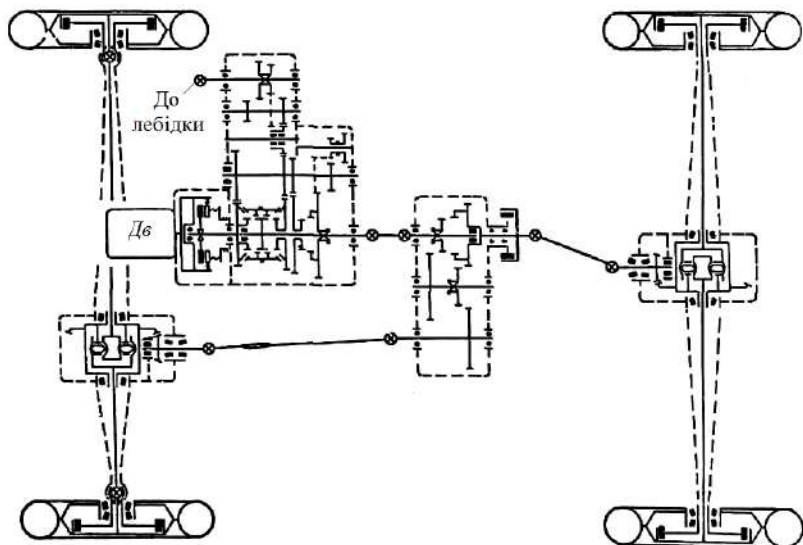


Рисунок 1.14 – Силова передача автомобіля ГАЗ-66

Силова передача автомобіля Урал-4320 складається з (рис. 1.15):

- дводискового фрикційного зчеплення;
- п'ятиступінчастої КП;
- двоступеневої РК з несиметричним міжосьовим диференціалом;
- карданної передачі;
- головних мостів з головною конічною передачею і конічним диференціалом, середній прохідний.

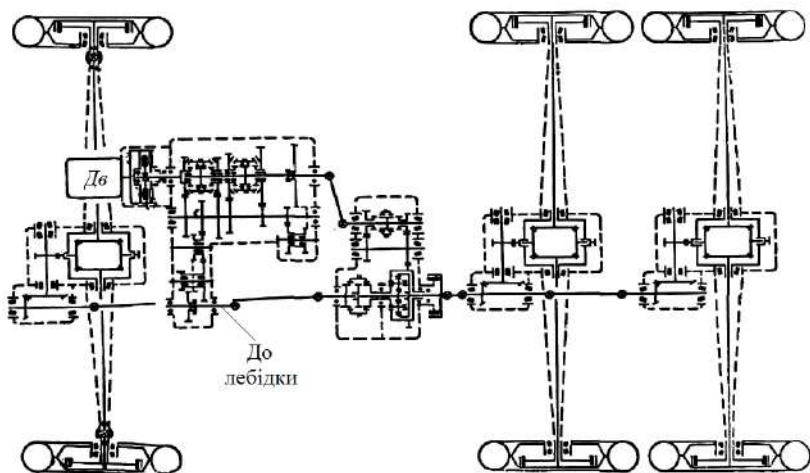


Рисунок 1.15 – Силова передача автомобіля Урал-4320

1.8 Характеристика схем електромеханічних трансмісій гібридних транспортних засобів

Транспортні засоби з КЕУ, або, як їх іноді називають, гібридні транспортні засоби, представляють собою щось середнє між автомобілем (транспортним засобом, що приводиться в рух тепловим двигуном) і електромобілем (тобто транспортним засобом, що приводиться в рух електродвигуном, що живиться від джерела електроенергії). Аналіз можливих шляхів підвищення паливної ефективності показав, що істотну економію палива може дати використання в автомобілі мехатронних систем у вигляді тягового електроприводу.

На даний час відомі різні схеми побудови гібридних транспортних засобів з мехатронними системами, в яких має місце застосування електромеханічної трансмісії.

Електропривод може використовуватися в якості мотор-генератора, з'єднаного з колінчастим валом ДВЗ і дозволяє вимикати ДВЗ при нетривалій зупинці транспортного засобу і згодом запускати ДВЗ по команді водія почати рух (рис. 1.16).

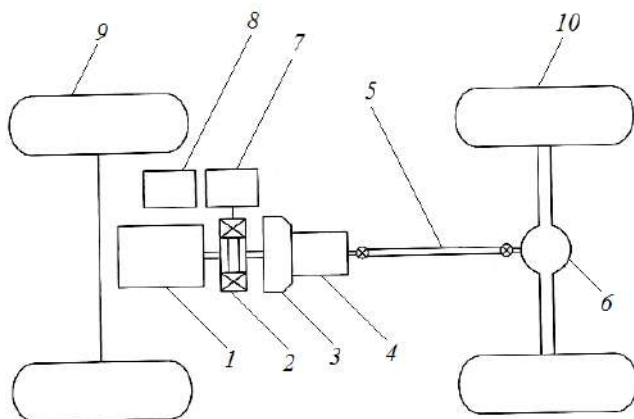


Рисунок 1.16 – Кінематична схема автомобіля з мотор-генератором:
 1 – ДВЗ; 2 – мотор-генератор; 3 – зчеплення; 4 – коробка передач;
 5 – карданний вал і головна передача; 6 – диференціал;
 7 – акумулятор; 8 – інвертор; 9 – передній міст; 10 – задній міст

Мотор-генератор доцільно використовувати не тільки для швидкого пуску ДВЗ, а й для створення електротяги при рушанні машини з місця. Причина цього відома: ДВЗ має високу паливну ефективність і низький рівень викидів в обмеженому діапазоні частот обертання, тому доцільно відбирати від нього потужність тільки після того, як автомобіль вже набере деяку мінімальну швидкість руху. Мотор-генератор дозволяє «згладжувати» пульсації моменту, які розвиває ДВЗ, що сприятливо позначається на зниженні вібрацій, збільшує ресурс роботи вузлів трансмісії. Одночасно мотор-генератор може вирішити проблему дефіциту потужності бортової електромережі, характерну для сучасних транспортних засобів.

Кращі результати та велику гнучкість керування дає схема з додатковим (крім мотор-генератора) тяговим електродвигуном з інвертором, редуктором і механічною муфтою (з електронним керуванням), що дозволяє реалізовувати той чи інший вид підведення моменту до ведучих коліс. Паралельна кінематична схема гібридного автомобіля приведена на рисунку 1.17.

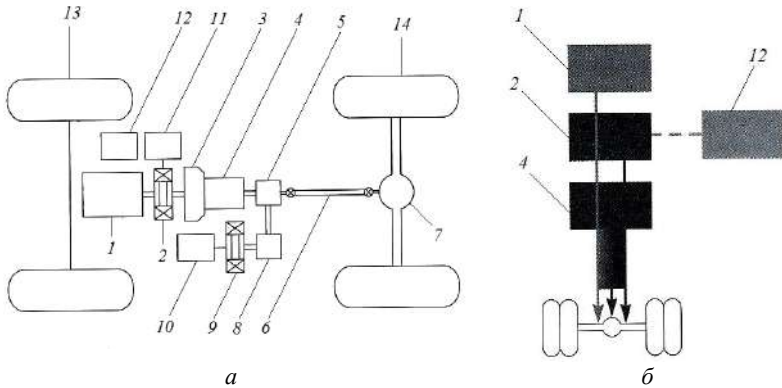


Рисунок 1.17 – Кінематична схема автомобіля з мотор-генератором і тяговим електроприводом (паралельна схема): *а* – паралельна схема в загальному виді; *б* – паралельна схема серійного зразка, що продемонструвала фірма Mitsubishi Fuso: 1 – ДВЗ; 2 – мотор-генератор; 3 – зчеплення; 4 – коробка передач; 5 – редуктор; 6 – карданний вал і головна передача; 7 – диференціал; 8 – муфта; 9 – тяговий електродвигун; 10, 11 – інвертор; 12 – акумулятор; 13 – передній міст; 14 – задній міст

Інший варіант паралельної схеми полягає в використанні механічного (від ДВЗ) і електромеханічного (від акумулятора через інвертор і тяговий електродвигун) каналів підведення моменту до різних ведучих коліс. Застосовуються і змішані (комбіновані) кінематичні схеми, в яких ДВЗ та мотор-генератор «працюють» на планетарну передачу (система СПЛІТ).

У паралельній схемі, крім використання електротяги на початковому етапі розгону, можлива рекуперація кінетичної енергії транспортного засобу при його гальмуванні, з подальшим використанням повернутої в акумулятор енергії при пуску ДВЗ і при розгоні. Це дозволяє додатково економити паливо.

Концепція КЕУ з паралельними потоками потужності найбільш популярна у європейських і японських виробників. Фірма Allison Transmission сьогодні пропонує зробити ставку на КЕУ з комбінованими потоками.

Так деякі компоновальні рішення для КЕУ з паралельними потоками потужності представлені на рисунку 1.18.

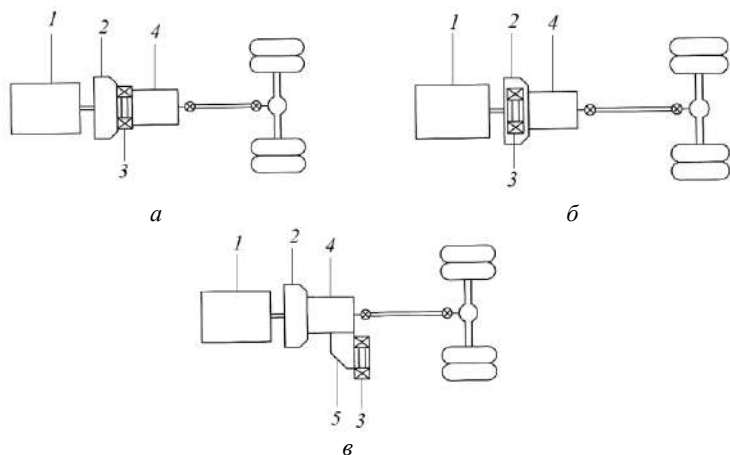


Рисунок 1.18 – Компонувальні рішення для КЕУ з паралельними потоками потужності: *а* – мотор-генератор встановлений на первинний вал коробки передач; *б* – мотор-генератор, інтегрований на вторинному валу; *в* – мотор-генератор, встановлений в окремому корпусі і з'єднаний з вторинним валом коробки передач кутовим редуктором: 1 – ДВЗ; 2 – зчеплення; 3 – мотор-генератор; 4 – коробка передач; 5 – кутовий редуктор

Фахівці Mitsubishi Fuso пропонують розглядати процес руху автомобіля в чотирьох основних фазах:

- запуск (від електричного мотор-генератора, який розкручує колінчастий вал ДВЗ до пускового числа обертів і одночасно, завдяки власним акумуляторам, дозволяє починати рух. ДВЗ може прогріватися до робочих температур на холостому ходу без навантаження-підключення до трансмісії з мінімальною витратою палива, зносом деталей і механізмів, причому в русі);

- розгін (одночасна робота ДВЗ і електромотора, при цьому потужність підсумовується на колесах);

- усталений рух (працює тільки ДВЗ, мотор-генератор вимкнений);

- гальмування і зупинка (ДВЗ вимикається, працює тільки система «накопичувач-мотор-генератор»). Крім зарядки акумуляторів, останній грає роль додаткового гальма. Енергія мотор-генератора рекуперується в накопичувач: АКБ або суперконденсатор.

Приклад комбінованої схеми КЕУ фірми Mitsubishi Fuso представлений на рисунку 1.19.

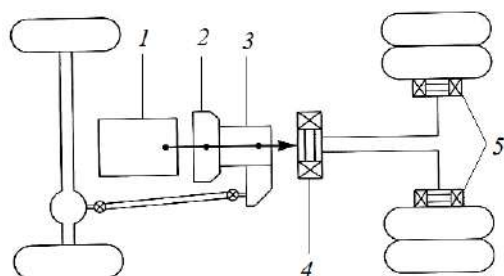


Рисунок 1.19 – Комбінована схема КЕУ Mitsubishi Fuso: 1 – ДВЗ; 2 – зчеплення; 3 – коробка передач; 4 – генератор; 5 – колісні електромотори

Розвитком розглянутих кінематичних схем є послідовна схема (рис. 1.20).

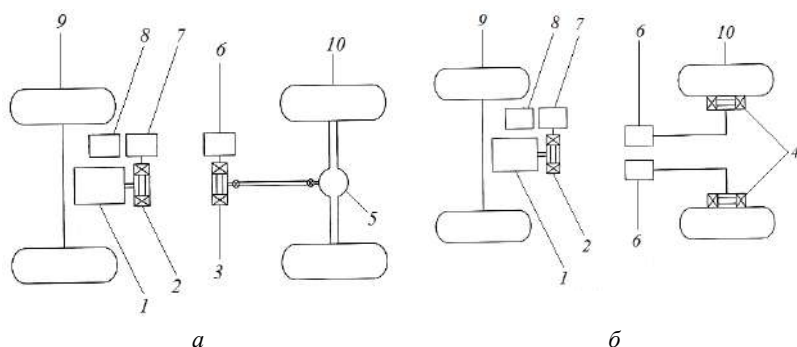


Рисунок 1.20 – Послідовна кінематична схема гібридного автомобіля:

а – схема з «мотор-мостом»; *б* – схема з мотор-колесами:

1 – ДВЗ; 2 – мотор-генератор; 3 – тяговий електродвигун;

4 – мотор-колесо; 5 – головна передача моста;

6, 7 – інвертори; 8 – АКБ; 9 – передній міст; 10 – задній міст

У послідовній схемі кінематичні зв'язки між ДВЗ і ведучими колесами принципово виключаються. Оскільки при цьому ДВЗ не може передавати момент до ведучих коліс, то очевидно, що потужність КЕУ, що передається в буферний накопичувач,

повинна бути не менше, ніж середня потужність, необхідна для руху транспортного засобу, а потужність і електромагнітний момент тягового електроприводу повинні дорівнювати максимальній потужності та максимального моменту рушіїв.

Число ведучих осей може бути різним. Різним може бути і навантаження на осі. Для деяких транспортних засобів (тягачі, магістральні автопоїзди тощо) перспективне використання багатовісної схеми, з досить великим (а то і більше) числом осей, причому всі колеса можуть бути ведучими. В таких умовах використання механічних передач між ДВЗ і ведучими колесами ускладнене, та індивідуальний електропривід спрощує проблему.

Виключення з приводу коробки передач, зчеплення і карданного валу дозволяє істотно знизити обертові маси та загальну масу силового обладнання. Зниження моменту інерції впливає на процес нерівномірно-поступального руху машини.

Відсутність кінематичного зв'язку ДВЗ з ведучими колесами дозволяє по-новому підійти до проектування ДВЗ і мотор-генератора. У зв'язку з цим відмічається можливість створення вільнопоршневих ДВЗ і мотор-генераторів з лінійним переміщенням ротора.

Послідовна кінематична схема гібридних машин дозволяє застосовувати нові конструкторські рішення, нові компонування. У такій схемі існує можливість виключення диференціала, що ускладнює побудову якісної системи керування рухом, що погіршує керованість і прохідність транспортного засобу. З'являється можливість виключення навіть механічних редукторів, що зв'язують як ДВЗ з мотор-генератором, так і тяговий електропривод з ведучими колесами («прямий» привід генератора та ведучих коліс).

Особливості конструкції ТЗ з мотор-генератором ДВЗ – застосовується звичайний дизельний або бензиновий двигун не менше Euro-4 з електронним керуванням подачі палива.

Коробка передач – передбачається використовувати звичайну автоматизовану (механічну з автоматичним перемиканням передач). У Volvo це I-Shift, Mitsubishi-Iomat, MAN, IVECO DAF – AS-Tronic.

Електродвигун – змінного струму, асинхронний або з постійним магнітом. Потужність порядку від 35 кВт, крутний

момент близько 200–250 Нм і більше. Додатково оснащується рідинною системою охолодження.

Акумуляторна батарея – літій-іонні або нікель-гідридні елементи. Робоча напруга 350–400 і більше вольт, вага батареї від 90 до 400 і більше кг.

Перетворювач струму (інвертор) – призначений для перетворення постійного або змінного струму (генератор, мотор) в постійний для АКБ і назад.

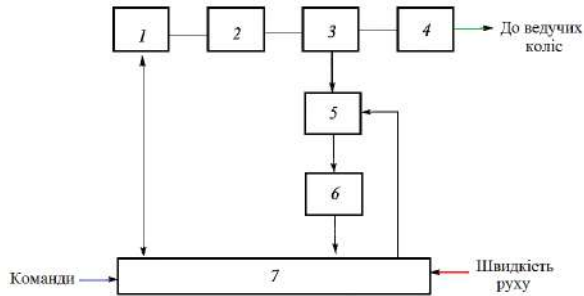
Інтегрування в зчеплення

При установці мотор-генератора на первинний вал коробки передач істотно зростає навантаження на зчеплення, а можливо, і на двигун. Наприклад, при гальмуванні з 60 км/год ДВЗ вимикається. Але первинний вал коробки продовжує обертатися, отже необхідно вимкнути зчеплення. При досягненні певної швидкості, скажімо 50 чи 30 км/год, водій натискає педаль акселератора. Зчеплення вмикається, і необхідно не просто запустити ДВЗ, але «миттєво» розкрутити його до обертів, відповідних швидкості руху і увімкненій передачі або забезпечити запізнювання вмикання зчеплення.

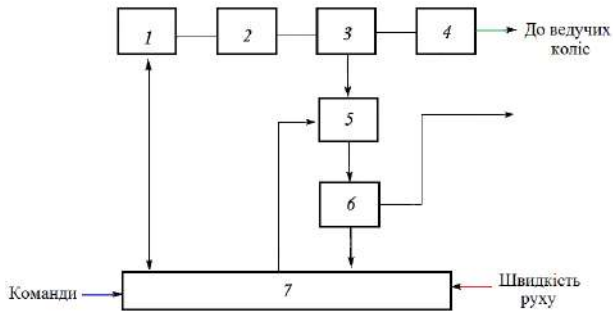
Інтегрування в коробку передач

При установці мотор-генератора на вторинний вал механічна коробка працює з різними за величиною і характером змінами потужності та крутного моменту ДВЗ і електромоторами. Коробка передач повинна варіювати потоки потужності в межах 0–100% і 100–0% (ДВЗ – електромотор). У застосовуваних автоматизованих КП діє механічна частина – пари шестерень з фіксованим передатним відношенням, як правило, підібраним під характеристики ДВЗ. Значить, в процесі варіювання потоків потужності можуть виникати втрати і перевантаження саме в цьому місці. Для цього алгоритм електронного керування повинен згладжувати пікові навантаження.

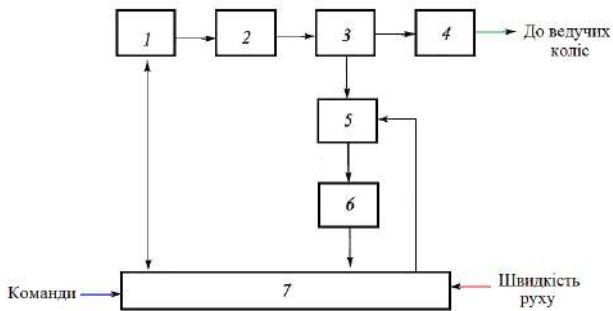
Керування потоками потужності в КЕУ здійснює система керування, яка контролює стан всіх систем автомобіля. Вона сприймає команди водія і керує зчепленням, коробкою передач і інвертором, що підживлює мотор-генератор (рис. 1.21).



a



б



в

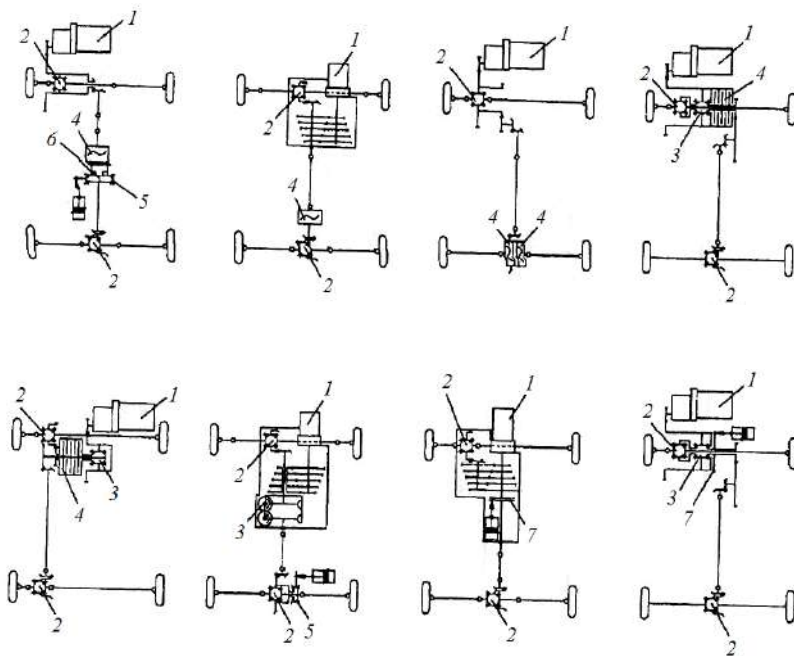
Рисунок 1.21 – Можливі схеми роботи КУЕ з паралельним потоком потужності при різних режимах: *a* – пуск ДВЗ, заряд буферної батареї від ДВЗ; *б* – початковий розгін автомобіля, рекуперативний рух; *в* – рух від ДВЗ, заряд буферної батареї від ДВЗ при русі: 1 – ДВЗ; 2 – зчеплення; 3 – мотор-генератор; 4 – коробка передач; 5 – інвертор; 6 – акумулятор; 7 – система керування

1.9 Схеми трансмісій сучасних повнопривідних легкових автомобілів і способи розподілу потужності між ведучими колесами

Повнопривідні легкові автомобілі мають велику різноманітність схем трансмісій. Основні схеми компонування елементів конструкції трансмісій повнопривідних автомобілів наведено на рисунку 1.22, а способи розподілення потоків потужності та пристрої керування ними на рисунку 1.23.

Так повний привод можливо поділити на:

- привод, що підключається (Part Time) водієм, наприклад, Tata Xenon, або автоматично, наприклад, Chevrolet Captiva, Toyota RAV4, Nissan X-Trail з електромагнітною муфтою;
- постійний (Full Time), наприклад, Kia Sportage, Jeep Patriot, Toyota Highlander;
- розподіл крутного моменту за необхідністю (Torque on Demand).



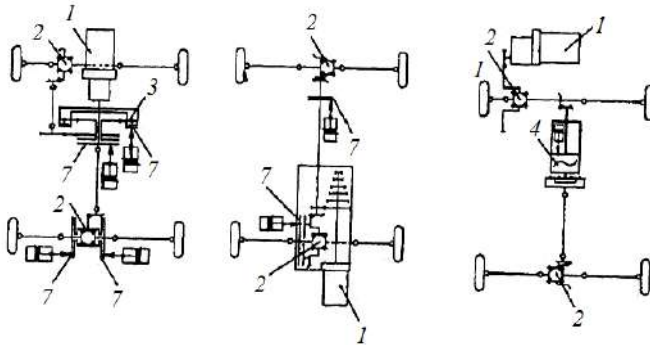


Рисунок 1.22 – Принципові кінематичні схеми трансмісії повнопривідних легкових автомобілів: 1 – двигун і ГМП; 2 – міжколісний диференціал; 3 – міжосьовий диференціал; 4 – віскомуфта; 5 – зубчаста муфта; 6 – муфта вільного ходу; 7 – фрикційна муфта

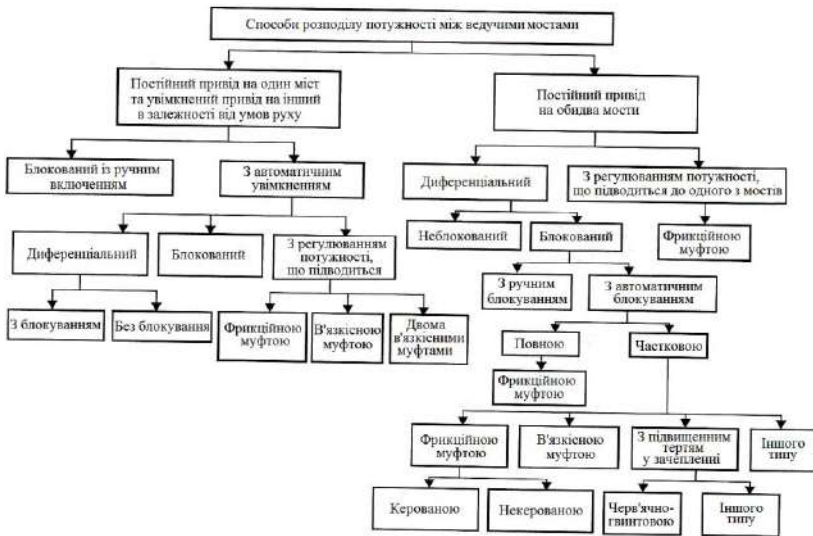


Рисунок 1.23 – Способи розподілу потужності між ведучими мостами повнопривідних легкових автомобілів

Повний привід, що підключається водієм

У такій схемі трансмісії обов'язково є роздавальна коробка, причому на більшості моделей немає міжосьового диференціала. Роздавальна коробка розподіляє крутний момент між передньою і задньою осями (мостами).

Повний привід, що підключається автоматично

У більшості таких трансмісій постійно ведучими є передні колеса, а між осями замість диференціала встановлено фрикційну муфту з електронним керуванням або віскомуфту 4 (рис. 1.22) Віскомуфта (в'язкова муфта) – передає крутний момент при різних швидкостях обертання частин її корпусу за рахунок тертя кремнійорганічної рідини між дисками. Віскомуфта може встановлюватися між осями або вбудовуватися в корпус диференціала для його автоматичного блокування. Фрикційні муфти передають крутний момент за рахунок тертя при стисненні пакета дисків.

Постійний повний привід

Автомобілі з такою трансмісією обов'язково мають міжосьовий диференціал. Передачу потужності до чотирьох коліс використовують не тільки для підвищення прохідності (у позашляховиків), але й для кращої реалізації розгінних властивостей автомобіля. Обидва ефекти досягаються за рахунок перерозподілу сили тяги – на кожному колесі вона виходить менше, відповідно нижче ймовірність їх пробуксування.

Для підвищення експлуатаційних властивостей автомобіля (стійкість руху, керованість автомобіля, прохідність автомобіля, а також підвищення швидкісних показників його руху та підвищення паливних показників експлуатації автомобіля) на легкових автомобілях, як правило, іноземного виробництва застосовується низка конструктивних рішень, які реалізовані у трансмісії. До них слід віднести введення в компоновання силового приводу коліс:

– міжосьових і міжколісних самоблокувальних диференціалів, наприклад, типу Торсен, у поєднанні з фрикційними муфтами (фрикціонами), які керуються електронними системами (VTM-4, SH-AWD);

– диференціалів з планетарними передачами, які приводяться у дію електроприводом під керуванням електронних систем (диференціал DPC (Dynamic Performance Control – динамічний контроль якості розподілу крутного моменту, автомобілі BMW, наприклад, BMW X5 M, BMW X6);

– багатодискової муфти Халдекс;

– кулькових муфт, що приводять у дію фрикційні блокування, які забезпечують перерозподіл крутного моменту по осях автомобіля. Час спрацювання муфт становить 0,1 с;

– системи EDL (Electronic Differential Lock) або EDS (Elektronische Differenzialsperre), яка пригальмовує колеса, що буксують, імітуючи роботу самоблокованих міжколісних диференціалів. Система EDL/EDS за допомогою датчиків ABS аналізує інформацію про швидкість обертання коліс і, при ковзанні колеса, починає пригальмовувати його;

– системи контролю автомобіля під час спуску та контролю стійкості руху RSP (Roll Stability Program), яка у разі виникнення небезпеки перекидання вибірково підгальмовує колеса, не допускаючи небезпечного бічного крену;

– системи ICM (Integrated Chassis Management), яка керує та розподіляє тягову силу, керує гальмівною системою, а також роботою двигуна. Якщо виникає занесення, то система ICM намагається погасити його збільшенням тягової сили на передніх колесах, а якщо цього не вистачає, то система керує гальмівною системою і повільно скидає обороти колінчастого валу двигуна.

Загальні відомості про системи повного приводу VTМ-4, SH-AWD, VTМ-4, АУС наведені у додатках А–Г.

1.9.1 Багатодискова керована фрикційна муфта Haldex

У якості пристрою, що підключає МВМ повнопривідного автомобіля, у трансмісіях легкових автомобілів застосовується багатодискова керована муфта Haldex. Вона встановлюється перед МВМ і може мати гідравлічний або електронно керований привід (рис. 1.24) [7].

Автором цього пристрою є Йохансон (Johansson), який у 1988 році подав заявку на патент і у 1992 році продав свій винахід шведській фірмі Haldex (Халдекс). Він допрацював свою систему, яка спочатку замислювалася для гнучкого керування

блокуванням диференціала у муфту для повного приводу. Вперше муфта Халдекс була використана у 1998 р. у версії Quattro Audi A3 і TT, а також у VW Golf, в якому вона замінила віскомуфту, що використовувалася до цього часу для підключення заднього моста.

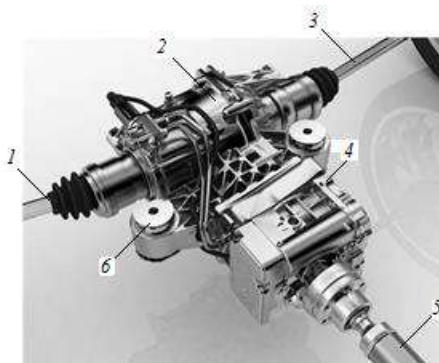


Рисунок 1.24 – Компонування MBM легкового автомобіля з муфтою Haldex:
1, 3 – ліва та права карданні передачі приводу ведучих коліс; 2 – корпус редуктора MBM; 4 – корпус муфти; 5 – вал карданної передачі від роздавальної коробки (механізму)

У першому поколінні муфт Haldex існував електричний клапан, який скидав тиск і відключав таким чином задній міст у потрібних ситуаціях, наприклад, під час регулювання ABS.

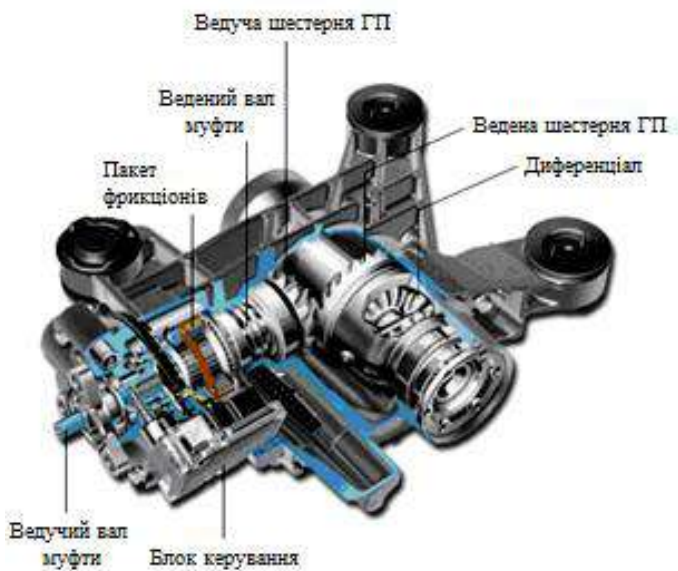
З 2002 року вироблялася муфта другого покоління Haldex II. У цій версії з'явився датчик тиску та точний магнітний клапан, які забезпечували закритий регульовальний контур для кращої адаптації приводу заднього моста до умов руху. Така муфта включалася в роботу лише після виникнення різниці оборотів між переднім та заднім мостами.

Для зменшення часу реакції та забезпечення можливості починати рух з повним приводом, у третьому поколінні (з 2004 року) використовується великий насос, який може активувати муфту на певний відсоток через додатковий клапан ще до початку руху автомобіля. Тим не менш, максимальний крутний момент на задній міст може передаватися тільки після включення

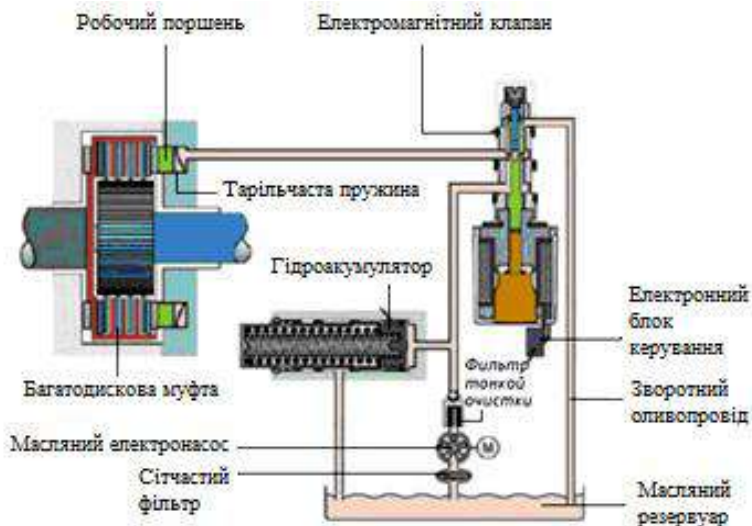
в роботу основного насоса, тобто після пробуксовування переднього моста.

До третього покоління (Haldex III), яке і сьогодні ще виробляється, пристрій та принцип дії муфти Haldex залишалися незмінними. Вона розташовувалась перед диференціалом заднього моста, при цьому її вхід був з'єднаний з карданним валом, а вихід – з конічною шестернею редуктора заднього моста. Між входом і виходом була безпосередньо сама муфта з парних фрикційних дисків у масляній ванні. Необхідний для стиснення комплекту дисків тиск створювали два інтегровані насоси.

Четверте покоління муфти (Haldex IV – це остання версія) відмовилося від гідравлічного насоса і необхідний тиск створюється за допомогою електричного насоса та ресивера для тиску (рис. 1.25). Конструкція муфти значно спростилася у порівнянні з попередніми поколіннями. Тепер муфта може бути активована будь-якої миті незалежно від різниці оборотів між мостами, наприклад, під час початку руху [7].



a



б

Рисунок 1.25 – Муфта Haldex IV трансмісії автомобіля Skoda:
a – загальний вид; *б* – гідравлічна система

Для муфти четвертого покоління варто відмітити також наступне. Якщо раніше, у разі втручання ABS та/або ESP муфта завжди повністю розмикалася, то тепер під час роботи ABS муфта розмикається, а при втручанні ESP муфта може бути замкнута. Важливий момент – муфта Haldex четвертого покоління може бути встановлена лише на автомобілі із системою ESP.

На теперішній час Haldex у назві використовувати не коректно. У 2011 році трансмісійний підрозділ компанії Haldex AB був куплений компанією BorgWarner. Виробництво муфт повного приводу залишилося на тому самому місці, на тому ж обладнанні, але офіційна назва тепер – BorgWarner (рис. 1.26) [9].

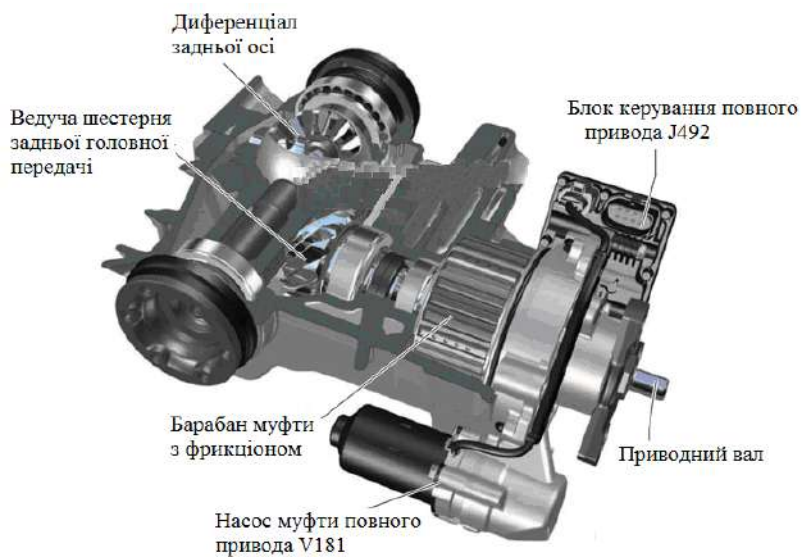


Рисунок 1.26 – Загальний вид муфти Haldex V покоління

Елементи конструкції муфти наведено на рисунку 1.27.



Рисунок 1.27 – Елементи конструкції Haldex V покоління

Муфта повного приводу покоління V розміщена в корпусі головної задньої передачі. За допомогою муфти повного приводу проводиться керована передача крутного моменту від передньої до задньої осі автомобіля. Величина крутного моменту, що передається муфтою на задню вісь, визначається ступенем замикання муфти.

Особливостями конструкції цієї муфти є:

- крутний момент, що передається на задню вісь, збільшений до 3600 Н·м;
- фрикціон з електричним (гідравлічним) керуванням;
- постійно працюючий насос.

1.9.2 Віскомуфта

Віскомуфта – це елемент трансмісії, що забезпечує передачу крутного моменту між двома валами, за допомогою дисків і в'язкісної рідини. Така муфта може використовуватись як міжосьовий диференціал, де може працювати самостійно, наприклад, автомобілі підвищеної прохідності Jeep Grand Cherokee, Range Rover HSE, або в парі з вільним диференціалом. Як механізм автоматичного блокування вільного шестерного міжосьового диференціала віскомуфти встановлювались на деякі легкові автомобілі підвищеної прохідності, наприклад, автомобілі Lancia Thema і Lancia Dedra 2000 Turbo та інші.

«Робочим тілом» віскомуфти є рідина з особливими якостями, тому в механізмі майже відсутнє механічне тертя. Робота віскомуфти не потребує участі водія, вона спрацьовує у потрібний час сама, без будь-якого керування.

Завдання віскомуфти – в автоматичному режимі синхронізувати швидкість обертання валів на передній та задній осі. Муфта включається в роботу, коли одне або обидва колеса на одній осі вивішуються (пробуксовують), при цьому різко зростає швидкість обертання їх по відношенню до іншої осі. Робота віскомуфти полягає у вирівнюванні кутових швидкостей за рахунок повного або часткового блокування «проблемної» осі та передачі крутного моменту на ту вісь, у якої краще зчеплення шини з поверхнею.

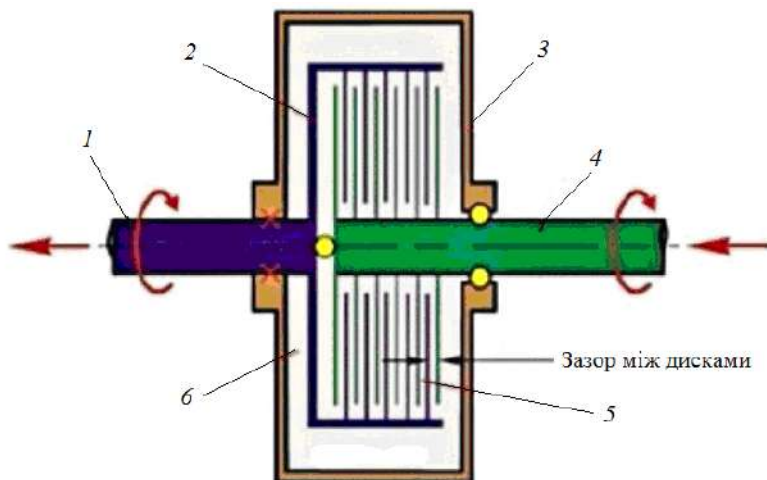
Принцип дії в'язкісної муфти заснований на передачі обертання з використанням властивостей в'язких рідин. Цим

віскомуфта принципово відрізняється від, наприклад, гідротрансформатора, в якому використовується рух рідини, тобто динамічні властивості.

Віскомуфта має корпус, всередині якого розташований пакет дисків. Диски жорстко з'єднані з валами та розміщуються по черзі: один диск першого валу, другий – другого, третій – знову першого тощо. Відстань між дисками мінімальні (рис. 1.28) [8].

Корпус муфти заповнений спеціальною рідиною на силіконовій основі, яка має цікаву властивість: при активному перемішуванні або нагріванні вона стає більш в'язкою. При дуже швидкому русі, коли сила гідродинамічного опору зростає, вона набуває властивостей твердого тіла, при уповільненні відразу стає рідкішою.

На даний момент автовиробники повсюдно відмовляються від використання віскомуфт, вибираючи керовані примусово муфти Haldex, оскільки використовувати віскомуфту із системою ABS проблематично.



a

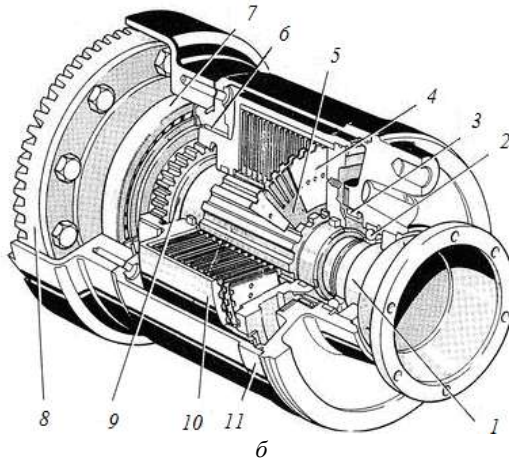


Рисунок 1.28 – Елементи конструкції віскомуфти:

а – загальна схема: 1 – ведений вал; 2 – диски веденого валу; 3 – герметичний корпус; 4 – ведучий вал; 5 – диски ведучого валу; 6 – силі кована рідина;
б – конструкція віскомуфти автомобіля Lancia Delta XF 4WD: 1 – вал приводу до передніх коліс; 2 – опорний підшипник; 3 – голчастий підшипник; 4 – диск з отворами; 5 – диск з пазами; 6 – підшипникова втулка; 7 – роликпідшипник; 8 – кінцева шестерня приводу до задніх коліс; 9 – вал приводу до задніх коліс; 10 – корпус муфти з внутрішніми шліцами; 11 – картер

Контрольні запитання для самоперевірки

1. Яке призначення має трансмісія автомобіля?
2. За якими ознаками класифікують трансмісії автомобілів?
3. Які механізми входять до складу ведучих мостів?
4. Що розуміється під фрикційною передачею, що входить до складу трансмісії автомобіля?
5. Як Ви розумієте компонування трансмісії за мостовою схемою?
6. Як Ви розумієте компонування трансмісії за бортовою схемою?
7. Які розрізняють способи розподілу потужності між ведучими мостами легкових автомобілів?
8. У чому полягають відмінності у компонуванні трансмісій повнопривідних автомобілів з повздовжнім і поперечним розташуванням ДВЗ?

9. Що собою представляє послідовна кінематична схема гібридного автомобіля?
10. З яких елементів складається муфта Haldex?
11. У якому місці трансмісії автомобіля встановлюється муфта Haldex?
12. З яких елементів складається віскомуфта?
13. За якою ознакою відрізняються між собою звичайні фрикційні муфти від віскомуфт?

Перелік посилань

1. Белоусов Б. Н., Шухман С. Б. Прикладная механика наземных тягово-транспортных средств с мехатронными системами : монография / под общей ред. д.т.н. проф. Б. Н. Белоусова. М. : Агроконсалт, 2013. 612 с.
2. Осепчугов В. В., Фрумкин А. К. Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета. М. : Машиностроение, 1989.
3. Автомобили. Трансмиссия : учеб. пособие / Н. Е. Основенко. К. : УМК ВО, 1989. 139 с.
4. Бесступенчатая механическая импульсная передача с планетарными элементами, на которые воздействуют регулирующие массы: пат. № 2453750 F16H33/14; ОАО «Завод им. В. А. Дегтярева» (RU); 10.03.2010.
5. Антонов А. С. и др. Армейские автомобили. Конструкция и расчет. М. : Воениздат, 1970. Ч.1.
6. Гладов Г. И., Зайцев С. В., Купреянов А. А. Гидрообъемная трансмиссия сочлененных транспортно-технологических машин. Известия МГТУ «МАМИ», 2015. № 2(24). Т.1. С. 35–41.
7. Многодисковая муфта Haldex. <https://vw.avtocity.ru/models/preimushchestva/obzor/mnogodiskovaya-mufta-haldex/>.
8. Что такое вискомуфта : устройство и принцип работы. <https://vaznetaz.ru/viskomufta>.
9. Устройство муфты полного привода VAG пятого поколения. <https://vwts.ru/articles/trans/haldex-5.html>.

2 КОНСТРУКЦІЇ ЗЧЕПЛЕНЬ

2.1 Призначення, загальні відомості, класифікація та вимоги, що пред'являються

Класична схема трансмісії, яка включає фрикційне зчеплення і ступінчасту коробку передач, є найпоширенішою. У цій схемі зчеплення призначене для передачі крутного моменту від двигуна до трансмісії, а також їх тимчасового роз'єднання з метою перемикання передач і подальшого плавного розгону автомобіля. Крім того, воно оберігає трансмісію та двигун від надмірних перевантажень при різких змінах режиму його руху.

Розрізняють два стани фрикційного зчеплення (рис. 2.1).

Перший – *увімкнений*, який характеризується тим, що диски зчеплення знаходяться під повним натискним зусиллям пружин, що забезпечує надійну передачу крутного моменту двигуна без їх пробуксовування. При цьому, наприклад, між натискними лапками важелів і торцем відтискного підшипника в більшості відомих конструкцій повинен бути зазор, який гарантує відсутність блокування натискних пружин (рис. 2.1 а).

Другий – *вимкнений* (рис. 2.1 б).

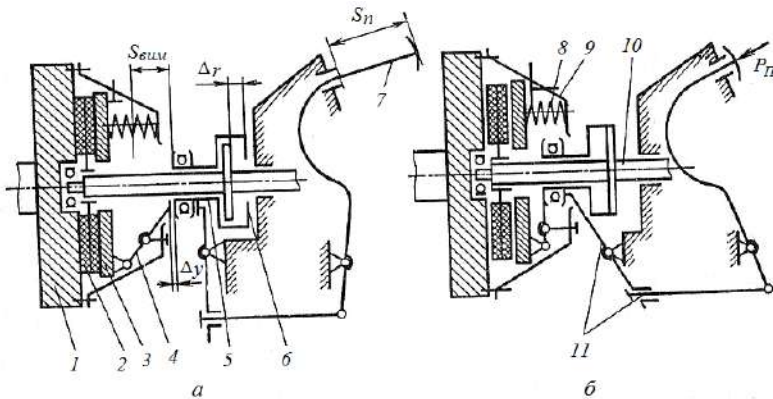


Рисунок 2.1 – Принципова схема фрикційного зчеплення:

- а – увімкнений стан; б – вимкнений стан; 1 – торцева частина маховика;
- 2 – ведений диск; 3 – натискний диск; 4 – натискні лапки важелів; 5 – муфта вимикання; 6 – муфта зупинення; 7 – педаль; 8 – пружини; 9 – кожух зчеплення (опорний диск); 10 – вал; 11 – проміжні важелі

Типове фрикційне зчеплення складається з двох груп деталей (табл. 2.1).

Таблиця 2.1 – Групи деталей зчеплень

Групи деталей зчеплень			
Група, що утворює механізм зчеплення			Група, що утворює привід зчеплення
Ведучі деталі	Ведені деталі	Натискний пристрій в зборі	
– торцева частина маховика двигуна; – натискний диск (проміжний диск) в зборі з кожухом зчеплення	– ведений диск в зборі; – вал (первинний вал коробки передач)	– пружини (гвинтові, тарілчасті); – важільна система переміщення натискного диска	– педаль привода; – пристрій, що передає рух (гідравлічний, механічний: важільний, тросовий) з підсилювачем і без нього; – муфта вимикання

До конструкцій зчеплень пред'являється цілий комплекс різноманітних загальних вимог:

– експлуатаційні (безвідмовність; зручність використання: відчуття й витрати зусиль на керування; вимоги охорони навколишнього середовища: пил від зношування, неприємний запах);

- конструктивні;
- забезпечення мінімальних розмірів і маси;
- простота пристрою й обслуговування;
- технологічність;
- ремонтпридатність;
- низький рівень шуму.

До спеціальних вимог, що пред'являються до конструкції зчеплень, відносяться:

- надійна передача крутного моменту від двигуна до трансмісії;
- плавність та повнота увімкнення;
- чистота вимикання;
- мінімальний момент інерції ведених елементів;

- добре відведення теплоти від поверхонь тертя;
- запобігання трансмісії від динамічних навантажень;
- підтримання натискного зусилля в заданих межах в процесі експлуатації;
- мінімальні витрати фізичних зусиль на керування;
- добра рівноваженість.

Найбільш високу плавність увімкнення мають багатодискові зчеплення, проте вони застосовуються рідко. У однодискових і дводискових зчепленнях плавність увімкнення досягається рядом заходів:

- застосуванням фрикційних матеріалів, що забезпечують плавне нарощування сили тертя;
- використанням пружних ведених дисків (розрізний диск, який має деяку конусність або опуклість секторів, пластинчасті пружини між веденим диском і однією з фрикційних накладок та ін.);
- створенням пружних елементів в механізмі вимикання (пелюстки діафрагмової пружини).

Зчеплення класифікують за рядом ознак (табл. 2.2).

Таблиця 2.2 – Ознаки класифікацій зчеплень

Ознаки класифікацій зчеплень	
<p><i>За характером зв'язку між ведучими і веденими елементами:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> – гідравлічне (гідромумфи); – електромагнітне (порошкове); – фрикційне. 	<p><i>За характером роботи:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> – постійно замкнутий; – постійно розімкнуте.
<p><i>За типом приводу:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> – з механічним; – з гідравлічним; – з комбінованим: <ul style="list-style-type: none"> – пневмомеханічний; – пневмогідравлічним; – електромеханічним; – електровакуумним. 	<p><i>За способом керування:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> – неавтоматичне: <ul style="list-style-type: none"> – з підсилювачем; – без підсилювача; – автоматичне.

Більш детальна класифікація фрикційних зчеплень приведена на рисунку 2.2.

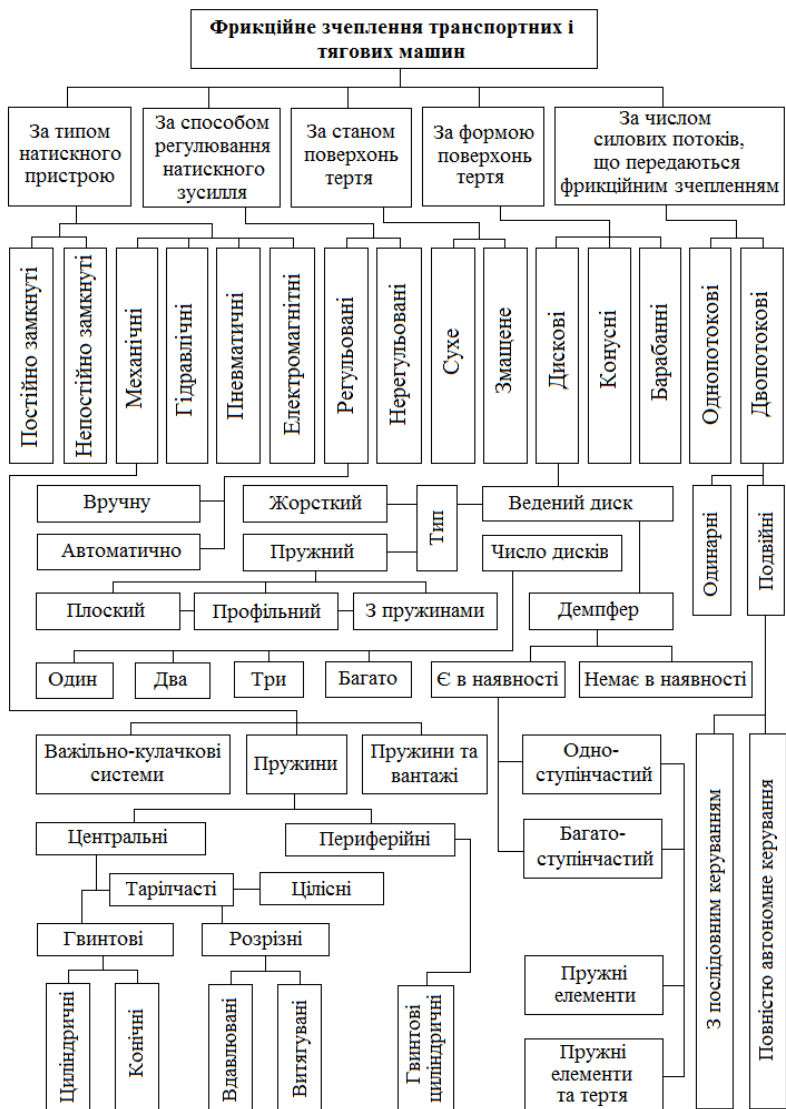
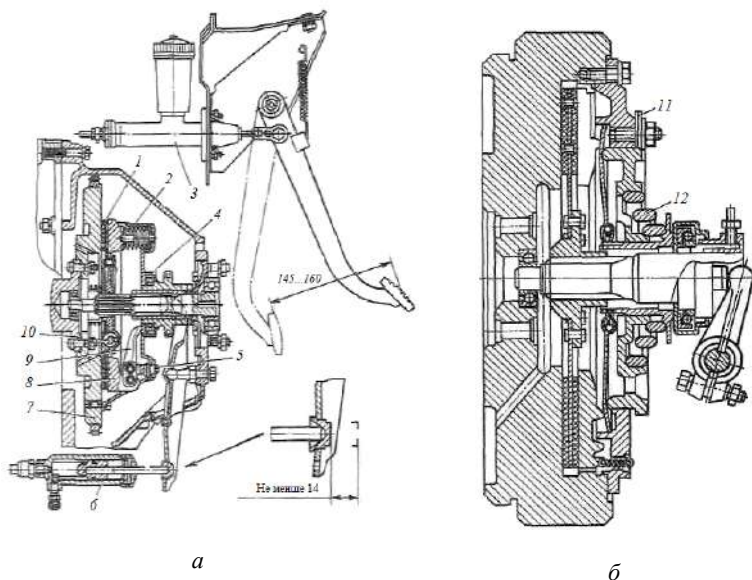


Рисунок 2.2 – Класифікація фрикційних зчеплень тягових і транспортних машин

На більшість автомобілів встановлюють постійно замкнуті зчеплення, тобто постійно увімкнені та вимкнені водієм при рушанні, перемиканні передач і гальмуванні. Постійно розімкнуті зчеплення, вимкнені при малій кутовій швидкості колінчастого валу двигуна і які автоматично вмикаються при її збільшенні, застосовуються порівняно рідко, головним чином, при автоматичному керуванні.

Основні типи конструкцій зчеплень наведені на рисунку 2.3.

Для забезпечення повноти увімкнення, необхідній при передачі повного моменту двигуна без пробуксовування, передбачають спеціальне регулювання зчеплення та його приводу. Ці регулювання призначені для створення необхідного зазору між підшипником муфти вимикання зчеплення та кінцями важелів вимикання. При значному зносі поверхонь, що труться, зазор зменшується і важелі вимикання впираються в підшипник муфти вимикання, що перешкоджає створенню пружинами необхідного натискного зусилля.



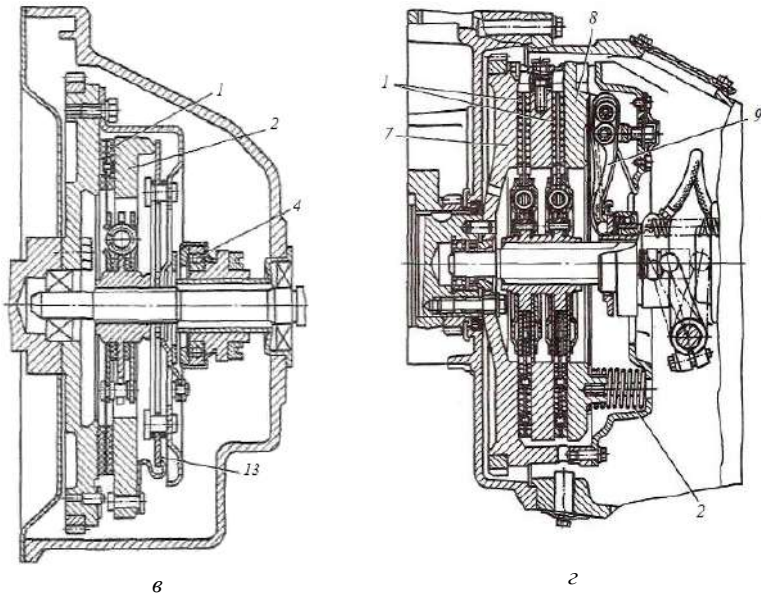


Рисунок 2.3 – Основні типи конструкцій зчеплень:

a – однодисковий з периферійними пружинами; *б* – однодисковий з центральною кінчною пружиною; *в* – однодисковий з діафрагмовою пружиною; *г* – дводисковий з периферійними пружинами; 1 – ведений диск; 2 – пружина; 3 – головний циліндр; 4 – витискний підшипник; 5 – регульовальна гайка; 6 – робочий циліндр; 7 – маховик двигуна; 8 – натискний диск; 9 – важіль вимикання; 10 – пружина гасника крутильних коливань; 11 – прокладки; 12 – центральна пружина; 13 – діафрагмова пружина

У ряді конструкцій зчеплень з гідроприводом, наприклад, в автомобілі ГАЗ-3102 (рис. 2.3 *a*), регулювання зазору між підшипником муфти вимикання та кінцями важелів відсутній, і підшипник муфти вимикання постійно притискається з невеликою силою до кінців важелів. У міру зношування поверхонь тертя кінці важелів переміщують підшипник з муфтою вимикання зчеплення і через вилку вимикання та штовхач робочого поршня витискають відповідну кількість рідини в головний циліндр приводу зчеплення. При цьому регульовальний розмір між штовхачем і поршнем головного циліндра зберігається. Така конструкція спрощує обслуговування зчеплення.

2.2 Фрикційні зчеплення

2.2.1 Натискні пристрої з периферійно та центрально розташованими пружинами

2.2.1.1 Натискні пристрої з периферійно розташованими пружинами

Розрізняють конструкції фрикційних зчеплень з периферійно розташованими натискними пружинами, рівномірно розміщеними по одному або двом концентричним колам натискного диска (рис. 2.4).

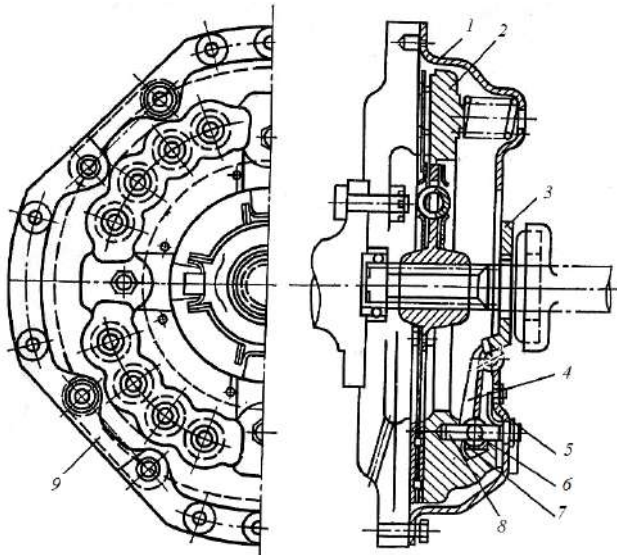


Рисунок 2.4 – Зчеплення з периферійним розташуванням пружини:
1 – кожух; 2 – натискний диск; 3 – п’ята; 4 – важіль; 5 – гайка; 6 – вісь;
7 – опорна пластина; 8 – цапфа; 9 – ведуча пластина

Так як натискні пружини розташовуються між кожухом і натискним диском, то, з огляду на втрати в напрямних останнього, їх зусилля передається безпосередньо на поверхні тертя. Циліндричні гвинтові пружини, що застосовуються в таких конструкціях, мають лінійну характеристику. Це означає, що при зносі поверхонь тертя деформація пружин та їх зусиль будуть зменшуватися. Цей недолік менш помітний, коли застосовують пружини зниженої жорсткості. Однак такі пружини мають великі

габарити (довжину), що, крім труднощів в компонованні, призводить до того, що може бути втрачена їх поздовжня стійкість під дією значних відцентрових сил. При цьому витки пружин можуть торкатися або напрямних виступів натискного диска, або склянок кожуха, в результаті чого подальше зниження зусилля при частоті обертання 6000 хв^{-1} може досягти 10%. Тому часто застосовують здвоєні циліндричні пружини різної жорсткості.

Матеріали

Натискні пружини повинні мати високу міцність при циклічних навантаженнях і температурах 150°C . Такі властивості мають матеріали з високими значеннями допустимих напружень $[\tau]$ і з низьким модулем пружності G . Найбільш часто використовуються сталі 50ХФА, 68 ГА, що мають $[\tau] = 830\text{--}860 \text{ МПа}$ і 42...50 НРС.

Варіанти конструкцій фрикційних зчеплень з периферійним розташуванням пружин мають між собою багато спільного. Найбільш важлива особливість полягає в способі передачі крутного моменту від маховика або кожуха до натискного диску. Для цього використовують два типи з'єднань:

- паз-шип, який застосовують у двох варіантах;
- для з'єднання натискного диска з кожухом;
- для з'єднання натискного диска з маховиком;
- тангенціальні пружні пластини.

Варіант «паз-шип» передбачає передачу крутного моменту від маховика на кожух і далі на натискний диск. Одне з найбільш поширених рішень: в кожусі робляться вікна, в які входять припливи натискного диска (рис. 2.5). Таке з'єднання здатне передавати і великі значення крутного моменту, якщо кожух має достатню товщину. Інше конструктивне рішення: в натискному диску робляться отвори (не менше трьох), в яких при ковзанні диска проходять напрямні, закріплені в кожусі. Таке рішення може бути застосовано лише для зчеплень з дуже жорстким (краще литим) кожухом, що працюють при помірних швидкостях і навантаженнях. При великих значеннях крутного моменту натискний диск з'єднується з маховиком, тобто застосовується другий варіант. Натискний диск в цьому випадку має отвори або

прорізи, розташовані по периферії. Якщо маховик чашоподібний, в якості шипа – приливи натискного диска, а пазу – прорізи в ободі маховика.

Загальний недолік цього з'єднання полягає в значних втратах на тертя. Через неоднакове нагрівання маховика і натискного диска їх розміри змінюються по-різному, в результаті чого порушуються зазори в з'єднанні та нормальна робота. Тому найбільш поширеною є передача крутного моменту за допомогою тангенціально розташованих пластин, один кінець яких з'єднаний з кожухом, а інший – з натискним диском:

- ліквідуються втрати на тертя;
- усуваються небезпеки заїдання;
- запобігають підвищенню вібрації в зв'язку зі стабілізацією експлуатаційного дисбалансу ведучих частин.

Відведення натискного диска при вимкненні зчеплення здійснюється важільним механізмом відводу. Число важелів в залежності від розмірів від 3 до 6 – це ковани (сталь 40...50) або штамповані важелі (сталь типу 08кп). Передатне число важелів коливається від 3,5 до 6,5.

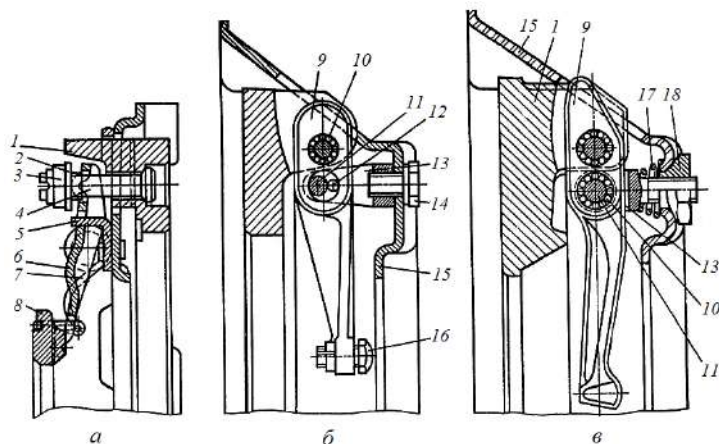


Рисунок 2.5 – Механізми відведення натискного диска:

- 1 – натискний диск; 2 – шайби; 3, 18 – регулювальні гайки; 4 – відтяжні болти (тяги); 5 – упор; 6 – відгисний важіль; 7, 17 – пружини; 8 – п'ята; 9 – опора важеля; 10 – голчастий підшипник; 11 – нерухома вісь; 12 – ролик; 13 – вилка; 14 – болт; 15 – кожух; 16 – регулювальні гвинти

Боротьба з механічними втратами в механізмі відведення викликала велику різноманітність з'єднань важелів відведення з кожухом і натискним диском (рис. 2.5). Розглянемо їх.

1-й механізм (рис. 2.5 а) складається з:

- трьох коритоподібних відтискних важеля;
- упори;
- п'яти, відтяжних болтів (тяги);
- регулювальних гайок з шайбами;
- пружини.

Для забезпечення рівномірного відводу натискного диска 1 від веденого використовується п'ята 8, притиснута до важелів пружинами 7. Всі сполучення працюють без змащення, тертя ковзання, і, як результат, знос і необхідність проводити регулювальні роботи.

2-й механізм (рис. 2.5 б), як усунення недоліків 1-го:

- одна опора важеля 9 на голчастому підшипнику 10;
- друга опора складається з ролика 12, що перекочується по нерухомій осі 11;
- вісь встановлена у вилці 13, з'єднаної з кожухом 15 болтом 14;

– роль п'яти виконують регулювальні гвинти 16.

3-й механізм (рис. 2.5 в), невеликі втрати на тертя:

- обидві опори важеля 9 мають голчасті підшипники 10;
- поворот важеля 9 здійснюється навколо осі 11, встановленої у вилці 13;
- положення важелів щодо натискного диска 1 регулюється гайкою 18 і фіксується пружиною 17, вміщеної між вилкою і кожухом 15.

2.2.1.2 Натискні пристрої з центрально розташованими пружинами

У перших конструкціях такого типу застосовувалися гвинтові натискні пружини циліндричної або конічної форми. Такі конструкції включали систему важелів, які передають зусилля від пружини до натискного диску. Вони мали підвищену плавність вмикання, так як система тяг і важелів мала певну пружність. У них менше зусилля на витискний підшипник і найкраща врівноваженість, ніж у конструкцій з периферійно

розташованими пружинами. Однак кардинальне поліпшення характеристик таких конструкцій пов'язано із застосуванням центрально розташованих тарілчастих (цілих або розрізних) пружин.

Матеріали

Для виробництва тарілчастих пружин використовуються холоднокатані калібровані листи зі сталі 85 або 50ХГФА.

Головна особливість тарілчастої пружини полягає в її нелінійній характеристиці (рис. 2.6). Це має вирішальне значення для збереження протягом заданого терміну служби необхідного моменту тертя, який прямопропорційний натискному зусиллю $P_{\text{нт}}$. З рисунку 2.6 випливає, що при однаковому зносі накладок Δh порівнюваних зчеплень у конструкції з гвинтовими пружинами натискне зусилля знижується до 70–80% початкового значення, у той час, як у конструкції з тарілчастою пружиною воно може залишитися таким же або навіть стать більше. З графіків також видно, що енерговитрати на вимикання у зчеплень з тарілчастою пружиною менше.

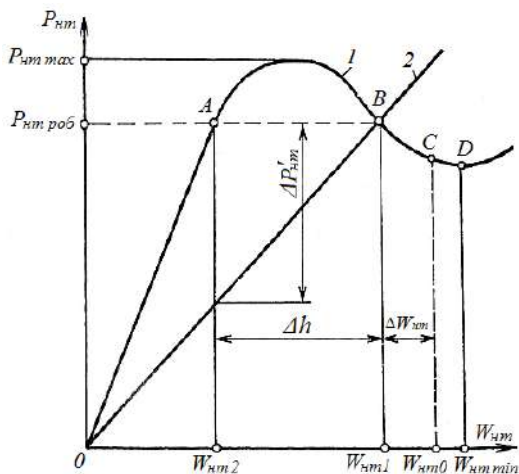


Рисунок 2.6 – Пружинні характеристики натискних пристроїв з пружинами: 1 – розрізною тарілчастою; 2 – гвинтовими; $W_{\text{нт}}$ – переміщення натискного диска

Характеристики пружин залежать від способу їх кріплення на кожусі (рис. 2.7).

Наприклад, у більш ранніх конструкціях з'єднання пружини з кожухом здійснювалося заклепками і двома кільцями, розташованими по обидва боки пружини (рис. 2.7 а). При роботі відведення натискного диска починається не одночасно з додаванням навантаження до витисного підшипника (наявність зазору між пружиною і кільцями).

На рисунку 2.7 б – пружина закріплюється в потрібному положенні з необхідним зазором між контактуючими поверхнями *П* кожуха і головок заклепок. Переваги – підвищення надійності з'єднання, зменшення номенклатури деталей, підвищена стабільність характеристик.

На рисунку 2.7 в – опора пружини утворюється виступами 6 на кожусі 1 і пружному кільці 5 трикутної поперечної форми. При складанні утворюється попередній натяг, що виключає появу зазорів під час роботи. Опора пружини виходить практично безперервно, а отже, розподіл напружень в діафрагмі більш однорідний.

На рисунку 2.7 г – опорне кільце та пружина стягуються кожухом не відігнутими язичками, а гребінками 7, які своїми зубами входять у відповідні отвори кожуха та пружини.

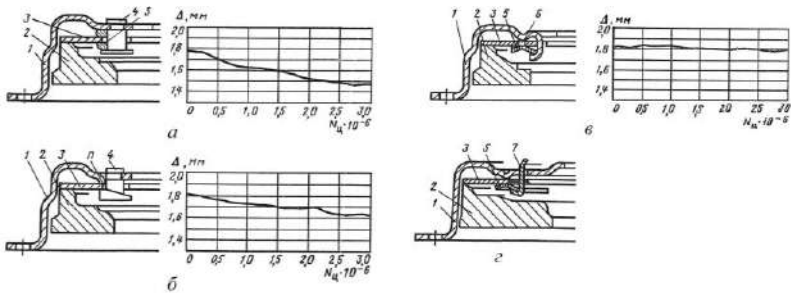


Рисунок 2.7 – Способи кріплення розрізної тарілчастої пружини фірми «Валео» (Франція) і зміна відведення натискного диска в процесі роботи:

- Δ – відведення натискного диска; N_c – число циклів роботи; 1 – кожух;
 2 – натискний диск; 3 – пружина; 4 – заклепки; 5 – кільця; 6 – виступи;
 7 – гребінки

Розрізняють розрізну тарілчасту пружину, що вдавлюється і що витягується, яка застосовується для важких умов експлуатації автомобілів (рис. 2.8).

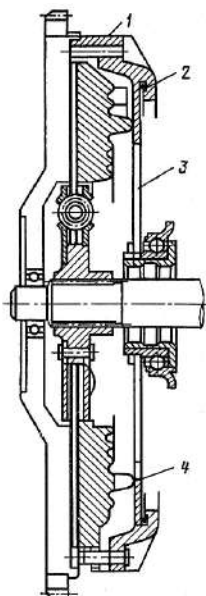


Рисунок 2.8 – Фрикційне зчеплення фірми «Валео» для важких умов експлуатації автомобілів: 1 – кожух; 2 – кільце; 3 – пружина; 4 – виступ натискного диска

В увімкненому положенні розрізна тарілчаста пружина має плоску або увігнуту форму, одну опору на кільце 2, а іншу – на виступ 4 натискного диска, сполученого з кожухом 1 з легких сплавів. З рисунка видно, що витискний підшипник знаходиться в постійному контакті з внутрішніми пелюстками розрізної тарілчастої пружини. Для вимикання зчеплення підшипник відводиться вправо, і пружина, повертаючись відносно кільця, звільняє натискний диск від зусилля $P_{нт}$. З чого випливає, що зусилля пружини не змінює знак і мало змінюється за значенням при увімкненні-вимкненні. Тому зазор в шарнірному з'єднанні кожуха з пружиною відсутній, а при появі зносу – компенсується.

Фрикційні зчеплення з пружинами, що витягуються, мають наступні переваги:

- зменшується на 30–40% зусилля на витискний підшипник і педаль;
- натискне зусилля можна збільшити на 30–40% в порівнянні з пружиною, що вдавлюється;
- при вимкненні не змінюється напрямок дії сили, що також підвищує її довговічність;
- при однакових розмірах кожуха механізм вимкнення займає менше місця;
- кращі умови охолодження ведучих частин;
- менша маса та більша жорсткість кожуха.

2.2.2 Відцентрові зчеплення

У таких зчепленнях тиск на натискний диск створюється відцентровими тягарцями. Відцентрові зчеплення нормально розімкнуті, тобто, при малій кутовій швидкості колінчастого валу, а також при непрацюючому двигуні зчеплення вимкнено. Схема і конструкція одного з відцентрових зчеплень показані на рисунку 2.10.

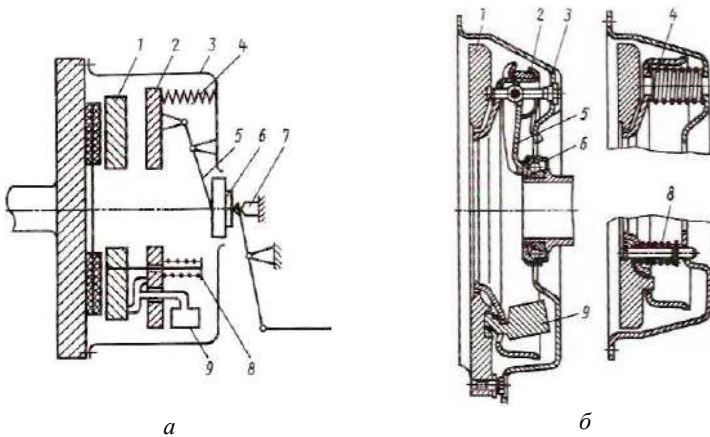


Рисунок 2.10 – Відцентрове зчеплення: *а* – схема; *б* – конструкція;
1 – натискний диск; 2 – реактивний диск; 3 – картер; 4, 8 – пружини; 5 – важелі;
6 – муфта з підшипником; 7 – упор; 9 – відцентрові тягарці

У вимкненому стані зчеплення реактивний диск 2 зафіксовано в осьовому напрямку в положенні, показаному на схемі. Фіксація обумовлена тим, що цей диск утримується важелями 5 вимикання, кінці яких упираються в підшипник муфти 6 вимикання. Переміщенню вправо самого підшипника разом з натискною муфтою перешкоджає упор 7 (на рис. 2.10 не показаний). Натискний диск 1 відтискними пружинами 8 підтягується до реактивного диску 2, що забезпечує необхідний зазор між ведучими і веденими елементами зчеплення.

У міру збільшення кутової швидкості колінчастого валу двигуна відцентрові тягарці 9 під дією відцентрових сил розходяться і, впираючись п'ятами у натискний диск 1 і реактивний диск 2, змушують натискний диск переміщатися вліво, створюючи при цьому тиск на ведений диск. При невеликій деформації пружин 4, що має місце навіть при малому збільшенні кутової швидкості, важелі вимикання 5 повертаються на опорах і між кінцями важелів і підшипником муфти вимикання 6 утворюється необхідний зазор.

При гальмуванні автомобіля до повної зупинки зчеплення автоматично вимикається, не дозволяючи двигуну зупинитися. Для перемикавання передач необхідно примусово вимикати зчеплення за допомогою педалі. Для гальмування двигуном при малих швидкостях руху (наприклад, на спуску), а також для пуску двигуна буксируванням автомобіля необхідно відсунути упор 7, для чого призначений спеціальний привід (з місця водія). У цьому випадку зчеплення вмикається під дією пружин 4, які упираються в картер 3, і стає постійно замкнутим.

Відцентрове зчеплення автоматизує керування лише частково. У деяких конструкціях автоматичних зчеплень відцентрове зчеплення застосовується в якості одного з його елементів.

2.2.3 Муфта вимикання

Муфта вимикання підшипника призначена для передачі зусилля від приводу керування до обертового механізму відведення натискного диска і складається з двох основних частин (рис. 2.11 а): корпусу та опорного пристрою.

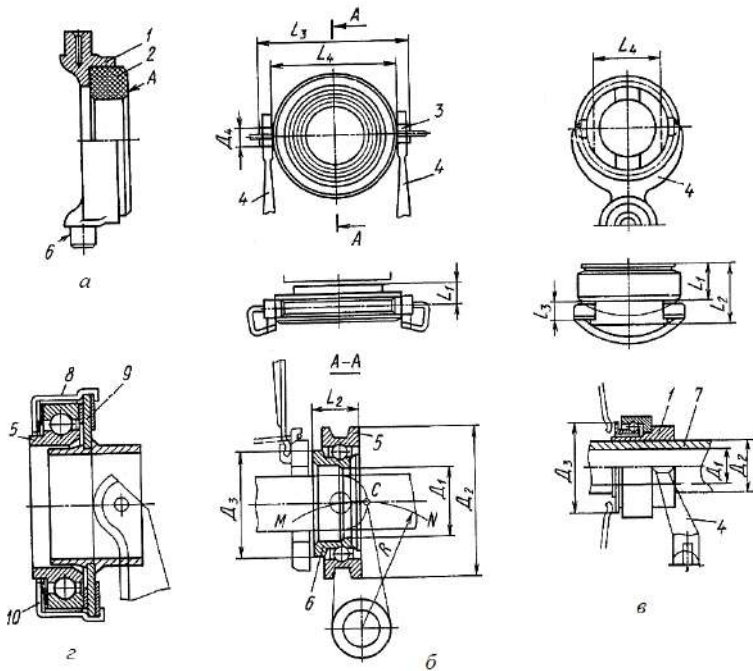


Рисунок 2.11 – Муфта вимикання:

a – автомобіля ЗАЗ; *б, в* – моделі фірми «Фіхтель» і «Сакс» (Німеччина); *2* – з самоцентрувальним підшипником фірми «Валео»; *1* – корпус; *2* – упорний пристрій; *3* – цапфи; *4* – вилка; *5* – радіально-упорний підшипник; *6* – опорна поверхня; *7* – напрямна; *8* – кришка; *9* – фланець; *10* – корпус підшипнику

Поверхня *A* контактує з механізмом відводу натискного диска, а поверхня *Б* цапфи – з деталями приводу.

Кінематика приводу муфти повинна забезпечувати її співвісність з ведучими частинами зчеплення, особливо в кінці ходу вимкання, при одночасному і рівномірному приляганні поверхні *A* до важелів або до п'яти механізму відведення натискного диска.

З точки зору кінематики муфти вимкання діляться на перекидні та центрально-орієнтовані.

Перекидні муфти безпосередньо з'єднані цапфами з вилкою вимкання, що зумовлює особливості їх роботи, переваги й недоліки. Переваги в простоті конструкції, в ряді випадків

відпадає необхідність в корпусі, тоді вся муфта являє собою радіально-опорний підшипник. Застосовуються для роботи з зчепленнями, що мають невеликі швидкості й зусилля вимикання (рис. 2.11 б).

Корпус *центрально орієнтованих* муфт встановлений на направляючу 7, всередині якої розташований вал, а вилка 4 має свободу переміщення в радіальному напрямку. Так вирішується основна частина проблеми співвісності муфти вимикання і зчеплення. Спільний рух муфти і вилки 4 при увімкненні зчеплення забезпечується тим, що остання заходить до виточку корпусу (рис. 2.11 в).

Матеріали

Корпус виконується з сірого чавуну (ГАЗ, ВАЗ) або з сталей 20...45 (ЯМЗ, МТЗ, АТЗ) із загартуванням ТВЧ.

Опорний пристрій муфти вимикання (рис. 2.11 а) являє собою завзятий підшипник (підп'ятник) ковзання. Найбільшого поширення набули підшипники кочення, в основному кулькові.

У більшості конструкцій зчеплень застосовуються радіально-опорні підшипники із зовнішньо обертаючою обоймою. Але найбільш досконале рішення полягає в застосуванні підшипників із внутрішньо обертаючою обоймою (рис. 2.11 в), що зумовлює наступні переваги:

- зменшується момент інерції обертових частин зчеплення, в зв'язку з чим знос обойми знижується;
- зменшується окружна швидкість, що знижує знос обойми, кульок і сепараторів;
- краще утримується олива, так як зовнішня обойма нерухома.

2.2.4 Ведучі деталі зчеплень

Натискні диски повинні бути жорсткими, міцними і зносостійкими. Міцність забезпечується властивостями матеріалу, розмірами диска (перш за все товщиною) і конструкцією. Розмірами диска визначається його маса, котра не є, як правило, лімітуючою, так як вона враховується при розрахунку необхідної маси маховика двигуна. З точки зору міцності бажано, щоб на натискному диску не було глухих, а тим

більше наскрізних отворів, різких переходів від одного сполучення до іншого та інших концентраторів напружень.

У зчепленнях з периферійним розташуванням пружин цього досягти дуже важко, так як натискний диск повинен мати зв'язок з кожухом або маховиком, а також з важелями вимикання. Крім того, для фіксації положення натискних пружин на диску виконуються гнізда в 1...3 ряди. Щоб теплота від натискного диска передавалася пружинам, між ними ставляться теплоізоляційні шайби з азбокартону, пароніту та інших матеріалів на основі азбесту. Жорсткість натискного диска залежить від властивостей матеріалу, співвідношення лінійних розмірів і конструктивного оформлення.

Деформація окремих частин або поверхонь натискного диска викликається перед усім нерівномірним нагріванням. Об'єми, розташовані поблизу поверхні тертя, нагріваються більше інших, і тому тут виникають найбільші напруги і деформації. Маса натискного диска менше маси маховика, тому приблизно однакова кількість теплоти, що генерується на обох поверхнях тертя, викликає різке зростання температури саме на натискному диску.

Зниження теплового напруження натискного диска та інших деталей досягається і спеціальною вентиляцією картера.

Одним з критеріїв досконалості конструкції є ставлення максимального передавального крутного моменту до його провідної маси. Для ЗІЛ-431410 – 24,5, для ЯМЗ-236 – 18 Нм/кг.

Матеріали

СЧ 21 (ЯМЗ-236/238, КамАЗ) і СЧ 24 (ГАЗ, ЗІЛ). Найбільш універсальною основою для виробництва натискних дисків є перлітний сірий чавун. Сталі використовуються рідше, так як вони схильні до схоплювання, розтріскування, до зміни заданої форми.

Кожухи зчеплень можуть бути:

– штампованими: вуглецева конструкційна сталь типу 08кп ($\sigma_s > 300$ МПа, $\sigma_m > 200$ і до 130 НВ) товщиною 2...7 мм;

– литими: використовується сірий чавун з пластинчастим графітом ($\sigma_s = 170\text{--}250$ МПа і 170...250 НВ), після механічної обробки фосфатація або фарбування.

Фрикційні зчеплення з литим кожухом мають підвищену жорсткість, що забезпечує стабільні характеристики механізму відведення. Однак їх маса на 20...30% більше, ніж штампованих. Останні практично не руйнуються, менш трудомісткі у виробництві й тому мають найбільше розповсюдження.

2.2.5 Ведені диски: жорсткі; пружні; матеріали накладок; демпфери

Ведений диск у зборі – найважливіша частина фрикційного зчеплення, лімітуючим його ресурс. Він сприймає від ведучих частин крутний момент і за рахунок сил тертя на робочих поверхнях передає його в трансмісію.

Ведений диск складається з наступних основних частин:

- диска-тримача;
- накладки;
- маточини.

За характером зв'язку між елементами конструкції (наявності осьової пружності) розрізняють:

- жорсткі ведені диски (рис. 2.12);
- пружні диски (рис. 2.13).

Кріплення накладок до диска може бути жорстким і пружним.

2.2.5.1 Жорсткі ведені диски

У *жорстких ведених дисках* (рис. 2.12) фрикційні накладки *I* мають стик з плоским диском. І хоча такий ведений диск має деяку осьову піддатливість, він називається *жорстким*.

Накладки робляться у вигляді кільця або сегментів. Кільцева форма найбільш розповсюджена і регламентована за розмірами ГОСТ 1786-80. На поверхнях тертя накладок часто робляться радіальні або похилі прорізи (канавки) для видалення продуктів зношування і вентиляції поверхонь тертя. Глибина канавок зазвичай не більш 2% товщини, а ширини 3...5 м.

Відомі три найпоширеніші способи з'єднання накладок з диском-тримачем:

- заклепками;
- клеєм;
- приформовуванням.

Крутний момент від диска-тримача передається на маточину і далі на вал, зазвичай через прямобічні або евольвентні шліци. Їх розмірний ряд стандартизований нормами ГОСТ (ДСТУ, ISO).

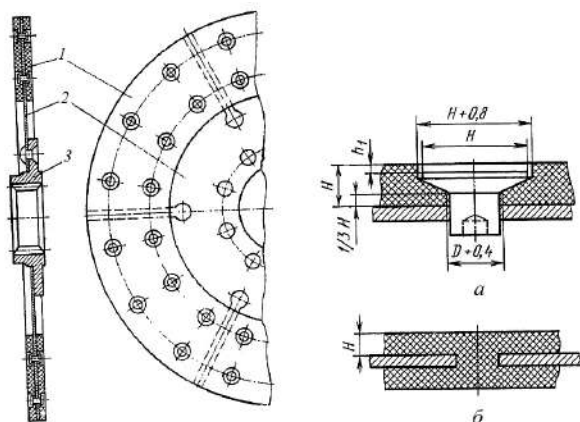


Рисунок 2.12 – Жорсткий диск: 1 – накладки; 2 – диск-тримач; 3 – маточина;
а – заклепкове з’єднання; б – приформоване з’єднання

2.2.5.2 Пружні ведені диски

Пружні ведені диски мають підвищену осьову піддатливість. Фірма «Фіхтель і Сакс» вказує, що для отримання відчутного ефекту різницю між товщиною диска у вільному стані та під навантаженням повинно бути не менше 0,6 мм.

У порівнянні з жорсткими, пружні ведені диски складніше за конструкцією, мають дещо більший момент інерції та вимагають більшого відводу натискного диска, а отже, і зусилля на педаль при вимкненні. Застосування пружної конструкції підвищує довговічність поверхонь тертя, покращує комфортабельність автомобілів, збільшується довговічність деталей трансмісії.

Переваги пружних ведених дисків:

– більш рівномірне прилягання накладок до контртіла. Навіть при деформації натискного диска нормальне контактування практично не порушується завдяки підвищеній піддатливості системи диск-накладка, при цьому зберігаються і фрикційні

властивості поверхонь тертя, перш за все абсолютне значення моменту тертя;

– збільшення площі контактування знижує і рівень теплового напруження, що збільшує термін служби поверхонь тертя;

– знижуються вимоги до узгодженості темпу увімкнення зчеплення з необхідною частотою обертання колінчастого валу двигуна. Як правило це призводить до того, що зрушення автомобіля з місця здійснюється при більш низькій частоті обертання валу двигуна.

Розрізняють три основних способи створення пружності системи:

– обидві накладки з'єднуються з диском-тримачем через пружні елементи;

– одна накладка пов'язана з диско-тримачем через пружні елементи;

– накладки з'єднані диском-тримачем жорстко, а пружність забезпечується конструктивно.

У першому способі кожна накладка 3 прикріплена до сталеві основи 1 диска-тримача, зверненого опуклістю вгору (рис. 2.13 а), або ж через пружинні елементи 4 (рис. 2.13 б).

При другому способі створення пружності (рис. 2.13 в) до плоского диско-тримача 1, зовнішня частина якого розділена радіальними пазами на кілька секторів, кріпляться заклепки 2 з одного боку накладки 3 (жорсткий стик); з іншого – плоскі пружини 4, а до них – інша накладка 3 (пружний стик).

Спечені та деякі інші матеріали для накладок у вигляді секторів для реалізації перших двох способів пружності системи не придатні. В цьому випадку пружність здійснюється конструктивно. Так Фомою «Бендикс» (Великобританія) розроблений диск, де до додатка осьового навантаження робочі поверхні сусідніх фрикційних елементів знаходяться в різних площинах. При увімкненні зчеплення елементи поверхонь тертя встановлюються в одну площину – твердою, вигинаючись нижньою частиною диска щодо бурту маточини.

Матеріал

Плоскі пружини зазвичай виготовляють з високовуглецевих, марганцевистих сталей 65Г, 85 та інші.

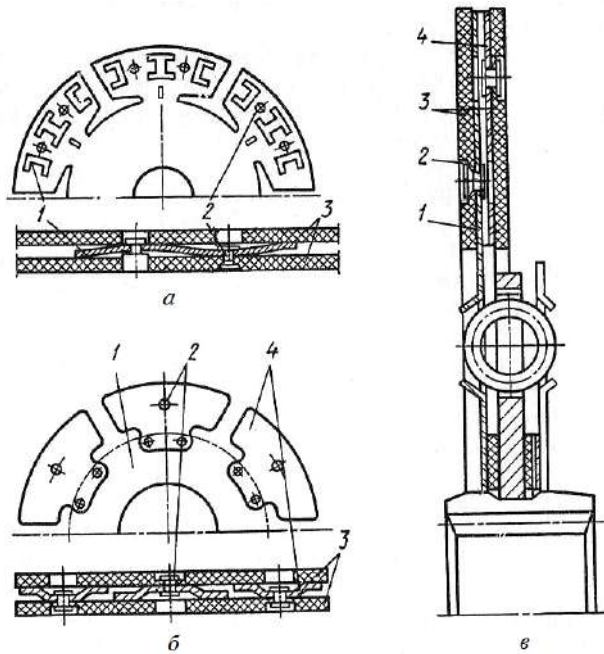


Рисунок 2.13 – Пружні ведені диски: 1 – диск-тримач; 2 – заклепки;
3 – фрикційні накладки; 4 – пластинчаста пружина;
а – «Дантель»; б – «Планета» або «Борглем»; в – автомобілів УАЗ

2.2.5.3 Матеріали накладок

Матеріали накладок – найрізноманітніші:

- металеві;
- органічні;
- композиційні.

Метали та їх сплави застосовувалися рідко навіть на ранній стадії розвитку фрикційних зчеплень, так як поверхні тертя, утворені цими матеріалами, схоплювалися, жолобилися, мали велику масу.

Органічні матеріали (пробка, дерево, картон (також мають обмежене поширення і застосовуються в основному для фрикційних зчеплень, які працюють в оливі.

Накладки сучасних фрикційних зчеплень роблять тільки з *композиційних* матеріалів. За типом основи (матриці) вони можуть бути:

- металевими;
- мінеральними;
- полімерними.

Для їх виробництва використовується технологія порошкової металургії та технологія переробки еластомерів (або пластмас).

На даний час розрізняють:

- спечені матеріали;
- композиційні матеріали на основі полімерів.

Спечений матеріал являє собою псевдосплави, що містять основу і наповнювач. Основа (матриця) пов'язує компоненти і додає матеріалу необхідну міцність. Найбільшого поширення в умовах тертя без мастильного матеріалу отримали матеріали на залізній та мідній (бронзовій) основах.

Наповнювачі діляться за призначенням на дві групи:

- для запобігання схоплювання (тверді мастильні матеріали);
- для отримання необхідного коефіцієнта тертя (фрикційні добавки).

Наприклад, матеріали на основі заліза типу ФМК-8, ФМК-11, МКВ-50А, СМК та інші. Фізико-механічні властивості спеченого матеріалу сильно залежать від складу і технології виготовлення (табл. 2.3).

Таблиця 2.3 – Теплофізичні властивості фрикційних матеріалів

Показник	Спечені матеріали			ФАПМ ¹	ФАПМ ²
	На основі заліза	На основі міді	Метало-кераміка		
Щільність ρ , кг/м ³	5000...7000	5500...8000	4000...6000	< 2500	< 1700
Твердість НВ	50...100	15...100	70...120	< 40	< 30
Теплопровідність, Вт/(м·°С)	8...12	10...16	4...10	< 0,5	–
Межа міцності, МПа:					
– при розриві	30...100	20...200	20...60	10...60	–
– при стисканні	90...500	60...520	60...180	40...200	–
– при зрізі	40...90	30...80	20...70	23...122	–

¹ ФАПМ – фрикційні азбестополімерні матеріали.

² ФАПМ – фрикційні безазбестові полімерні матеріали.

Один з найбільш помітних недоліків спечених матеріалів – схильність до подряпин, знос та інші пошкодження поверхонь контртіло. В автомобільних фрикційних зчепленнях ці матеріали успішно працюють під тиском до 1 МПа, володіючи стабільним коефіцієнтом тертя в діапазоні до 500°C. Такі матеріали в 2...3 рази перевищують щільність традиційних матеріалів, в зв'язку з чим мають більший момент інерції, що сприймається синхронізаторами коробки передач. Так само відрізняються недостатньо високими механічними властивостями, що зумовлює спеціальну конструкцію веденого диска.

Композиційні матеріали на основі полімерів є багатокомпонентними композиціями, що містить основу, теплостійку арматуру і наповнювач. Основу в таких матеріалах називають сполучною:

– каучуки, смоли (фенолформальдегідні, анілінформальдегідні модифіковані смоли);

– комбінації каучуків і смол.

Наповнювачі регулюють робочі та технологічні властивості матеріалу. Вони поділяються на:

– металеві (мідь, бронза, латунь, цинк, алюміній, свинець, залізо, титан та інші; метали і з'єднання у вигляді порошків, стружки або дроту);

– неметалеві (графіт, вуглець, кокс, сірка та ін.);

– мінеральні (кераміка, барит, сурик, глинозем, каолін, крейда тощо);

– органічні (шкаралупа горіха кеш'ю).

Каучуково-смоляна основа має недостатньо високі механічні властивості, особливо при підвищених температурах. Тому всі матеріали на полімерній основі містять теплостійку арматуру:

– азбест;

– волокна;

– вату.

Цей компонент багато в чому визначає властивості та технологію всього матеріалу, і тому він часто відбивається в його назві.

Азбест має унікальні властивості для виробництва накладок, з якими і порівнюються властивості його заміників.

Термостійкість азбесту при тривалому нагріванні визначається температурою 500°C, а при короткочасному нагріванні – 700°C.

В якості заміників азбесту застосовується: скловолокно, арамідні волокна, базальт, металеве волокно, віскоза, волластоніт. Зазвичай застосовують не один матеріал, а поєднання декількох матеріалів в різних співвідношеннях.

Накладки з ФБПМ повинні мати низьку теплопровідність. Серед заміників азбесту цій вимозі не задовольняють лише метали та їх сплави.

2.2.5.4 Демпфери

Демпфери кутових (крутильних) коливань встановлюють між диском-тримачем і його маточиною.

Основне призначення пружнодисипаційних демпферів є зниження рівнів крутильних коливань в трансмісіях, викликаних нерівномірною роботою поршневого двигуна. Це здійснюється за рахунок пружнофрикційних властивостей демпферів. Крім того:

- вони сприяють зменшенню рівнів вібрації в трансмісії;
- роблять деякий вплив на зниження динамічних навантажень в трансмісії, що викликаються вмиканням зчеплення або різким гальмуванням автомобіля з невимкненим зчепленням;
- частково або повністю компенсування лінійної та кутової співвісності колінчастого валу двигуна і первинного валу коробки передач, що призводить до великого зношування поверхонь тертя зчеплення.

Основні частини:

- пружний елемент, забезпечує кутове переміщення маточини диска щодо диска тримача;
- дисипаційним елементом, в якому відбувається розсіювання енергії, при її переході з одного виду в інший.

Розрізняють демпфери:

- пружнофрикційні:
 - циліндричні гвинтові пружини,
 - пластинчасті пружини;
 - елементи тертя, що мають поверхні без мастильного матеріалу;
- гідравлічні: пружний елемент – пружини, а розсіювання енергії здійснюється за рахунок гідравлічних втрат при

перетікання рідини через жиклери в процесі коливань плунжера щодо циліндра;

– гумометалеві: гума є як пружним, так і дисипаційним елементом, тут розсіювання енергії здійснюється за рахунок внутрішніх сил тертя в гумі.

Гідравлічні демпфери в автомобілях практично не застосовуються через їхню складність, недостатню надійність і труднощі в створенні необхідних робочих характеристик при обмежених габаритах.

Найбільш проста конструкція гумометалевого демпфера приведена на рисунку 2.14. Гумовий елемент 2 встановлений у вікнах, розташованих по колу в диску-тримачі. Істотним недоліком гумометалевих демпферів є їх обмежена довговічність і нестабільність пружнодисипаційних характеристик в часі, які викликані несприятливими умовами роботи гуми (попадання оливи, нагрівання).

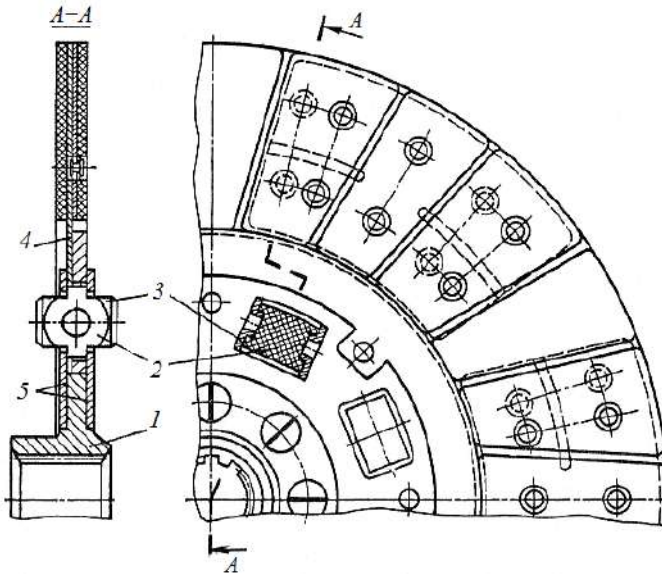


Рисунок 2.14 – Ведений диск з гумовими пружними елементами:
1 – маточина; 2 – гумовий елемент; 3 – пластина; 4 – диск-тримач; 5 – диски демпфера

Більш широкими можливостями мають багатоступінчасті демпфери, тобто мають дві ступені реагування на графіку пружнофрикційної характеристики (рис. 2.15). Змінність жорсткостей на окремих щаблях здійснюється пружинами різної твердості або подвійними пружинами неоднакової довжини. Перший ступінь призначений для усунення шуму шестерень в коробці передач на холостому ходу. Другий ступінь для усунення шуму шестерень при включеній передачі.

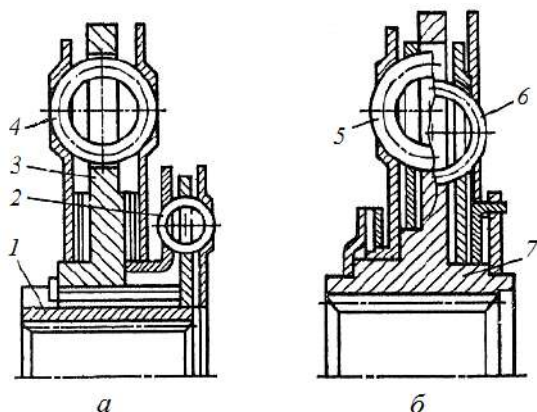


Рисунок 2.15 – Двоступеневі демпфери фірми «Фіхтель і Сакс»: 1, 3, 7 – маточини; 2 – пружина переддемпера; 4 – пружини головного демпера; 5, 6 – пружини

Більшість сучасних фрикційних зчеплень мають ведені диски з демперами пружнофрикційного типу. Пружний елемент таких демперів є циліндричні гвинтові пружини, розташовані по колу у вікнах між диском-тримачем і маточиною.

У пружнофрикційному демпері застосовують одну або кілька пар тертя двох типів:

- «сталь по сталі»: стрічка з розкисленої м'якої сталі (ГАЗ-24, ЗАЗ, ЗІЛ, КамАЗ, ЯМЗ);

- «сталь по ФАПМ» (фрикційні азбестополімерні матеріали) – ГАЗ-66, ВАЗ.

У більшості пружнофрикційних демперів $M_m = const$, вони називаються одноступінчастими.

Для отримання багатоступеневих характеристик застосовують переддемпфери. В цьому випадку диск має два демпфера, які можуть передавати момент на дві або одну маточину:

- попередній;
- головний.

У першому випадку (рис. 2.15 *a*) шлицьові маточини 1, 3 вставляються одна в іншу з зазором, що забезпечує заданий кут закрутки. При додатку моменту вступають в роботу пружини 2 переддемпфера і маточина повертається щодо маточини 3. Коли зникне зазор між маточинами, переддемпфер замкнеться і вступають в роботу пружини 4 головного демпфера, передаючи момент на маточину 3 і далі в трансмісію.

У другому випадку (рис. 2.15 *б*) пружини 5 і 6 з'єднані з однією і тією ж маточиною 7. Пружини 6 переддемпфера мають невелику жорсткість, і після того, як вони замкнуться, починають працювати пружини 5 головного демпфера. Демпфер другого типу має менші осьові габаритні розміри, ніж попередній (рис. 2.15 *a*).

Зусилля притиснення пар тертя створюється гвинтовий, тарілчастий або пластинчастими пружинами, а також стисненням пальцями (заклепками, ГАЗ, УМЗ). Гвинтові застосовуються рідко, так як збільшується осьовий розмір диска. Для пластинчастих пружин характерно падіння натискного зусилля в міру зношування поверхонь тертя.

Зазвичай абсолютне значення моменту переднатягу складають 3...30 Нм для зчеплень легкових автомобілів і від 10 до 120 Нм – для вантажних автомобілів. Стабільність моменту переднатягу у звичайних демпферів невисока, а співвідношення максимального і мінімальних значень 2–2,5. Це відношення значно менше у демпферів з тарілчастими пружинами, які отримали найбільше застосування.

Типова конструкція із застосуванням тарілчастої пружини приведена на рисунку 2.16 *в*. Натискний диск 4 фрикційного механізму пов'язаний з диском демпфера 6, а тарілчаста пружина 3 розташована між ними. Первісне зусилля визначається довжиною потовщеною частини упору 7, який з'єднує диски демпферів 6 і 5 та диск-тримач 8 в одне ціле.

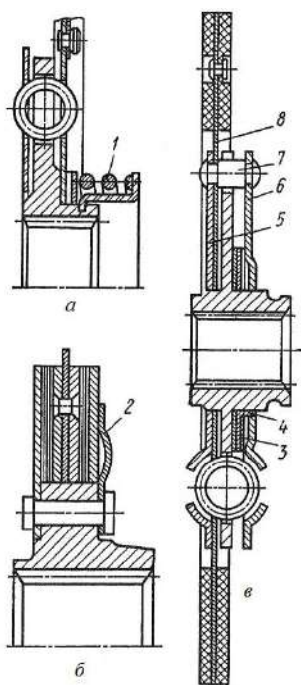


Рисунок 2.16 – Конструкції демпферів: *а* – автомобіля ГАЗ-24; *б* – фірми «Фіхтель і Сакс»; *в* – ВАЗ 2101; 1 – гвинтова пружина; 2 – пластинчаста пружина; 3 – тарілчаста пружина; 4 – натискний диск; 5, 6 – диски демпфера; 7 – упор; 8 – диск-тримач

2.2.6 Дводискові зчеплення: пристрої забезпечення частоти роз'єднання

Розвиток автотракторних фрикційних зчеплень починалося з багатодискових конструкцій. Зараз вони майже не застосовуються, перш за все через труднощі із забезпеченням «чистого» вимикання.

Основні деталі дводискових фрикційних зчеплень не відрізняються від деталей однодискових конструкцій.

Всі вітчизняні та багато закордонних дводискових зчеплень мають гвинтові периферійно розташовані пружини. Також існують конструкції з розрізною тарілчастою пружиною, вдавлюючою або витягуючою. У порівнянні з однодисковими

зчепленнями в дводискових максимально допустимий знос накладок в два рази більше, тому в останніх застосовують пружини з малою жорсткістю; а так як число поверхонь тертя подвоюється, то потрібно майже в два рази менше значення натискного зусилля РНЖ. Тому для виключення дводискових зчеплень

Другий ведучий диск називається проміжним. Він розташований між обома відомими дисками. Отже, його поверхня мала. Якщо врахувати, що маховики дводискових зчеплень мають в основному чашеподібну форму, то очевидно, що тепловий режим цієї деталі виявляється несприятливим. Спроби розвинути поверхню охолодження, наприклад, за рахунок вентиляційних пазів в тілі диска не набули поширення, так як при цьому зменшується його міцність і теплоємність.

Проміжний диск виготовляється з тих же матеріалів і з'єднується з ведучими частинами тими ж способами, що і натискний диск однодискових фрикційних зчеплень.

Від ширини зазору в з'єднанні «паз-шип» залежить працездатність фрикційного зчеплення:

- великий зазор – шум, нерівноваженість і підвищення динамічного навантаження в поєднанні;
- недостатній зазор – «нечисте» вимикання та неповне включення фрикційного зчеплення.

Зазор, достатній для звичайних умов роботи, може виявитися недостатнім при підвищених теплових навантаженнях, перш за все через неоднакове теплове розширення проміжного диска.

Відведення проміжного диска від ведених частин при виключенні фрикційного зчеплення зазвичай здійснюється різними пружинними механізмами.

Механізми відведення:

- гвинтові пружини скручування через двоплечеві важелі, посаджені на осі;
- плоскі пружини, прикріплені до проміжного диску;
- гвинтові пружини, встановлені між проміжним і натискним дисками (або маховиком);
- кріплення проміжного диска, натискного диска до кожуха тангенціальними пружинами.

2.2.7 Зчеплення, що працюють в оливі

Одним з основних переваг фрикційних зчеплень, які працюють в оливі, є їх надійність і довговічність, відсутність частих експлуатаційних регулювань. Це зв'язано з меншим зношуванням поверхонь тертя, найкращим відведенням теплоти від них і більшою стабільністю їх коефіцієнтів тертя.

Застосування змазування зменшує їх коефіцієнт тертя до 0,07...0,09 замість 0,25...0,3 у сухих зчеплень, при цьому дозволяє майже в десять разів збільшити тиск на них і приблизно у 2 рази скоротити площу контакту дисків через наявність канавок на їх поверхні. Змазування поверхонь якісно змінює і трибологічні процеси при буксуванні «мокрих» зчеплень, забезпечуючи рідинне і напіврідинне тертя (рис. 2.17).

Мале зношування поверхонь тертя при високих зусиллях стиснення і постійний їх коефіцієнт тертя забезпечується розділом поверхонь тертя масляною плівкою товщиною менше 0,1 мкм. Збільшення товщини розділової масляної плівки веде до небажаного зниження коефіцієнта тертя, а її розрив – до різкого збільшення зношування поверхонь тертя. Отже, позитивні якості мокрих фрикційних зчеплень залежать від певних зовнішніх умов, що забезпечують саме граничне тертя на фрикційних парах, що неминуче веде до суттєвого ускладнення конструкцій мокрих фрикційних зчеплень в порівнянні з сухими.

Найбільше число патентів в області створення мокрих фрикційних зчеплень має фірма «Борг Уорнер» (США).

Фірни «Катерпіллер» і «Джон Дір» (США) на всі трактори з механічними трансмісіями, що випускаються, встановлюють мокрі фрикційні зчеплення.

Фірма «Лайп Роллвей» (США) виготовляє мокрі зчеплення діаметром від 300 до 380 мм п'яти типорозмірів. Їх довговічність в 30 разів вище ніж сухих зчеплень.

Ряд фірм працюють над вдосконаленням подачі мастильного матеріалу до поверхні тертя:

- «Девід Браун», «Аутомотив Продактс» (Великобританія);
- «Ніссан Мотор», «Дейкін Сейсакушо», «Ейсін Сейкін Кабушікі Каіша» (Японія).

Застосування мокрих зчеплень стало можливо тільки після створення фрикційних матеріалів, стійких до впливу оливи.

Найбільш високою стійкістю до мінеральних олиव володіють спечені матеріали, пориста структура яких сприяє адсорбції і утриманню масляної плівки, що забезпечує граничне тертя в фрикційній парі.

Виходячи зі специфіки роботи мокрого зчеплення його конструкція додатково має системи охолодження і змащування поверхонь тертя, класифікація яких наведена в таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 – Класифікація конструкцій систем охолодження і змащування

Класифікація конструкцій систем охолодження і змащування		
<p><i>За місцем підведення оливи у зону тертя:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> – від ведучих деталей зчеплення; – від веденого валу; – від муфти вимикання 	<p><i>За місцем дії системи охолодження та змащування:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> – сухий картер; – вологий картер 	<p><i>За способом подачі оливи у зону тертя:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> – розбризкуванням; – трубки Піто; – насоси
<p><i>У напрямку подачі оливи:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> – з подачею від внутрішнього діаметра веденого диска до зовнішнього; – в зворотну сторону; – комбіновані 	<p><i>За характером подачі оливи:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> – з безперервним потоком оливи; – з переривчастим потоком оливи 	<p><i>За способом охолодження оливи:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> – з охолодженням в оливобірнику зчеплення; – з охолодженням в оливобірнику двигуна і коробки передач; – у водяному радіаторі; – за рахунок системи охолодження двигуна
<i>За формою масляних канавок на поверхнях тертя:</i>		
<ul style="list-style-type: none"> – спіральні; – радіальні; – спірально-радіальні; – похилі; – тангенціальні; 	<ul style="list-style-type: none"> – концентричні; – сітчасті; – типу «квадрат»; – диференціальні 	

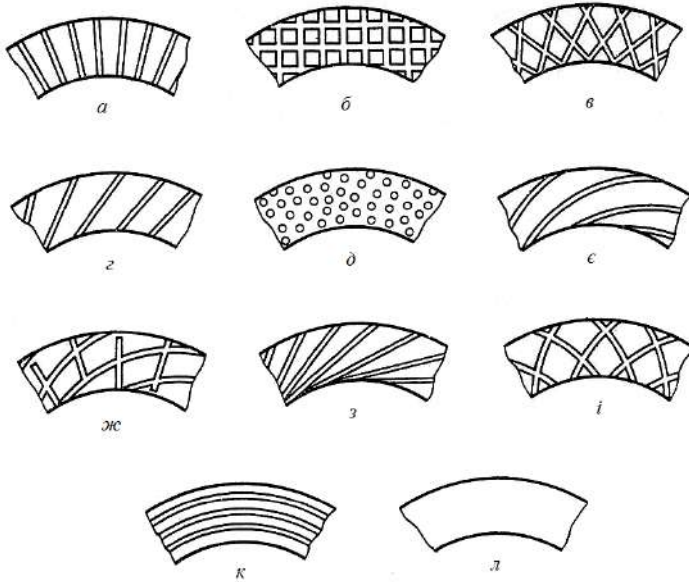


Рисунок 2.17 – Масляні канавки на поверхнях тертя у мокрих фрикційних зчепленнях: *a* – радіальні; *б* – типу «квадрат»; *в* – «діамантові»; *г* – похилі; *д* – отвори; *е* – спіральні; *ж* – спірально-радіальні; *з* – тангенціальні; *і* – диференціальні; *к* – концентричні; *л* – без канавок

Наприклад, на рисунку 2.18 представлено мокре фрикційне зчеплення фірми «Мак Трак» (США) з трубками Піто для подачі оливи в зону тертя.

Порядок роботи систем подачі мастильного матеріалу і його охолодження

На маховику *1* двигуна закріплений кільцеподібний оливозбірник *2*. У верхній частині картера *4* нерухомо закріплена трубка Піто, нагнітальний кінець *3* якої входить в жолоб оливозбірника *2*. При обертанні маховика олива, захоплена оливозбірником *2* в нижній частині картера *4*, під дією відцентрових сил потрапляє в оливоприймальний нагнітальний кінець *3* трубки Піто і далі через гнучкий шланг *5* – у розподільну камеру *6*. Під дією тиску, створюваного в камері *6*, олива через два отвори *7* надходить в кільцевий зазор між веденим валом *8* і

розточуванням кронштейна 9 кріплення корпусу муфти вимикання 10. Далі олива проходить у внутрішню кільцеву порожнину на барабані 17 кріплення веденого диска, звідки воно через напрямні сопла подається для охолодження і змащування поверхонь тертя. Далі олива надходить у внутрішню порожнину барабана 16 ведучих дисків і через отвори 15 під дією відцентрових сил викидається поблизу зовнішнього краю жолоба оливозбірника 2. Там олива змінює напрямок руху, потрапляючи на зовнішню сторону барабана 16, звідки відкидається направляючою ребордою в картер зчеплення.

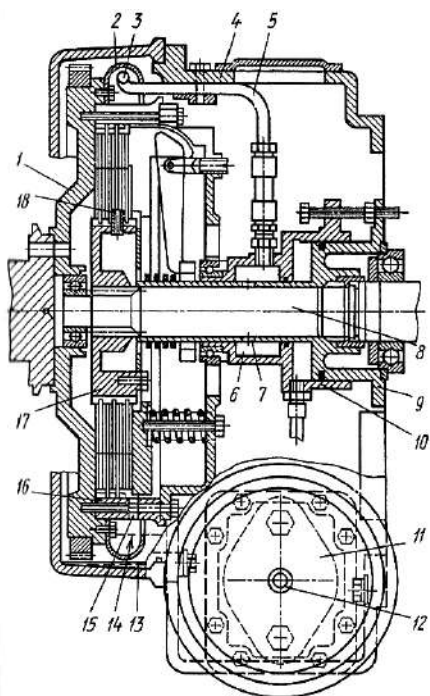


Рисунок 2.18 – Мокре зчеплення фірми «Мак Трак» (США):

- 1 – маховик; 2 – кільцеподібний оливозбірник; 3 – нагнітальний кінець трубки Піто; 4 – верхня частина картера зчеплення; 5 – гнучкий шланг; 6 – камера; 7 – отвори; 8 – ведений вал; 9 – кронштейн; 10 – корпус муфти вимикання; 11 – гідропневматичне камера; 12 – трубка; 13 – рівень оливи в піддоні; 14 – стрілка; 15 – отвори; 16 – барабан ведучих дисків; 17 – барабан кріплення ведених дисків; 18 – напрямні сопла

Олива в системі циркулює тільки в періоди вмикання і вимикання. При вмиканні зчеплення рівень оливи 13 в піддоні картера нижче зовнішнього діаметра оливозбірника 2, внаслідок чого олива не забирається і його основний обсяг не бере участі в роботі та не піддається додатковому нагріванню. Це сприяє підвищенню терміну служби експлуатації оливи.

Для створення необхідного рівня оливи (по стрілці 14), щоб оливозбірник міг його захопити, встановлена гідропневматична камера 11 з розділовою діафрагмою та віджимною пружиною (на рисунку не показано). При відсутності тиску повітря, що подається по трубці 12, пружина, впливаючи на діафрагму, виробляє всмоктування оливи в гідравлічну порожнину камери 11 з піддону картера до раніше зазначеного нижнього рівня. Подача повітря в пневматичну порожнину камери 11 для витіснення оливи і його підйому до верхнього рівня, зазначеного стрілкою 14, синхронізована з керуванням фрикційним зчепленням.

2.3 Приводи зчеплень

Зв'язок між ногою водія і муфтою вимкнення фрикційного зчеплення здійснюється через привід.

До основних вимог, що пред'являються до приводів фрикційних зчеплень, відносяться:

- зручність і легкість керування;
- високий ККД;
- наявність стежачої дії;
- простота обслуговування.

Приводи поділяються на:

– неавтоматичний (безпосереднє керування фрикційним зчепленням):

– автоматичний (мається зв'язок з іншими органами керування автомобіля: педаль дросельної заслінки, важіль перемикачів передач й інші, завдяки чому може бути вимкнена педаль фрикційного зчеплення);

- вакуумний;
- гідравлічний;
- електричний.

У вакуумних автоматичних приводах використовується розрідження у впускному трубопроводі двигуна для створення зусиль на муфті вимикання. Вакуумний привід не завжди дозволяє повністю автоматизувати керування зчепленням, так як доводиться зберегти педаль для його вимикання при непрацюючому двигуні. Вакуумний напівавтоматичний привід набув широкого поширення на легкових автомобілях і деяких вантажних автомобілях малої і середньої вантажопідйомності завдяки своїй простоті і надійності в роботі.

Пневматичний і гідравлічний привід дозволяє повністю автоматизувати процес керування фрикційним зчепленням.

2.4 Гідравлічні зчеплення (гідромуфта)

Гідромуфта має ряд позитивних якостей в порівнянні з фрикційною муфтою:

- гідромуфта менше зношується, внаслідок чого допускає більш плавне рушання автомобіля з місця і більш рідкісне перемикавання передач;

- полегшує керування автомобілем і покращує його динамічні якості;

- знижує динамічні навантаження в силовій передачі;

- значно знижує шум силовій передачі автомобіля.

До конструкції гідромуфти пред'являються такі вимоги:

- при передачі розрахункового моменту гідромуфта повинна мати прослизування не більше 3%;

- при малих обертах двигуна на стоянці автомобіля «гальмо момент» повинен бути незначним;

- гідравлічне зчеплення повинно забезпечувати запуск двигуна з буксира і гальмування автомобіля двигуном.

На рисунку 2.19, як приклад, показана гідромуфта автомобіля ГАЗ-12. Тут колесо 3 насоса приварене до корпусу 1 і разом з ним за допомогою маточини 2 пов'язано з колінчастим валом двигуна. Колесо 4 турбіни разом з пороговою шайбою 5 прикріплено до фланця валу 6 турбіни.

Передній кінець валу турбіни спирається на шарикопідшипник 7, а задній – на голчастий підшипник (не показаний на рисунку). Особливістю конструкції є штамповані колеса і радіальні лопатки, прикріплені зварюванням.

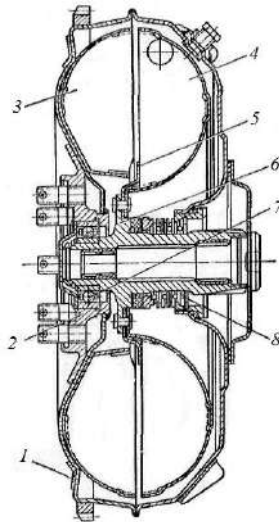


Рисунок 2.19 – Гідромуфта: 1 – корпус; 2 – маточина; 3 – колесо насоса; 4 – колесо турбіни; 5 – порогова шайба; 6 – вал турбіни; 7 – шарикопідшипник; 8 – ущільнення

Муфта заповнюється турбінною оливою на 85% обсягу. Герметизація внутрішньої порожнини забезпечується з боку валу колеса насоса кришкою, а з боку валу турбіни – спеціальним ущільненням 8, що складається з графітового кільця, чавунного кільця і гофрованого латунного сільфона.

При обертанні колеса 3 насоса рідина під дією відцентрових сил прямує в колесо турбіни, де віддає накопичену кінетичну енергію, повертається знову в колесо насоса. Передача крутного моменту здійснюється через гідродинамічні сили.

Для зменшення стоянкового моменту в гідромуфті встановлена порогова шайба 5, яка перешкоджає циркуляції рідини при малих обертах колеса насоса і великому ковзанні (при $n_m = 0$) і тим самим зменшує передавальний на турбіну момент. Це сприяє тому, що автомобіль не рушає з місця при малих обертах валу, двигуна і включеній передачі. Але порогова шайба не може зменшити гідравлічний момент настільки, щоб одночасно забезпечити безшумне перемикавання передач. Останнє досягається установкою послідовно з гідромуфтою вимикаючого

фрикційного зчеплення, що значно ускладнює конструкцію зчеплення в цілому і обмежує застосування гідromуфти на автомобілях.

Бажано було б розривати силовий потік двигуна не за допомогою фрикційного зчеплення (фрикційної муфти), а випорожненням робочої порожнини гідromуфти або вимиканням її лопатевої системи. Однак і те й інше поки конструктивно здійснити не вдається.

На даний час в силових передачах переважно поширення отримали все ж фрикційні дискові зчеплення.

Зазвичай гідromуфти не розраховуються, а підбираються по законам подібності.

Гідromуфти на автомобілі в якості самостійного агрегату, виконуючого функції зчеплення, не використовують, так як вони не можуть забезпечити чистоти вимикання. Крім того, великий момент інерції турбінного колеса не дає можливості ненаголошеного перемикавання передач. Тому в тих випадках, коли застосовувалася гідromуфта, послідовно з нею встановлювалося фрикційне зчеплення. Фрикційне зчеплення слугує лише для перемикавання передач, а функцію буксування виконує гідromуфта. Це дає можливість застосування в фрикційному зчепленні пружини, що забезпечують мінімальний коефіцієнт запасу, тим самим полегшуючи керування ним. Так, на автомобілі-самоскиді МА3-525 застосовувалася гідromуфта з послідовно встановленим за нею дводисковим фрикційним зчепленням. Поєднання цих механізмів здійснюється короткою карданною передачею.

2.5 Електромагнітні зчеплення

Існуючі електромагнітні зчеплення потрібно розділити на дві групи:

- без феронаповнювача;
- з феронаповнювача.

Принципова схема електромагнітного зчеплення без феронаповнювача представлена на рисунку 2.20. Зчеплення має сердечник 2 електромагніта, якір 4 та обмотку 3, яка вставлена в кільцеву виточку сердечника. Сердечник електромагніту і якір пов'язані відповідно з двигуном і коробкою передач. При проходженні струму через рухливий контакт 1 і обмотку

збудження 3 навколо неї утворюється магнітне поле, в результаті чого ярмір притягається до сердечника і за рахунок сили тертя, з'являється між ярмом і сердечником, забезпечується передача крутного моменту від двигуна до коробки передач. При відключенні струму ярмір під дією пружини 5 відходить від сердечника і зчеплення вимикається.

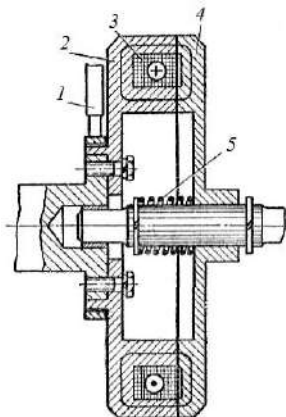


Рисунок 2.20 – Схема електромагнітного зчеплення:
1 – рухливий контакт; 2 – сердечник; 3 – обмотка збудження; 4 – ярмір

За такою схемою було виконано зчеплення перших моделей автомобілів «Мерседес».

Основною перевагою електромагнітних зчеплень є простота їх конструкцій і легкість автоматизації керування. Однак ці зчеплення мають і значні недоліки.

Головне – це суперечливі вимоги, що пред'являються до основних деталей – до сердечника і ярміра. З одного боку, ці деталі повинні виготовлятися з чистого заліза, щоб мати більшу магнітну проникність і незначний залишковий магнетизм, що забезпечує чистоту вимикання зчеплення, а з іншого боку – зі сталі, що має достатню твердість, щоб протистояти зносу, схоплюванню і задиру поверхонь тертя.

До сих пір ці труднощі не подолані, хоча з деякими з них намагаються боротися, наприклад, створюючи на поверхнях тертя наклеп, що трохи підвищує їх зносостійкість, зменшує схильність до схоплювання й задиру. Подальше вдосконалення

йде в напрямку зменшення махової маси веденого диска, застосування неметалевих фрикційних матеріалів, використання металокераміки, а також по шляху різних: конструктивних заходів, зокрема використання електромагнітних зчеплень спільно з відцентровими. Схема такого електромагнітного зчеплення показана на рисунку 2.21.

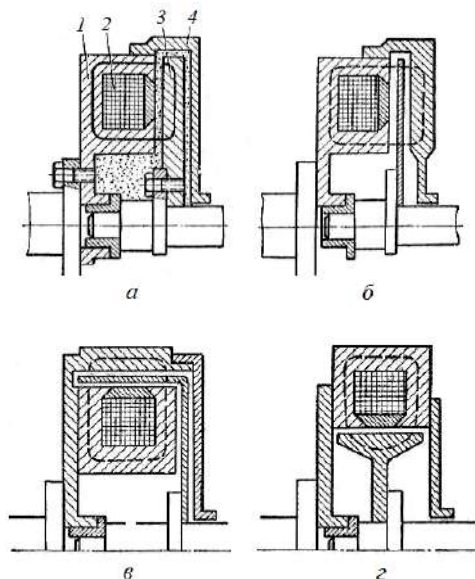


Рисунок 2.21 – Схема електромагнітних зчеплень з феронаповнювачем:
1 – сердечник; 2 – обмотка збудження; 3 – ведений диск; 4 – кожух

Зчеплення складається з сердечника 1 з обмоткою збудження 2, веденого диска 3 і кожуха 4. Простір між сердечником, веденим диском і кожухом заповнене феронаповнювачем (феромагнітним порошком). При проходженні електричного струму через обмотку виникає магнітне поле, яке замикається через сердечник, ведений диск і феронаповнювач. При певній величині струму частинки наповнювача стають нерухомими і зчеплення блокується, тобто може передавати крутний момент. Для вимкання зчеплення необхідно вимкнути струм обмотки збудження.

Сердечник і ведений диск виготовляються з трансформаторного заліза. Феромагнітним матеріалом в існуючих зчепленнях служить карбонільне залізо, отримане шляхом розкладання парів карбонілу ($\text{Fe}(\text{C}_5)$) при $200\text{--}250^\circ\text{C}$. Розміри сферичний майже чистого заліза коливаються в межах від 0,5 до 10 мк.

Карбонільне залізо має велику магнітну проникність і малий осту-точний магнетизм, що дозволяє передавати через зчеплення великий крутний момент при малому залишковому моменті.

Однак карбонільне залізо схильне до корозії. Тоді застосовують порошок з залізонікелевого сплаву, що приблизно в 1,5 рази (при інших рівних умовах) знижує величину переданого моменту, або поміщають його в середу рідкого діелектрика (трансформаторна олива, рідше гас, хлористий бензол та ін.). Рідина, яка використовується в якості діелектрика, повинна бути хімічно стійкою в межах температур від -80° до $+250^\circ\text{C}$ і мати невелику в'язкість, щоб не вести зчеплення після вимикання. Рідкий діелектрик забезпечує феронаповнювачу велику стійкість проти корозії. Недоліком рідкого діелектрика є те, що під дією відцентрових сил металеві частинки виділяються з рідини, відбувається сепарація частинок, яка призводить до заклинювання зчеплення.

Крім того, в таких зчепленнях важко здійснити ущільнення, так як сальникові ущільнення не витримують впливу рідини з металевими частинками. Тому в більшості існуючих конструкцій застосовується твердий (порошковий) діелектрик, в якості якого використовуються графіт, дисперсне скло, окис цинку, окис магнію та інше. Порошкові діелектрики забезпечують більшу довговічність в роботі зчеплення, ніж рідинні. Слід, однак, мати на увазі, що графітові діелектрики схильні до спікання.

Останнім часом стали застосовувати феромагнітні матеріали без діелектрика. В якості таких матеріалів використовується сталь, легована хромом і алюмінієм, або частки карбонільного заліза, покриті спеціальною плівкою.

Разом з пошуком найкращих матеріалів для ведучих і ведених частин зчеплень і наповнювачів вишукуються і кращі конструктивні рішення схеми зчеплень. Зчеплення, виконане за схемою рисунку 2.21 а, має великі інерційні маси ведених частин,

тому частіше застосовується схема *б* з тонким веденим диском. Диск занадто тонкий, однак деформується під дією магнітного поля. Зчеплення, виконані за схемами рисунку 2.21 *а* і *б* з вертикальним диском, схильні до заклинювання веденого диска внаслідок зміщення частинок наповнювача до зовнішньої поверхні.

У зчепленні, виконаному за схемою *в* з циліндричним диском, магнітний потік замикається по корпусу зчеплення і ведений диск не схильний до деформації, а порошок – сепарації. Однак тут має місце перерозподіл порошку з внутрішньої поверхні на зовнішню, що веде до зменшення переданого крутного моменту. Тому деякі конструкції виконуються за схемою *г*, в якій порошок розташовується по колу одного радіуса з рівномірним розподілом по робочому зазору. Таке зчеплення має більш постійний крутний момент і малу величину залишкового магнетизму.

Застосування масивного веденого диска в зчепленні з циліндричною робочою поверхнею вимагає більш сильних синхронізаторів в коробці передач.

Електромагнітні зчеплення з феронаповнювачем практично не мають зносу робочих поверхонь (поверхонь блокування). Вони дозволяють плавно регулювати передавальний крутний момент (момент майже чітко пропорціональний току). У них відсутнє регулювання зчеплення, тобто спрощується експлуатація, є і ряд інших позитивних якостей. Перераховані позитивні якості сприяли розробці різних конструкцій і практичне застосування цього типу зчеплень на автомобілях різних фірм.

Контрольні запитання для самоперевірки

1. За якими ознаками класифікують фрикційні зчеплення?
2. Які спеціальні вимоги висуваються до конструкцій фрикційних зчеплень?
3. Які елементи входять до складу ведених деталей дводискового фрикційного зчеплення?
4. У чому полягає принцип роботи гідравлічного зчеплення?
5. У чому полягає принцип роботи електромагнітного зчеплення?

6. Яку функцію виконують пружини у демпфері крутильних коливань?

7. Які групи деталей входять до складу зчеплень, що працюють в оливі?

8. З яких елементів складаються демпфери крутильних коливань?

9. За якими ознаками класифікують конструкції систем охолодження і змащування зчеплень, що працюють в оливі?

10. З яких частин складається ведений диск фрикційного зчеплення?

11. Яким чином може бути виконаний натискний пристрій у фрикційному зчепленні?

12. З яких частин складається гідравлічне зчеплення?

Перелік посилань

1. Барский И. Б. Сцепления транспортных и тяговых машин / И. Б. Барский, С. Г. Борисов, В. А. Галягин и др. : под ред. Ф. Р. Геккера и др. М. : Машиностроение, 1989. 344 с.

2. Основенко Н. Е. автомобили. Трансмиссия : учеб. пособие К. : УМК ВО, 1989. 139 с.

3. Петров В. А. Автоматические сцепления автомобилей. М. : Машиностроение, 1961. 275 с.

4. Осепчугов В. В., Фрумкин А. К. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета : учеб. для студ. вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство». М. : Машиностроение, 1989. 304 с.

3 КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

3.1 Визначення поняття «коробка передач»

Коробка передач – це агрегат трансмісії автомобіля, що дозволяє погоджувати навантажувальні режими роботи двигуна з опорами, що долає автомобіль, а також розширювати діапазон зміни сили тяги, що підводиться до коліс, і швидкостей руху автомобіля. Крім того, коробка передач дає можливість змінювати напрямок переданого крутного моменту і від'єднувати двигун від трансмісії на тривалий час.

3.2 Особливості використання автомобілів, які передбачають зміну передатних чисел в трансмісії

Умови руху в міському циклі, що представляє собою чергування фаз:

- розгону;
- рівномірного руху;
- уповільнення;
- стоянки з працюючим на холостому ході двигуном.

Умови руху в замському циклі:

- короткочасне подолання складних ділянок шляху;
- необхідна динаміка розгону.

Рух в різних дорожніх умовах.

Транспортні умови експлуатації різних за призначенням автомобілів.

3.3 Вимоги, класифікація, короткий огляд застосовності коробок передач. Поняття діапазону та щільності передатних чисел

До коробок передач пред'являються такі вимоги:

– забезпечення оптимальних тягово-швидкісних і паливо-економічних властивостей автомобіля при заданій зовнішній характеристиці двигуна;

- безшумність при роботі та перемиканні передач;
- легкість керування;
- високий ККД;
- надійність роботи і простота обслуговування;
- простота і дешевизна конструкції;
- мінімальна вага і габаритні розміри.

3.4 Оціночні параметри

Для аналізу і оцінки конструкцій коробок передач служить ряд оціночних параметрів, які визначаються вимогами, що пред'являються до коробок передач різного типу.

Діапазон передатних чисел:

$$D = u_{кп_{\max}} / u_{кп_{\min}}, \quad (3.1)$$

де D – діапазон передатних чисел або діапазон коробки передач.

В легкових автомобілях і автобусах малої місткості на їх базі $D = 3...4$.

У вантажних автомобілях в залежності від вантажопідйомності і призначення $D = 5...8$. Такий ж діапазон мають автобуси середньої та великої місткості з механічною коробкою передач.

Автомобілі-тягачі і автомобілі високої прохідності мають $D = 9...13$. У цих межах знаходиться діапазон передатних чисел для автомобілів технологічного призначення, у яких повинна бути передбачена швидкість близько 2...3 км/год. Сталий рух з такою швидкістю може бути забезпечено тільки при великому значенні передатного числа нижчої передачі, а також при застосуванні роздавальної коробки із заниженою передачею.

Число передач і щільність ряду передатних чисел

Щільність ряду характеризується відношенням передатних чисел сусідніх передач. Чим більше число передач, тим вище щільність ряду, тим більшою мірою виконується вимога забезпечення високих тягових і економічних властивостей автомобіля. У сучасних конструкціях коробок передач показник щільності ряду передач прагнуть виконувати в межах 1,1...1,5, причому на вищих, синхронізованих передачах показник щільності повинен бути якомога ближче до нижнього значення.

Крім підвищення тягових і економічних властивостей, велика щільність ряду дозволяє синхронізаторам працювати в більш сприятливих умовах, так як для вирівнювання кутових

швидкостей елементів, що з'єднуються, швидкості яких мало відрізняються, потребується менша робота тертя.

Рівень шуму, який виникає при роботі

Цей параметр залежить від якості, точності виготовлення і типу зубчастих пар, жорсткості валів і картера коробки. Менший рівень шуму забезпечують косозубі і шевронні зубчасті колеса (одночасно їм властива велика міцність).

При недостатній жорсткості валів порушується зачеплення, що супроводжується підвищенням рівня шуму.

Картер коробки передач не повинен резонувати – резонансні складові значно збільшують рівень шуму. Надати картеру достатню жорсткість можна шляхом створення раціональної форми і оребрення. Параметром оцінки рівня шуму може служити ККД, так як шум завжди супроводжується втратою енергії.

Легкість керування

Оціночними показниками є:

- зусилля на важелі керування;
- складність маніпуляцій, яка визначається ступенем складності самої конструкції коробки передач і її приводу (синхронізатори, електричні і пневматичні приводи, автоматизація керування ступінчастою коробкою передач, автоматичні передачі).

Металоемність конструкції, трудомісткість виготовлення і вартість оцінюється відношенням маси коробки передач до потужності двигуна:

- ступінчасті коробки передач автомобілів:
- легкових 0,3...0,5 кг/кВт;
- вантажних 0,5...2,0 кг/кВт;
- гідромеханічні коробки передач – 0,35...2,0 кг/кВт;
- електромеханічні передачі – 5...10 кг/кВт.

Ресурс:

- легкові автомобілі 125...250 тис. км;
- вантажні автомобілі і автобуси 250...500 тис. км.

3.5 Класифікація коробок передач

Далі розглянемо класифікацію коробок передач. При цьому можна розглядати дві загальні класифікаційні ознаки:

- характер зміни передатного числа;
- принцип керування.

За *характером зміни* передатного числа розрізняють коробки передач:

- безступінчаста;
- комбінована;
- ступінчаста.

За *принципом керування* розрізняють коробки передач:

- автоматичні;
- напівавтоматичні;
- з преселекторним керуванням;
- з командним керуванням;
- з безпосереднім керуванням за місцем розташування

важеля перемикаччя:

- важіль на коробці;
- з дистанційним керуванням.

Далі всередині кожного типу розрізняють наступні приватні ділення.

Безступінчаста КП

<i>За способом перетворення крутного моменту</i>			
<i>Механічна</i> (за принципом дії)	<i>Гідравлічна</i> (за принципом дії)	<i>Електрична</i>	
фрикційна	гідрооб'ємна		
імпульсна	гідродинамічна (гідротрансформатор)		
<i>За характером регулювання</i>			
саморегульована		несаморегульована	

Комбінована КП

<i>Гідромеханічна</i> (частково ступінчаста)	<i>Електромеханічна</i> (частково ступінчаста)
гідротрансформатор + механічна КП	

Ступінчаста КП

<p><i>За конструктивною схемою</i></p> <p><i>з нерухомими осями за кількістю валів:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> – двовальна – тривальна; – багатовальна <p><i>За розташуванням веденого валу:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> – зі співвісними валами; – з паралельними валами <p><i>За рухомими осями (планетарна):</i></p> <ul style="list-style-type: none"> – із зовнішнім зачепленням; – з комбінованим зачепленням; – комбінована <p><i>За конструкцією перемикаючих приладів:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> – з рухомими зубчастими колесами (каретками); – з муфтами легкого вмикання; – із синхронізаторами 	<p><i>За кількістю ступенів багатоступінчаста:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> – з мультиплікатором (дільником); – з демультіплікатором – з дільником і демультіплікатором; – триступінчаста; – чотиріступінчаста; – п'ятиступінчаста <p><i>За кількістю ступенів свободи:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> – дві, три, чотири, зі змінним числом (число ступенів свободи більше на одиницю числа елементів керування КП, що вмикаються на одній передачі) <p><i>За способом керування:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> – з безпосереднім керуванням; – з дистанційним керуванням; – напівавтоматична; – автоматична 	<p><i>За формою зубів:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> – прямозуба; – косозуба; – шевронна; – змішана <p><i>За типом зачеплення:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> – із зовнішнім зачепленням; – із внутрішнім зачепленням <p><i>За способом мащення:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> – розбризкуванням; – примусова (під тиском від масляного насоса) <p><i>За способом вмикання:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> – за допомогою зубів; – за допомогою фрикційних елементів: – конічні; – дискові; – стрічкові; – колодкові
--	---	--

3.6 З історії розвитку конструкцій коробок передач і реалізації ознак класифікації

У 1904 році брати Стартевенти з Бостона показали свій прототип автоматичної трансмісії. Коробка мала дві передачі, і суть механізму була дуже схожа на трохи доопрацьовану

механічну коробку передач. Проблема була в тому, що промисловість на той момент не готова була робити такі коробки серійно, тому далі концепту справа не зайшла.

Наступний крок зробив Ford зі своїм Model T. Машина оснащувалася планетарною коробкою передач і мала дві передачі вперед і одну – назад. Перевагою такої коробки було значне спрощення керування, а ми ж пам'ятаємо, що машина створювалася не для інженерів Фрідріхів, а для простих Біллі, яким інструкції були не доступні. Тоді ще не було синхронізаторів в коробках, і передачі переключалися не так просто, як зараз. На моделі T коробка управлялася педалями, і все що було потрібно – вчасно переключитися.

Планетарний механізм був дуже зручний для конструкторів автоматичних передач. Для керування його передатним числом і напрямом обертання вихідного валу, здійснюваного за рахунок гальмування окремих частин планетарної передачі, могли бути використані порівняно невеликі й до того ж постійні зусилля з залученням в якості виконавчих механізмів фрикціонів і стрічкових гальм. Керування останніми за допомогою сервоприводів в ті роки не викликало особливих труднощів, так як вже було добре відпрацьовано, наприклад, на танках, де фрикціони використовувалися для розвороту. Крім того, була відсутня необхідність вирівнювати швидкості окремих елементів, так як всі шестерні планетарної передачі знаходяться в постійному зачепленні. В протилежність цьому автоматизація «класичної» механічної коробки передач при всій логічності такого рішення в ті роки зустрічала цілу низку суттєвих ускладнень, в першу чергу, пов'язаних саме з відсутністю відповідних для використовуваного в ній принципу перемикання передач сервоприводів. Для переміщення шестерень або муфт включення і введення їх в зачеплення один з одним були потрібні надійні і швидкодіючі виконавчі механізми, що забезпечують чималі зусилля і робочі ходи – набагато більші, ніж необхідні для стиснення блоку фрикціонів або затягування стрічкового гальма. Задовільного вирішення це завдання отримало лише ближче до середини 50-х років XX століття, а придатне для масових моделей – тільки в останні десятиріччя, зокрема, після появи

багатоконусних синхронізаторів на кшталт використовуваних в коробках передач типу DSG.

Наприклад, цікавою коробкою була «Вільсон», що встановлюється на малолітражки англійської фірми BSA. Для гальмування елементів планетарного механізму були застосовані стрічкові гальма. Вибір передачі здійснювався підрульовим важелем, а безпосереднє включення передачі – натисканням на педаль. Коробка Вільсона була преселекторною, тобто водій міг заздалегідь вибрати потрібну передачу, яка включалася тільки після натискання на педаль перемикачання передачі, що розташовувалася зазвичай на місці педалі зчеплення – без необхідності точно координувати дії важелем і педаллю, що спрощувало водіння і прискорювало перемикачання, особливо в порівнянні з тодішніми несинхронізованими механічними коробками передач. Але головна заслуга коробки Вільсона – це те, що вона першою отримала перемикач, практично як в сучасних коробках, а для американців вона і до цього дня залишається стандартом. Крім того, всі позиції перемикача вже практично відповідали загальноприйнятим (законодавчо положення P-R-N-D-L були прийняті в середині 1960-х).

Однак першу в світі повністю автоматичну коробку передач створила інша американська фірма – General Motors. У 1940 модельному році така стала доступна в якості опції на автомобілях марки Oldsmobile, потім Cadillac, згодом – Pontiac. Вона несла комерційне позначення Hydra-Matic та представляла собою комбінацію гідромумфи і чотириступінчастої планетарної коробки передач з автоматичним гідравлічним керуванням. Система керування враховувала такі чинники, як швидкість автомобіля і положення дросельної заслінки. Hydra-Matic використовувалася не тільки на автомобілях всіх підрозділів GM, але і на автомобілях таких марок, як Bentley, Hudson, Kaiser, Nash і Rolls-Royce, а також деяких моделях військової техніки. З 1950 по 1954 рік автомобілі Lincoln також забезпечувалися АКП Hydra-Matic. Згодом німецький виробник Mercedes-Benz розробив на її основі досить схожу за принципом роботи чотириступінчасту АКП, хоча і маючу значні конструктивні відмінності.

Справжній бум у розвитку «автоматів» був в 1950-х роках, і до середини 1960-х коробки були практично ідентичні сучасними. У них навіть замінили китову ворвань на синтетичні мастила, що серйозно знизило ціну на коробки і їх подальше обслуговування.

У 1980-х коробки отримали економічні чотириступінчасті версії, але головне – мікропроцесорне керування, що дозволило істотно зменшити кількість елементів, що рухаються. Коробки стали надійнішими, на порядок зручнішими, а головне – швидшими і більш економічними, ніж «механіка». Здавалося б, механічні коробки повинні були залишитися в минулому і там, де вони дійсно потрібні, але бажання заробляти не дозволяє автовиробникам піти на такий крок. Бути може, електрокари їх «підштовхнуть» за допомогою соленоїдів, а не механіки.

3.7 Короткий огляд застосовності коробок передач

На більшості легкових і вантажних автомобілів встановлюють ступінчасті коробки передач.

Двовальні коробки передач (рис. 3.1) з числом передач 4–5 застосовують для передньопривідних автомобілів малого класу (ЗАЗ, ВАЗ, АЗЛК, і задньопривідних – із заднім розташуванням двигуна.

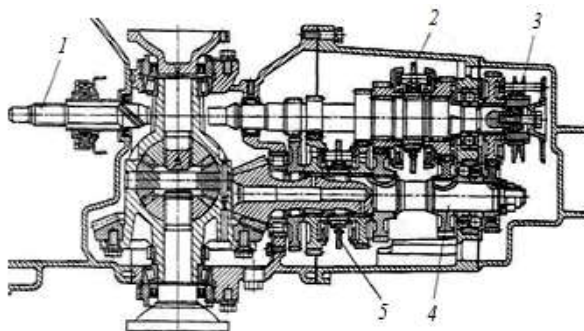


Рисунок 3.1 – Двовальна коробка передач: 1 – ведучий вал; 2 – синхронізатор третьої і четвертої передач; 3 – синхронізатор п'ятої передачі; 4 – ведений вал; 5 – синхронізатор першої та другої передач

Тривальні (рис. 3.2) використовують для легкових автомобілів, виконаних за класичною схемою, вантажних автомобілів малої та середньої вантажопідйомності і автобусів.

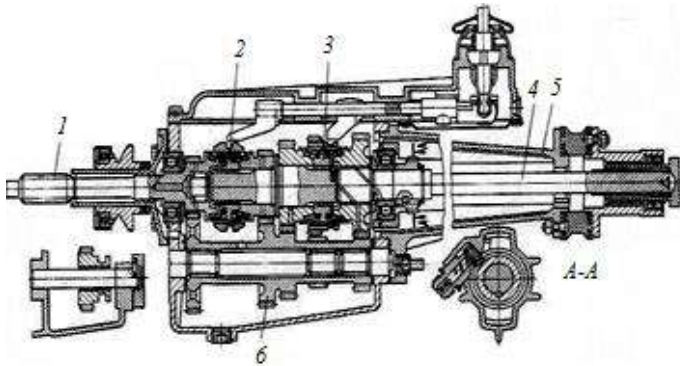


Рисунок 3.2 – Десятиступінчаста коробка передач автомобіля КамАЗ-5320:
 1 – синхронізатор прямої та підвищувальної передач; 2 – синхронізатор четвертої та п'ятої передач; 3 – синхронізатор другої та третьої передач;
 4 – зубчаста муфта першої передачі та заднього ходу

Багатовальні (рис. 3.3, 3.4) використовують на автомобілях великої вантажопідйомності для збільшення числа передач з метою поліпшення тягових і економічних властивостей.

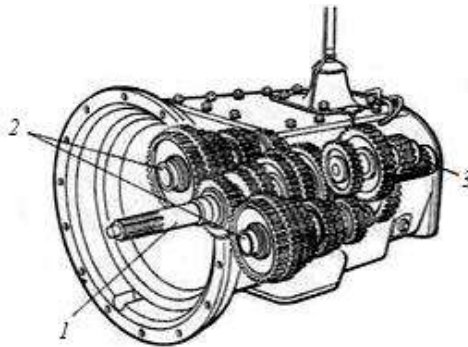


Рисунок 3.3 – Коробка передач з двома проміжними валами вантажного автомобіля: 1–3 – вали відповідно ведучий, проміжний і ведений

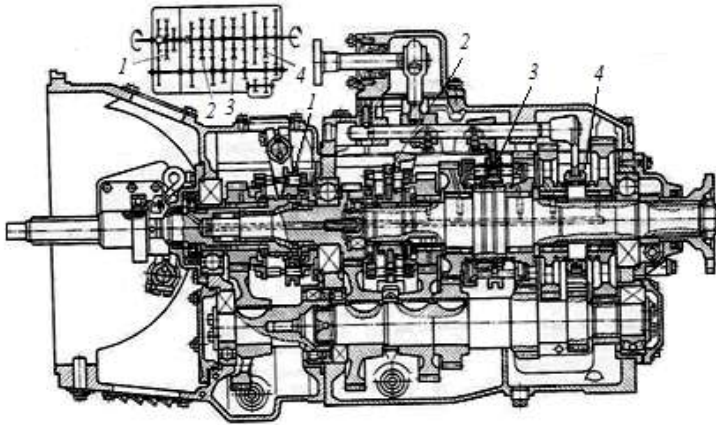


Рисунок 3.4 – Десятиступінчаста коробка передач автомобіля КамАЗ-5320:
 1 – синхронізатор прямої та підвищувальної передач; 2 – синхронізатор четвертої та п'ятої передач; 3 – синхронізатор другої та третьої передач;
 4 – зубчаста муфта першої передачі та заднього

В основі конструкції багатоставних коробок передач лежить чотири-, п'яти- або шестиступінчаста тривальна коробка передач, в загальному картері з якою розміщений підвищувальний редуктор (дільник) або понижуючий редуктор (демультиплікатор), а іноді в одному картері з коробкою передач розміщуються і дільник, і демультиплікатор. При застосуванні багатоставних коробок передач число передач може бути від 8 до 24.

Безступінчасті передачі фрикційного типу (варіатори з гнучким зв'язком) отримали деяке поширення на автомобілях малого класу («Фіат Уно» та ін.). Розробки в цьому напрямі проводяться і рядом інших передових фірм автомобілебудування – «Фольксваген», «Форд» та ін. (рис. 3.5, 3.6).

Варіатор Durashift CVT – спільна розробка «Форда» і фірми ZF.

У цій конструкції момент від двигуна передається через трансформатор, який полегшує рушення з місця, але при досягненні 20 км/год блокується, щоб не збільшувати витрату палива. Для виключення заднього ходу використовується планетарна передача. Основа варіатора – набраний з дрібних металевих ланок ремінь. Працює він не тягнучою гілкою, а тією, що штовхає.



Рисунок 3.5 – Вариатор Durashift CVT (сумісна розробка «Форд» та фірми ZF)

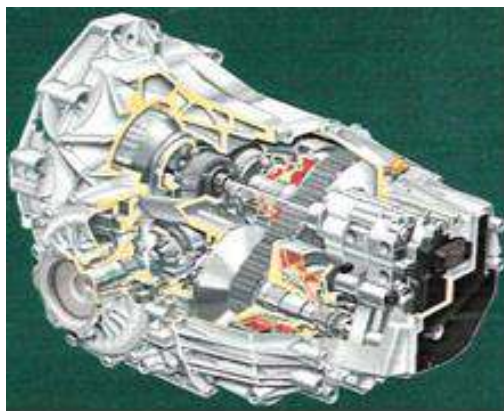


Рисунок 3.6 – Основа варіатора «Мультитронік» (набірний ланцюг «Ауди», А6)

Безступінчасті передачі імпульсного типу, що пропонувалися в різних варіантах в 20–30х роках, не отримали скільки-небудь помітного застосування.

З усіх типів безступінчастих передач найбільш широкого впровадження отримали гідродинамічні (гідротрансформатори), які застосовуються в поєднанні з автоматично керованою ступінчастою коробкою – гідромеханічні передачі (рис. 3.7, 3.8).



Рисунок 3.7 – Ремінь

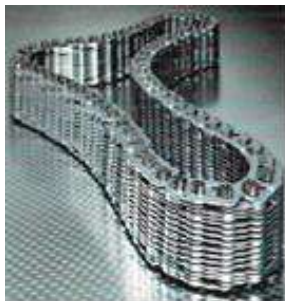


Рисунок 3.8 – Ланцюг

Результатом впровадження, наприклад, «7 Джитронік» (7G-Tronic) на моделях E500, S400, S500, SL500, в порівнянні з шестиступінчастою, повинна стати економія бензину (до 0,6 л/100 км) і скорочення часу розгону до першої сотні на 0,3 с. Еластичність в діапазоні 60–120 км/год покращилася ще помітніше. Конструктори думали і про комфорт. Раніше перемикання вниз на два ступеня супроводжувалося помітним ривком, особливо неприємним для пасажирів престижного автомобіля. Тепер перехід з сьомої на п'яту або з шостої на четверту буде, за запевненням розробників, абсолютно непомітним. Передатні числа в новому агрегаті підібрані так, що «відстань» між першою і останньою сходинками не більші, ніж в шестиступінчастих коробках. «Зайва» передача робить «автомат» схожим за характеристиками на безступінчастий варіатор. Цікаво, що з ростом числа ступенів робота керуючого контролера і сервоприводів навіть спростилися. Наприклад, в режимі «кік-даун» (педаць в підлогу) перемикання йде за схемою VII-V-III, раніше в такій ситуації «клацають» все передачі. Ще одна особливість «семиступки»: гідротрансформатор може блокуватися не тільки на вищих передачах як раніше, але навіть, і на першій, що зменшує час роботи агрегату з пробуксовкою і знижує витрату палива.

Автоматичне керування коробкою передач і зчепленням виконано в конструкції автомобіля БМВ М5 (рис. 3.9, 3.10).

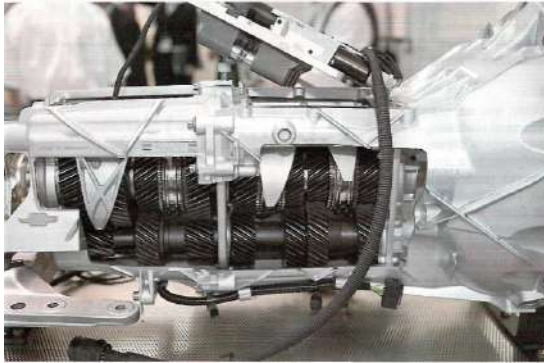


Рисунок 3.9 – Автоматична система керування вальною коробкою передач БМВ М5

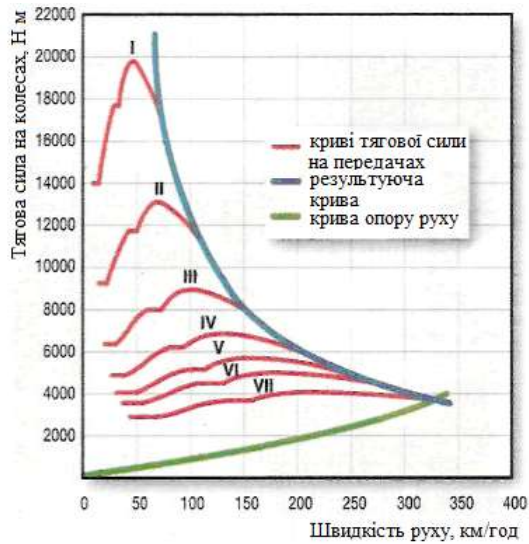


Рисунок 3.10 – Тяговий баланс для БМВ М5

Семиступінчастий агрегат SMG III Drivelogic відрізняє унікально малий час перемикання – 0,065 с, що втричі швидше результату гонщика (0,15–0,2 с).

Семиступінчаста коробка традиційної двовальної схеми з гідравлічним приводом і електронним керуванням працює в парі з дводисковим зчепленням. Два диска дозволяють зменшити інерцію і при скромному діаметрі справляються з обертовим моментом до 550 Нм. В системі немає механічного зв'язку між органами керування та виконавчими механізмами, це дозволяє зменшити час спрацьовування. Натискання важеля на кермі або рух селектора на трансмісивному тунелі – і процес перемикання запущений.

Блок керування посилає сигнал електромагнітним клапанам, і гідропривід з тиском 9 МПа робить свою справу: вижимає зчеплення, вибирає передачу, переміщує синхронізатори, відпускає зчеплення. Двигун підлаштовується під цей процес автоматично, хоча водій не відпускає педалі газу – система керування ним пов'язана з контролером коробки передач високошвидкісною шиною даних. Перемикання «вниз» складніше: автоматика не забуває про «подвійний вижим» і «перегазовку». Те, про що сучасні водії давно не згадують.

Коробка БМВ-М5 налічує 11 базових програм: 6 ручних і 5 автоматичних. У ручних обираються час і «агресивність» перемикань, в автоматичних також алгоритм і чутливість до стилю водіння. Сім ступенів не примха, а вимушена міра, щоб вижати з мотора все можливості. Обмеженою електронікою «максималки» – 250 км/год БМВ-М5 досягає на п'ятій передачі, дві вищі – підвищувальні, з відключеним електронним «поводком» автомобіль здатний розвинути швидкість понад 320 км/год.

Цікавою є конструкція коробки передач трансмісії PSG, її система керування (рис. 3.11). Трансмісія PSG повинна була піти в серію з 2006 року. Завдяки двом сухим багатодисковим зчепленням одночасно вводяться в зачеплення шестерні двох передач. Далі механізм перемикання розмикає контур включеної передачі і замикає зчеплення наступної. В результаті силовий потік не переривається ні на секунду.

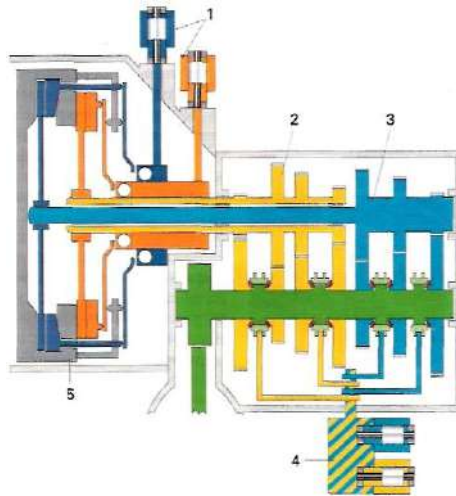


Рисунок 3.11 – Трансмісія PSG: 1 – актуатори зчеплень; 2 – шестерні парних передач; 3 – шестерні непарних передач; 4 – привід перемикання; 5 – подвійне зчеплення

В даний час напівавтоматичне керування трансмісією з механічною коробкою також має актуальність (рис. 3.12).

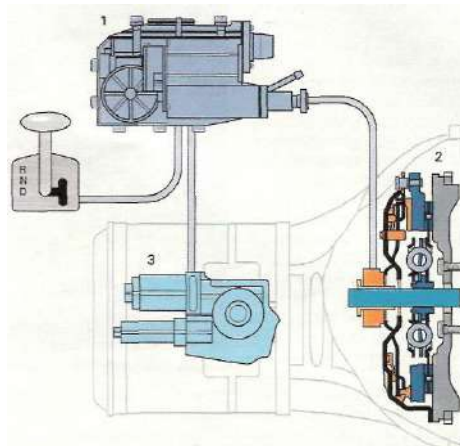


Рисунок 3.12 – Напівавтоматична трансмісія фірми ASG з електричними приводами зчеплення та переключення передач – «Опель-Корса»: 1 – привід зчеплення; 2 – зчеплення, що само регулюється; 3 – привід коробки передач

Роботизована коробка Durashift EST (трансмісія «Форда») – звичайна «механіка», тільки керує нею комп'ютер, а віджимати зчеплення і перемикає передачі довірено сервоприводам (рис. 3.13). Є і ручний режим: водій, смикнувши за важіль, не перемикає передачу, а дає команду комп'ютеру, а той вже задіє виконавчі механізми.



Рисунок 3.13 – Роботизована коробка Durashift EST (трансмісія «Форда»)

На вітчизняних автомобілях гідромеханічні передачі встановлюються на легкових автомобілях вищого класу Газ-14, ЗІЛ-4104, автобусах ЛіАЗ-677, автомобілях-самоскидах БелАЗ-548А і ряді спеціальних автомобілів, наприклад, МАЗ-543, 547 та інші.

3.8 Елементи конструкції ступінчастих коробок передач

Коробка передач складається з наступних елементів:

- редукторної частини;
- механізму перемикання передач.

Редукторна частина складається з наступних елементів:

- картера;
- кришки картера;
- первинного валу;
- вторинного валу;
- проміжного валу (для тривальних конструкцій);
- шестерні;
- пристрою вмикання передач;

- блоку шестерень заднього ходу;
- підшипників.

Механізм перемикання передач складається з:

- важеля перемикання;
- вилок, закріплених на повзунах;
- кулькових фіксаторів, що запобігають мимовільному включенню і вимкненню передач;
- замків, що відкидають одночасне вмикання двох передач;
- пружинного запобіжника, що ускладнює вмикання заднього ходу.

3.9 Класифікація механізмів вмикання передач

Механізми перемикання передач за принципом дії поділяються на:

- механічні;
- гідравлічні;
- гідроциліндри, що живляться від масляних насосів;
- пневматичні;
- електричні:
 - електромагнітні гальма;
 - електромагнітний фрикціон.

В цілому механізми вмикання діляться на:

- перемикаючі пристрої;
- механізми з легкими стрижнями (повзунами);
- механізми з поворотними важелями;
- механізми керування (механізми приводу):
 - неавтоматичні: селекторні (з командним керуванням); преселекторні (при переміщенні відповідного важеля підготовлені до перемикання, саме ж перемикання після додаткової команди);
 - з підсилювачем: електричний (електродвигун, електромагніт); гідравлічний; пневматичний (стиснене повітря); вакуумний (від розрядження у впускному колекторі);
 - автоматичні: можуть мати регулювання по одному параметру (швидкість автомобіля) або по двом (швидкість автомобіля і крутний момент двигуна);
 - напівавтоматичні – автоматичне перемикання на частини робочого діапазону.

3.10 Способи вмикання передач

У даний час включення передач за допомогою рухомих зубчастих коліс (кареток) застосовується, головним чином, для першої передачі та передачі заднього ходу, вмикання яких проводиться в умовах, коли автомобіль нерухомий.

Обмежене застосування рухливих зубчастих коліс для вмикання передач пояснюється двома причинами:

– при вмиканні ударне навантаження від сил інерції веденого диска зчеплення і обертювих з ним деталей коробки передач доводиться на один або два зуба коліс, які вмикаються, що призводить до швидкого зносу торців зубів, відколу зубів, а іноді до поломок;

– для вмикання передачі потрібно перемістити каретку на всю довжину зуба, що призводить до збільшення довжини коробки передач, а отже, і її маси.

Запилення торців зубів зубчастих коліс, що вмикаються, хоча і полегшує процес вмикання, але в той же час зменшує робочу довжину зуба. Рухоме зубчасте колесо і колесо, що з ним сполучається, зазвичай виконуються прямозубими. Однак принципово можливо виконати рухливе і сполучне зубчасті колеса косозубими («Москвич-401», «Каділлак» та ін.). Виникаючі на косозубому колесі осьові сили не можуть бути сприйнятими звичайними фіксаторами. Для сприйняття осьових сил шліци, по яким переміщається каретка, виконують спіральними.

Застосування в коробках передач зубчастих коліс постійного зачеплення призвело до необхідності використання для вмикання передач кулачкових або зубчастих муфт. В цьому випадку ударні навантаження при вмиканні розподіляються між усіма зубами або кулачками, що, однак, не знижує шуму при вмиканні та не полегшує процесу вмикання. Для полегшення процесу вмикання в недалекому минулому широкого поширення отримали так звані муфти легкого вмикання, у яких кулачки або зуби вкорочені через один, так само як кулачки або зуби зубчастого колеса, що вмикається. Вони у багато разів збільшують в процесі вмикання ймовірність попадання подовжених кулачків або зубів в проміжки між подовженими кулачками або зубами колеса, що

вмикається. Муфти легкого вмикання застосовуються на ряді автомобілів і на даний час.

3.11 Синхронізатори

Повністю виключають ударне навантаження і шум в процесі вмикання передач синхронізатори. В сучасних східчастих коробках передач застосовують синхронізатори, які вирівнюють кутові швидкості елементів, що з'єднуються перед вмиканням передач. Коробки передач можуть бути повністю синхронізовані, коли всі передачі вмикаються за допомогою синхронізаторів, але в більшості випадків поряд з синхронізаторами на вищих передачах застосовуються також кулачкові або зубчасті муфти, а часто рухливі зубчасті колеса (каретки) для вмикання нижчих передач.

На даний час використовують тільки інерційні синхронізатори, які блокують зубчасту муфту, що вмикає, до тих пір, поки кінетична енергія деталей, які обертаються, разом з веденим диском зчеплення (при вимкненому зчепленні та нейтральному положенні коробки передач) не буде поглинена роботою тертя в синхронізаторі. Цей момент часу відповідає повній рівності кутових швидкостей елементів, що синхронізуються.

Синхронізатори можуть бути:

- однобічного (для вмикання однієї передачі);
- двостороннього (для вмикання двох передач) дії.

Інерційний синхронізатор включає наступні елементи:

- вирівнюючий – фрикційний елемент, що поглинає енергію дотичних сил інерції обертових мас;
- блокувальний – пристрій, що перешкоджає переміщенню зубчастої муфти, що включає, до повного вирівнювання кутових швидкостей;
- вмикаючий – зубчаста муфта, що вмикає передачу.

Найбільшого поширення набули конусні синхронізатори (рис. 3.14 а–в), в яких вирівнюючим елементом є конусна муфта. Іноді застосовуються в якості вирівнюючого елемента багатодискові муфти (рис. 3.14 г).

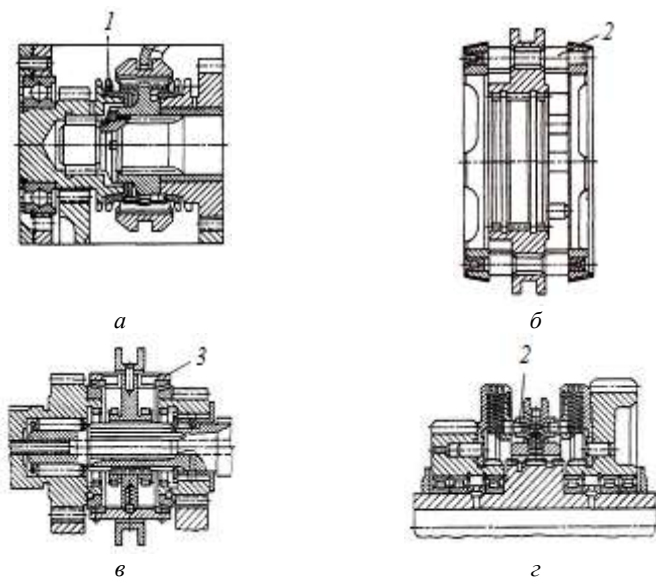


Рисунок 3.14 – Конструкція інерційних синхронізаторів різних типів:
1–3 – блокуючі елементи: зубчасте кільце, пальці, циліндр

3.12 Додаткові коробки

Додаткові коробки, виконані в окремому картері і з'єднані з основною коробкою (може бути коротка карданна передача), призначені для збільшення числа передач і діапазону передатних чисел.

В даний час застосовують раціональне рішення – основна КП і додаткова коробка виконуються в одному агрегаті, який отримав назву «багатоступінчаста коробка передач» (БКП).

БКП з трьома ступенями свободи утворюють на базі 4-, 5- або 6-ти ступінчастої КП, що має співвісну тривальну схему, шляхом установки до останньої попереду або позаду додаткового редуктора, частіше двоступінчастого.

БКП будують в основному за двома схемами:

- перша – додатковий редуктор має малий діапазон і встановлюється попереду основної КП (передній дільник);
- друга – додатковий редуктор має відносно великий діапазон і встановлюється ззаду основної КП (вальний демультіплікатор).

Передній дільник виконують з невеликим діапазоном, щоб уникнути перевантаження основної КП. Він створює ряд додаткових передатних чисел, що заповнює проміжки між передатними числами основної КП.

Демультіплікатор може бути як двоступінчастим, так і триступінчастим.

3.13 Гідротрансформатор: принцип роботи; параметри оцінки; загальна будова; класифікація

Гідротрансформатори є складовою частиною гідродинамічних передач, виконують функцію безперервно і автоматично трансформують силовий потік двигуна в залежності від дорожніх опорів, що зустрічаються на шляху руху автомобіля (трактора) у відносно вузькому діапазоні.

Гідротрансформатор, на відміну від гідромуфти, крім насосного Н і турбінного Т коліс, має нерухомий направляючий апарат (реактор) НА, який також, як і робочі колеса, складається з спеціально спрофільованих лопаток.

Направляючий апарат змінює напрямок потоку рідини та забезпечує постійний кут входу рідини на лопатки насосного колеса. Таким чином, умови їх обтікання практично не змінюються при зміні режиму роботи турбінного колеса і це дає можливість перетворювати (трансформувати) момент, що передається гідротрансформатором.

Оскільки момент на будь-якому валу взагалі прямо пропорційний потужності та зворотно пропорційний частоті обертання, то при постійній потужності і зменшенні частоти обертання турбінного валу момент на ньому повинен збільшуватися (і навпаки).

Переваги:

- здатність автоматично змінювати передатне відношення при зміні опору руху, що полегшує керування автомобілем і підвищує безпеку руху, так як водій менше втомлюється;

- здатність гасити крутильні коливання в трансмісії і знижувати можливість передачі ударних навантажень; ресурс двигуна і трансмісії збільшується приблизно в 2 рази;

- підвищення прохідності автомобіля у важких умовах в результаті безперервного підведення крутного моменту до коліс

(розрив в підводі моменту при перемиканні передач в ступінчастій коробці передач призводить до зниження швидкості руху, а часто до повної зупинки. Для зрушення автомобіля в цьому випадку потрібно підвести підвищений момент до коліс для подолання сил інерції, що часто викликає буксування ведучих коліс.

- малі розміри і маса гідротрансформатора;
- підвищення комфортабельності (плавність початку ходу, відсутність ривків).

Недоліки:

- порівняно низький, ніж у східчастих коробок передач ККД;
- неможливість автономного використання на автомобілях через порівняно малий діапазон ($D = 2 \dots 3$), з цієї причини він завжди застосовується із ступінчастою коробкою передач;

- складність конструкції, висока вартість.

Основними параметрами оцінки гідротрансформатора є:

- передатне відношення, i ;

- коефіцієнт трансформації, K ;

- ККД, η ;

- коефіцієнт моменту на валу насоса, λ_n ;

- коефіцієнт прозорості, Π .

ККД трансформатора так же, як і гідromуфти, являє собою відношення потужності, що знімається з турбінного колеса, до потужності, що витрачається на обертання насосного колеса:

$$\eta_{ГТ} = \frac{N_m}{N_n} = \frac{M_m \omega_m}{M_n \omega_n} = K_i.$$

В робочому діапазоні $\eta = 0,85 \dots 0,92$. Максимальне значення ККД при $i = 0,7 \dots 0,8$.

Передатне відношення:

$$i = \frac{\omega_m}{\omega_n} = \frac{1}{u_{ГТ}},$$

де $u_{ГТ}$ – передатне число гідротрансформатора.

Коефіцієнт трансформації:

$$K = \frac{M_m}{M_n}$$

Коефіцієнт моменту насоса:

$$\lambda_n = \frac{M_n}{\rho \cdot \omega_n^2 \cdot D_{ак}^5}$$

Коефіцієнт прозорості – відношення коефіцієнта моменту насоса при зупиненій турбіні ($\omega_m = 0$) до коефіцієнта моменту насоса при коефіцієнті трансформації $K = 1$. Це відношення характеризує властивість гідротрансформатора навантажувати двигун.

Залежно від конструкції розрізняють:

- непрозорий ($\Pi = 1$) – при зміні режиму роботи турбіни не змінюється навантажувальний режим насоса, а отже, двигуна;
- з прямою прозорістю ($\Pi > 1$) – збільшення навантаження турбіни тягне за собою зростання навантаження двигуна. Для автомобільних гідротрансформаторів $\Pi = 1, 2, \dots, 2, 5$.
- зі зворотною прозорістю ($\Pi < 1$) в автомобілях не застосовуються.

Класифікація гідротрансформаторів

Гідротрансформатори, що застосовуються в ГМП автомобілів та інших машин, можна класифікувати за такими ознаками.

1. У напрямку обертання валів насосного і турбінного коліс:

- прямого ходу (рис. 3.15 а),
- зворотного ходу (рис. 3.15 б);
- реверсивні (рис. 3.15 в).

2. За кількістю турбінних коліс:

- трансформатори одноступінчасті (одне турбінне колесо):
 - комплексний з одним реакторним колесом (рис. 3.16 а);
 - комплексний з двома реакторними колесами (рис. 3.17 б);

– багатоступінчасті (декілька турбінних коліс).

3. За конструктивним оформленням лопаток:

– лопатки, що повертаються.

У трансформаторів прямого ходу колеса направляючого апарату (реактора) встановлюються зазвичай перед насосним колесом, якщо дивитися у напрямку циркуляції робочої рідини, і рідина, що виходить з насосного колеса обертає турбінне колесо в сторону насосного колеса.

У трансформаторів зворотного ходу колеса направляючого апарату встановлюються за насосним колесом. У цьому випадку потік робочої рідини при відповідному виборі кутів нахилу лопаток реактора може прийняти за реактором напрямок, протилежний потоку до реактора, внаслідок чого турбіна отримує зворотне обертання.

Трансформатори реверсивні мають два пов'язаних між собою напрямних апарата з різним профілем лопаток. Направляючі апарати можуть зрушуватися, і один з них вводиться в коло циркуляції; виходить пряме або зворотне обертання турбінного колеса по відношенню до насосного.

На рисунку 3.15 представлені порожнини циркуляції розглянутих трьох типів гідротрансформаторів.

У ГМП вітчизняних автомобілів застосовуються тільки трансформатори прямого ходу, що мають більш високий ККД, ніж трансформатори зворотного ходу. Реверсивні трансформатора не застосовуються, так як в ГМП реверс здійснюється простіше – зубчастим механізмом.

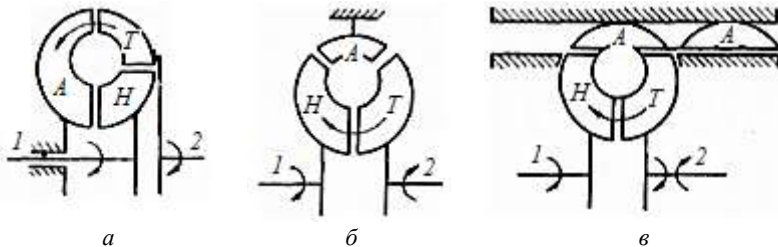


Рисунок 3.15 – Схеми кола циркуляції гідротрансформаторів:
a – прямого ходу; *б* – зворотного ходу; *в* – реверсивного ходу

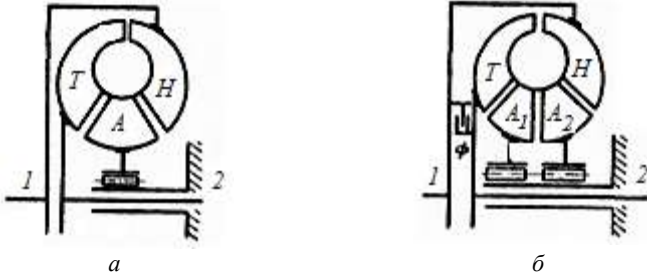


Рисунок 3.16 – Гідротрансформатор з блокувальними фрикціонами:
a – комплексний з одним реакторним колесом; *б* – комплексний з двома реакторними колесами

У комплексному трансформаторі направляючий апарат встановлений на муфті вільного ходу. При передатному числі t_{TH} , близькому до одиниці, крутний момент на реакторі стає рівним нулю (муфта вимикається) і трансформатор перетворюється в гідромufту; ККД його різко підвищується і може досягати 0,95–0,96 (рис. 3.17). На рисунку показаний режим роботи трансформатора *1* і режим роботи гідромufти *2*.

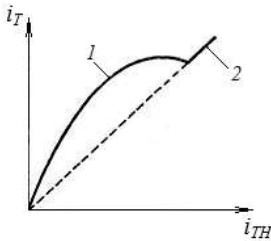


Рисунок 3.17 – Характеристика комплексного гідротрансформатора з одним реакторним колесом:
1 – режим трансформатора;
2 – режим гідромufти

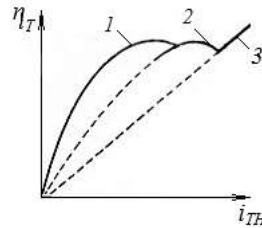


Рисунок 3.18 – Характеристика комплексного гідротрансформатора з двома реакторними колесами:
1 – режим трансформатора;
2, 3 – режим гідромufти

Трансформатор може мати два колеса направляючого апарата, кожне з яких встановлено на муфті вільного ходу.

В міру підвищення передатного числа i_{TH} відмикається спочатку одне колесо і трансформатор з режиму *1* переходить на режим *2* (рис. 3.18). Після вимкнення другого колеса

трансформатор переходить на режим 3 гідромумфи. Це те ж саме, як якщо б трансформатор був з'єднаний з коробкою передач на дві ступені.

На рисунку 3.19 показана робоча порожнина триступеневого гідротрансформатора. Тут між колесами турбіни T_1 , T_2 і T_3 розташовуються колеса направляючого апарату A_1 і A_2 . Колеса турбіни жорстко пов'язані між собою, а колеса направляючого апарату загальмовані.

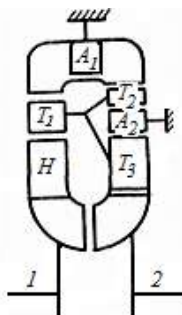


Рисунок 3.19 – Триступеневий гідротрансформатор:
 T_1 , T_2 , T_3 – колеса турбін; A_1 , A_2 – колеса направляючого апарата

Прагнення до підвищення ККД трансформатора призвело до створення трансформатора з поворотними лопатками. Ідея цього трансформатора полягає в тому, що, повертаючи лопатки, тобто міняючи кути входу і виходу рідини з каналів колеса, змінюють характеристику трансформатора, пристосовуючи її до зміни умов руху автомобіля. При цьому підвищується економічність роботи ГМП і може бути зменшено число ступенів в додатковій коробці.

3.14 Комбіновані гідромеханічні передачі, області їх застосування

Гідромеханічні передачі, що застосовуються на автомобілях, різноманітні як за конструкцією гідротрансформатора, так і за конструкцією ступінчастої коробки передач.

Гідромеханічні передачі з вальними коробками передач

В гідромеханічних передачах вантажних автомобілів і автобусів поєднують гідротрансформатором ступінчасті коробки

передач з числом ступенів від двох до шести. Застосовуються як коробки передач з рухомими осями валів, так і планетарні, в більшості випадків з автоматичним керуванням. Деяке поширення отримали гідромеханічні передачі, які об'єднують гідротрансформатор, зчеплення і коробку передач – ГЗК.

Гідротрансформатор пов'язаний зі звичайною, стандартною ступінчастою коробкою передач за допомогою стандартного зчеплення (іноді з автоматичним приводом), причому перемикання передач здійснюється ручним способом. Перевагою ГЗК є менша (приблизно в 2 рази) вартість в порівнянні з автоматизованою гідромеханічною передачею. У той же час така конструкція має великі розміри і трохи більшу металоємність.

Наприклад, на рисунку 3.20 наведена одна з конструкцій ГЗК фірми ZF, які називаються WSK. Конструкція призначена для автомобілів великої вантажопідйомності.

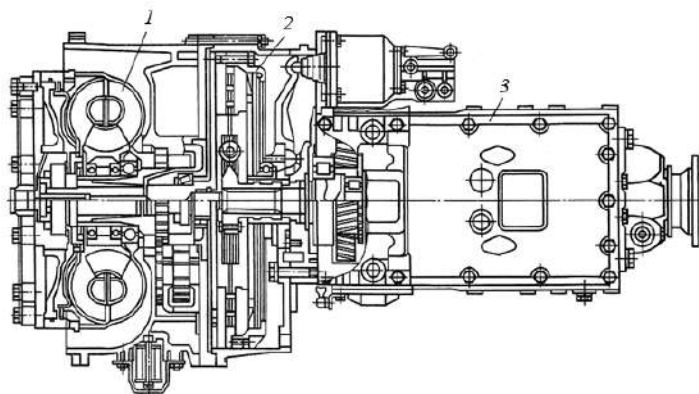


Рисунок 3.20 – Гідромеханічна передача ГЗК:

1 – гідротрансформатор; 2 – зчеплення; 3 – ступінчаста коробка передач

Дана конструкція призначена для вантажних автомобілів великої вантажопідйомності. Тут застосований:

- триколісний комплексний гідротрансформатор, що блокується фрикціоном при виході на режим гідромумфи (коефіцієнт трансформації $K = 2,5$);

- однодискове зчеплення з діафрагмовою пружиною;

– стандартна шестиступінчаста синхронізована коробка передач (діапазон $D = 6,38$).

Для даної конструкції досить однодискового зчеплення, так як воно призначено тільки для вимкнення ведучого валу коробки передач від валу турбіни гідротрансформатора при перемиканні передач, а функцію буксування (ковзання) під час увімкнення передачі виконує гідротрансформатор. При гальмуванні зчеплення залишається увімкненим. Для керування зчепленням призначений пневмоциліндр, який через гідропривід пов'язаний з педаллю зчеплення.

Гідромеханічні передачі з вальними коробками передач застосовуються, головним чином, на вантажних автомобілях і автобусах. Ці передачі виконуються в залежності від умов використання:

- двовальними;
- тривальними;
- багатовальними.

Для перемикання передач в таких коробках використовують багатодискові муфти, що працюють в оливі. У деяких конструкціях для вмикання нижчої передачі та передачі заднього ходу призначена зубчаста муфта. Перемикання передач фрикційними муфтами можна здійснювати без зниження кутової швидкості колінчастого валу двигуна, тобто без розриву потужності, що передається.

Наприклад, на рисунку 3.21 наведена схема гідромеханічної передачі з двовальною триступеневою коробкою передач автомобіля-самоскида БелАЗ-540 і графічне зображення силового потоку при вмиканні різних передач.

Вмикання всіх передач здійснюється фрикційними муфтами $\Phi_I \dots \Phi_{IV}$ за допомогою гідроприводу. Керування коробкою ручне.

Застосування двовальної коробки передач, передатне число якої обмежується деякими межами, оскільки крутний момент передається через одну зубчасту пару, в даній конструкції пояснюється специфікою компоновання автомобіля-самоскида. Коротка база і співвісна тривальна коробка передач обумовлюють роботу карданної передачі під великим кутом нахилу. При неспіввісній двовальній коробці передач осі веденого валу і валу головної передачі майже збігаються.

При вмиканні однієї з передач три фрикційні муфти обертаються вхолосту з відносним проковзуванням між ведучими і веденими дисками, що визначаються різницею кутових швидкостей, що призводить до деяких гідравлічних втрат і невеликому зниженню ККД коробки передач.

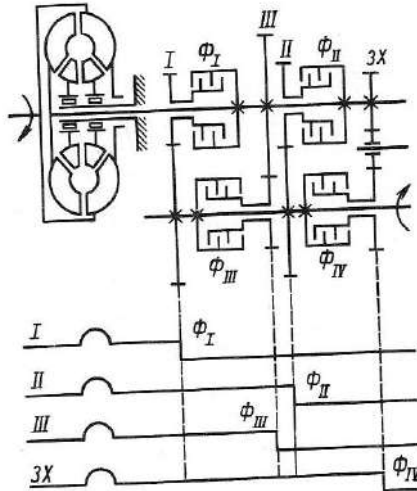


Рисунок 3.21 – Схема гідромеханічної передачі автомобіля-самоскида БелАЗ-540

Далі, на рисунку 3.22 показана схема гідромеханічної передачі з тривальною двоступінчастою коробкою передач, яка застосовується на автобусах сімейства ЛіАЗ.

Гідротрансформатор – триколісний одноступінчастий комплексний, автоматично блокується при досягненні заданої швидкості руху $K = 3,2$.

Коробка передач:

- на передачах, які забезпечують рух вперед, зубчата муфта постійно блокує зубчасте колесо першої передачі на відомому валу;
- на передачі заднього ходу – зубчасте колесо заднього ходу на тому ж валу.

Перемикання передач повністю автоматизовано і відбувається в залежності від швидкості руху і навантаження. Так само є дублююче ручне керування.

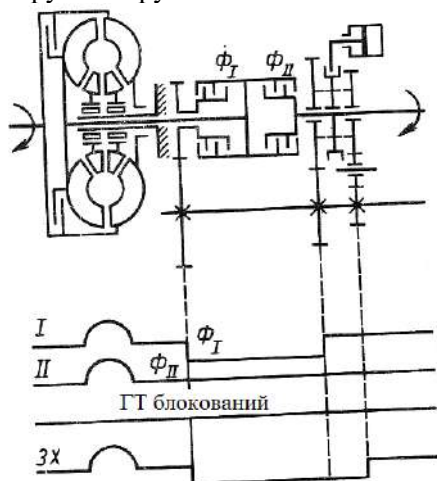


Рисунок 3.22 – Схема гідромеханічної передачі автобуса ЛіА3-677

3.15 Гідромеханічні передачі з планетарними коробками передач

У порівнянні з іншими типами гідромеханічні передачі з планетарними коробками передач набули найбільшого поширення. Вони використовуються для легкових, вантажних автомобілів і автобусів. Це пояснюється притаманними планетарним коробкам передач перевагами, до яких слід віднести:

- компактність конструкції, тобто менші розміри і, отже, мала металоємність;
- більший термін служби, що пояснюється порівняно малою навантаженістю зубчастих коліс, валів і підшипників, тому що навантаження на зубці розподіляється декількома сателітами, а вали і підшипники розвантажені від радіальних навантажень;
- велику жорсткість конструкції, що сприяє зниженню рівня шуму.

Недоліками планетарних передач являються їх складність, висока вартість, а також кілька знижений ККД в результаті

великого числа зубчастих пар, які перебувають одночасно в зачепленні.

Перемикання передач в планетарній коробці здійснюється за допомогою фрикційних елементів – фрикційних муфт і стрічкових гальмівних механізмів.

Частина фрикційних елементів при вмиканні однієї передачі пробуксовують, що також впливає на зниження ККД.

Планетарна коробка передач в залежності від числа передач може включати один або кілька елементарних планетарних рядів, кінематично пов'язаних між собою в різних поєднаннях. Застосовуються два основних типи планетарних передач: передачі, що мають шестерні з внутрішнім зачепленням (рис. 3.23) і передачі, що складаються тільки з шестерень із зовнішнім зачепленням.

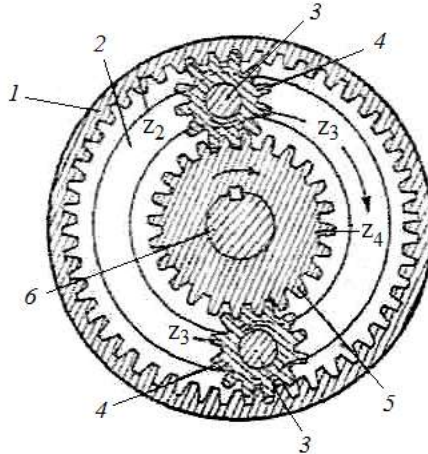


Рисунок 3.23 – Планетарна передача з внутрішнім зачепленням

Планетарна передача складається з трьох основних ланок:

- сонячної шестерні 5;
- шестерні з внутрішніми зубцями – коронної або вінцевої шестерні 1;
- водила 2 з жорстко закріпленими пальцями 3;
- сателітів 4.

Причому, кожна з цих трьох ланок може залишатися нерухомою і тоді крутний момент буде передаватися через дві

інші ланки. Розглянутий тип планетарної передачі дозволяє отримати шість варіантів передачі крутного моменту:

1) понижувальну передачу від сонячної шестерні 5 до водила 2, при нерухомій коронній шестерні;

2) понижувальну передачу від коронної шестерні 1 до водила 2, при нерухомій сонячній шестерні 5;

3) підвищувальну передачу, від водила 2 до сонячної шестерні 5, при нерухомій коронній шестерні;

4) підвищувальну передачу, від водила 2 до коронної шестерні 1, при нерухомій сонячній шестерні 5;

5) реверсивну (зворотного ходу) понижувальну передачу від сонячної шестерні 5 до коронної шестерні 1, обертаючи їх у зворотний бік, при нерухомому водилі 2;

6) реверсивну підвищувальну передачу, від коронної шестерні 1 до сонячної шестерні 5, обертаючи їх у зворотний бік, при нерухомому водилі 2.




Елементарний планетарний ряд представляє собою диференціальний триланковий механізм з двома ступенями свободи. Кінематичний параметр планетарного ряду ρ – внутрішнє передатне число ряду – визначається при загальмованому водилі за рівнянням кінематики:

$$\omega_1 + \omega_2 = (1 - \rho) \omega_{вод},$$

де ω_1 , ω_2 , $\omega_{вод}$ – кутові швидкості відповідно сонячного, епіциклічного коліс і водила.

В таблиці 3.1 представлені схеми деяких елементарних планетарних рядів, застосованих в планетарних коробках передач. Тут же наведені передатні числа планетарного ряду при різних комбінаціях ведучого, зупиненого і веденого елементів. Ці передатні числа визначаються за наведеним рівнянням кінематики шляхом прирівнювання нулю кутової швидкості зупиненого елемента з урахуванням того, що кутові швидкості та числа зубів зубчастих коліс пов'язані залежністю:

Таблиця 3.1 – Схеми елементарних планетарних передач

Положення елементів планетарного ряду	Передатне число	Схема елементарного планетарного ряду		
				
Ведуче – сонячне колесо, зупинене водило	$u_1 = p$	$-\frac{z_2}{z_1}$	$\frac{z_2}{z_1}$	$-\frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}$
Ведуче – сонячне колесо, зупинене епіциклічне колесо	$u_2 = 1 - p$	$1 + \frac{z_2}{z_1}$	$1 - \frac{z_2}{z_1}$	$1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}$
Ведуче епіциклічне колесо, зупинене сонячне колесо	$u_3 = \frac{1 - p}{-p}$	$\frac{1 + z_2 / z_1}{z_2 / z_1}$	$\frac{1 - z_2 / z_1}{-z_2 / z_1}$	$\frac{1 + z_2 z_4 / (z_1 z_3)}{z_2 z_4 / (z_1 z_3)}$
Ведуче епіциклічне колесо, зупинене водило	$u_4 = \frac{1}{p}$	$-\frac{z_1}{z_2}$	$\frac{z_1}{z_2}$	$-\frac{z_1 z_3}{z_2 z_4}$
Ведуче водило, зупинене сонячне колесо	$u_5 = \frac{-p}{1 - p}$	$\frac{z_2 / z_1}{1 + z_2 / z_1}$	$\frac{-z_2 / z_1}{1 - z_2 / z_1}$	$\frac{z_2 z_4 / (z_1 z_3)}{1 + z_2 z_4 / (z_1 z_3)}$
Ведуче водило, зупинене епіциклічне колесо	$u_6 = \frac{1}{1 - p}$	$\frac{1}{1 + z_2 / z_1}$	$\frac{1}{1 - z_2 / z_1}$	$\frac{1}{1 + z_2 z_4 / (z_1 z_3)}$
Блоковано 2 ланки	$u_7 = 1$	1	1	1

На рисунку 3.24 наведена кінематична схема гідромеханічної передачі планетарної коробки передач і її конструкція. Ця гідромеханічна передача встановлюється на легковому автомобілі вищого класу.

Тут застосований триколісний комплексний гідротрансформатор з максимальним коефіцієнтом трансформації $K_0 = 2$ і триступінчаста коробка передач з двома елементарними, однаковими за параметрами планетарними рядами. Вмикання передач здійснюється трьома фрикційними муфтами $\Phi_I \dots \Phi_{III}$ і двома стрічковими гальмівними механізмами T_1, T_2 .

Розглянемо кінематичні зв'язки при вмиканні різних передач.

На *першій передачі* увімкнені фрикційна муфта Φ_{II} і гальмівний механізм T_2 . Ведучим є епіциклічне колесо планетарного ряду II , яке обертається з кутовою швидкістю турбіни гідротрансформатора, сонячне колесо загальмоване, веденим є водило. Передатне число цього ряду – u_3 (відповідно до табл. 3.1). З кутовою швидкістю водила ряду II обертається ведуче епіциклічне колесо планетарного ряду I , де також загальмоване сонячне колесо, а веденим є водило. Передатне число планетарного ряду I u_3 . Водило жорстко пов'язано з веденим валом коробки. Таким чином, передатне число першої передачі $u_{KPI} = u_3^2$.

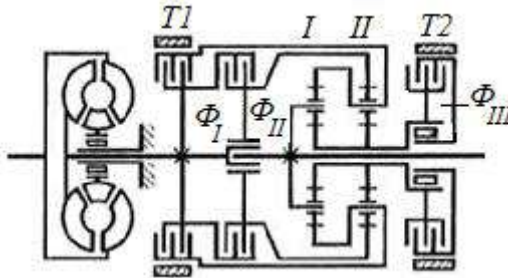


Рисунок 3.24 – Гідромеханічна передача з планетарною коробкою передач

На *першій передачі* увімкнені фрикційна муфта Φ_{II} і гальмівний механізм T_2 . Ведучим є епіциклічне колесо планетарного ряду II , яке обертається з кутовою швидкістю турбіни гідротрансформатора, сонячне колесо загальмоване, веденим є водило.

На *другій передачі* увімкнені фрикційна муфта Φ_I і гальмівний механізм T_2 . Епіциклічне колесо планетарного ряду II обертається вільно, так як фрикційна муфта Φ_{II} вимкнена. Епіциклічне колесо планетарного ряду I обертається з кутовою швидкістю турбіни гідротрансформатора. Загальмоване сонячне колесо, веденим є водило. Передатне число другої передачі $u_{KPI} = u_3$.

На *третьій передачі* увімкнені фрикційні муфти Φ_I, Φ_{II} і гальмівний механізм T_2 . Епіциклічне колесо і водило планетарного ряду II обертається з кутовою швидкістю турбіни

гідротрансформатора. З такою ж кутовою швидкістю обертаються епіциклічне колесо і водило планетарного ряду I . Таким чином передатне число третьої передачі $u_{КП} = 1$.

При *нейтральному положенні* увімкнений гальмівний механізм T_2 . При гальмуванні двигуном увімкнені фрикційні муфти $\Phi_I, \Phi_{II}, \Phi_{III}$, гальмівний механізм T_2 .

На *передачі заднього ходу* увімкнені фрикційна муфта Φ_{II} і гальмівної механізм T_1 . Загальмовано водило планетарного ряду II – ведуче – епіциклічне колесо. Передатне число цього ряду u_4 . Сонячне колесо обертається у зворотному напрямку. Епіциклічне колесо планетарного ряду I загальмоване, ведучим є сонячне колесо планетарного ряду I , веденим – водило. Передатне число планетарного ряду I – u_2 . Передатне число передачі заднього хода $u_{ЗХ} = u_2 u_4$.

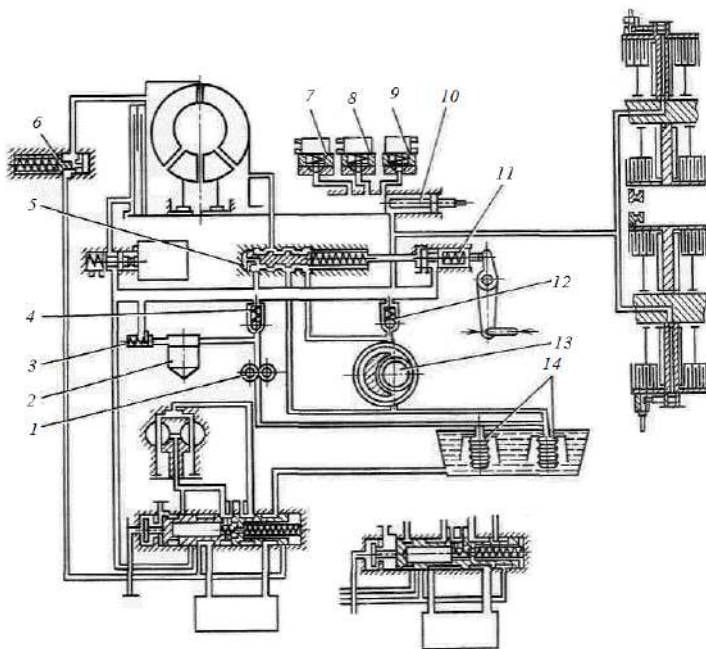
Муфта вільного ходу заблокована на першій і другій передачах, передачі заднього ходу і в нейтральному положенні.

3.16 Керування ступінчастою коробкою передач гідромеханічної передачі

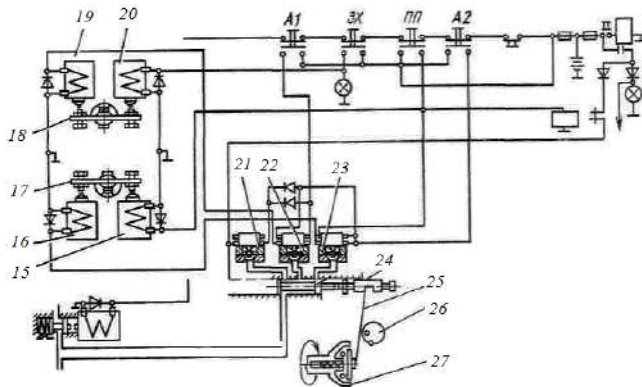
Керування ступінчастою коробкою передач зазвичай автоматичне. Момент перемикування передач визначається за двома параметрами регулювання: швидкості руху і навантаженні двигуна (положення педалі подачі палива). Система гідравлічного керування перемикуванням передач включає в себе:

- масляні насоси, що створюють тиск в гідролінії в межах 0,4...0,7 МПа; звичайно один з них приводиться від валу турбінного колеса, інший – від веденого валу коробки передач;
- датчик швидкості відцентрового типу;
- датчик навантаження, пов'язаний з педаллю подачі палива;
- золотники керування, фільтри, перепускні та зворотні клапани, мікрореле та інші пристрої, що забезпечують роботу автоматичного керування;
- контролер для вибору режиму, що керується водієм.

Масляна система (рис. 3.25 а) є виконавчою частиною автоматичного керування.



a



б

Рисунок 3.25 – Системи керування гідромеханічною передачею:
a – масляна; *б* – автоматична; 1, 13 – задній та передній масляні насоси;
 2 – фільтр тонкого очищення; 3, 12 – зворотні клапани; 4 – перепускний клапан;
 6, 5 – регулятори тиску; 7, 8, 9 – вимикачі блокування гідротрансформатора і
 вмикання передач; 10 – головний золотник; 11 – регулятор режиму тиску;
 14 – оливоприймачі; 15, 16, 19, 20 – електромагніти; 17, 18 – перемикачі

За допомогою двох масляних насосів: переднього 13, що приводиться від двигуна, і заднього 1, що приводиться від проміжного валу коробки передач, в головній магістралі масляної системи та в її відгалуженнях створюється тиск, а система автоматичного керування в потрібний момент направляє оливу під тиском до відповідного виконавчого механізму (циліндр фрикційної муфти, циліндр блокування гідротрансформатора).

Передній насос нагнітає оливу при нерухомому автобусі та при рушанні, а задній насос – при русі автобуса. Як тільки тиск оливи, що нагнітається заднім насосом, стає достатньою, передній насос автоматично відмикається і працює на слив.

Олива подається також для підживлення гідротрансформатора, до клапану керування гальмом-сповільнювачем, до масляного радіатора, для мащення коробки передач.

У масляній системі можна відзначити наявність таких пристроїв:

- оливоприймачів 14, розміщених в піддоні;
- регулятора тиску 5 в головній магістралі, яка керує підживленням і відмикає передній насос при досягненні заданого тиску;
- регулятора режиму тиску 11, що встановлює робочий тиск в головній магістралі в залежності від положення педалі подачі палива;
- головного золотника 10;
- вимикачів 7, 8, 9 блокування гідротрансформатора і увімкнення передач;
- регулятора тиску 6 в гідротрансформаторі;
- зворотних клапанів 3 і 12, перепускного клапана 4, масляного фільтра тонкого очищення 2, які забезпечують надійну роботу масляної системи.

Система керування (рис. 3.25 б) автоматично перемикає передачі в залежності від переміщення педалі подачі палива і швидкості руху автобуса. Датчиком переміщення педалі служить ексцентрик 26, пов'язаний з приводною тягою. При переміщенні педалі ексцентрик, повертаючись, впливає на важіль 25, який, в свою чергу, переміщує головний золотник 24. Датчиком швидкості служить відцентровий регулятор 27, який також впливає на важіль

25, який переміщає головний золотник. Чим більше навантаження (подача палива) і чим більше швидкість руху, тим більше переміщення головного золотника. Вмикання тієї чи іншої передачі залежить від положення головного золотника.

Розглянемо робочий процес системи керування на прикладі вмикання однієї передачі. При певному положенні головного золотника головна магістраль сполучається з каналом одного з вмикачем 21...23, який замикає електричний ланцюг. Струм надходить до одного з електромагнітів 15, 16, 19, 20, які через перемикачі 17 до 18 переміщують золотники периферійних клапанів. При цьому олива з головної магістралі поступає в циліндр відповідної фрикційної муфти, внаслідок чого відбувається вмикання передачі.

У цій коробці передбачений попередній вибір режиму за допомогою контролера, керованого водієм. Контролер має положення А1, А2, ЗХ, ІІІ, Н, які відповідають:

- А1 – автоматично вмикаються перша і третя передачі і третя передача з блокуванням гідротрансформатора;
- А2 – автоматично вмикаються перша і друга передачі та друга передача з блокуванням гідротрансформатора;
- ЗХ – вмикається передача заднього ходу;
- ІІІ – примусово вмикається перша передача;
- Н – в коробці встановлюється нейтральне положення.

Контрольні запитання для самоперевірки

1. У чому полягають особливості використання автомобілів, які передбачають зміну передатних чисел в трансмісії?
2. Які вимоги висуваються до конструкції коробок передач?
3. Що розуміється під діапазоном передатних чисел?
4. Що розуміється під щільністю передатних чисел?
5. З яких елементів складається редукторна частина ступінчастої коробки передач?
6. З яких елементів складається механізм перемикання передач?
7. Якими пристроями може бути здійснено вмикання відповідної передачі в ступінчастій коробці передач?
8. За якими ознаками класифікуються коробки передач?

9. За яким принципом працює синхронізатор?
10. Що собою представляє гідротрансформатор?
11. З яких елементів складається комплексний гідротрансформатор?
12. Який елемент у гідротрансформаторі визначає його ступінчастість?
13. Яким чином здійснюється змашування зубчастих зачеплень у коробці передач?
14. Що покладено в основу конструкції коробок передач з рухомими осями шестерень?
15. Що собою представляє гідромеханічна передача?

Перелік посилань

1. Некрасов В. И. Многоступенчатая трансмиссия. Конструкция, конструирование и расчет : учеб. пособие. Курган, Изд-во Курганского гос. ун-та, 2001. 155 с.
2. Осеичугов В. В., Фрумкин А. К. Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета. М. : Машиностроение, 1989. 304 с.
3. Основенко Н. Е. Автомобили. Трансмиссия : учеб. пособие. К. : УМК ВО, 1989. 139 с.
4. Антонов А. С. и др. Армейские автомобили. Конструкция и расчет. М. : Воениздат, 1970. Ч.1.
5. Дымшиц И. И. Коробки передач. М. : Машгиз, 1960. 361 с.
6. Опция, за которую многие готовы брать дополнительный кредит, и вещь, которая интересует нас сразу после двигателя – «автомат»: <http://veddro.com/2015/05/pervyie-avtomaticheskie-korobki-peredach>

4 РОЗДАВАЛЬНІ КОРОБКИ

4.1. Призначення, вимоги, що пред'являються. Компонувальні схеми та їх загальна характеристика

Роздавальна коробка – це механізм трансмісії автомобіля, виконаний водночас з двоступінчастим редуктором – коробкою передач, що розподіляє крутний момент. В цілому з редуктором в окремому корпусному виконанні представляє собою агрегат трансмісії автомобіля.

Роздавальні коробки, що застосовуються в повнопривідних автомобілях, як правило, одночасно виконують функції демультиплікатора, що дає можливість збільшити діапазон передатних чисел, збільшити тягову силу, яка розподіляється між усіма колесами, тим самим підвищуючи прохідність автомобіля.

Роздавальні коробки встановлюються за коробкою передач або за гідромеханічною передачею і призначені для роздачі потоку потужності двигуна за механізмами, які забезпечують подальшу трансформацію крутного моменту, що підводиться до ведучих коліс. За місцем розташування роздавальних коробок в трансмісіях повнопривідних автомобілів розрізняють:

- міжмостові;
- міжвізкові (багатовісні автомобілі);
- міжбортові (багатовісні автомобілі).
- міжколісні (між колесами борту багатовісних автомобілів).

До роздавальних коробок ставляться наступні вимоги:

– збільшення крутного моменту при вмиканні понижувальної передачі та його розподіл між ведучими мостами має забезпечувати повне використання сили тяги по зчепленню коліс з дорогою (повне використання тягової сили у відповідності зі зчипною вагою, а саме в кожен міст);

– забезпечення можливості подолання підйомів (до 30–35°) і руху по багnistому ґрунті з «повзучою» швидкістю 2–5 км/год;

– при русі автомобіля в його трансмісії не повинно виникати циркулюючої (паразитної) потужності.

4.2 Класифікація конструкцій роздавальних коробок

Конструкції роздавальних коробок класифікують за такими ознаками:

- за числом вихідних валів:
 - з двома валами (більшість конструкцій);
 - з трьома валами;
- за розташуванням ведених (вихідних) валів;
 - з співвісними валами;
 - з неспіввісними веденими валами;
- за характером приводу вихідних валів:
 - з блокованим приводом;
 - з диференціальним приводом;
 - зі змішаним приводом;
- за числом геометричних осей, на яких розташовані основні вали:
 - двовісні;
 - тривісні;
- за способом вмикання переднього моста:
 - з постійно увімкненим переднім мостом;
 - з періодично увімкненим переднім мостом;
 - примусово;
 - автоматично;
- за числом передач:
 - одноступінчасті – багатовісні автомобілі з бортовою схемою розподілу потоків потужності;
 - двоступеневі – більшість конструкцій;
 - триступінчасті – дуже рідко.

4.3 Загальна характеристика роздавальних коробок

Компонувальні схеми основних типів роздавальних коробок наведені на рисунку 4.1.

Роздавальні коробки зі *співвісними веденими валами* мають переважне застосування. Їх перевагою є можливість використання однакових за конструкцією (взаємозамінних) головних передач ведучих мостів. Слід, однак, враховувати, що ведуче зубчасте колесо головної передачі переднього моста, що має звичайне лівий напрямок спіралі зубів, буде працювати на «вгвинчування», що при ослабленому кріпленні підшипників шестерні може привести до заклинювання головної передачі.

Роздавальні коробки з *неспіввісними веденими валами*, в яких відсутній проміжний вал, більш компактні, менш металомісткі,

мають більш високий ККД і більш низький рівень шуму. Таку схему має роздавальна коробка автомобіля ЗІЛ-131 (рис. 4.1 б). У даній конструкції привід ведених валів блокуваний (диференціал відсутній).

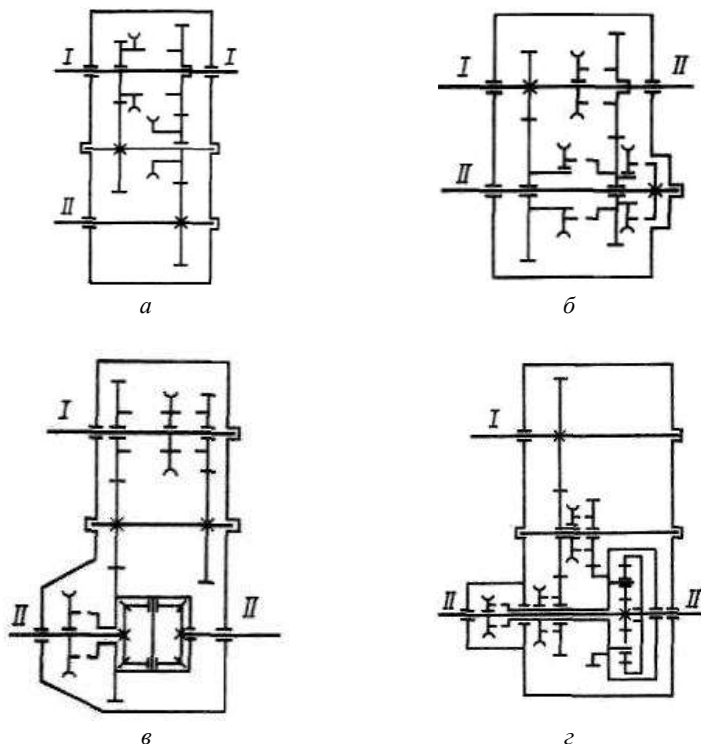


Рисунок 4.1 – Компонувальні схеми основних типів роздавальних коробок:
 I – ведучий вал; II – ведений вал

Особливістю коробки з блокувальним приводом є те, що в ній крутні моменти розподіляються по ведучим мостам (4x4; 6x6), візкам (8x8) пропорційно доданим до цих мостів опорам руху. Так, якщо задній міст має вагове навантаження 60% від загальної ваги машини, а на передній міст припадає 40%, то опору коченню коліс заднього і переднього мостів будуть відноситися один до одного як 60:40. У такому ж відношенні будуть знаходитися і моменти, прикладені до валів.

Застосування *блокованого приводу ведених валів* роздавальної коробки (рис. 4.1 а, б) дозволяє використовувати повну за умовами зчеплення ведучих коліс з опорною поверхнею (якщо блокуються також міжколісні диференціали) тягову силу, але при цьому через трансмісію може передаватися циркулююча потужність. Тому роздавальні коробки з блокованим приводом ведених валів обов'язково повинні мати пристрій для відмикання переднього моста, щоб виключити циркуляцію потужності при русі автомобіля по якісним дорогам.

Однак при увімкненому приводі до переднього моста і вмиканні понижувальної передачі в демультіплікаторі можлива передача надмірного крутного моменту на задній міст (або мости заднього візка). З цієї причини в роздавальних коробках з блокованим приводом повинен бути пристрій, що не дозволяє вмикати знижену передачу, поки не увімкнений передній міст. Такі пристрої (різні по конструкції) мають роздавальні коробки з блокованим приводом автомобілів ГАЗ-66 і ЗІЛ-131.

При використанні роздавальних коробок з *диференціальним приводом* передній міст постійно увімкнений, так як можливість циркуляції потужності тут вимкнена, але обов'язково повинен бути пристрій для блокування диференціала – при буксуванні одного з коліс осі та незаблокованому міжколісному диференціалі рух автомобіля неможливий. Роздавальні коробки з диференціальним приводом і з постійно увімкненим переднім мостом використовуються на автомобілях ВАЗ-2121, КамАЗ-4310, Урал-4320, КАЗ-4540.

Теоретично доведено, а досвід експлуатації підтвердив, що при постійно увімкненому приводі передніх коліс роздавальної коробки з диференціальним приводом знос шин менше, ніж при відмиканні переднього моста в роздавальній коробці з блокованим приводом.

За умовою отримання максимально можливої тягової сили розподіл моменту між мостами повнопривідного автомобіля повинен здійснюватися пропорційно розподілу вертикальних навантажень.

Для забезпечення *диференціального приводу* в роздавальній коробці може бути використаний:

– симетричний (рис. 4.1 в) диференціал;

– несиметричний (рис. 4.1 *з*) диференціал.

Симетричний диференціал в роздавальній коробці застосовується у тому випадку, якщо в повнопривідному двовісному автомобілі зчїпна вага розподіляється між мостами приблизно порівну. Наприклад, в автомобілі КАЗ-4540, де в навантаженому стані на передній міст припадає 61,2 кН, на задній – 61,4 кН. В цій конструкції роздавальна коробка з симетричним диференціалом, що має примусове блокування, об'єднана з постійно увімкненим одноступінчастим демультіплікатором з передатним числом 1,4.

За такою ж схемою виконана конструкція роздавальної коробки ВА3-2121 (рис. 4.1 *в*). Тут роздавальна коробка поєднується з двоступінчастим демультіплікатором, що забезпечує дві понижуючі передачі з передатними числами 1,2 і 2,135.

У повнопривідних тривісних автомобілях, де вертикальне навантаження на передню вісь складає приблизно половину навантаження на задній візок, диференціальний привід в роздавальній коробці повинен розподіляти момент між переднім мостом і мостами заднього візка у відповідній пропорції. Такий розподіл здійснюється за допомогою несиметричного диференціала. В якості прикладу на рисунку 4.2 приведена конструкція роздавальної коробки автомобіля КамАЗ-4310, в якій застосований несиметричний циліндричний диференціал. Цей диференціал розподіляє моменти між переднім мостом і заднім візком у відношенні, рівному відношенню діаметра початкового кола сонячного зубчастого колеса до діаметра початкового кола епіциклічного колеса.

Привід до переднього моста постійно увімкнений. Диференціал має примусове блокування, здійснювану за допомогою пневматичного приводу. Роздавальна коробка об'єднана з двоступінчастим редуктором.

У роздавальній коробці застосовані пристрої вмикання передач:

- для вмикання нижчої передачі призначена зубчаста муфта на проміжному валу;
- для вмикання підвищеної передачі – зубчаста муфта на валу приводу переднього моста;

– зубчаста муфта блокування диференціала – в окремому картері, прикріпленому болтами до картера роздавальної коробки.

Розміщення *зубчастих муфт*, що вмикають, на двох валах дозволяє дещо зменшити довжину роздавальної коробки і, отже, знизити її масу.

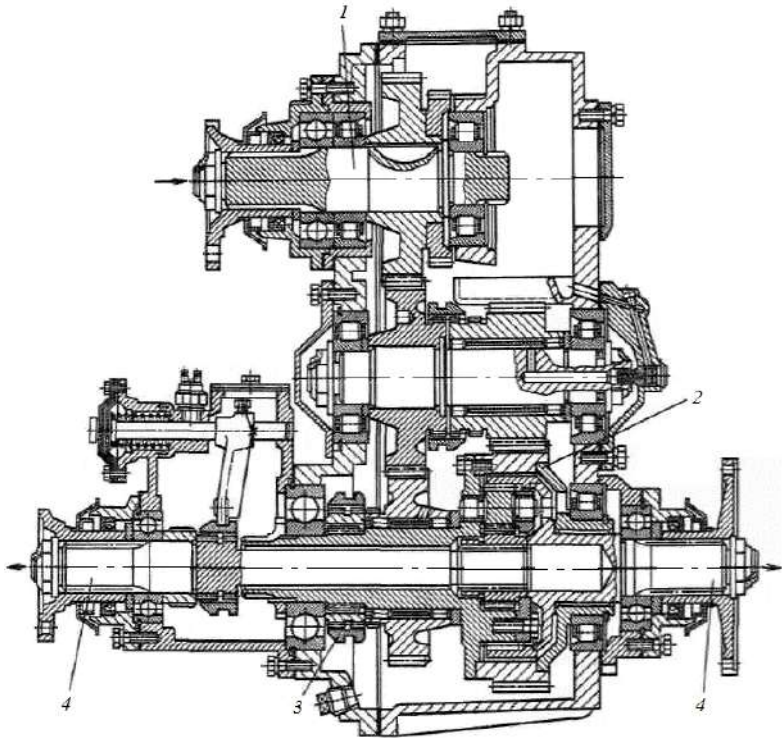


Рисунок 4.2 – Роздавальна коробка КамАЗ-4310: 1 – ведучий вал; 2 – несиметричний диференціал; 3 – блокуюча муфта; 4 – ведені вали

4.4 Групи роздавальних коробок у відповідності до ознак класифікації

Виділяють чотири основні групи роздавальних коробок (РК):
– група з диференціальним приводом;

- група з блокованим приводом і співвісними вихідними валами;
- група з блокованим приводом і неспіввісними вихідними валами;
- з механізмом вільного ходу.

4.4.1 Група з блокованим приводом і співвісними вихідними валами

Для групи РК з блокованим приводом і співвісними вихідними валами (рис. 4.3, 4.4) з кінематично жорстким зв'язком цих валів за допомогою пересувної муфти можлива циркуляція паразитної потужності, але зубчасті колеса в контур циркуляції не входять. Циркуляція паразитної потужності в хороших дорожніх умовах виключається при відмиканні приводу переднього моста примусово рухомою муфтою (рис. 4.3, 4.4) або за допомогою муфти вільного ходу. Схема з блокованим приводом без прямої передачі доцільна для автомобілів підвищеної прохідності, у яких привід до переднього моста вмикається короткочасно для підвищення прохідності, а за умовами компоновання вихідний вал приводу заднього моста не може бути співвісним з вхідним валом або передатне число вищого ступеня РК не повинно дорівнювати одиниці.

Оригінальна схема передачі крутного моменту до ведучих коліс застосовувалася на двовісному французькому автомобілі Берліє GLG (рис. 4.8). Передній міст цього автомобіля має дві головні передачі (для кожного колеса окремо). РК має три вихідних вали:

- один для приводу заднього моста;
- два для привода переднього моста.

Диференціал встановлений між валами приводу переднього моста. За характером розподілу крутного моменту між ведучими мостами цю РК, незважаючи на наявність в ній диференціала (він міжколісний), слід віднести до РК з блокованим приводом.

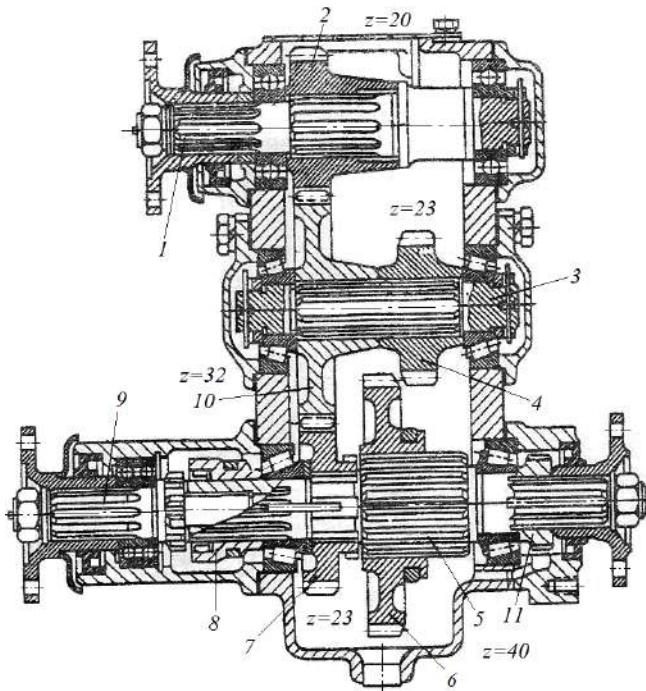


Рисунок 4.3 – Двоступінчаста роздавальна коробка з блокованим приводом автомобілів УАЗ-3151: 1 – первинний вал; 2 – шестерня первинного валу; 3 – проміжний вал; 4 – шестерня понижуючої передачі; 5 – вал приводу заднього моста; 6 – шестерня понижувальної передачі; 7 – шестерня валу приводу переднього моста; 8 – муфта; 9 – вал приводу переднього моста

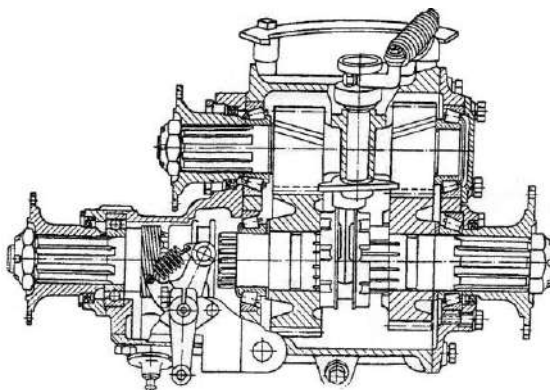


Рисунок 4.4 – Роздавальна коробка автомобіля Хеншель (ГДР, 50-ті рр.)

4.4.2 Група з блокованим приводом і неспіввісними вихідними валами

В РК таких конструкцій (рис. 4.5, 4.6, 4.7) один з вихідних валів співвісний вхідному валу, що забезпечує пряму передачу з високим ККД.

При хороших дорожніх умовах в РК вмикають пряму передачу і автомобіль працює як неповнопривідний, з вимкненим переднім мостом. При цьому зубчасті колеса та підшипники РК не навантажені, а в РК першої групи – навантажені.

В складних дорожніх умовах автомобіль працює як повнопривідний, з кінематично жорстким зв'язком вихідних валів. У контур можливої циркуляції паразитної потужності входять зубчасті колеса і вали РК, карданні та головні передачі, півосі і шини. Схема з прямою передачею і блокованим приводом рекомендується для автомобілів малої та середньої вантажопідйомності у випадках, коли привід до переднього мосту застосований лише з метою підвищення прохідності на ділянках з пониженим зчепленням ведучих коліс, які працюють в якості повнопривідних лише періодично, якщо на вищій передачі в РК можна мати передатне число, що дорівнює одиниці.

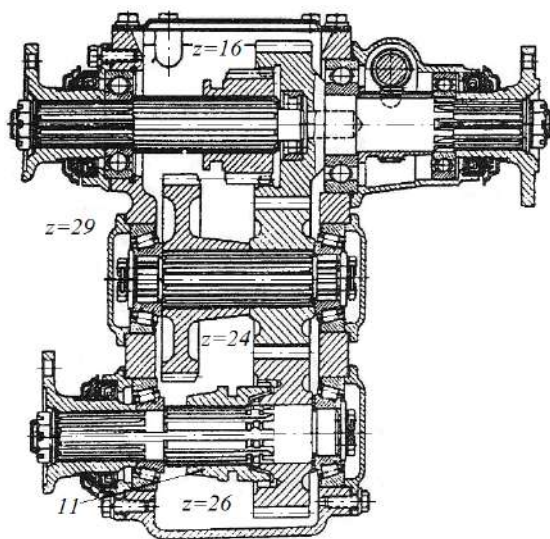


Рисунок 4.5 – Роздавальна коробка автомобіля ГАЗ-63

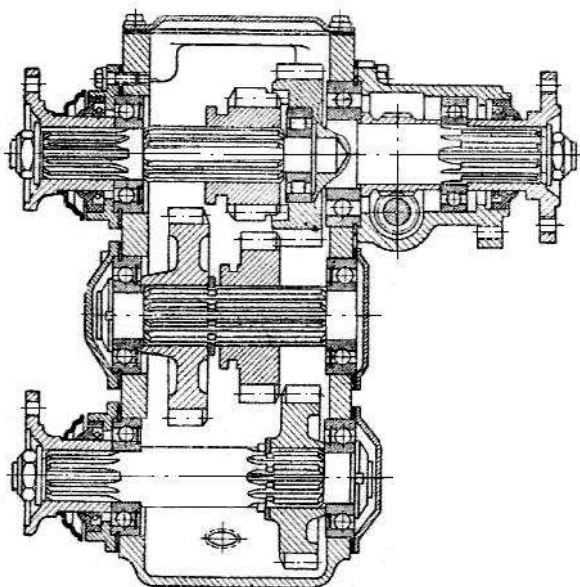


Рисунок 4.6 – Роздавальна коробка автомобіля ГАЗ-66

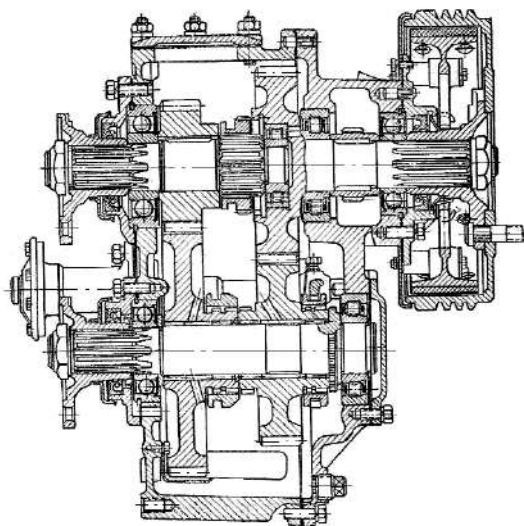


Рисунок 4.7 – Роздавальна коробка автомобіля ЗІЛ-131

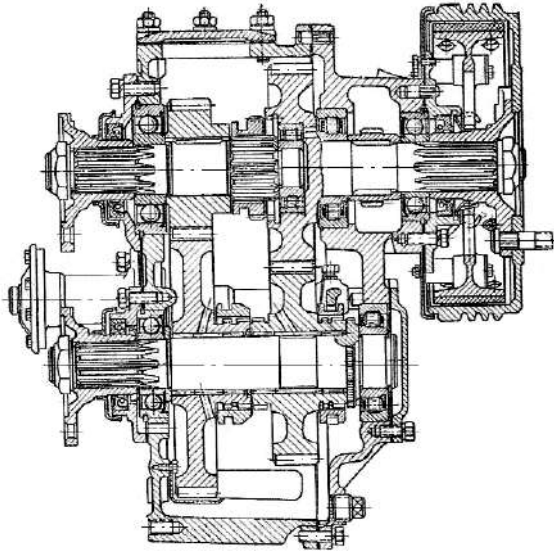


Рисунок 4.8 – Роздавальна коробка з блокованим приводом автомобіля Берліс GLG

4.4.3 Група з диференціальним приводом

Такі конструкції рекомендують для автомобілів, у яких привід до переднього мосту застосований не тільки для підвищення прохідності, а й для постійного використання зчіпної ваги, що припадає на передній міст, з метою розвантаження заднього моста і отримання можливості мати високу силу тяги на ведучих колесах.

Автомобілі повної тяги призначені для постійної роботи в якості повнопривідних, так як міжосьовий (міжмостовий) диференціал в РК виключає циркуляцію паразитної потужності в приводі ведучих мостів. У таких РК встановлюють муфту блокування диференціала (рис. 4.9–4.13), яку вмикають для підвищення прохідності автомобіля у важких дорожніх умовах.

Схеми з проміжним валом (рис. 4.3, 4.5, 4.6, 4.15) забезпечують широкі компоновальні можливості, в тому числі за рахунок розподілу передатного числа нижчої передачі між двома парами зубчастих коліс. При співвісній схемі з проміжним валом (рис. 4.9–4.11) реактивний момент, що діє на опори РК, менше,

ніж на схемі без проміжного валу і дорівнює різниці вхідного та вихідного моментів. Але така схема складніше, потрібна велика кількість зубчастих коліс і підшипників.

Співвісні схеми РК без проміжного валу простіші, але реактивний момент більший, ніж у схем з проміжним валом, і дорівнює сумі вихідного та вхідного моментів.

Виділяються схеми з трьома вихідними валами. Одна зі схем (рис. 4.15) має блокований привід до всіх трьох мостів, інша (рис. 4.14) має диференціальний привід до середнього та заднього мостів, а також блокований привід до переднього моста, що відключається.

У РК тривісних автомобілів диференціал може встановлюватися між валами, які передають крутний момент до переднього моста і мостами заднього візка (рис. 4.9–4.11), або між валами, які передають крутний момент до заднього і середнього мостів (рис. 4.12).

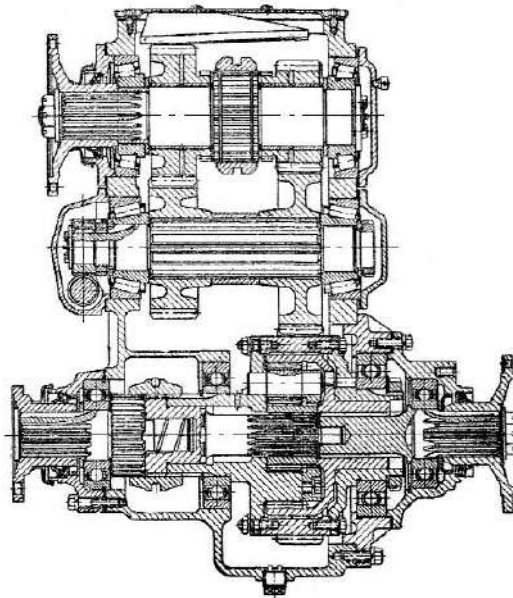


Рисунок 4.9 – Роздавальна коробка з диференціальним приводом автомобіля Урал-375

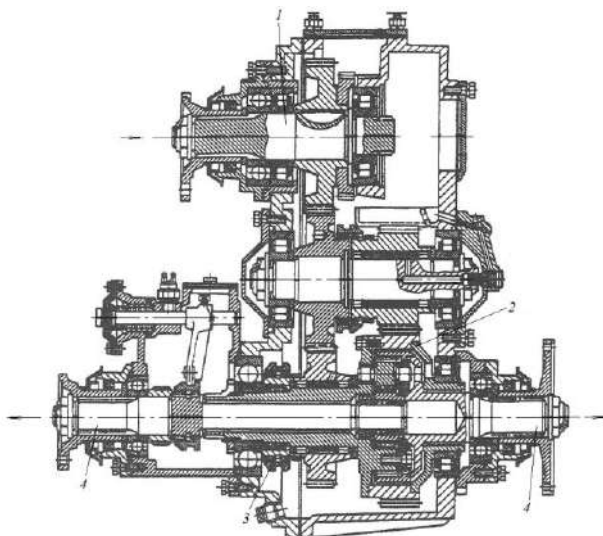


Рисунок 4.10 – Роздавальна коробка з диференціальним приводом автомобіля КамАЗ-4310

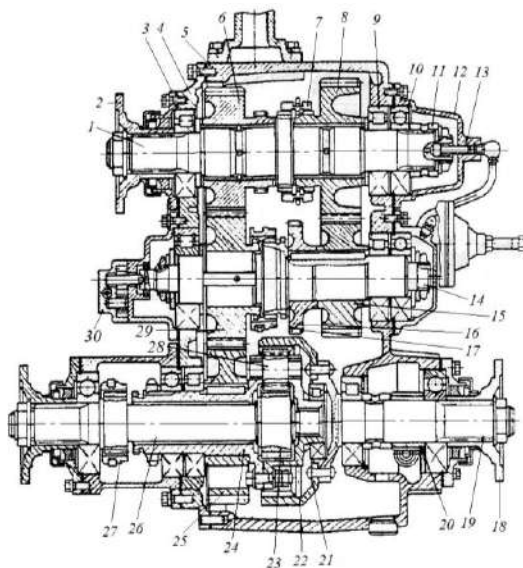


Рисунок 4.11 – Роздавальна коробка з диференціальним приводом автомобіля КрАЗ-260

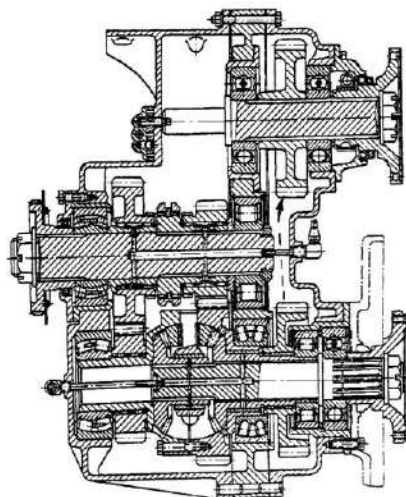


Рисунок 4.12 – Роздавальна коробка з диференціальним приводом автомобіля МАЗ-530 (6x4)

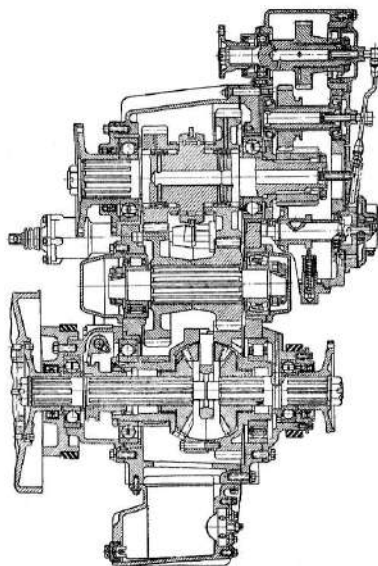


Рисунок 4.13 – Роздавальна коробка з диференціальним приводом автомобіля МАЗ-537 (8x8)

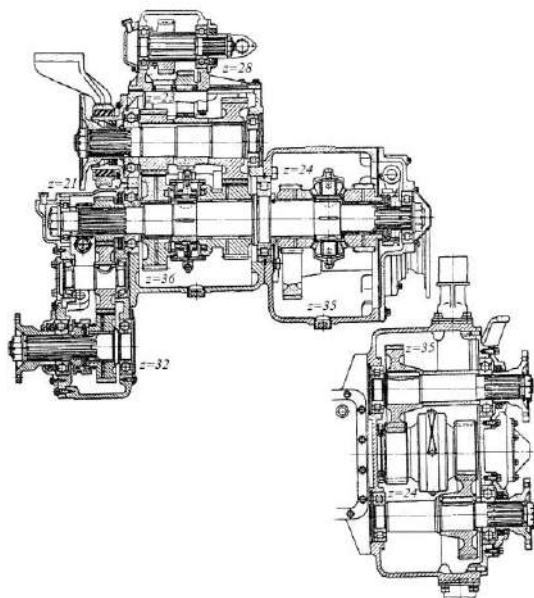


Рисунок 4.14 – Роздавальна коробка зі змішаним приводом автомобіля КрАЗ-255

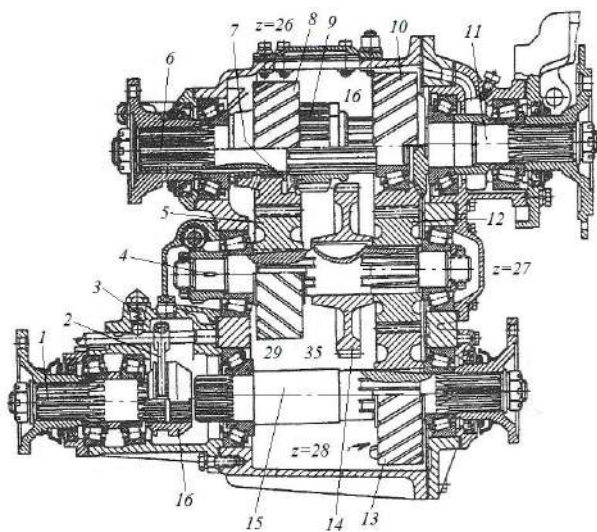


Рисунок 4.15 – Роздавальна коробка з трьома вихідними валами автомобіля ЗІЛ-157

4.4.4 Група з механізмом вільного ходу

Проміжне місце між РК з блокованим і диференціальним приводом займають РК з механізмом вільного ходу (МВХ) в приводі до переднього моста (рис. 4.16). У цьому випадку передача крутного моменту від передніх коліс до трансмісії неможлива через наявність МВХ. Однак в деяких випадках можливе виникнення негативних моментів на колесах середнього і заднього мостів, коли відбувається циркуляція паразитної потужності. Щоб попередити подібне явище, передатні числа приводів переднього і заднього мостів (візки задніх мостів) роблять неоднаковими, причому передатне число приводу переднього моста має бути більше передатного числа заднього моста. МСГ має два зовнішніх кільця 1 і 3, кожне з яких може бути муфтою 2 пов'язано з зубчастим вінцем 4, приклепанним до шестерні 5 валу приводу заднього моста. Кільце 3 передає крутний момент до валу переднього моста при русі вперед, а кільце 1 – при русі заднім ходом.

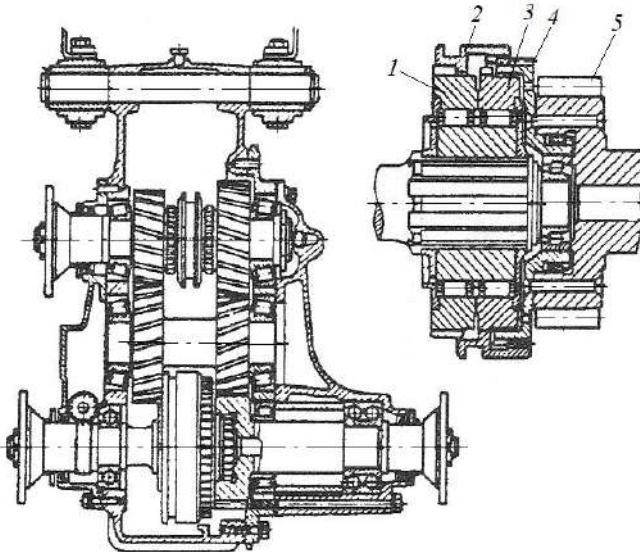


Рисунок 4.16 – Роздавальна коробка автомобіля Мерседес-Бенц з механізмом вільного ходу в приводі переднього моста

Іноді застосовують одноступінчасті РК, як з блокованим приводом (рис. 4.17), так і з диференціальним (рис. 4.18).

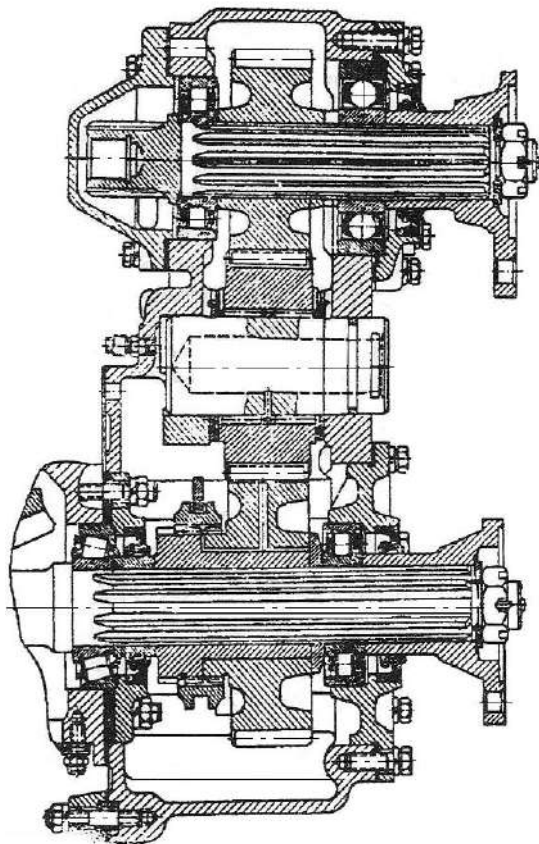


Рисунок 4.17 – Роздавальна коробка автомобіля ЗІЛ-135

РК автомобіля КАЗ-4540 (рис. 4.18) з постійно увімкненим одноступінчастим демультіплікатором має симетричний диференціал з примусовим блокуванням.

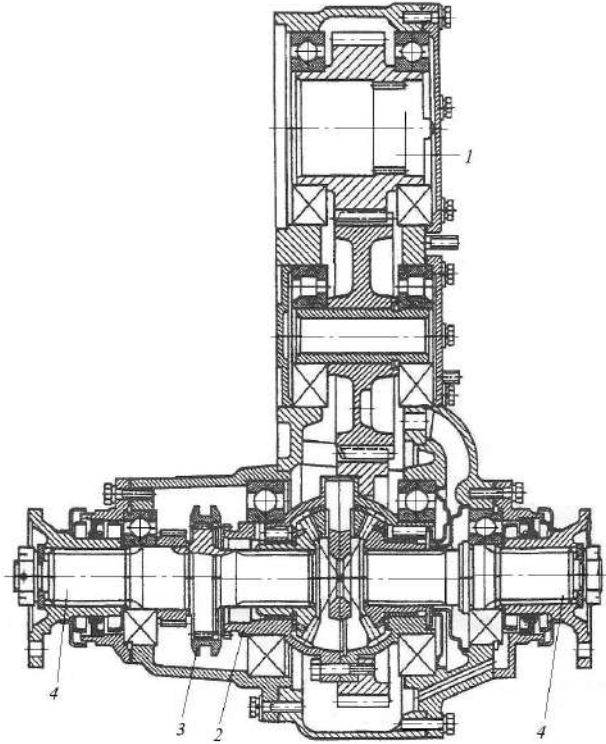


Рисунок 4.18 – Роздавальна коробка автомобіля КАЗ-4540

4.5 Елементи конструкції: картер; вали; шестерні; пристрої перемикання передач і їх приводи

Роздавальна коробка складається з наступних основних елементів:

- картера;
- первинного валу;
- проміжного валу (може бути відсутнім, наприклад, ЗІЛ-131);
- валу переднього моста (веденого колеса);
- валу заднього моста (веденого колеса);
- валу середнього моста (ЗІЛ-157, КрАЗ-214);
- зубчастого колеса;
- підшипнику кочення;

- сальникових ущільнень;
- пристроїв вмикання передач:
 - муфти з внутрішніми зубчастими вінцями;
 - муфти вільного ходу;
 - шестерень;
- приводів пристроїв вмикання передач:
 - механічних (повзун; вилка; важіль);
 - електропневматичних;
- пристроїв забезпечення змащування деталей:
 - відбивних кілець;
 - масляних насосів (КрАЗ-260, МАЗ-537).

Картери виготовляються з таких матеріалів: сірий чавун СЧ18-36 НВ 163-229 УАЗ-3151; чавун титано-медистий (МАЗ-501, МАЗ-502).

Вали виготовляються з таких матеріалів: 40Х НСН 48-53; 40ХНМА; 18ХГТ НСН 40-50; 12ХНЗА.

Зубчасті колеса виготовляються з таких матеріалів: 40Х НСН 48-53; 30ХГТ НСН 56-62; 15ХГНТА НСН 58-64. Для диференціала автомобіля МАЗ – 12ХНЗА.

4.6 Типові конструкції роздавальних коробок

4.6.1 Одноступінчасті коробки

Якщо в роздавальній коробці немає необхідності мати дві передачі, то коробка робиться або з однією прямою передачею, що має передатне число, яке дорівнює одиниці, або з однією понижувальною передачею. Коробки першого типу застосовувалися на американських військових автомобілях «Вілліс», німецьких «Унімаг» S-404, радянських ГАЗ-67 і ГАЗ-67Б, коробки другого типу – на засобах рухливості озброєння ЗІЛ-135ЛМ.

Роздавальні коробки зазвичай виготовляються окремо і кріпляться до картера основної коробки передач або виконуються в одному картері з нею.

На засобах рухливості озброєння ЗІЛ-135ЛМ на кожному борту автомобіля встановлено по одній роздавальній коробці (рис. 4.17), що має одну понижувальну передачу (роздавальний редуктор). Призначення коробки – розподіляти силовий потік по колесах автомобіля, а також від'єднувати один борт автомобіля

від силової передачі та непрацюючого двигуна цього борта в разі роботи двигуна на іншому борту (автомобіль має два паралельно встановлених по бортах двигуна).

Роздавальна коробка кріпиться до картера однієї з бортових передач і являє собою тривальний демультіплікатор з передатним числом 1,296, який має муфту вимикання. Вали коробки встановлені на кулько- і роликотідшипниках (конічні – регульовані), змашуються розбризкуванням.

4.6.2 Коробки з двома передачами

На рисунку 4.5 наведена роздавальна коробка автомобіля ГАЗ-63. Коробка має пряму і понижувальну ступені і являє собою чотиривальний демультіплікатор, змонтований в окремому картері. Роздавальна коробка з'єднується з коробкою передач за допомогою карданного валу. Передній міст вимикається нижньою зубчастою муфтою. У цьому випадку, як зазначалося вище, усувається можливість появи циркулюючої потужності при прямолінійному русі автомобіля.

Силовий потік на задній міст передається або безпосередньо (вмиканням верхньої муфти), або через прямозубі зубчасті колеса. В останньому випадку в коробці реалізується передатне число 1,96.

На рисунку 4.6 приведена роздавальна коробка автомобіля ГАЗ-66. Коробка має пряму і понижувальну передачі та в порівнянні з коробкою автомобіля ГАЗ-63 має ряд істотних відмінностей. У коробці автомобіля ГАЗ-66 застосовані прямозубі колеса з корекцією зуба, що забезпечує збільшення коефіцієнта перекриття до 1,6 замість 1,32, як у прямозубих коліс з евольвентним профілем коробки автомобіля ГАЗ-63. Тут також встановлено радіальні шарикотідшипники, які не потребують регулювань. Передній міст вмикається пересуванням зубчастого колеса (каретки), що сидить на проміжному валу, внаслідок чого усунена зубчаста муфта вмикання цього моста. Спрощена конструкція валів. Загальна вага коробки на 4–5 кг менше ваги коробки автомобіля ГАЗ-63.

На рисунку 4.3 представлена роздавальна коробка автомобіля УАЗ-3151. Ця коробка має дві ступені, обидві понижувальні.

Особливістю коробки в порівнянні з попередніми (ГАЗ-63, ГАЗ-66) є блокування валів, пов'язаних з переднім і заднім ведучими мостами автомобіля. У разі виникнення циркуляції силового потоку між цими мостами він не буде проходити через зубчасті колеса коробки, а піде безпосередньо по заблокованим валам. Це зменшує знос коробки і збільшує її ККД.

На рисунку 4.15 наведена роздавальна коробка повнопривідного тривісного автомобіля ЗІЛ-157. Коробка має дві понижувальні ступені. Передачі перемикаються верхньої кареткою. Передній міст вимикається нижньої зубчастої муфтою. При увімкненій муфті передній і середній мости з'єднані безпосередньо. Між цими мостами циркулююча потужність має найбільшу величину, так як передній міст керований. Між середнім і заднім мостами величина циркулюючої потужності невелика, так як обидва мости некеровані та близько стоять один до одного.

У коробці застосовані косозубі колеса і роликові конічні підшипники. Ці підшипники регулюються за рахунок прокладок, встановлених між картером і його зовнішніми кришками.

Розглянуті нами типи роздавальних коробок мають проміжні вали. Відомі також РК без проміжних валів. Схеми таких коробок залежать від способу передачі потужності на середній і задній мости.

У США, країнах Західної Європи та у нас на даний час на тривісних автомобілях широко застосовується тандемний привід, при якому крутний момент до заднього моста передається наскрізним валом через середній міст. Роздавальна коробка при трьох ведучих мостах має в цьому випадку два вихідних вали. Прикладом такої конструкції є роздавальна коробка тривісного автомобіля ЗІЛ-131 (рис. 4.7). Тут на прямій передачі силовий потік на середній і задній мости передається без втрат, а на передній – через один полюс зачеплення при вмиканні нижньої правої зубчастої муфти. На першому місці силовий потік передається на середній і задній мости через два полюси (увімкнена нижня ліва муфта), а на передній міст – через один полюс. Напрямок обертання карданних валів переднього і задніх мостів різний.

4.6.3 Коробки з диференціальним приводом

4.6.3.1 Роздавальні коробки з несиметричним диференціалом

Роздавальні коробки з несиметричним диференціалом застосовуються на автомобілях великої вантажопідйомності.

Якщо автомобіль двовісний або тривісний, то крутний момент може розподілятися в наступній пропорції: на передній міст – $1/3$, на задній або задні мости – $2/3$. Це досягається вибором епіциклічного зубчастого колеса диференціала, діаметр якого у два рази більше діаметра сонячного колеса, тобто при внутрішньому передатному числі $i_{21} = -0,5$.

На рисунку 4.19 наведена роздавальна коробка з несиметричним диференціалом двовісного автомобіля МАЗ-501 (МАЗ-502). Коробка має дві понижувальні передачі. Диференціал розподіляє крутний момент: на передній міст – $1/3$, на задній – $2/3$. У даній конструкції є проміжний вал, що збільшує міжосьову відстань між ведучим і веденими валами. Силовий потік тут передається до диференціалу через два полюси зачеплення. На деяких іноземних автомобілях проміжний вал в роздавальній коробці відсутній (автомобіль «Магірус»), тому ККД такої коробки вищий.

На важкопрохідних дорогах диференціал роздавальної коробки можна блокувати. Для цього застосовується спеціальна блокувальна муфта, яка встановлюється на шліцах валу переднього моста. Передній міст тут не вимикається, так як муфти в коробці немає.

На рисунку 4.9 показана роздавальна коробка тривісного автомобіля Урал-375 з несиметричним диференціалом. Так само як і коробка МАЗ-501, ця коробка має дві понижуючі передачі, проміжний вал і диференціал з внутрішнім передатним числом $i_{21} = -0,5$.

За допомогою зубчастої муфти, встановленої на нижньому валу, можна виконувати три операції: муфта в крайньому правому положенні – передній міст вимкнений, диференціал заблокований і силовий потік передається на середній і задній мости; муфта в середньому положенні – диференціал заблокований, силовий потік підводиться до всіх трьох мостів; муфта в крайньому лівому положенні – передній міст

увімкнений, силовий потік по мостам розподіляється через диференціал.

В останніх конструкціях автомобіля Урал-375 муфта блокує тільки диференціал, вал від роздавальної коробки на передній міст цілий.

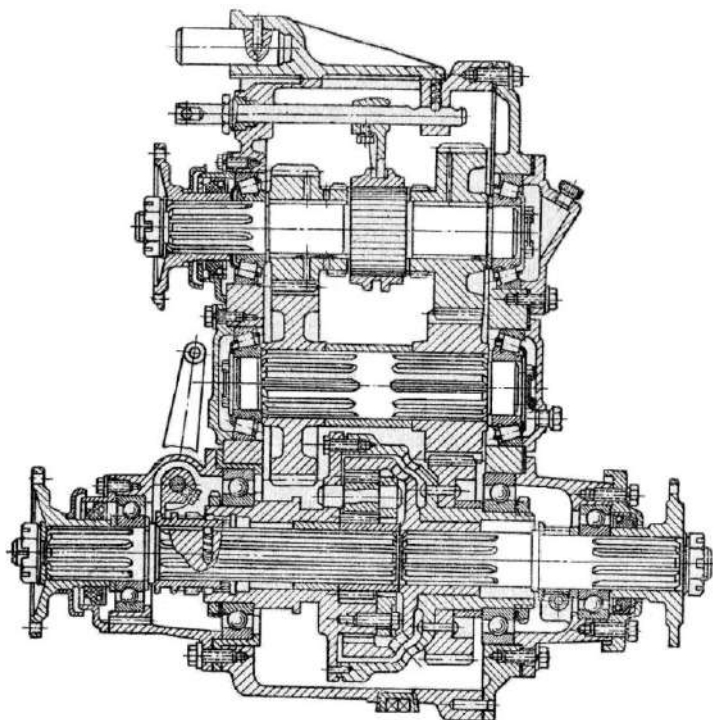


Рисунок 4.19 – Роздавальна коробка автомобіля МАЗ-501 (МАЗ-502) з несиметричним диференціалом

4.6.3.2 Роздавальні коробки з симетричним диференціалом

На рисунку 4.20 представлена роздавальна коробка тривісного автомобіля КрАЗ-214 з симетричним диференціалом.

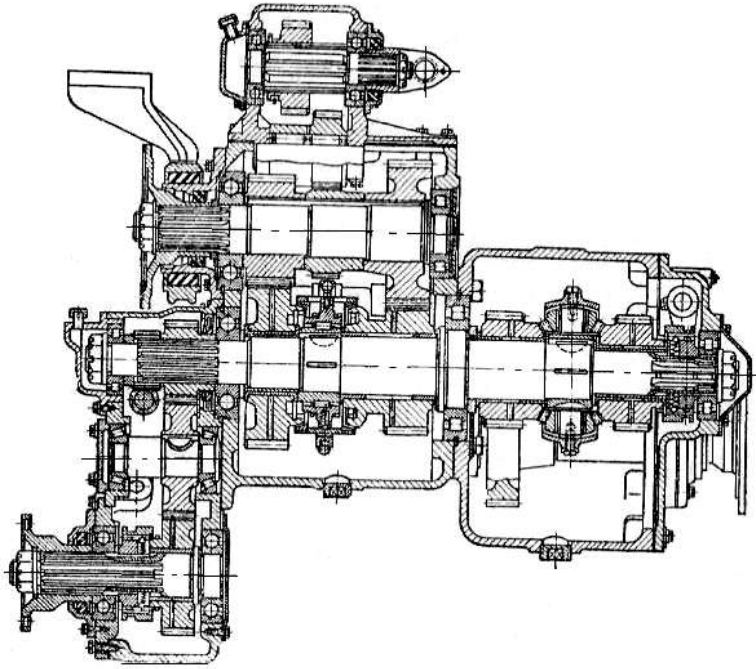


Рисунок 4.20 – Роздавальна коробка автомобілів
КрАЗ-214, КрАЗ-221, КрАЗ-222

Відмінністю принципової схеми цієї коробки від схеми роздавальної коробки автомобіля Урал-375 є те, що тут диференціал встановлений не між переднім і середнім (заднім) мостами, як в автомобілі Урал-375, а між середнім і заднім. Це невірно, тому що циркуляція потужності при повороті буде відбуватися між переднім і середнім мостами, тут і слід було ставити диференціал. До переднього моста потужність підводиться безпосередньо від роздавальної коробки, минаючи диференціал. Диференціал може блокуватися кулачковою муфтою. Така ж муфта є і на приводі до переднього моста, завдяки чому останній може підключатися до роздавальної коробки або відключатися від неї.

Коробка має дві понижувальні ступені передатних чисел 1,32 і 2,28. Конструктивно коробка значно складніше розглянутих вище. Її окремі елементи – диференціал, зубчасті колеса, які

понижують ступені передач привода до переднього моста, та монтується в окремих картерах і потім з'єднуються між собою болтами. Зверху на роздавальній коробці монтується коробка відбору потужності.

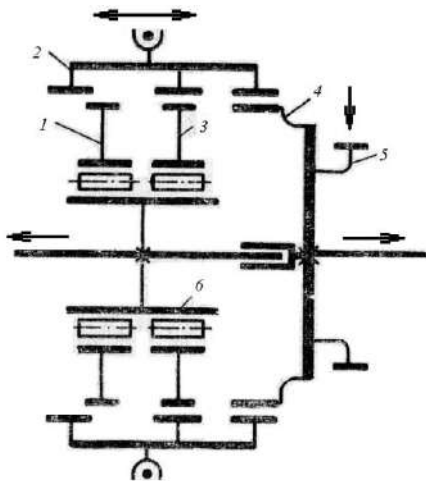


Рисунок 4.21 – Кінематична схема муфти вільного ходу для увімкнення переднього моста

На рисунку 4.13 наведена роздавальна коробка чотиривісних автомобілів МАЗ-537, МАЗ-543 з симетричним диференціалом. Диференціал встановлений між двома передніми і задніми ведучими мостами. Силовий потік до мостів підводиться через два нижніх вихідних вали коробки, які з'єднуються з додатковими роздавальними редукторами. Від цих редукторів привід йде до ведучих мостів.

Коробка має пряму і понижувальну передачі та виконана за схемою з проміжним валом. Зубчасті колеса циліндричні з косим зубом. Вали змонтовані в литому картері зі знімною кришкою і встановлені на кулько- і роликопідшипниках. Передачі вмикаються верхньою муфтою, а блокується диференціал нижньою муфтою за допомогою пневматичного приводу. На верхньому валу праворуч встановлено зубчасте колесо відбору потужності. Коробка змащується під тиском і розбризкуванням. Для подачі оливи до підшипників верхнього валу праворуч

змонтований масляний насос, що приводиться в обертання від зубчастого колеса коробки відбору потужності. Керування коробкою пневматичне, проте є і дублююча система – ручний привід керування.

На деяких вантажних автомобілях іноземного виробництва («Мерседес-Бенц»), а також вітчизняного (дослідні зразки заводу ЗІЛ) застосовуються роздавальні коробки, у яких передній міст вмикається та відмикається муфтою вільного ходу автоматично (рис. 4.21, 4.16). Муфта має два зовнішніх зубчастих кільця 1 і 3, кожне з яких може бути пов'язане рухомою кареткою 2 з зубчастим вінцем 4 колеса 5 валу приводу заднього моста. Кільце 3 передає крутний момент до валу переднього моста при русі автомобіля вперед, а кільце 1 – при русі заднім ходом.

При русі автомобіля без буксування задніх ведучих коліс внаслідок кінематичної невідповідності (різного числа зубів роздавальної коробки в приводі до заднього і переднього ведучих мостів) швидкість зовнішнього кільця 3 муфти, пов'язаного з приводом до заднього моста, буде менше швидкості внутрішнього кільця 6, пов'язаного з приводом до переднього моста. Передній міст буде вимкнений. При буксуванні коліс заднього моста зовнішнє кільце 3 обганяє внутрішнє 6, ролики застряють, завдяки чому передній міст автоматично включається в роботу.

Величину кінематичної невідповідності приводу до мостів приймають 3–5%.

Якщо кінематична невідповідність буде більше, міст буде вмикатися занадто пізно, якщо менше – занадто рано (надмірно часто буде вмикатися і вимикатися міст, що призведе до швидкого зносу муфти вільного ходу).

4.7 Коробки відбору потужності

Основним агрегатом приводу на додаткове (а також і на спеціальне) обладнання є коробка відбору потужності (КВП). КВП є зубчастою коробкою передач, число ступенів якої визначається призначенням й місцем її установки в силовій передачі автомобіля.

При відборі потужності від основної коробки передач (від шестерні відбору потужності проміжного валу або блоку

шестерень заднього ходу) загальне число передач дорівнює числу передач самої КВП.

При відборі потужності від роздавальної коробки (найчастіше від однієї з шестерень вхідного валу або самого валу) загальне число ступенів КВП збільшується в число разів, що дорівнює кількості передач в основній коробці.

На одному автомобілі може бути одночасно декілька (до двох-трьох) коробок відбору потужності. Так, наприклад, по три коробки відбору потужності встановлюється на окремих модифікаціях автомобілів ЗІЛ-131, Урал і КрАЗ (привід лебідки, відбір потужності до ведучих осей причіпної ланки, привід спецагрегату).

Коробка відбору потужності може передавати на додаткове обладнання від 10% до 40% максимальної потужності двигуна.

Розглянемо приклади конструктивного виконання.

На рисунку 4.22 показана КВП автомобіля Урал-375 для приводу лебідки. Відбір потужності здійснюється від роздавальної коробки. Первинний вал роздавальної коробки *1* закінчується шліцами. Такі ж шліци має ведений вал *14* КВП. За допомогою каретки *13* обидва вали можуть блокуватися. При блокуванні потужність буде передаватися через карданну передачу до редуктора лебідки.

Керування кареткою здійснюється повзуном *5*, що має дві виїмки для кулькового фіксатора *4*, що відповідає вимкненому і увімкненому положенню каретки. КВП привалочною поверхнею картера *3* приєднується до картеру *2* роздавальної коробки.

При роботі лебідки автомобіль зазвичай стоїть на місці і зубчасті колеса роздавальної коробки, які сидять на підшипниках ковзання первинного валу, нерухомі. Олива в картері цієї коробки не розбризкується, а отже, підшипники не змащуються. Для змащення всіх працюючих підшипників роздавальної коробки і КВП служить спеціальний плунжерний насос. Він складається з плунжера *7*, нагнітального клапана *8* з пружиною, всмоктуючого клапана *10* з пружиною, зворотного клапана *9*. Корпус насоса вставлений в прилив кришки *11*, привід плунжера *7* здійснюється від ексцентрика *6*. Олива засмоктується насосом з картера роздавальної коробки по трубопроводу *12* і по каналах подається до підшипників валів і шестерень первинного валу.

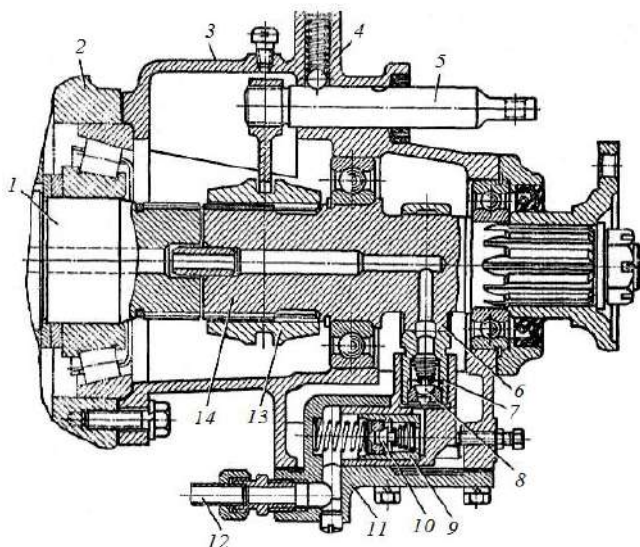


Рисунок 4.22 – Коробка відбору потужності без редуктора для приводу лебідки Урал: 1 – первинний вал; 2 – картер роздавальної коробки; 3 – картер; 4 – кульковий фіксатор; 5 – повзун; 6 – ексцентрик; 7 – плунжер; 8, 9, 10 – клапан; 11 – кришка; 12 – трубопровід; 13 – каретка; 14 – ведений вал

Дана КВП має найбільш просту конструкцію, так як у неї одна ступінь – пряма, а необхідне редукування виходить за рахунок коробки передач. Значно більш складну конструкцію має КВП з приводом від проміжного валу коробки передач.

Конструкція таких КВП зазвичай має одну-дві (до трьох) передачі переднього ходу і одну передачу заднього ходу. Прикладом може служити друга КВП автомобіля Урал-375, конструкція якої показана на рисунку 4.23.

Привалочною площиною картера 1 коробка з'єднується з картером коробки передач. На осі зубчастих коліс 2 на підшипнику встановлений блок зубчастих коліс 3, одне з коліс якого постійно зчеплене з зубчастим колесом відбору потужності, укріпленим на проміжному валу коробки передач, а інше – із зубчастим колесом 4 блока 6, що сидить на осі 5 коробки відбору потужності.

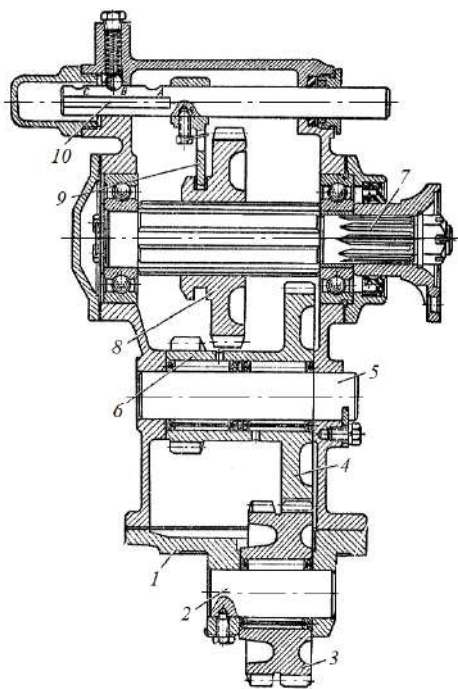


Рисунок 4.23 – Коробка відбору потужності з редуктором:

- 1 – картер; 2 – вісь зубчастих коліс; 3 – блок зубчастих коліс;
 4 – зубчасте колесо блока; 5 – вісь коробки; 6 – блок; 7 – вихідний вал;
 8 – каретка; 9 – вилка перемикання; 10 – повзун

На шліці вихідного валу 7 надіта каретка 8, яка може вводиться в зачеплення з блоком 6 за допомогою вилки перемикання 9. Остання встановлена на повзун 10. Повзун має три фіксованих положення: *A*, *B* і *C*. При положенні *B* каретка КВП вимкнена (нейтраль), при положенні *A* зубчасте колесо 8 зчеплене з малим колесом блоку, що дає передачу переднього ходу. При положенні *C* зубчасте колесо 8 зчеплене з колесом 3 (креслення розгорнуто на площині), що дає передачу зворотного ходу.

Для приводу ряду бортових агрегатів (наприклад, допоміжних котків БРДМ-1) застосовуються КВП з конічними шестернями (рис. 4.24). У картері 1 КВП, прикріпленім до роздавальної коробки 8, змонтовано ведуче конічне колесо 2.

Останнє насаджено на шліци подовженого кінця валу приводу переднього моста автомобіля. Ведене колесо 4 може блокуватися з валом 8 привода бортових агрегатів за допомогою зубчастої муфти 5. Муфта переміщається за допомогою вилки 6, посадженої на повзун 7. Повзун має два фіксованих положення:

- I – нейтральна передача;
- II – вмикання передачі.

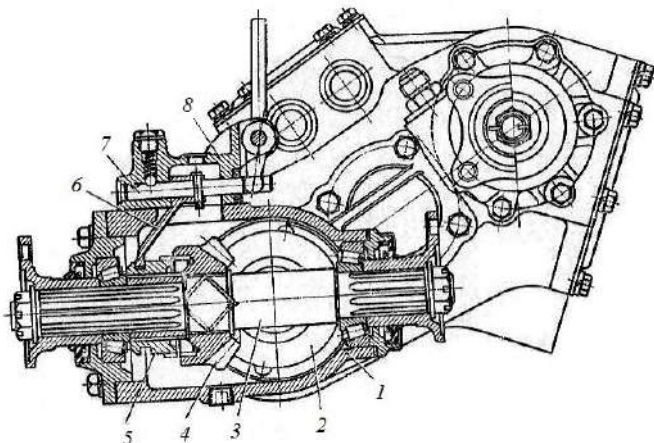


Рисунок 4.24 – Коробка відбору потужності з конічними шестернями БРДМ:

- 1 – картер; 2 – ведуче конічне колесо; 3 – вал привода агрегатів;
4 – ведене колесо; 5 – зубчаста муфта; 6 – вилка; 7 – повзун; 8 – кришка

Керування коробками відбору потужності здійснюється важелем, що вмонтовується в кабіні водія. Важіль через систему тяг пов'язаний з повзунами пересувних кареток. Останні являють собою ковзаючі шестерні або муфти.

Спосіб змащення деталей КВП залежить від місця її кріплення до основного агрегату. При верхньому кріпленні подача трансмісійної оливи примусова (МАЗ-537): насоси забирають оливу з картера основного агрегату (роздавальної коробки, коробки передач) і подають її до поверхонь, що труться, КВП. При бічному кріпленні до основного агрегату деталі змащуються розбризкуванням. В цьому випадку КВП може мати або самостійну ємність для оливи, або загальну ємність з основним агрегатом.

Контрольні запитання для самоперевірки

1. Які вимоги висуваються до конструкцій коробок передач?
2. За якими ознаками класифікують роздавальні коробки?
3. Які основні компоновальні схеми роздавальних коробок застосовані в автомобілях з колісною формулою бхб?
4. З яких елементів складається роздавальна коробка з міжосьовим диференціалом?
5. Що собою представляє одноступінчаста роздавальна коробка?
6. У чому полягає особливість роздавальної коробки з блокованим приводом вихідних валів?
7. У чому полягає особливість роздавальної коробки з диференціальним приводом вихідних валів?
8. За якими ознаками розрізняють КВП?
9. З яких елементів складається КВП?

Перелік посилань

1. Некрасов В. И. Многоступенчатая трансмиссия. Конструкция, конструирование и расчет : учеб. пособие. Курган, Изд-во Курганского гос. ун-та, 2001. 155 с.
2. Осепчугов В. В., Фрумкин А. К. Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета. М. : Машиностроение, 1989.
3. Антонов А. Н. Армейские автомобили. М. : Воениздат, 1972. Ч. 3.

5 КАРДАННА ПЕРЕДАЧА

5.1 Вимоги, класифікація, застосовність

Карданні передачі застосовуються в трансмісіях автомобілів для силового зв'язку механізмів, вали яких не співвісні або розташовані під кутом, причому взаємне положення їх може змінюватися в процесі руху. Карданні передачі застосовують також для приводу допоміжних механізмів, наприклад, лебідки. У ряді випадків зв'язок рульового колеса з рульовим механізмом здійснюється за допомогою карданної передачі.

Карданні передачі, загалом, складаються з таких елементів:

- один або кілька карданних шарнірів;
- карданні вали;
- проміжні опори.

До карданних передач висувають такі вимоги:

– передача крутного моменту без створення додаткових навантажень в трансмісії (згинальних, скручувальних, вібраційних, осьових);

– можливість передачі крутного моменту із забезпеченням рівності кутових швидкостей ведучого і веденого валів незалежно від кута між валами, що з'єднуються:

- високий ККД;
- безшумність.

Класифікація карданних передач наведена на рисунку 5.1

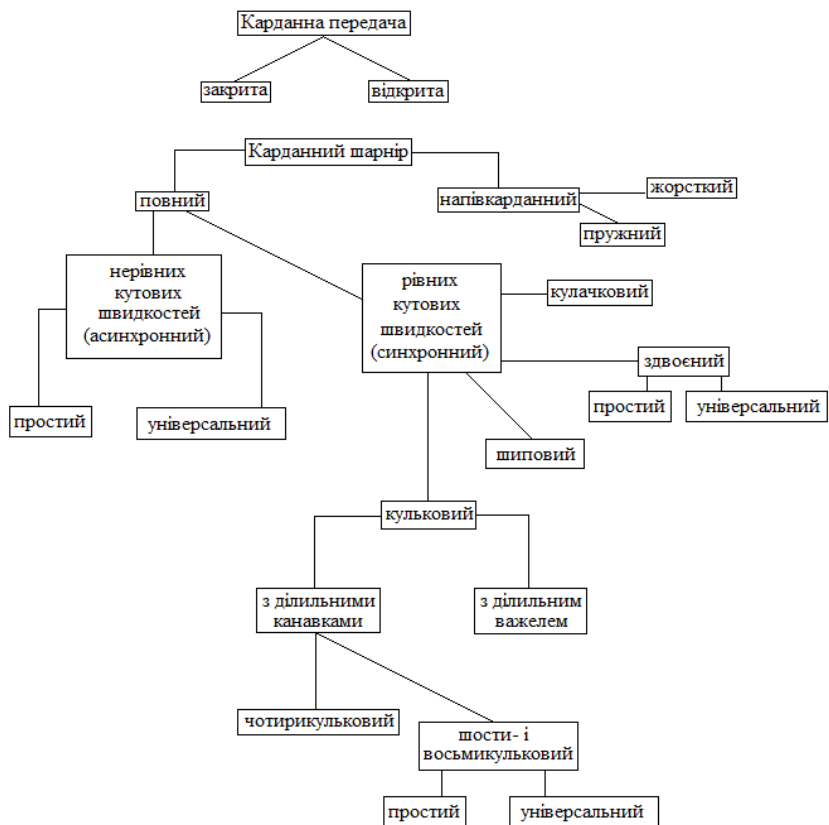
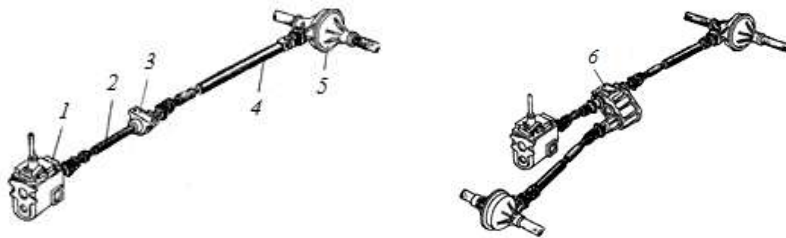


Рисунок 5.1 – Класифікація карданних передач і карданних шарнірів

На рисунку 5.2 наведені карданні передачі деяких автомобілів.



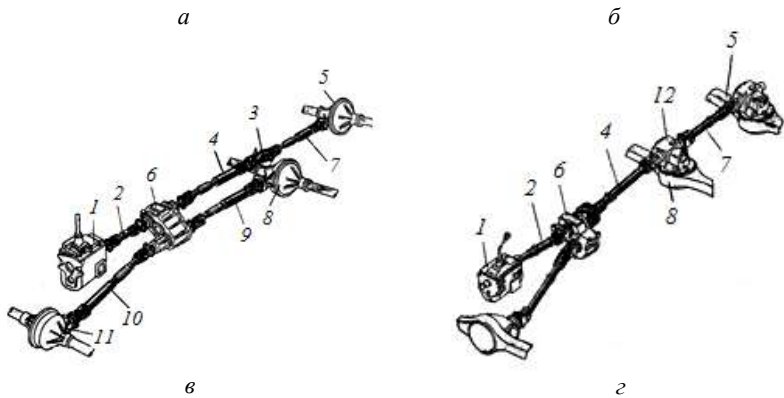


Рисунок 5.2 – Типи карданних передач:

a – тришарнірна карданна передача з проміжною опорою (для усунення виникаючої сильної вібрації валів) – сімейство автомобілів ВАЗ, ЗІЛ-131, ГАЗ-3307 тощо; *б* – три двошарнірних карданних передачі мають двовісні повнопривідні автомобілі, наявність роздавальної коробки зменшує довжину карданних валів, тому проміжна опора не потрібна: ГАЗ-66, УАЗ-3151 з колісною формулою 4х4; *в* – п'ять двошарнірних карданних передачі та однієї проміжної опори мають автомобілі з колісною формулою 6х6, тривісні, але з паралельним приводом задніх мостів, на картері першого заднього моста (середнього) встановлюється проміжна опора: Урал-4320, КрАЗ-260; для приводу ведучого колеса застосовується карданна передача з одним шарніром; *г* – чотири двошарнірних карданних передачі мають тривісні повнопривідні автомобілі з колісною формулою 6х6: ЗІЛ-131, Урал-375, КамАЗ-4310, КрАЗ-260

5.2 Закриті карданні передачі

Для легкових і вантажних автомобілів, в яких реактивний момент на задньому мосту сприймається трубою, карданна передача розміщується всередині труби, тобто є закритою (рис. 5.2 *a*). Іноді ця труба служить також для передачі штовхаючих зусиль. Оскільки довжина карданного валу в такій конструкції не змінюється при відносних переміщеннях кузова і заднього моста, то з'єднання, що компенсує зміщення, наприклад, телескопічне, в карданній передачі такого типу відсутнє. У цьому випадку використовується тільки один карданний шарнір, а нерівномірність обертання карданного валу в деякій мірі компенсується його пружністю.

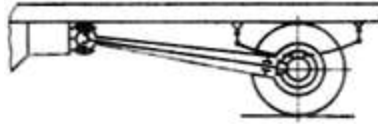


Рисунок 5.3 – Схема закритої карданної передачі

Існують конструкції легкових автомобілів, в яких зв'язок коробки передач і головної передачі здійснюється торсійним валом, а карданні шарніри відсутні. Це можливо в автомобілях, де головна передача встановлена в кузові (Вольво-600).

5.3 Відкриті карданні передачі

Для автомобілів, в яких реактивний момент сприймається ресорами або реактивними тягами, карданна передача повинна мати не менше двох шарнірів і компенсуючих з'єднань, так як відстань між шарнірами в процесі руху змінюється. При цьому конструктивно досить важко виконати карданну передачу закритою, тому її виконують відкритою (рис. 5.2 б, 5.4).

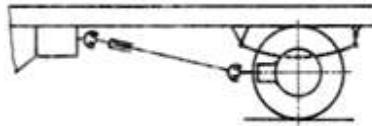


Рисунок 5.4 – Схема відкритої карданної передачі

На довгобазних автомобілях часто карданна передача складається з двох валів:

- проміжного;
- головного (переднього і заднього).

Це необхідно в тих випадках, коли застосування довгого валу може призвести до небезпечних поперечних коливань, в результаті збігу його критичної кутової швидкості з експлуатаційною. Короткий вал характеризується при роботі вищою критичною частотою. Проміжний вал встановлюється на проміжній опорі.

Якщо проміжний вал пов'язує ведений вал коробки передач з головним карданним валом (автомобілі ВАЗ, ЗІЛ), то проміжна опора повинна мати деяку еластичність. Це необхідно з тієї

причини, що силовий агрегат автомобіля (двигун, зчеплення, коробка передач), встановлений на пружних подушках, має деяку свободу як у вертикальній, так і в горизонтальній площинах. З цієї причини корпус підшипника проміжної опори встановлений в кронштейні з гумовим кільцем, а кронштейн укріплений на поперечині рами.

На деяких автомобілях застосовують проміжні опори з жорстко встановленими в корпусі підшипниками, але сам корпус в цьому випадку може гойдатися на цапфах, які пов'язані з кронштейном, закріпленим на траверсі рами.

У тривісних автомобілях, що мають автономний карданний привід до проміжного і заднього мостів, на проміжному мосту встановлюється проміжна опора.

Карданні шарніри нерівних кутових швидкостей (асинхронні), що мають дві фіксовані осі гойдання, використовують в карданній передачі при нахилі веденого валу зазвичай на кут не більше 20° .

Карданні шарніри рівних кутових швидкостей (синхронні) застосовують в приводі ведучих і одночасно керованих коліс, кут нахилу веденого валу в залежності від конструкції шарніра може досягати 45° .

Пружні півкарданні шарніри встановлюються, головним чином, в карданних передачах легкових автомобілів, і в залежності від конструкції кут нахилу валу може бути $8-10^\circ$.

Жорсткі півкарданні шарніри використовують для компенсації неточності монтажу з'єднувальних механізмів в разі установки механізмів, що з'єднуються на досить жорсткій основі. Вони допускають кут нахилу валу трохи більше 2° .

На рисунку 5.5 *a* показана схема карданного шарніра. Загалом шарнір складається з ведучої вилки 1, веденої вилки 2, розташованої в перпендикулярній площині по відношенню до вилки 1, і хрестовини *K*. Кінці вилок з'єднані з хрестовиною шарнірно. Осі обертання валів вилок розташовані одна до одної під кутом γ .

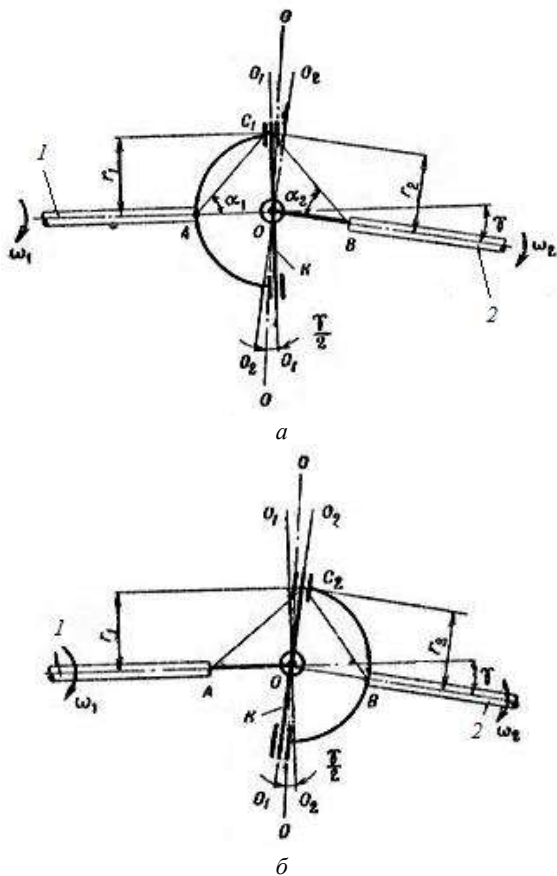


Рисунок 5.5 – Схема роботи карданного шарніра

Зі схеми визначається окружна швидкість точки C_1 :

$$v_c = \omega_1 \tau_1 = \omega_2 \tau_2$$

З цього виразу випливає, що кутові швидкості будуть рівні за однакової кількості радіусів точки C_1 відносно осей валів вилок 1 і 2, тобто при $r_1 = r_2$; $r_1 = AC_1 \sin \alpha_1 = BC_1 \sin \alpha_2$, де AC_1 і BC_1 довжина умовних повідків, α_1 і α_2 кути між повідками і осями валів вилок.

Так як $AO=BO$, то для виконання умови $w_1=w_2$ необхідно, щоб точка C_1 лежала на бісектрисі OO кута між валами, а при обертанні валів і зміні кута γ між ними залишалася в бісекторній площині.

Це основна умова рівності швидкостей для будь-якої форми поवादка (прямого, вигнутого або з формою кругового сектора).

У шарнірах нерівних кутових швидкостей при повороті валу на 90° (рис. 5.5 б) хрестовина, повертаючись, відхиляється на кут γ . Точка C_2 не лежить на бісектрисі OO і тому кардан з хрестовиною не може забезпечити рівності кутових швидкостей обертання ведучого 1 і веденого 2 валів карданного шарніра.

Рівномірне обертання веденого валу за допомогою двох карданних шарнірів нерівних кутових швидкостей матиме місце, якщо кути γ_1 і γ_2 між валами будуть рівними, а вилки карданного шарніра, що належать проміжному валу, будуть лежати в одній площині.

5.4 Універсальний карданний шарнір нерівних кутових швидкостей

У деяких випадках осьове переміщення, що компенсує зміну довжини карданного валу, краще забезпечувати не шліцьовим з'єднанням, а безпосередньо конструкцією карданного шарніра – такий шарнір називається універсальним. На рисунку 5.6 показаний карданний вал з двома універсальними шарнірами. В отвір кінця валу запресований пустотілий палець 4, на який посаджені на голчастих підшипниках 2 два сферичних ролика 1. В отвори пальця 4 вставлені центрувальні заглушки 3 зі сферичною поверхнею. У корпусі 5 шарніра виконано два паза циліндричного перетину такого ж радіуса, як радіус ролика. При обертанні під кутом палець 4 має можливість, крім обертання навколо своєї осі, нахилитися і ковзати на сферичних роликах по пазах. У такому шарнірі осьове переміщення супроводжується значно меншими втратами на тертя, ніж в шліцьовому з'єднанні.

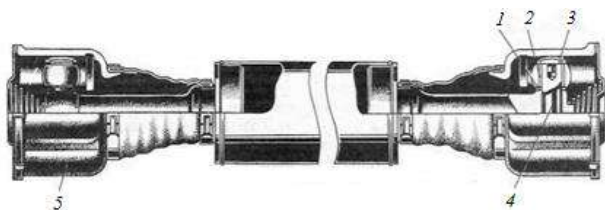


Рисунок 5.6 – Карданний вал з двома універсальними шарнірами нерівних кутових швидкостей: 1 – два сферичних ролика; 2 – голчасті підшипники; 3 – заглушки; 4 – палець; 5 – корпус шарніра

На рисунку 5.7, як приклад, показана передача автомобіля ЗІЛ-131 – відкрита, подвійна, з шарнірами нерівних кутових швидкостей.

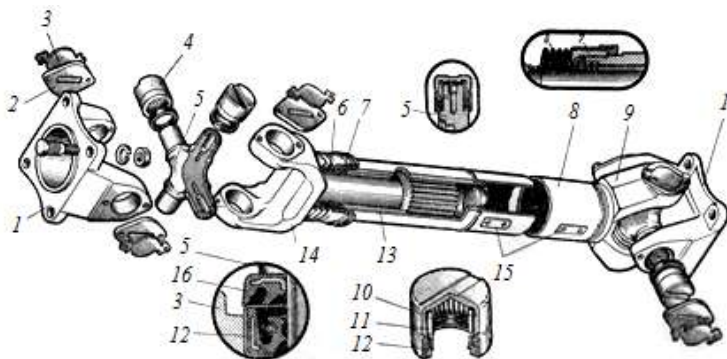


Рисунок 5.6 – Карданний вал автомобіля ЗІЛ-131:

1 – вилка-фланець; 2 – кришка підшипника; 3 – стопорна пластина; 4 – гільчастий підшипник; 5 – хрестовина; 6 – захисна муфта; 7 – обойма сальника; 8 – вал; 9 – глуха вилка; 10 – стакан підшипника; 11 – голки підшипника; 12 – сальник; 13 – шліцьова втулка; 14 – рухома вилка; 15 – балансувальна пластина; 16 – торцевий сальник

5.5 Півкарданні шарніри

Пружний півкарданний шарнір допускає передачу крутного моменту від одного валу до іншого, розташованому під деяким кутом, завдяки деформації пружної ланки, що зв'язує обидва вали. Пружна ланка може бути гумовою (рис. 5.8 а), гумовотканинною або гумовою, підсиленою сталевим тросом (рис. 5.8 б). В останньому випадку півкарданний шарнір може

передавати значний крутний момент і під більшим кутом, ніж в перших двох випадках.

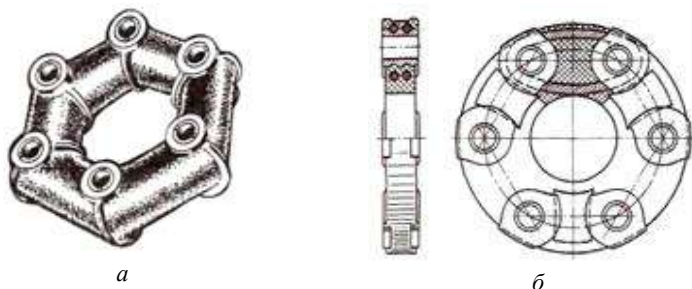


Рисунок 5.8 – Пружні ланки півкарданних шарнірів:
a – гумова; *б* – гумова з тросовим підсиленням

Перевагами півкарданного шарніра є:

- зниження динамічних навантажень в трансмісії при різких змінах частоти обертання (наприклад, при різкому вмиканні зчеплення);

- відсутність необхідності обслуговування в процесі експлуатації.

Завдяки еластичності такий шарнір допускає невелике осьове переміщення карданного валу.

Пружний півкарданний шарнір повинен центруватися, інакше балансування карданного валу може порушитися.

В якості прикладу застосування пружного карданного шарніру на рисунку 5.9 приведена карданна передача автомобіля ВАЗ-2105. Тут пружний півкарданний шарнір встановлений на передньому кінці проміжного карданного валу. Пружна шестигранна ланка (гумова муфта) має шість отворів, всередині яких привулканізовані металеві вкладиші. Гумова ланка перед установкою на болти фланців попередньо стягнута по периферії металевим хомутом, без чого отвори в муфті не співпадають з болтами (після збірки хомут знімається). Таким чином гумова ланка отримує попередню напругу. Гума працює краще на стиск, ніж на розтяг, тому даний процес знижує напруження розтягу при передачі через шарнір крутного моменту.

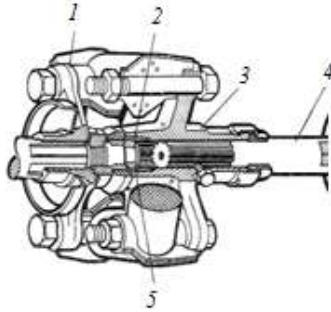


Рисунок 5.9 – Карданна передача з пружним півкарданним шарніром:
1 і 3 – фланці; 2 – втулка; 4 – карданний вал; 5 – центрувальне кільце

Жорсткий півкарданний шарнір, що являє собою з'єднання (рис. 5.10), компенсує неточність монтажу, в даний час на автомобілях застосовується вкрай рідко. Причиною цього є недоліки, властиві такому шарніру: швидке зношування, трудомісткість виготовлення, шум при роботі.

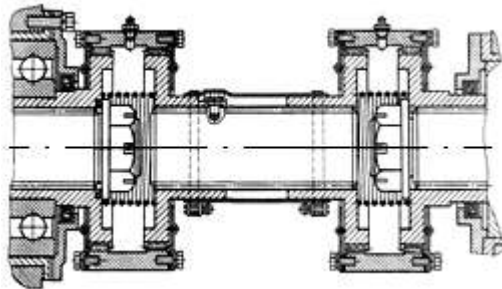


Рисунок 5.10 – Вал з жорсткими півкарданними шарнірами

5.6 Карданні передачі з шарнірами рівних кутових швидкостей

В основі конструкцій карданних шарнірів рівних кутових швидкостей лежить єдиний принцип: точки контакту, через які передаються окружні сили, перебувають у бісекторній площині валів.

5.6.1 Чотирикульковий карданний шарнір з ділильними канавками (типу «Вейс»)

Чотирикульковий карданний шарнір з ділильними канавками встановлюється на ряді вітчизняних автомобілів (УАЗ-469, ГАЗ-66, ЗІЛ-131, рис. 5.11) в приводі керованих ведучих коліс. При русі автомобіля вперед зусилля передається однією парою кульок; при русі заднім ходом – іншою парою. Канавки в кулачках 2 і 3 нарізані по дузі кола радіуса R . Чотири кульки 6 розташовуються на перетині симетрично розташованих канавок 5 – в бісекторній площині, що забезпечує рівність кутових швидкостей валів 1 і 4. Шарик 7 центрувальний.

Найбільш точно кульки встановлювалися би при перетині канавок під кутом 90° , але при цьому ковзання кульок призводило би до швидкого зношування як кульок 6 і 7, так і канавок 5 і до зниження ККД шарніра.

Карданні шарніри цього типу забезпечують кут між валами $\gamma=30\text{--}32^\circ$. Мала трудомісткість виготовлення (найменша в порівнянні з синхронними шарнірами інших типів), простота конструкції та низька вартість забезпечили їх широке поширення. ККД шарніра достатньо високий, так як в ньому переважає тертя кочення.

Слід зазначити деякі особливості цього шарніра, що обмежують можливість його застосування. Передача зусилля тільки двома кульками при теоретично точковому контакті призводить до виникнення великих контактних механічних напруг. Тому чотирикульковий карданний шарнір зазвичай встановлюють на автомобілях з навантаженням на вісь не більше 25...30 кН. При роботі шарніра виникають розпірні навантаження, особливо якщо центр шарніра не лежить на осі шворня. Для точної установки шарніра необхідні спеціальні упорні шайби або підшипники.

Довговічність в експлуатації зазвичай не перевищує 25–30 тис. км. У зношеному шарнірі кульки при передачі підвищеного крутного моменту, коли кулачки деформуються, можуть випасти, що призводить до заклинювання шарніра і втрати керованості. До зносу найбільш схильні середні частини канавок, причому ненавантажені канавки зношуються більше, ніж навантажені. Пояснюється це тим, що навантажується шарнір при порівняно

рідкісному вмиканні переднього ведучого керованого моста для руху у важких дорожніх умовах, а більша частина пробігу автомобіля здійснюється з вимкненим переднім мостом, коли шарнір навантажується в зворотному напрямку невеликим, але довготривалим моментом опору обертанню частини трансмісії.

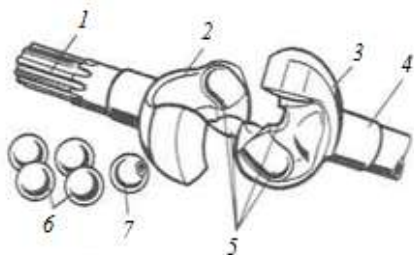


Рисунок 5.11 – Кульковий карданний шарнір з ділильними канавками (типу «Вейс»): 1, 4 – приводні вали; 2, 3 – кулачки; 5 – канавки; 6, 7 – кульки

5.6.2 Шестикульковий карданний шарнір з ділильним важелем (типу «Рцепп»)

Основними елементами цього шарніра є сферичний кулачок 4, закріплений на шліцах валу 5, і сферична чашка 3, пов'язана з іншим валом 1 (рис. 5.12). На кулачку і на внутрішній стороні чашки вифрезеровано по шість меридіональних канавок напівкруглого перетину. Канавки виконані з одного центру. У канавках розміщено шість кульок, які пов'язані сепаратором 6. При нахилі валів кульки встановлюються в бісекторній площині за допомогою ділильного важеля 2, який повертає направляючу чашку 7, а разом з нею і сепаратор. Пружина 8 служить для стиснення ділильного важеля до гнізда в торці валу 5 при зміні положення важеля в результаті нахилу валів.

Карданний шарнір такого типу допускає максимальний кут $\gamma=37^\circ$. Так як зусилля в цьому шарнірі передається шістьма кульками, він забезпечує передачу великого крутного моменту при малих розмірах. Розпірні навантаження відсутні в шарнірі, якщо центр останнього збігається з віссю шворня. Шарнір має велику надійність, високий ККД, однак технологічно складний.

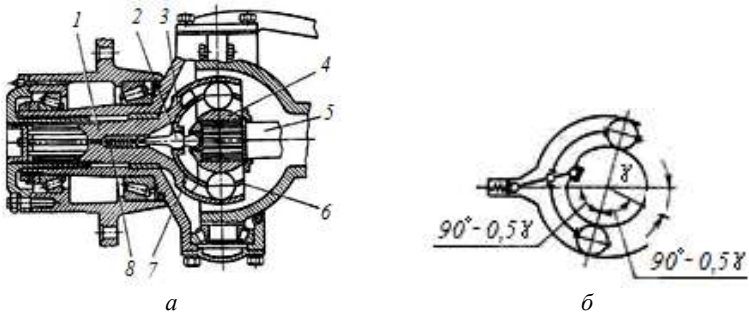


Рисунок 5.12 – Кульковий карданний шарнір з ділительним важелем (типу «Рцепп»): *a* – установка шарніра в приводі переднього колеса; *б* – схема шарніра; 1, 5 – вал; 2 – ділительний важіль; 3 – сферична чашка; 4 – сферичний кулачок; 6 – сепаратор; 7 – направляюча чашка; 8 – пружина

5.6.3 Шестикульковий карданний шарнір з ділительними канавками (типу «Бірфильд»)

Шарнір виконано наступним чином. На кулачку 4, поверхня якого виконана по сфері радіуса R_1 (центр O), вифрезеровано шість канавок (рис. 5.13). Канавки кулачка мають перемінну глибину, так як вони нарізані по радіусу R_3 (центр O_1 зміщений відносно центру шарніра O на відстань a). Внутрішня поверхня корпусу 1 виконана по сфері радіуса R_2 (центр O), також має шість канавок змінної глибини, нарізаних по радіусу R_4 (центр O_2 зміщений відносно центру шарніра O також на відстань a). Сепаратор 3, в якому розміщені кульки 2, має зовнішню і внутрішню поверхні, виконані по сфері радіусів відповідно R_2 і R_1 . У положенні, коли вали шарніра співвісні, кульки знаходяться в площині, перпендикулярній осям валів, що проходить через центр шарніра.

При нахилі одного з валів 5 на кут γ верхня кулька виштовхується – з канавок, що звужуються, вправо, а нижня кулька переміщається сепаратором в канавку, що розширюється, вліво. Центри кульок завжди знаходяться на перетині осей канавок. Це забезпечує їх розташування в бісекторній площині, що є умовою синхронного обертання валів. Щоб уникнути заклинювання кульок, кут, під яким перетинаються осі канавок, не повинен бути менше $11^{\circ}20'$.

На відміну від карданного шарніра з ділильним важелем в даному шарнірі профіль перетину канавок виконаний не по дузі кола, а по еліпсу. Завдяки цьому сили взаємодії стінки канавки і кульки складають з вертикаллю кут 45° , що оберігає кромки канавок від зминання та сколювання.

Відсутність ділильного важеля дозволяє цьому шарніру працювати при куті між валами $\gamma = 45^\circ$. ККД шарніра при малих кутах вище 0,99, а при $\gamma = 30^\circ - 0,97$.

Шарнір встановлюється в карданній передачі передніх керованих і ведучих коліс деяких вітчизняних автомобілів (ВАЗ-2108) на зовнішньому кінці карданного валу. При цьому на внутрішньому кінці карданного валу повинен встановлюватися карданний шарнір, що дозволяє компенсувати зміну довжини карданного валу при деформації пружних елементів.

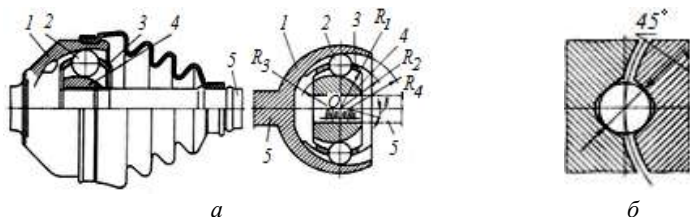


Рисунок 5.13 – Шестикульковий карданний шарнір з ділильними канавками (типу «Бірфільд»): *а* – конструкція; *б* – схеми; 1 – корпус; 2 – кульки; 3 – сепаратор; 4 – кулачок; 5 – вал

5.6.4 Здвосний карданний шарнір

Якщо в карданній передачі з двома шарнірами довжину проміжного валу скоротити до нуля, а вилки, що належать цьому валу, розташувати в одній площині, а також забезпечити рівність кутів нахилу валів ($\gamma_1 = \gamma_2$), то отримаємо карданну передачу рівних кутових швидкостей. Ця передача називається *подвійною*.

Застосовувані в приводі керованих ведучих коліс ці шарніри можуть мати різну конструкцію. Один з варіантів приведений на рисунку 5.14 *а*. Тут два шарніра 1 нерівних кутових швидкостей об'єднуються подвійною вилкою 2. Схема шарніра показана на рисунку 5.14 *б*. Рівність кутових швидкостей повинно забезпечуватися ділильним важелем. Однак така рівність

можлива тільки при рівності кутів $\gamma_1 = \gamma_2$, що в даній конструкції не дотримується точно, так як при нахилі валу плече, пов'язане з лівим валом, залишається постійним a , проте плече, пов'язане з іншим валом, збільшується на величину Δa . Тому в зведеному шарнірі з ділительним важелем синхронне обертання з'єднаних валів може бути забезпечене тільки з деяким наближенням.

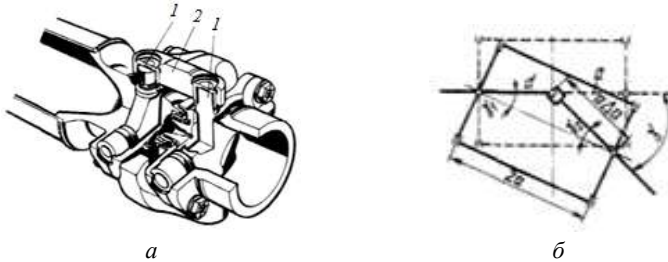


Рисунок 5.14 – Здвосний карданний шарнір: *a* – компонування шарніра; 1 – шарнір неоднакових кутових швидкостей; 2 – подвійна вилка; *б* – схема шарніра

Коефіцієнт нерівномірності обертання здвоєного шарніра залежить від кута між валами і від конструктивних розмірів ділительного пристрою. Наприклад, при $\gamma = 30^\circ$ коефіцієнт нерівномірності здвоєного шарніра не перевищує 1%, що приблизно в 30 разів менше коефіцієнта нерівномірності шарніра нерівних кутових швидкостей при тому ж значенні кута нахилу γ .

Для подвійного шарніра на голчастих підшипниках характерний значний знос цих підшипників і шипів хрестовин. Це пояснюється тим, що завдяки переважно прямолінійному руху автомобіля голки підшипників не перекочуються, внаслідок чого поверхні деталей, з якими вони стикаються, схильні до бірнелювання, а самі голки іноді сплющуються.

5.6.5 Кулачковий карданний шарнір

Кулачкові шарніри застосовуються на автомобілях великої вантажопідйомності в приводі до ведучих керованих коліс (рис. 5.15). Якщо розділити по осі симетрії кулачковий карданний шарнір на дві частини, то кожна частина буде являти собою

карданний шарнір неоднакових кутових швидкостей з фіксованими осями гойдання (так само як у зведеного карданного шарніра).

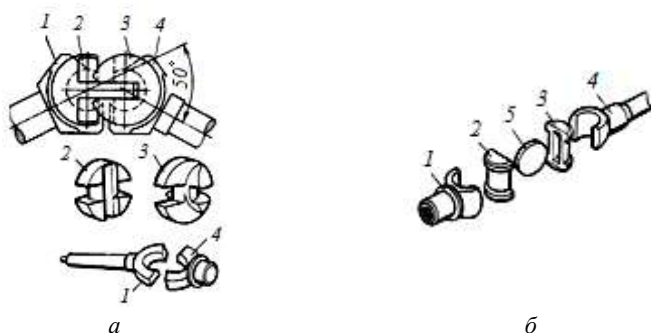


Рисунок 5.15 – Кулачкові карданні шарніри: *а* – «шарнір Тракта»: 1, 4 – вилки; 2, 3 – фасонні кулачки; *б* – дисковий: 1, 4 – вилки; 2, 3 – кулачки; 5 – диск

Завдяки наявності розвинених поверхонь взаємодіючих деталей шарнір здатний передавати значний за величиною крутний момент при забезпеченні кута між валами $45\text{--}50^\circ$.

На зарубіжних автомобілях великої вантажопідйомності широко застосовується кулачковий карданний шарнір, показаний на рисунку 5.15 *а*, відомий під назвою «шарнір Тракту».

Він складається з чотирьох штампованих деталей: двох вилок 1 і 4 і двох фасонних кулачків 2 і 3, поверхні яких контактено взаємодіють. При виготовленні поверхні піддаються шліфуванню.

У нашій країні був розроблений кулачковий шарнір (рис. 3.15 *б*), який встановлюється на ряді автомобілів (КамАЗ-4310, Урал-4320, КАЗ-4540, КраЗ-260 та ін.). Шарнір складається з п'яти простих по конфігурації деталей: двох вилок 1 і 4, двох кулачків 2 і 3 і диска 5, тому його часто називають дисковим. Трудомісткість його виготовлення в порівнянні з трудомісткістю «шарніра Тракту» дещо більша. Максимальне значення кута між валами, що забезпечується цим шарніром, 45° . ККД кулачкових шарнірів нижче, ніж ККД інших шарнірів рівних кутових швидкостей, так як для їх елементів характерне тертя ковзання. У

експлуатації спостерігається значне нагрівання, а іноді і задирки деталей шарніра внаслідок незадовільного підводу мастильного матеріалу до поверхні тертя.

Контрольні запитання для самоперевірки

1. Що розуміється під карданної передачею?
2. За якими ознаками класифікуються карданні передачі?
3. Чим відрізняється закрыта карданна передача від відкритої?
4. Що покладено в основу забезпечення рівності кутових швидкостей вихідних валів у карданного шарнір рівних кутових швидкостей?
5. З яких елементів складається шарнір нерівних кутових швидкостей?
6. За рахунок яких заходів з двох шарнірів нерівних кутових швидкостей можливо отримати шарнір рівних кутових швидкостей?
7. З яких елементів складається кулачковий шарнір?
8. З яких елементів складається кульковий шарнір Вейса?
9. У чому полягають переваги півкарданного шарніра?

Перелік посилань

1. Осепчугов В. В., Фрумкин А. К. Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета. М. : Машиностроение, 1989.
2. Антонов А. С. и др. Армейские автомобили. Конструкция и расчет. М. : Воениздат, 1970. Ч. 1.

6 МЕХАНІЗМИ ВЕДУЧИХ МОСТІВ

6.1 Головні передачі: вимоги, що пред'являються; загальна будова; класифікація; застосовність

Головна передача (ГП) – механізм трансмісії автомобіля, який призначений для змінювання напрямку передачі крутного моменту і його величину при підведенні потоку потужності до ведучих коліс у відповідності зі застосованою схемою трансмісії.

ГП забезпечує постійне збільшення крутного моменту та вибирається з умов отримання заданої максимальної швидкості автомобіля на вищій передачі в коробці передач і оптимальної паливної економічності.

До головних передач висувають наступні вимоги:

- високий ККД незначно змінюється від впливу температури навколишнього середовища і швидкості руху автомобіля;
- висока жорсткість корпусу, опор і валів;
- мінімальні розміри по висоті для забезпечення максимально можливого дорожнього просвіту;
- максимально низький рівень шуму.

Головну передачу класифікують за наступними ознаками (рис. 6.1):

- за числом пар шестерень:
 - одинарні, за типом зачеплення діляться на: черв'ячні; конічні; гіпоїдні; циліндричні;
 - подвійні, за місцем розташування: центральні; рознесені (з колісним редуктором; з бортовим редуктором);
- за кількістю ступенів (передач):
 - одноступінчасті одношвидкісні;
 - двоступеневі двошвидкісні.

При роботі головної передачі перетворення крутного моменту характеризується передатним числом. Як правило, у легкових автомобілів передатне число $u=3,5-5,5$; у вантажних – $u=6-9$. Спостерігається тенденція до зниження передатного числа головної передачі.

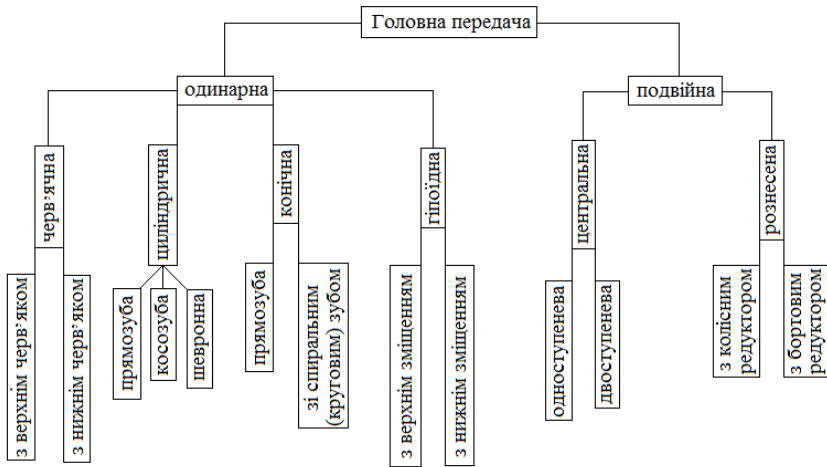


Рисунок 6.1 – Класифікація головних передач

6.1.1 Одинарна головна передача

Одинарна головна передача складається з однієї пари шестерень і застосовується в основному на легкових автомобілях і вантажних автомобілях малої вантажопідйомності (до 40 кН), обмежується передатним числом до 7 і крутним моментом до 2500 Нм. При $u > 7$ збільшується діаметр і ускладнюється термообробка веденого колеса, зменшується дорожній просвіт.

6.1.1.1 Черв'ячна головна передача

Черв'ячна головна передача складається з черв'ячного колеса і черв'яка верхнього або нижнього розташування.

До переваг черв'ячної передачі відносяться:

- малі габарити і маса при порівняно великому передатному числі;
- плавна безшумна робота;
- можливість варіювання розташуванням карданної передачі;
- максимальне зниження центру ваги при нижньому розташуванні черв'яка;
- простота створення редуктора з прохідним валом до іншої головної передачі.

Недоліками черв'ячної передачі є:

- низький ККД (0,9–0,92);

- великі осьові навантаження на черв'яку;
- підвищене ковзання профілів зубів і схильність до заїдання, що обумовлює застосування дорогих антифрикційних матеріалів;
- висока вартість матеріалів.

Черв'ячні головні передачі на даний час застосовуються рідко. Їх використовують на деяких багатівісних багатоприводних автомобілях. Можливість знизити рівень підлоги зумовила обмежене застосування черв'ячних передач на автобусах. Черв'ячні передачі застосовувались на автомобілях ГАЗ-ААА і ЗІС-6. В даний час знаходять застосування в трансмісії автобусів та кар'єрних самоскидів Великобританії, США, Канади.

6.1.1.2 Конічна головна передача

Конічні головні передачі застосовується на автомобілях ЗАЗ-968, ЛуАЗ, УАЗ, ГАЗ-51, 52, КАЗ-4540. Раніше застосовувалися конічні ГП з прямим зубом, мінімальне число зубів $z_{min}=8-9$. На даний час вони витіснені шестернями зі спіральним зубом $z_{min}=5-6$. Шестерні зі спіральним зубом працюють більш плавно і безшумно, в зачепленні одночасно знаходиться більша кількість зубів. Але в такому зачепленні виникають значні осьові навантаження, потрібна підвищена точність виготовлення, можливе заклинювання зубів при зворотному напрямку обертання.

Конічні ГП з прямим зубом на сучасних автомобілях не встановлюють. Вони застосовувалися на початку тридцятих років на автомобілях Ярославського автозаводу (конічна пара подвійний головною передачею).

Конічні ГП з спіральним (круговим) зубом, що прийшли на зміну передачам з прямим зубом, в даний час застосовуються головним чином на вантажних автомобілях (КАЗ-4540), конічні пари встановлюють в подвійних головних передачах (ЗІЛ-431410, всі моделі КамАЗ, МАЗ, КраЗ, Урал). На легкових автомобілях радянського виробництва вони застосовуються на ЗАЗ-968, ЛуАЗ, УАЗ. Конічні головні передачі з шевронним зубом використовують вкрай рідко, що пояснюється високою вартістю їх виробництва.

6.1.1.3 Гіпоїдна головна передача

Гіпоїдна головна передача застосовується на автомобілях ВАЗ, Москвич, ГАЗ-24, ГАЗ-3102, ГАЗ-53, ГАЗ-3307, ЗІЛ-4331 тощо (рис. 6.2, 6.3 з).

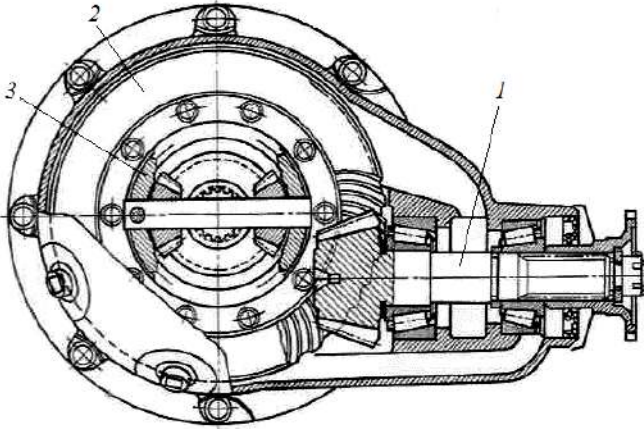


Рисунок 6.2 – Гіпоїдна передача автомобілів: 1 – вхідний (ведучий) вал з шестернею; 2 – ведена шестерня; 3 – диференціал

Через гіпоїдне зміщення осі шестерень не перетинаються, а схрещуються. Тому кут нахилу спіралі зуба ведучої шестерні та його торцевий модуль більше, ніж у зуба веденого колеса.

Чим більше кут нахилу спіралі, тим більше середній діаметр шестерні та вище її міцність. Більша кількість зубів, що одночасно знаходяться в зачепленні, забезпечує високу плавність ходу і зниження навантаження, яке припадає на поверхню зуба. У порівнянні з конічними колесами гіпоїдні зубчасті колеса краще припрацьовуються, мають більш високий опір втоми і займають менші габарити, що дозволяє застосовувати їх на сучасних вантажних автомобілях замість подвійної ГП (ЗІЛ-133Г, ЗІЛ-4331).

Зсув осі шестерні відносно осі колеса може бути:

– *нижнім*: знижує центр ваги, висоту підлоги кузова, покращує стійкість руху високошвидкісних автомобілів (рис. 6.3 з);

– *верхнім*: зміщують вгору в прохідних мостах багатовісних автомобілів, а також за умовами компоновання при передньому приводі.

У легкових автомобілів гіпоїдне зміщення не більше 0,4 від середнього радіуса веденого зубчастого колеса, у вантажних – не більше 0,25.

У гіпоїдному зачепленні відсутнє чисте кочення між зубами і утруднене утворення масляного клину через поздовжнє ковзання зубів, що вимагає застосування спеціальних гіпоїдних олив з високоефективними протизадирними присадками. ККД ГП трохи нижче, ніж у конічній і становить 0,96–0,97.

6.1.1.4 Циліндрична головна передача

Циліндричні головні передачі широко використовуються в передньопривідних автомобілях при поперечному розташуванні двигуна (ВАЗ-2108, ЗАЗ-1102 та ін.).

6.1.2 Подвійна головна передача

Подвійна головна передача – це головна передача з двома парами зубчастих коліс (рис. 6.2–6.4).

По взаємному розташуванню валів ГП можуть бути:

- плоскі (рис. 6.3 а);
- «пістолетного» типу (рис. 6.3 б);
- Г-подібні (рис. 6.3 в).

За компоувальною схемою, яку наведено на рисунках 6.3 а та 6.4, створюються можливість декілька скоротити карданну передачу, але при цьому збільшується кут нахилу його валу. Конічна шестерня 1 (рис. 6.4) з круговим зубом встановлена консольно, що потребує застосування особо жорстких підшипників.

За компоувальною схемою, яку наведено на рисунку 6.3 б («пістолетний» тип), створюються більш сприятливі умови роботи карданної передачі, зменшується кут нахилу карданного валу. За такою схемою виконана головна передача тривісного автомобіля КраЗ-257.

За компоувальною схемою, яку наведено на рисунку 6.3 в, використання прохідного валу дозволяє спростити привід до заднього мосту тривісного автомобіля і забезпечити сприятливі умови роботи карданної передачі.

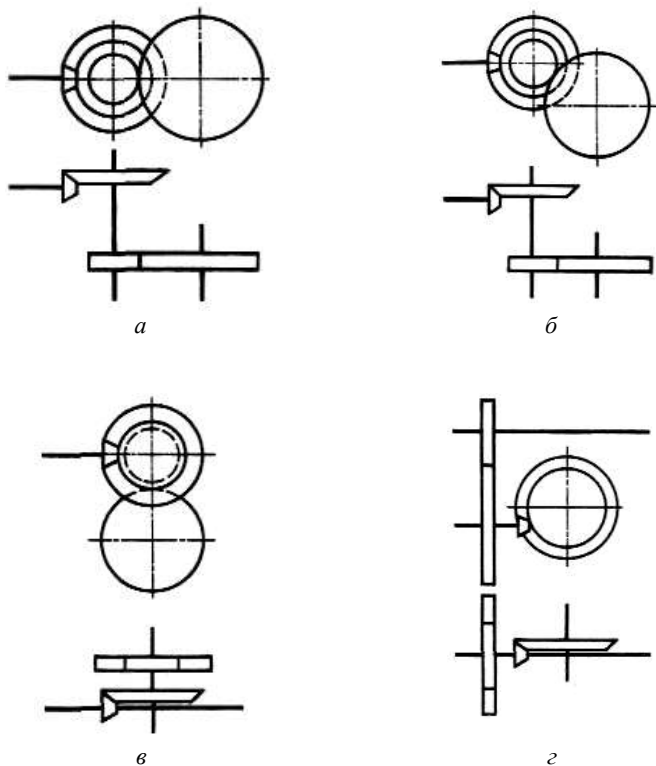


Рисунок 6.3 – Схеми подвійних центральних передач:
а – вали розташовані у горизонтальній площині; *б* – «пістолетний» тип;
в – Г-подібна; *г* – гіпоїдна передача з нижнім розташуванням ведучої шестерні

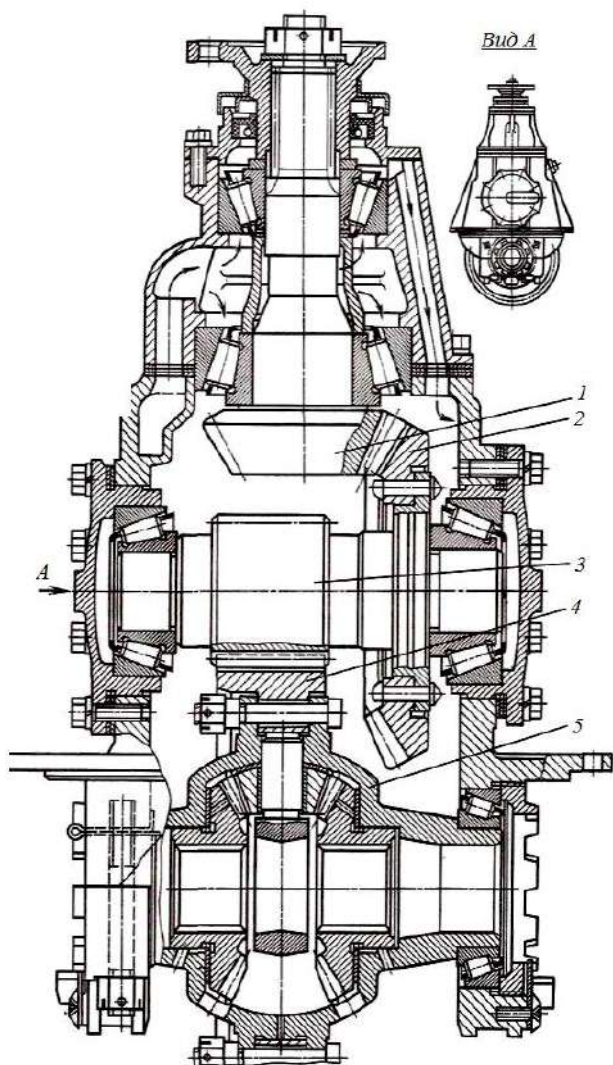


Рисунок 6.4 – Центральна головна передача з валами, розташованими в одній площині: 1 – конічна шестерня; 2 – конічне колесо; 3 – циліндрична шестерня; 4 – циліндричне колесо; 5 – диференціал

6.1.2.1 Центральна подвійна головна передача

Центральна подвійна головна передача в порівнянні з одинарною:

- має великі розміри, масу і вартість;
- дозволяє отримати більше значення передатного числа (до 12) при допустимій величині дорожнього просвіту автомобіля;
- добре пристосована для створення прохідного моста.

При навантаженні на ведучі колеса 80–100 кН максимальний вхідний крутний момент для таких ГП досягає 3500 Нм. Відносно великі габарити центральної частини ведучого моста викликають труднощі при проєктуванні автомобілів з низькою посадкою платформи або кузова, а також при компонуванні комбінованого (ведучого і керованого) моста.

Центральні подвійні ГП представляють собою поєднання конічної або гіпоїдної пари на вході (1,5–1,7) з циліндричною на виході або навпаки, які об'єднані в спільному картері, а також на вході можлива установка планетарного редуктора. Їх використовують для вантажних автомобілів середньої і великої вантажопідйомності та автобусів. У тривісних автомобілях подвійна головна передача проміжного моста має прохідний ведучий вал для приводу головної передачі заднього моста (автомобілі КамАЗ, Урал).

У вітчизняному автомобілебудуванні найбільшого поширення набули «плоскі» ГП: все вали розташовані в горизонтальній площині (рис. 6.3, ЗІЛ-431410). При «плоскій ГП» скорочується відстань між фланцями кріплення карданного валу, що при невеликій базі автомобіля може привести до великих кутів нахилу цього валу.

Г-подібні: вали розташовані в двох взаємоперпендикулярних площинах – горизонтальної та вертикальної (Урал-4320, ЗІЛ-131, КамАЗ-5320 та ін.). Цей тип ГП дозволяє отримати найбільш компактний проміжний прохідний міст візка тривісного автомобіля (рис. 6.5). У такому варіанті пара конічних зубчастих коліс розміщена над балкою моста, внаслідок чого необхідно збільшувати навантажувальну висоту платформи.

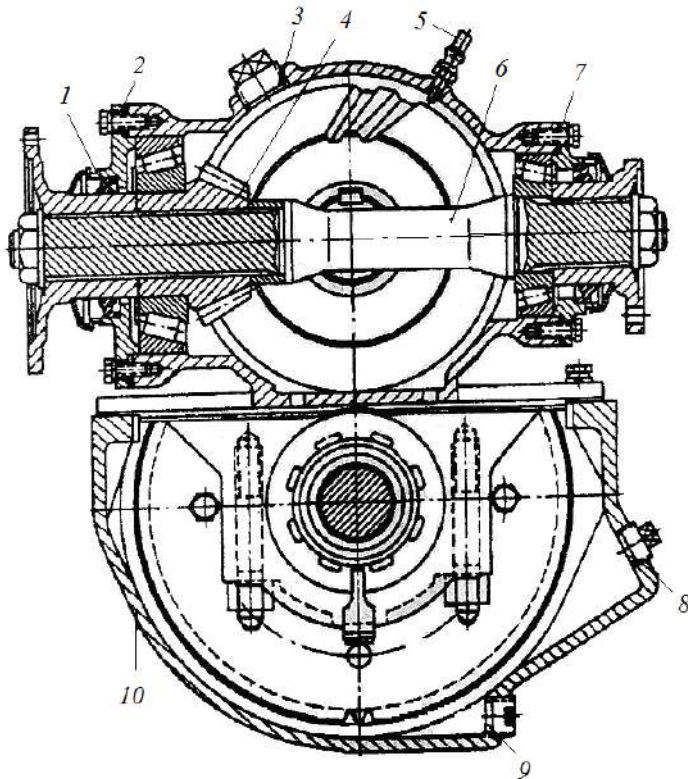


Рисунок 6.5 – Подвійна центральна Г-подібна головна передача прохідного моста тривісного автомобіля УРАЛ-4320: 1 – ущільнення; 2, 7 – кріплення кришки; 3 – заливний отвір з пробкою; 4 – ведуча шестерня; 5 – сапун; 6 – прохідний вал; 8 – контрольний отвір з пробкою; 9 – зливний отвір з пробкою; 10 – корпус картера

Проміжне місце займають ГП «пістолетного» типу: вали розташовуються в двох неперпендикулярних площинах (автомобілі КраЗ).

З точки зору навантаженості опор проміжного валу перевага має «плоска» схема, де радіальні зусилля, діючі на проміжний вал з боку конічного колеса та циліндричної шестерні, спрямовані в протилежні сторони і лежать в одній площині, що призводить до зменшення результуючої цих сил.

Умови змащування опор і шестерень ведучого й проміжного валів гірше в схемах «пістолетного» типу і Г-подібній. У цих агрегатах необхідно передбачати примусову подачу оливи за допомогою насоса або встановлювати спеціальні пастки, масляні канали зі стоком оливи до опорних підшипників зазначених валів.

6.1.2.2 Рознесені подвійні головні передачі

Рознесені подвійні головні передачі складаються з центрального редуктора та колісної передачі (іноді бортової) і застосовуються для вантажних автомобілів великої вантажопідйомності (автомобілі МАЗ, «Магірус»), а також для автомобілів високої прохідності (автомобілі ЛуАЗ, УАЗ). Приклад компонування рознесеної ГП автомобіля МАЗ-500 наведено на рисунку 6.6.

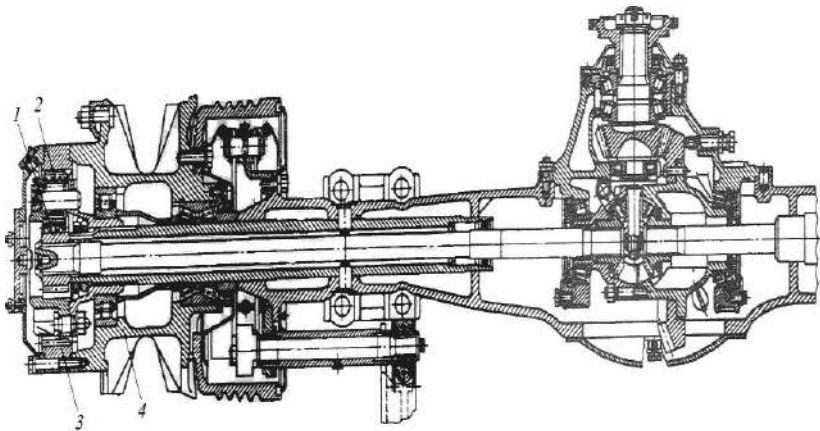


Рисунок 6.6 – Подвійна рознесена головна передача автомобіля МАЗ-500 з колісним редуктором: 1 – сонячна шестерня; 2 – сателіт; 3 – епіциклічна шестерня; 4 – маточина колеса

Рознесена подвійна ГП в порівнянні з подвійною центральною дозволяє:

- збільшити передатне число до 30;
- зменшити розміри міжколісного диференціала і діаметр півосей за рахунок редукції крутного моменту, що підводиться до

міжколісного диференціалу, так як остаточне збільшення крутного моменту відбувається в колісних або бортових редукторах.

При використанні колісного планетарного редуктора у якості другої ступені головної передачі можливо отримати максимально компактну центральну частину ведучого моста, що особливо важливо для автомобілів з низькою посадкою кузова і при наявності вимоги забезпечити великий кліренс. Можливе застосування передатного числа ГП без зміни центрального редуктора і центральної частини балки ведучого моста.

До недоліків рознесених подвійних ГП відносяться:

- ускладнення конструкції через збільшення кількості зубчастих коліс;
- велика безпружинна маса, яка погіршує плавність ходу;
- через наявність колісних редукторів при пробуксовці одного з коліс збільшується різниця частот обертання півосевих зубчастих коліс диференціала.

6.1.3 Редуктори подвійної рознесеної головної передачі

Редуктори подвійної рознесеної головної передачі поділяють на:

- бортові (рис. 6.7 *а–в*), їх розташовують перед ведучими колесами або безпосередньо за міжколісним диференціалом;
- колісні (рис. 6.7 *г–і*), які розташовують в маточині ведучого колеса або його гальмівного барабана.

Редуктори можуть бути:

- з циліндричною передачею зовнішнього зачеплення (рис. 6.7 *а, г*, рис. 6.8);
- внутрішнього зачеплення (рис. 6.7 *д, е*, рис. 6.6);
- з конічною передачею зовнішнього зачеплення (рис. 6.7 *в*);
- з планетарною циліндричною передачею:
 - із зупиненим епіциклічним колесом (рис. 6.7 *б, ж*);
 - із зупиненою сонячною шестернею (рис. 6.7 *з*);
- з конічною планетарною передачею (рис. 6.7 *і*).

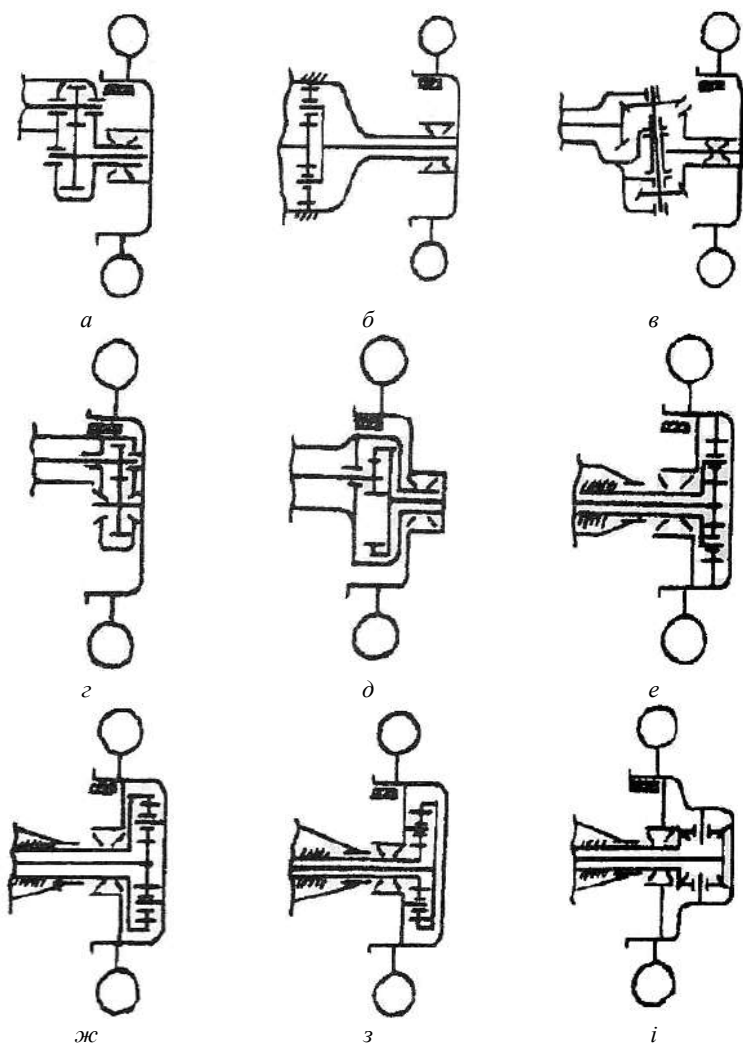


Рисунок 6.7 – Схеми бортових і колісних редукторів

Рознесені ГП, які мають бортовий редуктор з циліндричною передачею зовнішнього зачеплення (автомобілі ІФА, МАЗ-502), або колісний автомобіль «Прага V3S» забезпечують істотне підвищення навантажувальної здатності в порівнянні з центральними подвійними передачами. За складністю

конструкції вони займають проміжне положення між подвійними центральними ГП і подвійними рознесеними ГП з планетарними колісними редукторами (сучасні автомобілі МАЗ). Одним з цих недоліків є складність отримання великого передатного числа.

Цього недоліку позбавлені редуктори з циліндричною передачею внутрішнього зачеплення (автомобіль УАЗ-469), які мають більшу компактність. До недоліків таких редукторів слід віднести деяку складність розміщення гальмівних механізмів і установки маточини колеса.

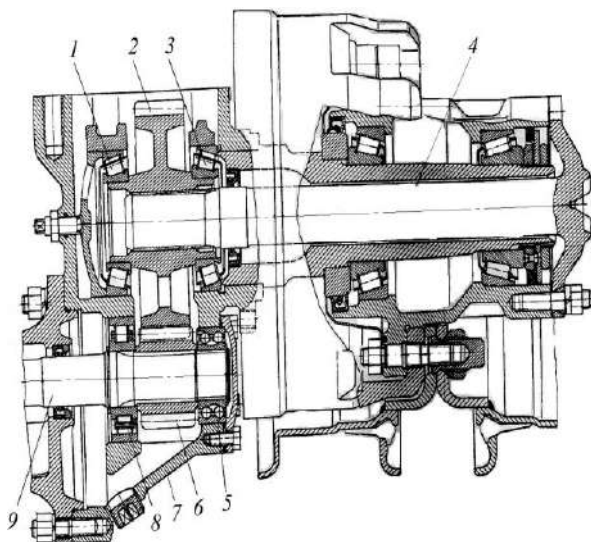


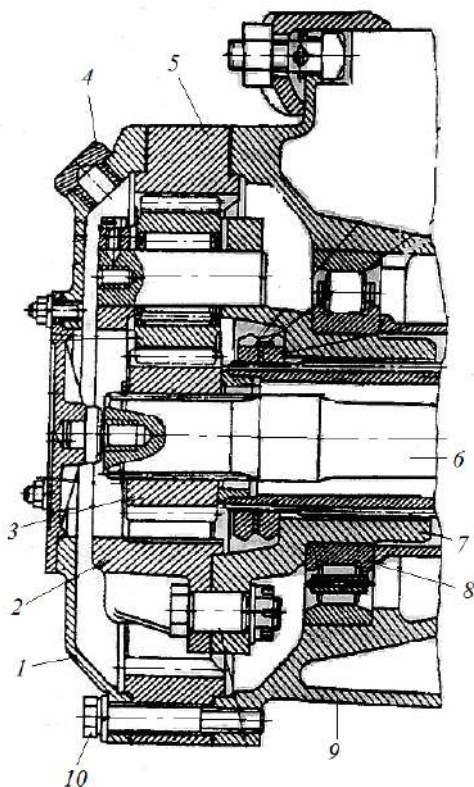
Рисунок 6.8 – Бортовий редуктор із зовнішнім зачепленням:
1, 3 – підшипники; 2 – ведуча шестерня; 4 – ведучий вал; 5 – кришка підшипника; 6 – ведена шестерня; 7 – корпус картера; 8 – підшипник вихідного валу; 9 – вихідний вал

Рознесені ГП з багатосателітними непланетарними (із зупиненим водилом, рис. 6.9 *а*) і планетарними (рис. 6.9 *б*) циліндричними передачами отримали найбільш широке поширення внаслідок підвищеної навантажувальної здатності та компактності конструкції. Деяка складність конструкції обмежує їх застосування в мостах з допустимим навантаженням менше 60 кН.

Редуктори з багатосателітними непланетарними передачами (із зупиненим водилом) змінюють напрямок обертання і забезпечують передатні числа в межах $i = 205$. Перевагою таких конструкцій є дещо менша відносна швидкість обертання підшипників сателітів, але змащення верхнього підшипника ускладнено.

Редуктори із зупиненим епіциклічним колесом завдяки можливості отримання великих передатних чисел широко застосовуються у ведучих мостах сучасних автомобілів.

Редуктори із зупиненою сонячною шестернею мають обмеження через мале передатне число 1,2–1,5.



a

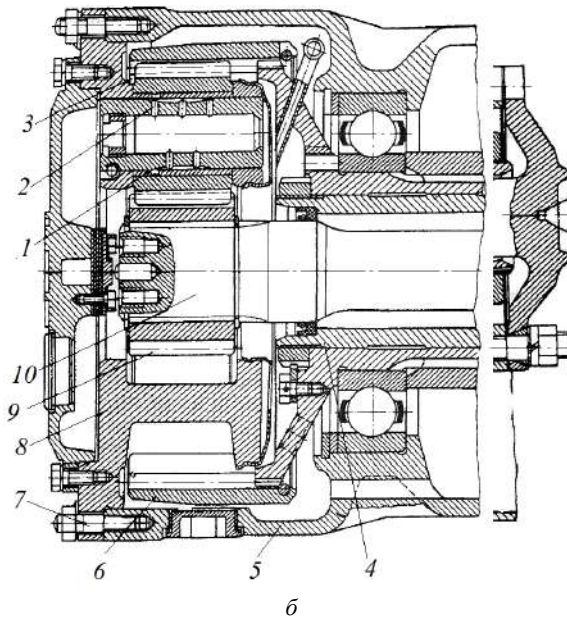


Рисунок 6.9 – Борговий редуктор із внутрішнім зачепленням:
а – із зупиненим водилом: 1 – кришка редуктора; 2 – водило (зовнішня частина); 3 – сонячна шестерня; 4 – заливний отвір з пробкою; 5 – епіциклічна шестерня; 6 – вал сонячної шестерні (піввісь); 7 – водило (внутрішня частина); 8 – підшипник водила; 9 – корпус; 10 – болт кріплення; *б* – з рухомих водилом: 1 – вісь сателіта; 2 – отвори змащування; 3 – зуби епіциклічної шестерні; 4 – вал приводу епіцикла; 5 – корпус; 6 – епіцикл; 7 – болт кріплення; 8 – водило; 9 – зуб сателіта; 10 – вал сонної шестерні

6.1.4 Двоступінчасті головні передачі

Двоступінчасті головні передачі застосовуються у вантажних автомобілях великої вантажопідйомності і в деяких автобусах, призначених для важких умов руху на дорогах зі складним рельєфом або в міських умовах при нерівномірному завантаженні. Двоступеневі ГП дозволяють збільшити діапазон передатних чисел трансмісії в 1,3–2 рази і подвоїти число передач. Вища передача використовується при русі по дорогах із задовільним покриттям з малим навантаженням, при цьому підвищуються паливна економічність і ресурс двигуна, що працює з меншою кутовою швидкістю обертання колінчастого

валу. Нижча передача використовується у важких дорожніх умовах і при повному навантаженні автомобіля.

Зміна передатного числа зазвичай відбувається в додатковому зубчастому зачепленні подвійної ГП, яке може бути:

- планетарним (рис. 6.10);
- циліндричним (рис. 6.11).

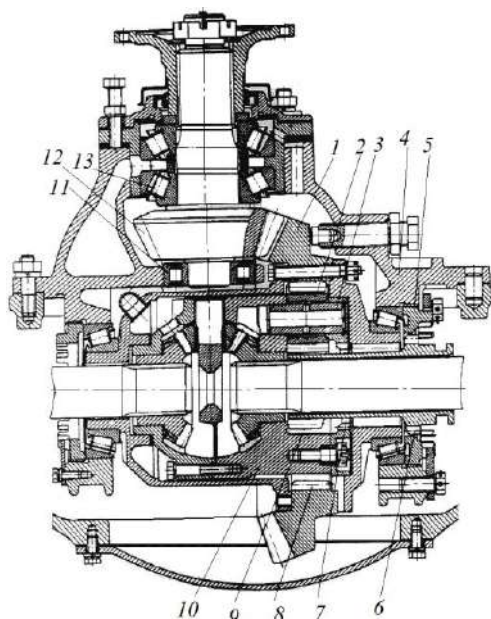


Рисунок 6.10 – Двоступінчаста ГП з додатковим планетарним редуктором:
1 – вінець веденої шестерні першої ступені; 2 – сателіт; 3 – ось сателіта;
4 – корпус; 5 – кришка підшипника; 6, 7 – вінець; 8 – епіциклічний вінець;
9 – сонячна шестерня; 10 – водило; 11, 13 – підшипник; 12 – ведуча шестерня

Планетарна передача виходить більш компактною і в меншій мірі збільшує масу ГП. Перемикання передач тільки при зупиненому автомобілі, так як синхронізатора немає, воно дистанційне, найчастіше здійснюється пневмоциліндром.

Порядок роботи передач з додатковим планетарним зачепленням полягає у наступному. На вищій передачі (рис. 6.10) сонячна шестерня 9 блокується з водилом 10 (корпус диференціала) при переміщенні шестерні вправо і замикання її з

вінцем 7, вінець 6 вільний. Сонячні шестерні планетарного механізму обертаються зі швидкістю веденого конічного колеса 1. Якщо сонячну шестерню 9, трубчастим валом взаємопов'язану з зубчастим вінцем 6, змістити вліво (як показано на рисунку), то вінець 6 зупинить шестерню 9. Конічне колесо 1 через епіциклічний вінець 8 передає зусилля на сателіти 2, які обкочуючись по зупиненій сонячній шестерні 9, через осі 3 передають зусилля на корпус диференціала 10. Передатне число планетарного редуктора дорівнює 1,391.

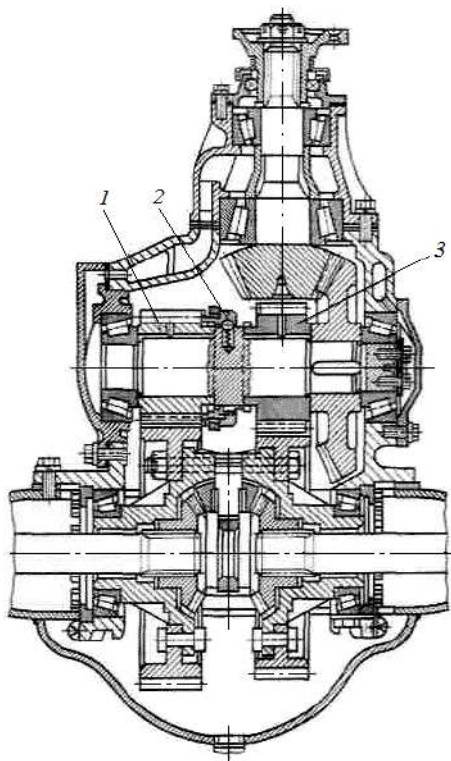


Рисунок 6.11 – Двоступінчасті ГП з циліндричною зубчастою передачею:
 1 – циліндрична шестерня другої ступені вмикання другої швидкості;
 2 – муфта вмикання передачі; 3 – циліндрична шестерня другої ступені
 вмикання першої швидкості

Двоступеневі ГП доцільно застосовувати тільки для двовісних автомобілів. Додаткова понижувальна передача в КП або установка демультіплікатора забезпечують той же ефект, що і двоступенева ГП, але при цьому карданна передача навантажується підвищеним крутним моментом. Використання двоступеневої ГП для багатовісних автомобілів значно ускладнює їх трансмісію.

6.1.5 Матеріали деталей

Картер ГП виготовляють з ковкого чавуну КЧ 35, КЧ 37 або високоміцного чавуну ВЧ 50.

Зубчасті колеса ГП виготовляють з високоякісних легованих і високолегованих сталей марок з цементациєю на глибину 1,2–1,5 мм:

- 14ХГН (ВАЗ);
- 12Х2Н4А (Урал);
- 15ХГН2ТА, 20ХГНМТА (КрАЗ);
- 18ХГТ (Москвич, УРАЛ, ЗІЛ, МАЗ) та ін.

Після гартування твердість поверхневого шару становить HRC 59–65, що обумовлює їх високу зносостійкість. Твердість серцевини в основі зубів HRC 25–35, що забезпечує в'язкий опір ударним навантаженням і міцність на вигин.

Вали і півосі ГП виготовляють із сталей 35ХГСА (МАЗ), 40Г, 35ХГС (ГАЗ), 40 (Москвич), 40ХН2МА, 40ХГТР, 35ХНМ та інші. ЗІЛ, КамАЗ – застосовують сталь регламентованої прогартуваності 45РП. Загартування нагріванням ТВЧ. Твердість шліців HRC 46-54. Іноді застосовують дробоструминну обробку і накатку роликками.

6.2 Диференціали: вимоги, що пред'являються; класифікація; застосовність

Диференціал – механізм трансмісії, що виконує функції розподілу підведеного до нього крутного моменту між колесами або мостами (в деяких автомобілях між бортами) і дозволяє веденим валам обертатися з неоднаковими кутовими швидкостями.

Диференціал – це планетарний механізм з двома ступенями свободи.

До диференціалу висувають наступні вимоги:

- розподіл крутних моментів між колесами і мостами в пропорції, що забезпечує найкращі експлуатаційні властивості (максимальну тягову силу, задовільну стійкість та керованість при русі по дорогах з нерівним коефіцієнтом зчеплення, на поворотах і при русі по нерівностях дороги;
- високий ККД;
- малі габарити і маса;
- безшумність роботи;
- висока надійність і зносостійкість.

Механізм диференціала вперше був застосований у 1897 році на паровому автомобілі. Незабаром після появи автомобілів з двигуном внутрішнього згорання і на них стали застосовувати диференціали, проте навіть у 20-х роках деякі автомобілі випускалися без диференціала. Зокрема, без диференціала випускався автомобіль НАМІ-1. На даний час всі автомобілі мають міжколісні диференціали. Міжосьові диференціали застосовуються в багатоприводних автомобілях для запобігання циркуляції потужності, яка додатково навантажує трансмісію і викликає прискорений знос шин.

Класифікація диференціалів приведена на рисунку 6.12.

Диференціали класифікують за такими ознаками:

- за призначенням (місцем установки):
 - міжколісні;
 - міжмостові;
 - міжвзові;
 - міжбортові;
- за пропорційністю розподілу підведеного навантаження:
 - симетричні;
 - несиметричні;
- за величиною внутрішнього тертя або коефіцієнта блокування:
 - з малим внутрішнім тертям (до 0,2);
 - з підвищеним тертям (від 0,21 до 0,7);
 - блокований диференціал;
- за конструкцією:
 - шестерні з конічними або циліндричними шестернями;

- черв'ячні;
- кулачкові (з радіальним або осьовим розташуванням кулачків);
- зубчасті з додатковими фрикційними, гідравлічними або гідромеханічними муфтами;
- із змінним передатним числом;
- муфти вільного ходу;
- муфти в'язкісного тертя;
- за способом блокування:
 - прості з примусовим блокуванням;
 - самоблокувальні (частково або повністю).

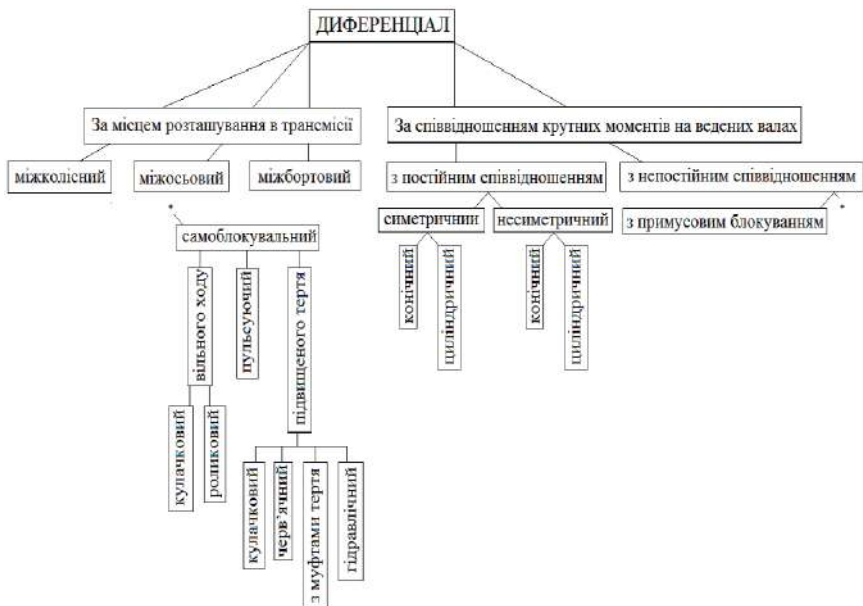


Рисунок 6.12 – Класифікація диференціалів

В якості міжколісних диференціалів на більшості автомобілів встановлюються конічні диференціали, рідше – циліндричні.

Міжосьовий диференціал може встановлюватися в роздавальній коробці (Урал-320, КрАЗ-260, КАЗ-4540 та ін.) або в приводі головних передач (КамАЗ-5320, ЗІЛ-133ГЯ та ін.).

Симетричний міжосьовий диференціал встановлюється в тому випадку, якщо момент між головними передачами розподіляється порівну, як це має місце у повнопривідного двовісного автомобіля (ВАЗ-2121) або у рівнонавантажених мостів візка тривісного автомобіля.

Несиметричний диференціал встановлюється в тому випадку, коли моменти між мостами розподіляються не порівну, як, наприклад, на автомобілях Урал-4320, де навантаження на передній міст становить приблизно 40% навантаження на задній візок. В якості міжосьових застосовуються диференціали як конічні, так і циліндричні планетарного типу.

Міжбортові диференціали використовуються в спеціальних багатопривідних автомобілях. Такі диференціали застосовуються при трансмісіях, розміщених по бортах автомобіля; вони розподіляють моменти порівну між бортами. У таких трансмісіях, крім того, іноді встановлюються по бортах міжосьові диференціали.

Примусове блокування диференціалів використовують для підвищення прохідності автомобіля.

6.2.1 Простий конічний диференціал

Простий конічний диференціал (рис. 6.13) являє собою планетарний механізм, у якого всі три ланки обертаються.

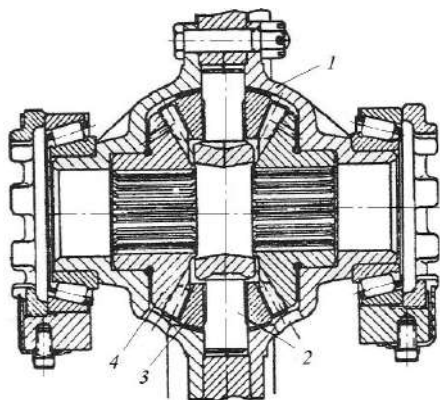


Рисунок 6.13 – Конічний диференціал: 1 – корпус; 2 – вісь сателітів; 3 – конічний сателіт; 4 – півосьова шестерня

Диференціал складається з наступних елементів:

- корпус (чашка);
- хрестовина або вісь;
- сателіти;
- дві півосьові шестерні.

У симетричного диференціала півосьові шестерні мають однакове число зубів, а сателіти фактично є рівноплечими важелями і розподіляють підведене до них зусилля порівну. Такий диференціал конструктивно простий, надійний в роботі, має великий термін служби, але знижує стійкість і прохідність автомобіля на слизьких дорогах.

6.2.2 Міжбортовий диференціал

Міжбортовий диференціал (рис. 6.14) розташований в корпусі 3. Муфта 2, встановлена на шліцах валу конічних шестерень, забезпечує реверс – рух вперед або назад. Крутний момент через конічні шестерні і пов'язані з ним циліндричні шестерні 1 передається на корпус диференціала 3, а від півосьових шестерень диференціала – на кутові передачі й далі на бортові передачі приводу ведучих коліс.

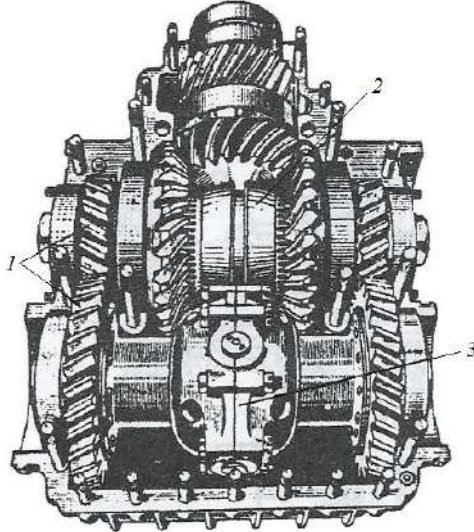


Рисунок 6.14 – Роздавальна коробка з міжбортовим диференціалом:
1 – шестерні; 2 – проміжний вал; 3 – корпус диференціала

6.2.3 Циліндричний симетричний диференціал

Циліндричний симетричний диференціал (рис. 6.15) складніше конічного, так як циліндричні сателіти взаємозачеплені між собою, їх більше, він займає більше місця і застосовується значно рідше, наприклад, в трансмісії автомобілів «Татра».

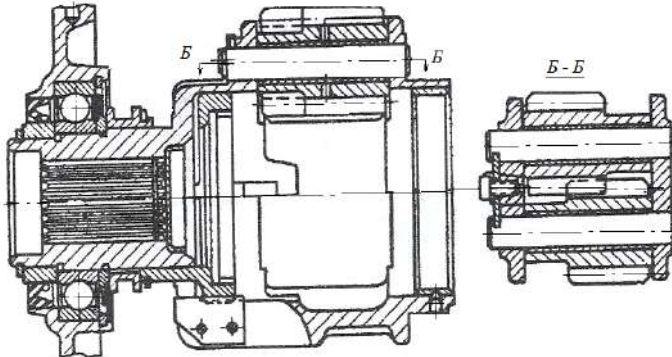


Рисунок 6.15 – Циліндричний симетричний диференціал

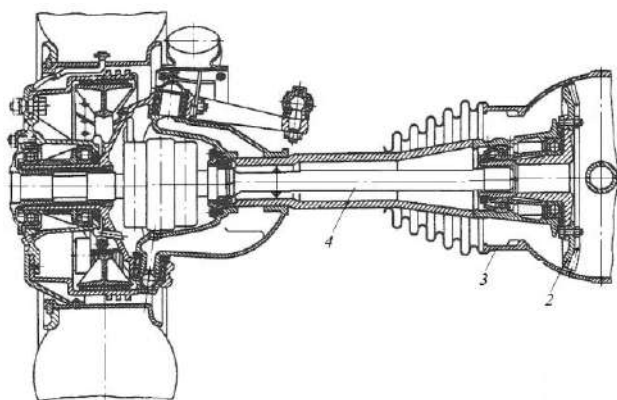
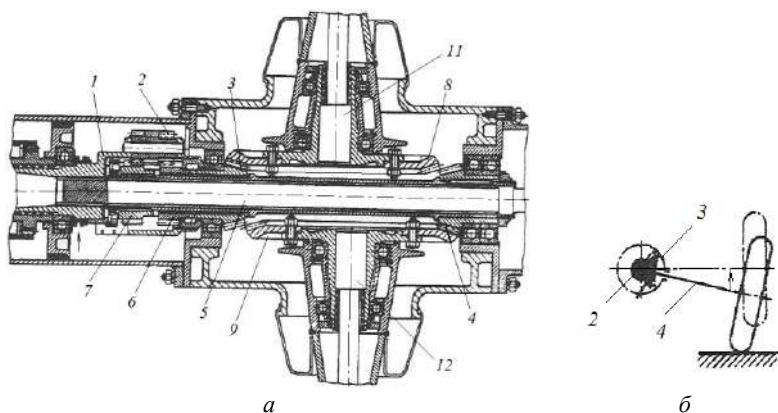
Крутний момент (рис. 6.16 *а*) від водила диференціала 1 сателітами 2 розподіляється на дві циліндричні шестерні 6 і 7, які коаксiальними трубчастими валами взаємопов'язані з конічними шестернями 3 і 4 приводу конічних коліс 8 і 9, що гойдаються разом з півсями 11 і 12 при подоланні нерівностей дороги. При цьому крутний момент на півосі передається двома потоками через наступні елементи:

- 7-4-9-12;
- 6-3-8-11.

Вал 5 передає крутний момент наступному ведучому мосту.

На рисунках 6.16 *б* і *в* показаний комбінований (передній міст). Диференціал розташований в хребтовій (трубчастій) рамі 3, від ведучої конічної шестерні 3 (рис. 6.16 *а*) зусилля передається на конічне колесо 12 і піввісь 4.

На рисунку 6.16 *в* показано переміщення колеса при подоланні перешкод – піввісь 4 разом з веденою конічною шестернею 2 головної передачі гойдається відносно шестерні 3 (рис. 6.16 *а*).



б

Рисунок 6.16 – Ведучий міст автомобіля «Татра» з міжколісним циліндричним симетричним диференціалом: *a* – середній прохідний редуктор; *б* – переміщення колеса; *в* – привід ведучого колеса

6.2.4 Симетричний диференціал

Симетричний диференціал має внутрішнє передатне число, що дорівнює одиниці, і має такі властивості:

- сума кутових швидкостей півосьових шестерень дорівнює подвоєній кутовій швидкості корпусу диференціала;
- при будь-яких співвідношеннях кутових швидкостей півосьових шестерень диференціал ділить порівну підведений до його корпусу крутний момент.

З першої властивості випливає:

– при русі автомобіля по прямій півосьові шестерні і корпус диференціала обертаються з однаковими швидкостями, при цьому сателіти нерухомі щодо хрестовини;

– при повороті кутова швидкість забігаючого колеса і пов'язаної з ним півосьової шестерні вище швидкості обертання корпусу диференціала на величину, рівну різниці між швидкістю обертання корпусу і півосьової шестерні відстаючого колеса, сателіти обертаються відносно хрестовини в сторону шестерні відстаючого колеса;

– при буксуванні одного з ведучих коліс при нерухомому автомобілі кутова швидкість шестерні півосі цього колеса буде дорівнювати подвоєній частоті обертання корпусу диференціала;

– забороняється використовувати стоянкове трансмісійне гальмо для зупинки автомобіля під час руху, так як при зупиненому корпусі диференціала колеса можуть обертатися в різних напрямках, що призведе до заносу автомобіля.

З другої властивості випливає, що крутний момент, що підводиться до корпусу диференціала, не може бути більше, ніж подвоєний від мінімального моменту, який може реалізувати ведуче колесо по зчепленню, що знаходиться в гірших зчіпних умовах при малому коефіцієнті зчеплення колеса з дорогою. При режимах руху, коли одне колесо матиме мінімальний зчіпний момент з дорогою, ця властивість призводить до повної пробуксовці колеса і зупинці другого колеса, що знаходиться в кращих зчіпних умовах, а також автомобіля в цілому.

Для усунення цього недоліку застосовують примусове блокування диференціала.

6.2.5 Блокування диференціала

Примусове блокування диференціала можна здійснити, жорстко з'єднуючи:

– один з валів з корпусом диференціала (рис. 6.17 а);

– одну з півосьових шестерень з корпусом диференціала (рис. 6.17 б);

– піввісь і на півосьову шестерню іншої півосі між собою (КАЗ-4540, рис. 6.17 в).

При заблокованому диференціалі крутний момент розподіляється пропорційно моментам опору ведучих коліс (зчіпним моментам між колесами і шляхом). Іноді встановлюють диференціал, що дозволяє у визначених межах перерозподіляти крутний момент, підведений до корпусу диференціала, тобто підводити більший момент до відстаючого колеса.

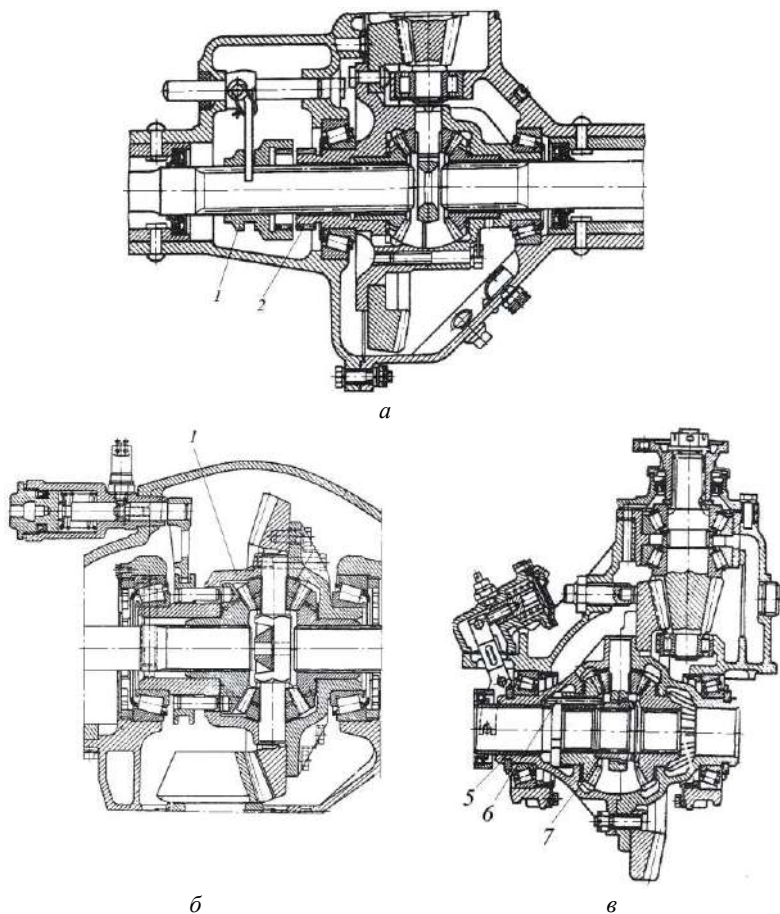


Рисунок 6.17 – Конструкції пристроїв для примусового блокування диференціала: *а* – блокування корпусу з піввіссю: 1 – муфта; 2 – корпус; *б* – блокування півосової шестерні з корпусом: 1 – корпус; *в* – блокування півосі з півосовою шестернею: 1 – корпус; 2 – ні півосова шестерня; 3 – штифт

6.2.6 Самоблокувальний диференціал

Диференціал – це механізм автомобіля, у якого нерівність моментів на вихідних валах забезпечується автоматично. Ступінь перерозподілу крутних моментів оцінюється *коефіцієнтом блокування*, рівним відношенню моменту тертя в диференціалі до моменту на корпусі диференціала.

До самоблокувальних диференціалів відносяться:

- диференціали підвищеного тертя;
- зі змінним передатним числом;
- вільного ходу (МАЗ-537 – міжколісні задніх мостів);
- в'язкостні муфти.

6.2.7 Диференціали підвищеного тертя

Диференціал підвищеного тертя забезпечує нерівність крутних моментів за рахунок підвищеного опору при обертанні його деталей відносно один одного.

Залежно від конструкції розрізняють наступні типи диференціалів:

- дискові (рис. 6.18);
- зі збільшеними шайбами сателітів (міжколісні передніх мостів МАЗ-537, рис. 6.19);
- черв'ячні (ЗІЛ, рис. 6.21);
- сухарно-кулачкові (ГАЗ-66, рис. 6.22);
- з гідравлічним опором.

Конічний самоблокувальний диференціал з дисковими муфтами (рис. 6.18) і плаваючими осями сателітів (з моментом тертя, пропорційним переданому моменту) складається:

- корпус, утворений чашками;
- чотири сателіта;
- дві осі сателітів;
- дві півосьові шестерні;
- дві натискні чашки;
- два пакета фрикційних дисків.

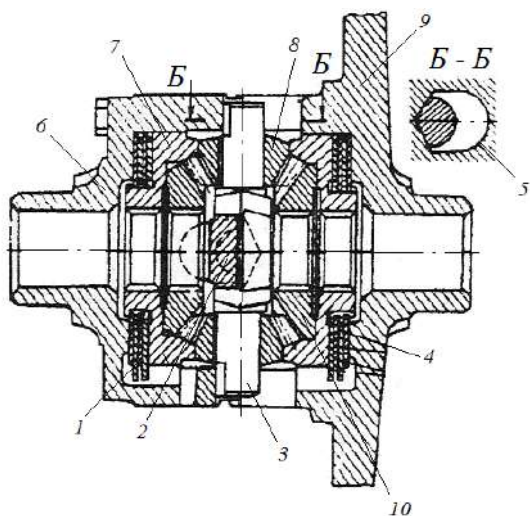


Рисунок 6.18 – Самоблокувальний диференціал з фрикційними дисками:
 1, 4 – фрикційні муфти; 2, 3 – половини хрестовини; 5 – вирізи з похилими
 поверхнями; 6, 9 – чашки корпусу; 7 – натискна чашка; 8 – сателіт;
 10 – півосьова шестерня

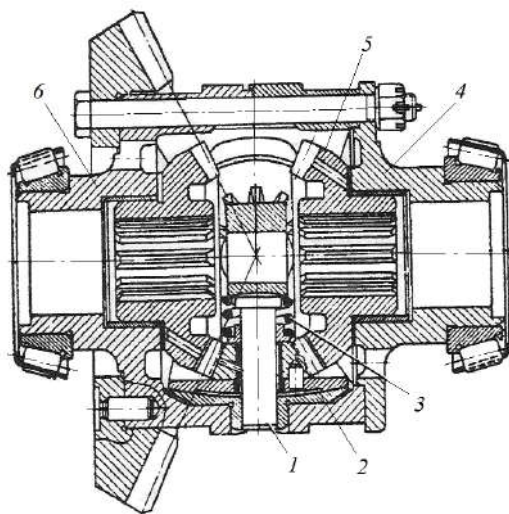


Рисунок 6.19 – Диференціали підвищеного тертя зі збільшеними шайбами
 сателітів автомобіля МАЗ-537: 1 – хрестовина; 2 – збільшена шайба;
 3 – пружина; 4, 6 – чашки корпусу; 5 – півосьова шестерня

Дискові муфти складаються:

- натискна чашка;
- ведучі диски;
- ведені диски.

На кінцях осей 3 сателітів зроблені скоси, відповідно до яких виконані гнізда-пази в чашках корпусу.

Конструкції диференціалів цього типу часто застосовують на автомобілях високого класу. При передачі невеликого за величиною крутного моменту (наприклад, при русі на повороті) тертя в диференціалі незначне.

Принцип дії полягає у наступному. При роботі диференціала крутний момент від корпусу передається на осі сателітів, сателіти і півосьові шестерні. Виникаючи при цьому на скосах корпусу і осей сателітів осьові сили розсовують осі відносно один одного, сателіти через свої буртики переміщують натискні чашки і стискають пакети дисків. Диференціал блокується і крутний момент на півосьові шестерні передається двома потоками:

- по сателітах;
- по фрикційних дисках.

Розблокування диференціала при повороті виникає, коли піввісь від внутрішнього по відношенню до повороту колеса, чинить опір більше, ніж момент тертя дискових муфт, при цьому момент на відстаючому колесі у 2–3 рази більше моменту на забігаючому колесі.

Другий різновид коефіцієнта блокування дорівнює відношенню крутних моментів на відстаючому (T_2) і забігаючому (T_1) колесах, зворотно пропорційне ККД диференціала:

$$k_{b2} = T_2/T_1 = 1/\eta = 2-3.$$

Між двома коефіцієнтами блокування існує зв'язок:

$$k_{b1} = T_m/T_0 = (k_{b2} - 1)(k_{b2} + 1) \text{ або } k_{b2} = (1 + k_{b1})(1 - k_{b1}).$$

Черв'ячний диференціал (рис. 6.20) складається з наступних елементів:

- корпусу (води́ло);
- осі сателітів;

- черв'ячних сателітів (4 од.);
- півосьових шестерень (2 од.);
- черв'яків (4 од.).

Зусилля від черв'ячних сателітів 3 передається півосьовим шестерням 1 і 5 через черв'яки 2 і 4. Коефіцієнт блокування цього диференціала, у якого момент тертя пропорційний переданому моменту, постійний і визначається виразом:

$$k_{b2} = 1/\eta_{\theta},$$

де η_{θ} – загальний ККД чотирьох черв'ячних пар, що знаходяться в зачепленні при передачі крутного моменту від однієї півосі до іншої, коли корпус диференціала зупинений.

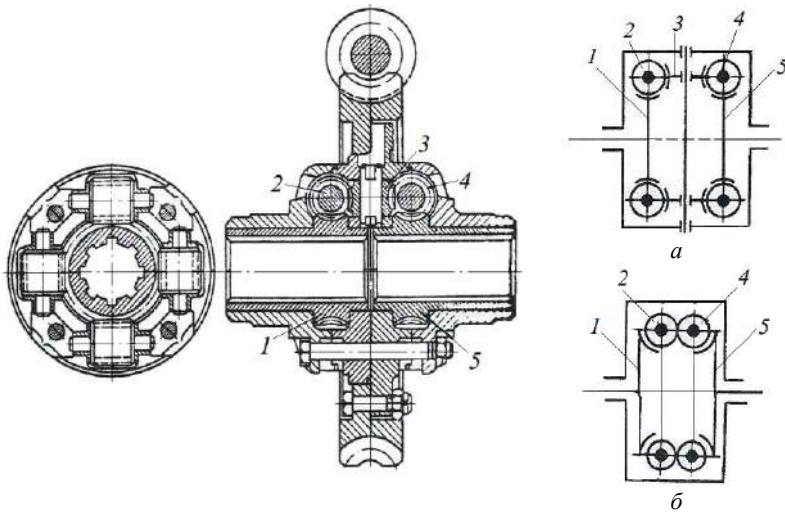


Рисунок 6.20 – Черв'ячний диференціал та його кінематичні схеми:
 а – схема з чотирма черв'ячними парами; б – схема з трьома черв'ячними парами; 1, 5 – півосьова шестерня; 2, 4 – черв'яки; 3 – черв'ячний сателіт

6.2.8 Кулачкові диференціали

Кулачкові диференціали можуть виконуватися з горизонтально і радіально розташованими сухарями (плунжерами), які розташовуються в один або два ряди (рис. 6.21).

Кулачковий диференціал являє собою плунжерно-кулачковий механізм, для якого підходить основне рівняння кінематики диференціала.

Функцію водила виконує сепаратор з плунжерами (штовхачами), а двох інших основних ланок – кулачкові зірочки.

Наприклад, кулачковий диференціал автомобіля ГАЗ-66 складається з таких елементів:

- внутрішня зірочка 4 з двома рядами кулачків, зміщених відносно один одного на півкроку;
- зовнішня зірочка 3 з шістьма кулачками по колу;
- плунжери 2 (24 од.);
- сепаратор 1 з отворами у два ряди із зсувом по окружності, виконаний разом з лівою чашкою корпусу диференціала;
- права чашка корпусу диференціала.

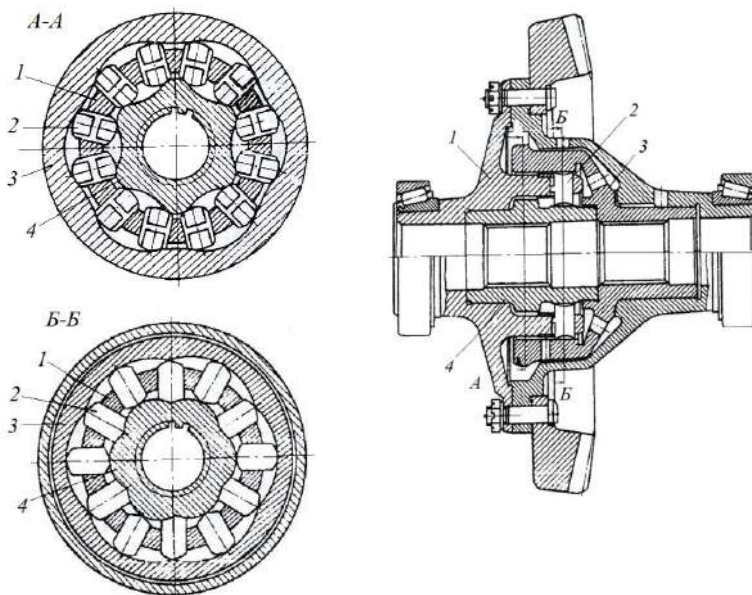


Рисунок 6.21 – Кулачковий диференціал з радіальним розташуванням кулачків: 1 – сепаратор; 2 – плунжери; 3 – зовнішня зірочка; 4 – внутрішня зірочка

Порядок роботи

Якщо кутові швидкості півосей однакові, то плунжери залишається нерухомими відносно сепаратора і зірочок. Шість плунжерів кожного ряду передають крутний момент, а інші шість знаходяться на неробочих поверхнях кулачків. В обох рядах в передачі крутного моменту беруть участь дванадцять плунжерів. Тільки в той момент, коли всі дванадцять плунжерів одного ряду знаходяться в крайніх положеннях (в западинах і на вершинах кулачків), все навантаження передається шістьма плунжерами іншого ряду.

Передатне відношення кулачкового диференціала при нерухомому сепараторі постійне і дорівнює одиниці. Це означає, що при повороті однієї зірочки відносно сепаратора інша зірочка повернеться на той же кут в протилежному напрямку.

При русі на повороті одна зірочка обганяє ведучий сепаратор, а інша відстає від нього. При цьому сепаратор, випереджаючи відстаючу зірочку, змушує плунжери переміщатися в радіальному напрямку в міру того, як вони пересуваються по поверхні кулачків. Протилежні кінці плунжерів впливають подібним чином на похилі поверхні іншої зірочки, змушуючи її обертатися з кутовою швидкістю більшою, ніж кутова швидкість сепаратора. Окружна складова сили тертя плунжерів о кулачки відстаючої зірочки збільшує крутний момент на відстаючому колесі, підвищуючи прохідність автомобіля.

Коефіцієнт блокування диференціала при відстаючій внутрішній зірочці більше, ніж при відстаючій зовнішній зірочці. Коефіцієнти блокування відрізняються тим більшою мірою, чим більше довжина плунжера і чим більше коефіцієнт тертя.

Для диференціала автомобіля ГАЗ-66 в разі, коли працюють тільки шість плунжерів, при куті тертя $3,34^\circ$ коефіцієнти блокування дорівнюють $K_6=3,1$ і $K_n=2,1$. Так як при їзді по узбіччю дороги зазвичай буксує праве ведуче колесо автомобіля, то внутрішню зірочку диференціала пов'язують з лівим (відстаючим) ведучим колесом.

Кулачкові диференціали подібної конструкції фірма «Мак» (США) застосовує як в якості міжколісних, так і в якості проміжних, міжосьових.

Фірма «Цанрадфабрік» (ZF) використовує кулачкові диференціали, які мають один ряд плунжерів з неоднаковим числом кулачків на зірочках.

6.2.9 Диференціали з механізмом вільного ходу

Диференціали з механізмом вільного ходу не завжди відносять до диференціалів, так як вони не підкоряються закономірностям, які встановлюються за кінематичним рівнянням диференціала. В цьому випадку жорсткий кінематичний зв'язок між піввісями відсутній.

Розрізняють конструкції:

- роликового диференціала вільного ходу;
- кулачковий диференціал вільного ходу.

6.2.9.1 Роликовий диференціал вільного ходу

Роликовий диференціал вільного ходу складається з наступних елементів (рис. 6.22):

- корпусу 1, має на внутрішній поверхні профільовані поздовжні канавки для роликів;
- роликів 2;
- сепараторів 4 і 5;
- двох циліндричних кулачків 3 і 6, що встановлені на шліцах півосей.

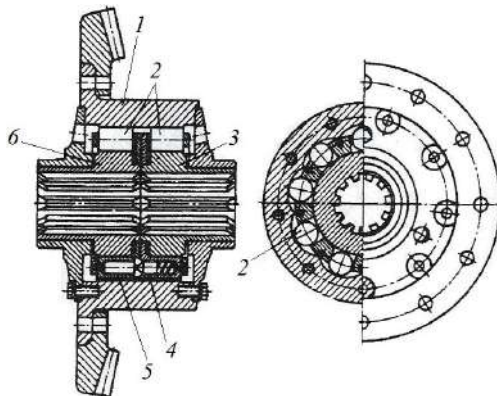


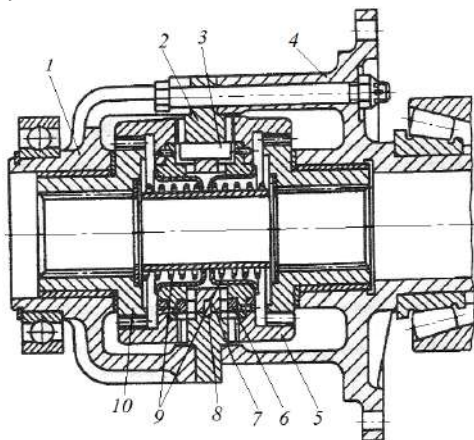
Рисунок 6.22 – Роликовий диференціал вільного ходу:
1 – корпус диференціалу; 2 – ролики; 3, 6 – півосьові шестерні;
4, 5 – сепаратори

Порядок роботи роликового диференціалу вільного ходу полягає у наступному. При прямолінійному русі по гладкій поверхні та однакових радіусах кочення коліс обидва ряди роликів застряють і колеса обертаються з однаковою швидкістю. Якщо одне з коліс забігає, то ролики, пов'язані з піввіссю цього колеса, викочуються у вільний простір профільних канавок і колесо вільно котиться, не передаючи крутного моменту. Для того щоб ролики при викочуванні не заклинювались в протилежній стороні канавок, сепаратори 4 і 5 мають зв'язок, що обмежує їх взаємне кутове переміщення. Диференціал однаково працює при русі переднім і заднім ходом. Буксування одного колеса при такому диференціалі неможливе – буксувати можуть тільки два колеса.

6.2.9.2 Кулачковий диференціал вільного ходу

Кулачковий диференціал вільного ходу складається з наступних частин (рис. 6.23):

- корпусу, що утворений двома чашками 1 і 4;
- ведучої муфти 2;
- кільця ведучої муфти 7;
- двох ведених півмуфт 5 з розрізними кільцями 6;
- двох маточин (шестерні півосі) 10;
- пружини 9 із стаканами.



a

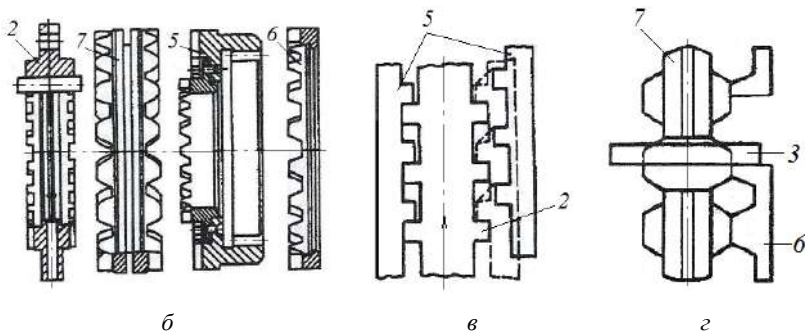


Рисунок 6.23 – Кулачковий диференціал вільного ходу:

- a* – загальний вид; *б* – основні деталі; положення при повороті; *в* – ведуча муфта і півмуфта; *г* – розрізне кільце і кільце ведучої муфти;
 1 – корпус; 2 – центральна муфта; 3 – шпонка; 4 – корпус; 5 – півмуфта;
 6 – розрізне кільце; 7 – кільцева ведуча муфта; 8 – розпірна втулка;
 9 – пружина; 10 – шестерня півосі

На торцевих поверхнях ведучої муфти 2 нарізані радіально розташовані силові зуби прямокутного перетину.

На торцевих поверхнях кільця 7 ведучої муфти нарізані трапецієвидні зуби керування. У зачепленні з муфтою 2 знаходяться півмуфти 5, що притискаються пружинами 9 і мають на торцевих поверхнях, обернених до ведучої муфті по два ряди концентрично розташованих зубів:

- зовнішній ряд має прямокутний перетин і входить в зачеплення з силовими зубами ведучої муфти 2;
- внутрішній ряд з зубами трапецієвидної форми входить в зачеплення із зубами керування кільця 7.

На кожній веденій півмуфті 5 посаджене розрізне кільце 6 з торцевими зубами трапецієвидної форми, також вхідними в зачеплення із зубами керування кільця 7. Маточини 10 пов'язують ведені півмуфти 5 з півосями.

Порядок роботи

При прямолінійному русі диференціал повністю заблокований. Крутний момент передається зубами ведучої муфти 2 на силові зуби ведених півмуфт 5, і далі на маточини 10 і півосі.

При русі на повороті зовнішня півмуфта намагається обертатися швидше. Спочатку вона розвантажується від зусилля, що передається, і починає повертатися вперед в межах зазору в силових зубах. Але, так як зуби керування півмуфти знаходяться в зачепленні із зубами кільця 7, то за рахунок похилих поверхонь трапецієвидних зубів цей поворот буде супроводжуватися її виходом із зачеплення з кільцем 7 і силовими зубами муфти 2.

Одночасно з вимкненням веденої півмуфти 5 виходить із зачеплення і розташоване на ній розрізне кільце 6, яке, обернувшись разом з півмуфтою в межах ширини прорізу, буде зупинене шпонкою 3 у той момент, коли вершини його зубів розташуються проти вершин зубів кільця 7. Такий стан кільця 6 утримує від вмикання півмуфту, яка продовжує вільне обертання до кінця повороту. На повороті крутний момент передається внутрішньої піввіссю, зовнішня піввісь обертається вхолосту.

При виході з повороту і незначному повороті в зворотну сторону відносно корпусу диференціала напівмуфта силою тертя повертає кільце 6, яке при цьому сходить із зубів кільця 7 і разом з нею під дією пружини 9 входить в зачеплення із зубами ведучої муфти та її кільця.

Диференціали такої конструкції можуть бути і міжмостовими.

6.2.10 Диференціал Квайф

Автором конструкції диференціала є англієць Rod Quaife. У цьому механізмі осі сателітів паралельні півосям. Сателіти 4 у такому диференціала розташовані у два ряди паралельно осі обертання корпусу. Причому вони кріпляться не на осях, а знаходяться в закритих з обох кінців отворах корпусу. Правий ряд сателітів входить у зачеплення з правою півосьовою шестернею 3, лівий ряд, відповідно, з лівою 5 (рис. 6.24 а). Крім того, сателіти з різних рядів зачіплюються між собою попарно. Всі зубчасті колеса мають гвинтові зуби [3, 4].

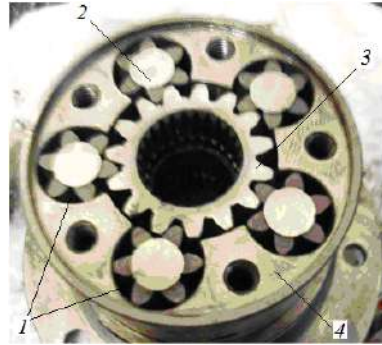
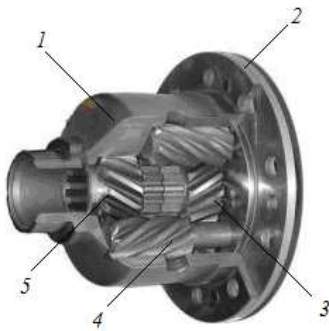


Рисунок 6.24 – Диференціал Квайф: *а* – вид спереду: 1 – корпус; 2 – фланець кріплення веденої шестерні головної передачі; 3, 5 – півосьові шестерні; 4 – сателіт; *б* – вид зверху зі сторони фланця: 1 – порожнини у корпусі; 2 – сателіт; 3 – півосьова шестерня

Принцип роботи диференціала полягає в наступному. Коли одне з коліс автомобіля (наприклад, праве) починає відставати, пов'язана з ним півосьова шестерня 4 обертається повільніше корпусу 1 і повертає сателіт 5, що входить з нею в зачеплення (рис. 6.25). Він передає рух пов'язаному з ним сателіту 5 з лівого ряду, а той, у свою чергу, на ліву півосьову шестірню 3. Так забезпечуються різні кутові швидкості коліс у повороті.

Завдяки різниці крутних моментів на колесах у гвинтовому зачепленні виникають осеві та радіальні сили, що притискають півосьові шестірні 3, 4 і сателіти 5, 6 торцями до корпусу 1, 2. Сателіти 5, 6 також притискаються до поверхні отворів 8, в яких вони розташовані. За рахунок цього і виникають сили, що здійснюють часткове блокування. Ступінь блокування визначається відповідним коефіцієнтом.

Основними перевагами диференціалів є:

- частково усувається пробуксовування коліс при їх різних коефіцієнтах зчеплення з опорною поверхнею;
- підвищується прохідність автомобіля та його керованість під час руху дорогами з різним покриттям;
- покращується динаміка розгону автомобіля на дорогах з будь-яким покриттям;

– конструкція взаємозамінна зі стандартними диференціалами;

– повного блокування не настає (навантаження на півосі (приводу) не такі критичні, як у 100% блокування, що виключає їх поломку). Розблоковується при скиданні газу.

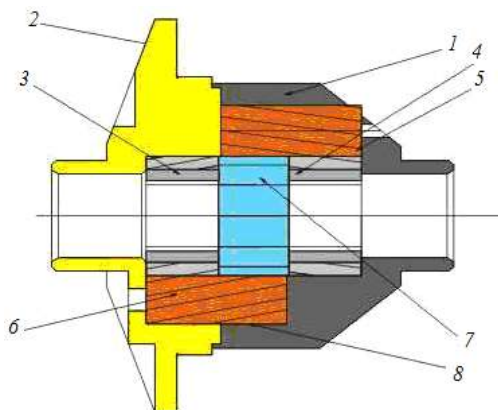


Рисунок 6.25 – Ескіз диференціала Квайф: 1, 2 – корпус; 3, 4 – півосові шестерні; 5, 6 – сателіти; 7 – центральна шестерня; 8 – отвори (порожнини у збірному корпусі)

До недоліків диференціалів слід зарахувати:

– під час експлуатації падає переднатяг у з’єднанні шестерень (щоб відновити переднатяг необхідно змінювати регульовальні шайби);

– рекомендується змінювати регульовальні шайби в районі 20–40 тис. км залежно від манери їзди;

– у разі недотримання регламентних робіт система працюватиме, як нормальний диференціал.

6.2.11 Диференціал Торсен

Диференціал Торсен (Torsen) – це різновид черв’ячного диференціалу підвищеного тертя, який має властивість самоблокування. Назва механізму походить від словосполучення Torque Sensing, що перекладається як «чутливий до крутного моменту». Застосовується даний вузол як міжколісний та міжосьовий механізм для перерозподілу крутного моменту в

трансмiсiях автомобiлiв Хонда, Тойота, Субару, Аудi, Альфа Ромео, ВАЗ. Найширшу популярнiсть Торсен отримав у конструкцiї Audi Quattro.

Реалiзацiя режимiв роботи диференцiала в залежностi вiд умов зчеплення шин колiс автомобiля з опорною поверхнею наведено на рисунку 6.26 [5].

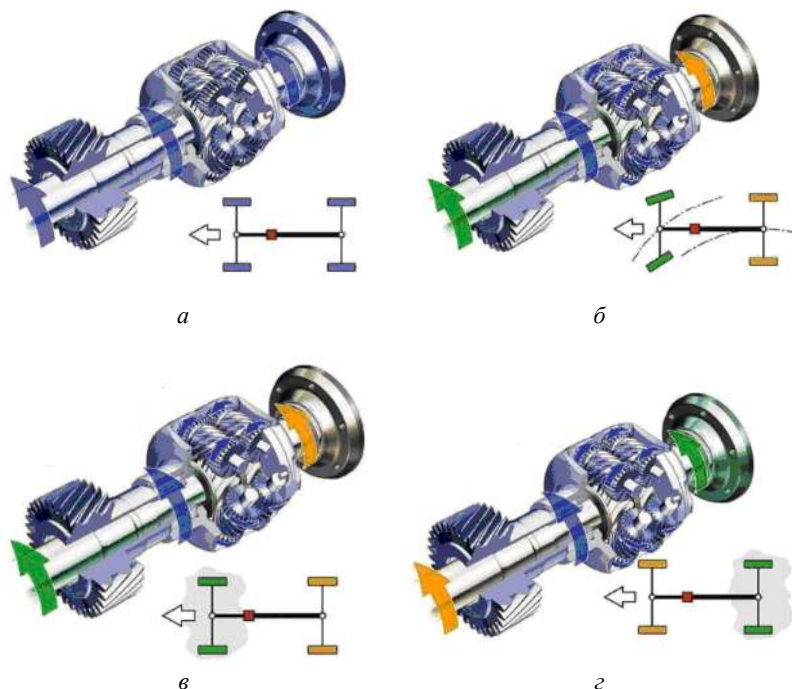


Рисунок 6.26 – Режими роботи диференцiала Торсен Type-1:
a – передня i задня осi знаходяться в однакових умовах, на них рiвнi крутнi моменти i кутовi швидкостi обертання; *б* – в поворотi спiввiдношення крутного моменту мiж осями може досягати 1 до 3,5, переднi колеса обертаються швидше; *в* – передня вiсь попала на лiд, спiввiдношення крутного моменту мiж осями може досягати 1 до 3,5, переднi колеса обертаються швидше; *г* – задня вiсь попала на лiд, спiввiдношення крутного моменту мiж осями може досягати 1 до 3,5 на користь задньої осi, заднi колеса обертаються швидше

Диференціал Torsen складається з тих же складових елементів, що і будь-який планетарний вузол, і включає:

- корпус (чашка);
- черв'якові шестірні;
- сателіти.

Загальна концепція Torsen не відрізняється від звичайного диференціалу. Корпус вузла жорстко закріплений на ведучому елементі трансмісії. Усередині корпусу розташовуються сателіти, які закріплені на осях, і зубчасте їх зачеплення з півосьовими шестернями, які в свою чергу посаджені на вали, яким передається обертальний рух.

Зуби півосьової шестірні – гвинтові, тобто цей елемент виступає як черв'як (ведучого елемента передачі).

Сателіти в Torsen представлені у вигляді пар косозубих шестерень. Один елемент такої пари формує зі своєю ведучою шестернею (півосьовою) черв'ячну пару. При цьому пара сателітних шестерень також взаємодіє між собою за допомогою прямозубого зачеплення. Усього в конструкції диференціалу використовується три сателіти, кожен з яких складається з двох шестерень.

Принцип роботи цього пристрою полягає в передачі від трансмісії крутного моменту, що вивільнився, на певну вісь або колесо в різних пропорціях. Таке відношення на перших серіях становило 50 на 50, тобто 1 до 1. У сучасних пристроях таке відношення може становити 7 до 1, що дозволяє передавати практично весь момент на єдине колесо, яке знаходиться зі зчепленням з дорогою.

Під час прослизання колеса черв'ячна шестерня блокується, тим самим зупиняючи свій рух – диференціал включається в роботу. Потім у результаті розклинювання рух передається на вісь, яка задіяна в роботі. Цей процес дозволяє ефективно впоратися з управлінням і подолати утруднену ділянку колії або вийти зі складного крижаного або снігового замету.

Розрізняють три покоління конструкцій диференціалу Torsen [6, 7].

Перше покоління позначається індексом T1. У своїй конструкції диференціал має косозубі циліндричні шестерні 4, 6, які закріплені на півосях (рис. 6.27). Ця особливість дозволяє за

допомогою розподілу моменту обертати колеса з різною швидкістю, збільшуючи ефективність руху. Також у даному пристрої осі сателітів 9 (ведучих шестерень) розташовані перпендикулярно до півосей.

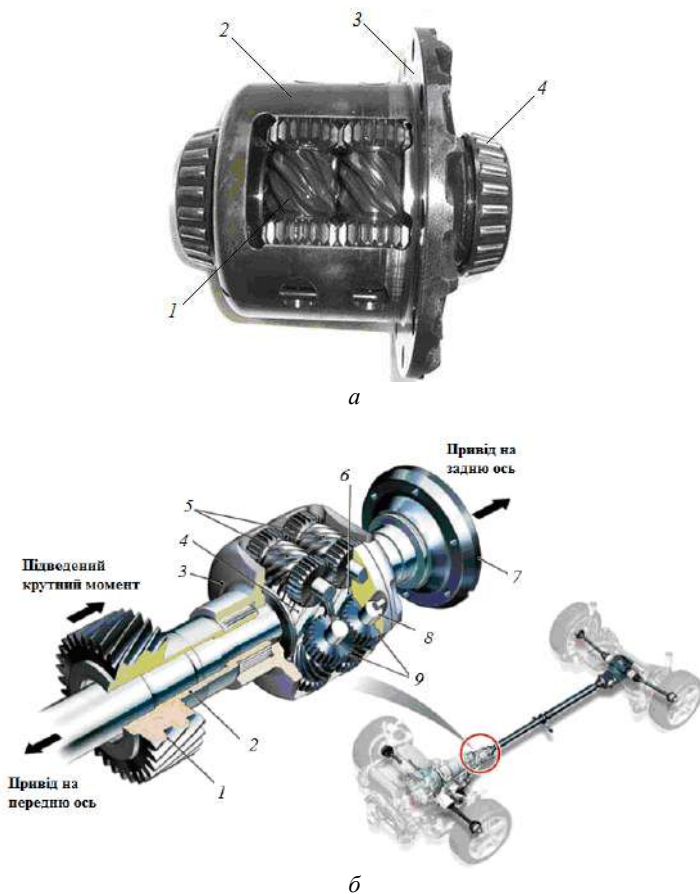


Рисунок 6.27 – Диференціал Torsen T1: *a* – натуральний вид: 1 – сателіт; 2 – корпус; 3 – фланець кріплення веденої шестерні головної передачі; 4 – підшипник корпусу; *б* – зв’язок між елементами конструкції: 1 – ведуча шестерня; 2 – полий вал; 3 – корпус диференціала; 4 – сонячна шестерня приводу передньої осі; 5 – черв’ячні шестерні; 6 – сонячна шестерня приводу задньої осі; 7 – фланець валу приводу задньої осі; 8 – вісь черв’ячної шестерні; 9 – сателіти

Така конструкція вважається досить ефективною. При цьому така схема розташування та взаємодії деталей відрізняється великою витривалістю, оскільки має просту конструкцію.

Друге покоління – Т2. Конструкція відрізняється поздовжнім розташуванням осей черв'ячних сателітів, а також розташування ведучих шестерень – вони знаходяться у спеціальних відсіках корпусу, що за заявами виробників зменшує загальне тертя та зношування даних деталей (рис. 6.28).

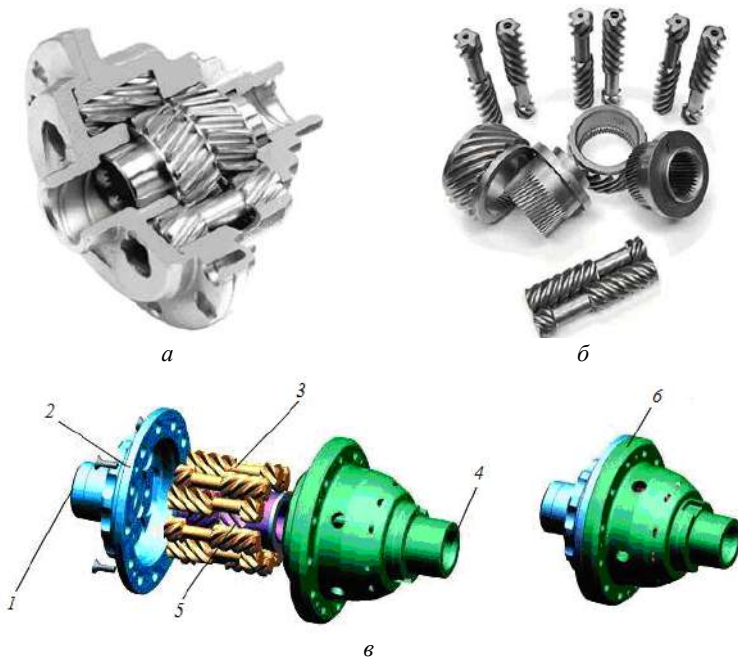


Рисунок 6.28 – Диференціал Torsen T2: *а* – натуральний вид Torsen T2; *б* – основні елементи Torsen T-2R; *в* – зв'язок між елементами: 1 – ліва піввісь; 2 – корпус диференціала, він же вхідний вал; 3 – сателіти з гвинтовими зубами; 4 – права піввісь; 5 – шестерня; 6 – диференціал у зборі

Третє покоління – найсучасніше покоління пристрою з індексом Т3. Конструкція відрізняється наявністю принципово нового компонування для даних пристроїв – планетарного типу (рис. 6.29).



Рисунок 6.29 – Диференціал Torsen T3:
1 – корпус епіциклічної шестерні; 2 – водило; 3 – сателіт

Зважаючи на наявність такої системи, вдалося зменшити загальні габаритні показники агрегату, стало можливим встановлювати їх на невеликі автомобілі. Розташування осі та сателітів тут паралельне. В цілому таке розташування не позначилося на загальній надійності системи за умови правильної її експлуатації.

Перевагами диференціалу Torsen є:

- висока точність роботи;
- плавність роботи;
- низький рівень шуму під час роботи;
- розподіл потужності двигуна автомобіля між колесами або ведучими мостами відбувається автоматично та не вимагає участі водія;

– миттєвий перерозподіл крутного моменту не впливає на процес гальмування;

– при коректній експлуатації практично не потребує обслуговування (потрібні лише контроль рівня трансмісійної оливи та її своєчасна заміна).

Недоліками диференціалу Торсен є:

- висока вартість через складність виготовлення та складання механізму;

- збільшення витрати палива через втрату на тертя елементів механічного пристрою;
- порівняно низький ККД;
- схильність до заклинювання;
- високий знос навантажених елементів;
- механізм вимагає особливих мастильних матеріалів через значне тепловиділення при роботі;
- прискорене зношування деталей при використанні коліс однієї осі з різними характеристиками (наприклад, при встановленні запасного колеса, що відрізняється від встановлених коліс).

6.2.12 Диференціал з торцевим зачепленням (з коронними шестернями)

Диференціал з торцевим зачепленням (з коронними шестернями) знайшов застосування в трансмісії повнопривідного легкового автомобіля та з'явився на Audi RS 5 2010 модельного року (рис. 6.30). Він працює за тим же принципом, що і диференціал Torsen, при цьому він на 2 кг легший і містить менше деталей. Комплект циліндричних сателітів тут один, а приводні вали сполучаються з коронними шестернями. Усі властивості диференціала визначаються складною формою зубів цих шестерень.



a

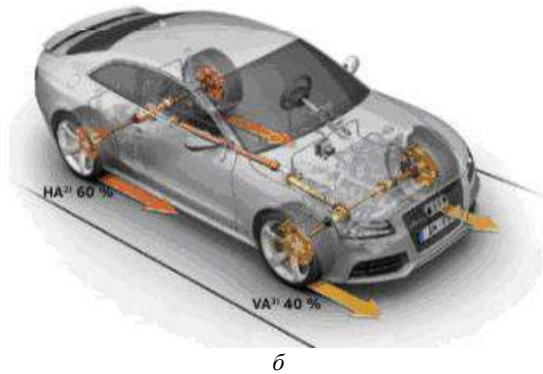
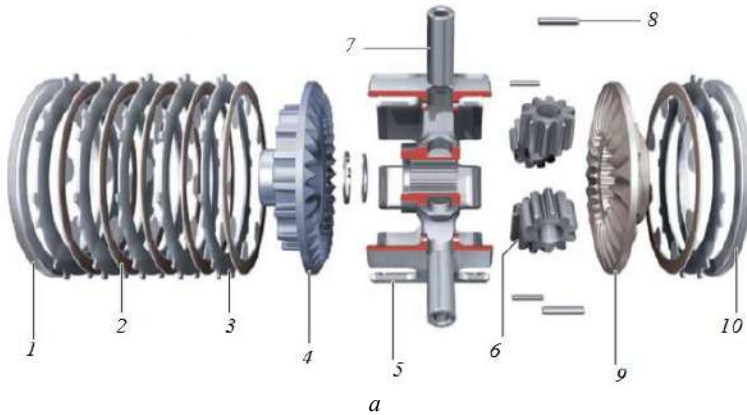


Рисунок 6.30 – Повнопривідний автомобіль Audi RS 5:
a – зовнішній вид; *б* – розподіл крутного моменту по колесах

Принципальна схема диференціала з торцевим зачепленням, який за робочими процесами є самоблокувальним та за місцем встановлення в трансмісії автомобіля є міжосьовим диференціалом, відрізняється від звичайного конічного диференціала наступним. В якості шестерень вихідних валів (приводів передньої та задньої осей) використовуються дві торцеві шестерні 4, 9 (рис. 6.31), крутний момент, на які передається чотирма циліндричними сателітами 6 [8].



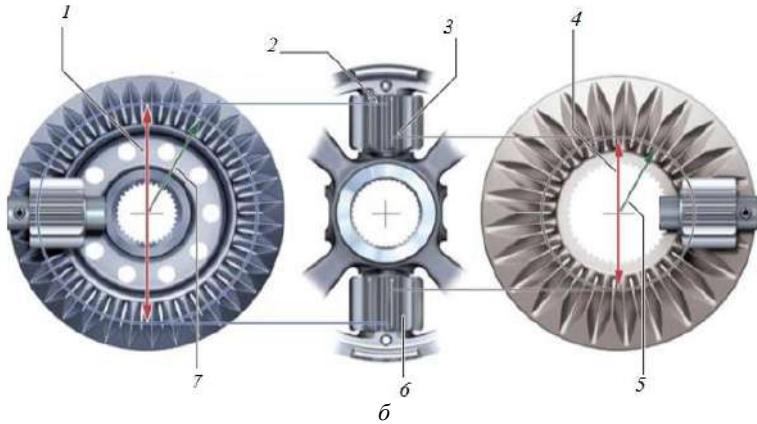


Рисунок 6.31 – Елементи конструкції диференціала з торцевим зачепленням:
б – вид спереду: 1 – різьбове кільце; 2 – внутрішній диск; 3 – зовнішній диск;
 4 – шестерня з торцевим зачепленням, привід задньої осі; 5 – корпус диференціала; 6 – сателіт; 7 – ось сателіта; 8 – фіксуєчий штифт;
 9 – шестерня з торцевим зачепленням, привід передньої осі; 10 – різьбове кільце; *б* – розгорнутий вид: 1 – шестерня з більшим діляльним діаметром;
 2 – місце контакту шестерні задньої осі; 3 – місце контакту шестерні передньої осі; 4 – шестерня з меншим діляльним діаметром; 5 – менше плече; 6 – сателіт; 7 – більше плече

Особливістю конструкції цього диференціала є те, що зубчасті зачеплення двох торцевих шестерень мають різний діляльний діаметр. Це забезпечує асиметричний розподіл крутного моменту у необхідному співвідношенні між вихідними валами. Осі 7 циліндричних сателітів 6 обертаються у підшипниках, які встановлені у корпусі диференціала.

З тильної сторони обох торцевих шестерень встановлено по багатодисковій фрикційній муфті, причому кожна торцева шестерня спирається на свою муфту. Виступи внутрішніх фрикційних дисків 2 обох муфт входять в пази торцевих шестерень, виступи зовнішніх дисків 3 входять в пази коробки диференціалу. Різьбові кільця 1, 10 слугують опорами фрикційних муфт і закривають з обох торців корпус 5 диференціала.

Крутний момент від коробки передач підводиться до корпусу 5 диференціала. Чотири осі 7 передають моменти на сателіти 6,

які, у свою чергу, обертають обидві торцеві шестерні 4 та 9. Вичавлювальні зусилля (зусилля від коаксіальних сил) у зубчастому зачепленні створюють через торцеві шестерні осьові зусилля у фрикційних муфтах. Фрикційні муфти забезпечують створення необхідного моменту блокування шестерень диференціала.

При здійсненні робочих процесів між деталями диференціала здійснюється базове і динамічне розподілення підведеного на корпус моменту від коробки передач (рис. 6.31). При цьому при русі автомобіля на базове розподілення крутного моменту весь час накладається динамічне розподілення. За рахунок конструктивного виконання диференціалу розподіл крутного моменту здійснюється апріорі не порівну, тобто асиметрично.

Диференціал характеризують чотири граничних режими:

- максимальне можливе розподілення моменту на передню ось у тяговому режимі;
- максимальне можливе розподілення крутного моменту на передню ось у режимі примусового холостого ходу;
- максимальне можливе розподілення на задню ось у тяговому режимі;
- максимальне можливе розподілення на задню ось у режимі примусового холостого ходу.

Асиметричне базове розподілення крутного моменту. У наслідку різниці ділильних діаметрів (рис. 6.32 б) торцевих шестерень крутний момент розподіляється між передньою і задньою осями асиметрично. Співвідношення числа зубів обох шестерень складає $\approx 40:60$, що дає асиметричне розподілення крутного моменту на користь задньої осі (рис. 6.32 а). Різні ділильні діаметри визначають різні плечі важелів у кожному зачепленні (рис. 6.31, поз. 5 та 7). В результаті цього крутний момент при такому розподіленні передається на осі у співвідношенні 60:40. Виходячи з цього коефіцієнт асиметрії (коефіцієнт блокування) дорівнює 1,5.

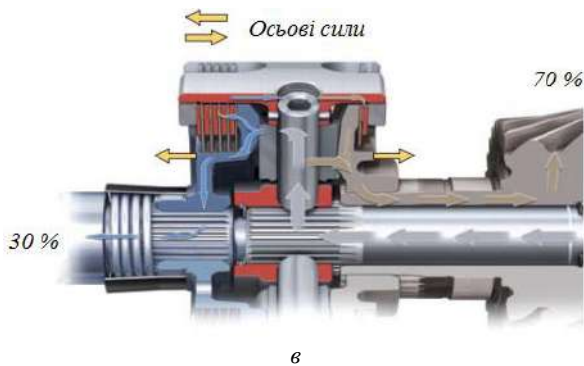
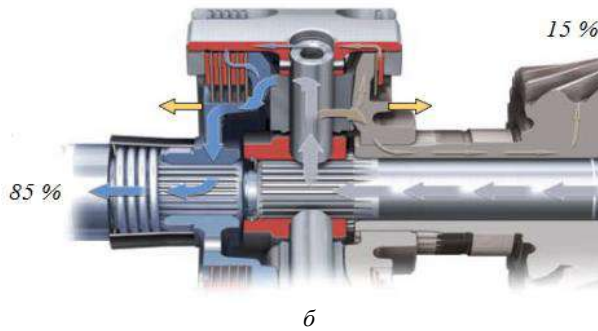
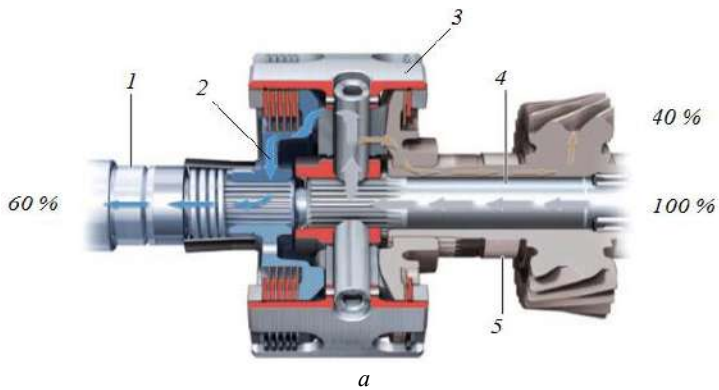


Рисунок 6.32 – Розподілення потоків потужності у диференціалі з торцевим зачепленням: *a* – базове розподілення; 1 – вал привода коліс задньої осі; 2 – потік потужності; 3 – корпус диференціала; 4 – вал від коробки передач; 5 – вал привода коліс передньої осі; *б, в* – динамічне розподілення

Асиметрично-динамічне розподілення крутного моменту

При цьому режимі у диференціалі додатково створюється блокувальний момент, який пропорційний приводному моменту. Поєднання цього блокувального моменту з базовим розподіленням моменту дає в результаті остаточне розподілення крутного моменту по осях.

Розподіл крутного моменту 15:85

Коли колеса передньої осі починають втрачати зчеплення з дорогою (при цьому критично низьке значення зчеплення ще не перевищено) диференціал може передавати на задню ось до 85% крутного моменту. При перевищенні критично низького значення зчеплення з дорогою колеса передньої осі починають проковзувати. Починаючи з визначеного значення проковзування вмикається система ESC автомобіля, яка створює на колесах, що проковзують, стримуючий момент. Стримуючий момент, базове розподілення і блокувальна дія визначають відповідний момент привода задньої осі.

Розподіл крутного моменту 70:30

Коли колеса задньої осі починають втрачати зчеплення з дорогою (при цьому критично низьке значення зчеплення ще не перевищено) диференціал може передавати на передню ось до 70% крутного моменту. При цьому мають місце робочі процеси, які аналогічні розглянутим для розподілу 15:85.

Принцип дії диференціалу полягає у наступному. Як тільки в диференціал подається крутний момент, між сателітами і торцевими шестернями у наслідку особливої форми зубів шестерень виникають осьові (коаксіальні) сили. При цьому форма зубчастих зачеплень така, що осьові зусилля, які виникають на кожній з двох торцевих шестернях, різні та визначаються коефіцієнтом асиметрії. Торцеві шестерні розтискаються (в осьовому напрямку) і стискають диски муфт. Так виникає фрикційний момент, який залежить від величини осьових зусиль і блокує торцеві шестерні відносно корпусу диференціала. Блокувальна дія визначається коефіцієнтом блокування, який визначається відношеннями крутних моментів

на вихідних валах. Виходячи з наведеного, у режимах дії блокувального моменту коефіцієнт блокування змінюється у межах від 5,66 до 1,66.

У наведених граничних режимах диференціал має різну блокувальну дію. Розподіл крутного моменту у наведених режимах задається при розробці диференціала так, щоб забезпечити необхідне підведення як у тяговому режимі, так і у режимі холостого ходу.

Так при виконанні магістерського дослідження на кафедрі «Автомобілі» у 2019 році запропоновано до застосування конструкцію наведеного диференціалу у роздавальній коробці повнопривідного автомобіля категорії N3 з колісною формулою 6x6 КамАЗ-44108 замість планетарного циліндричного несиметричного диференціала з блокуванням. Автором теоретичної науково-дослідної розробки є Ткаченко М.О. (керівник – к.т.н., доцент Кубіч В.І.) [9]. На рисунку 6.33 наведено 3D модель проєктованого диференціала з коронними шестернями, фрикційними дисками, хрестовиною і сателітами в різних проєкціях. Для побудови коронних шестерень, сателітів в програму САПР були закладені обґрунтовані ділильний діаметр, модуль, кількість зубів. Для фрикційних дисків необхідна товщина фрикційних елементів.

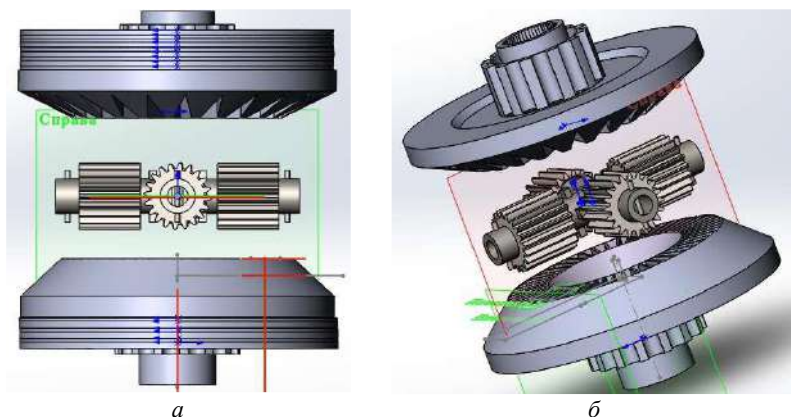


Рисунок 6.33 – 3D модель диференціала з коронними шестернями в програмі САПР: *а* – вид зверху; *б* – об’ємна модель

В результаті досліджень в роботі [9] визначені геометричні параметри коронних шестерень: для валу приводу задніх мостів ділильний діаметр $d_w=192$ мм, кут нахилу зубців $\beta=34^\circ$; для переднього моста $d_w=170$ мм, $\beta=29^\circ$. Також встановлено, що оптимальним розподілом крутних моментів між вихідними валами є: спрямування на передній міст – від 30% до 50%, на середній та задній мости – від 80% до 90%. При цьому коефіцієнт асиметрії K_a розглядається як показник можливого характеру перерозподілу реалізованого моменту по зчепленню та знаходиться в межах відповідно на передній міст від 2,5 до 10,3, на середній та задній мости – від 4 до 9. Внутрішнє передатне число диференціала пропонованої конструкції за розрахунками не змінено та залишається тим самим $p=2,4$.

6.2.13 Матеріали деталей

Шестерні і хрестовини диференціалів, зірочки та кулачкові муфти виготовляють з хромонікелевих (20ХН2М, 15ХГН2ТА і ін.) і безнікелевих (18ХГТА, 20ХГРА, 25ХГМ) сталей хорошого загартування з високими механічними властивостями; цементация на глибину 0,9–1,5 мм, гарт і відпустку. Твердість поверхневого шару HRC 59–64, твердість серцевини HRC 32–43.

Для шестерень диференціалів легкових автомобілів використовують також сталі 35Х, 40ХН, 30ХГН. Ціанування на глибину 0,2–0,4, гарт до твердості поверхневого шару HRC 57–59.

Шипи хрестовини виготовляють із сталей 18ХГТ, 2ХН3А та ін.

Опорні шайби втулки сателітів виготовляють з бронзи БрОЦС 5-5-5, БрОЦС 6-6-3, фрикційні диски – зі сталі 65Г, 60С2 із загартуванням або 40Х і 45 з ціануванням і загартуванням до твердості HRC 57–61.

Чашки диференціала виготовляють зі сталі 40Х або ковкого чавуну, іноді з лазерною обробкою.

Контрольні запитання для самоперевірки

1. Яке призначення головної передачі?
2. За якими ознаками класифікують головні передачі?
3. Наведіть приклади застосування подвійних центральних передач.

4. З яких елементів складається двовшвидкісна головна передача?
5. Що розуміється під рознесеною головною передачею?
6. З яких матеріалів виготовляються шестерні головних передач?
7. Що собою представляє подвійна головна передача?
8. Яку функцію виконує диференціал, який розміщується у роздавальній коробці автомобіля з мостовою схемою трансмісії?
9. За якими ознаками класифікуються диференціали?
10. У чому полягає відмінність між симетричним та несиметричним диференціалами?
11. Що розуміється під коефіцієнтом блокування диференціала?
12. З яких елементів конструкції складається кулачковий диференціал підвищеного тертя?
13. У чому полягає різниця між диференціалами «Квайф» і «Торсен»?
14. З яких елементів складається диференціал з торцевим зачепленням шестерень?
15. У чому полягає принцип спрацювання диференціалу з торцевим зачепленням шестерень?

Перелік посилань

1. Некрасов В. И. многоступенчатая трансмиссия. Конструкция, конструирование и расчет : учеб. пособие. Курган : Изд-во Курганского гос. ун-та, 2001. 155 с.
2. Осепчугов В. В., Фрумкин А. К. Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета. М. : Машиностроение, 1989.
3. Червячные самоблокирующиеся дифференциалы. <https://blokirovka.ru/product/chervjachnye-samoblokirujushiesja-differencialy>.
4. Квайф (Quaife). <https://www.drive2.ru/l/40532396646334725>
- 74.
5. Дифференциал Torsen: устройство, виды и принцип работы. <https://seite1.ru/zapchasti/differencial-torsen-ustrojstvovidy-i-princip-raboty/.html>.

6. Дифференциал. <https://www.drive2.ru/b/658492>.
7. Самоблоки: все, что вам нужно знать. <https://www.zr.ru/content/articles/907515-differentsialnoe-uravnenie>.
8. Дифференциал с торцевым зацеплением. <https://www.drive2.ru/l/574066017051869329>.
9. Ткаченко М. О. Обґрунтування параметрів робочих процесів диференціала з коронними шестернями автомобіля категорії N3 : магістерська робота / М. О. Ткаченко. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2019. 109 с. <http://eir.zntu.edu.ua/handle/123456789/5302>.

7 ТРАНСМІСІЯ АКТИВНИХ АВТОПОЇЗДІВ

7.1 З історії розвитку активних автопоїздів

Засновником концепції активних автопоїздів вважав себе радянський автоконструктор Б. М. Фіттерман, який «вигадав» їх на початку 1950-х. У своїх спогадах він розповідав, що спостерігав на фронті, як солдати форсували топкі ділянки ґрунтових доріг, з'єднуючи між собою дві вантажівки – буфер до буфера. Так народилася ідея приєднати до автомобіля причіп чи напівпричіп із механічним силовим приводом від тягача. Через кілька років військові взяли її на озброєння, засекретивши всі роботи з активних автопоїздів [2].

Один з перших експериментальних активних автопоїздів був побудований на автозаводі ім. Горького в 1950-і роки на базі сідлового тягача ГАЗ-63Д з додатковою коробкою відбору потужності (рис. 7.1, 7.2). Ця деталь дозволила використовувати його для буксирування одновісного напівпричепи ГАЗ-745 з тридцятимісним суцільнометалевим кузовом, до коліс якого крутний момент передавався механічним приводом з редукторами та карданними валами.

Автопоїзд пройшов приймальні випробування, котрі виявили слабкість конструкції та непристосованість штатних агрегатів для несення високих навантажень, що виникали при роботі на пересіченій місцевості або сніговій цілині.



Рисунок 7.1 – Сідловий тягач ГАЗ-63Д з активним чотиритонним напівпричепом ГАЗ-745



Рисунок 7.2 – Активний автопоїзд із тягачем ГАЗ-63Д та вантажопасажирським напівприцепом

У 1961 році була зроблена друга спроба створення активного автопоїзда з дослідним сідловим тягачем ГАЗ-66К, уніфікованим з моделлю ГАЗ-66П і також обладнаним коробкою відбору потужності (рис. 7.3). Від неї крутний момент за допомогою багатовимірного карданного приводу передавався на ведучий міст одновісного напівпричепа, який на випробуваннях оснащувався тентованою вантажною платформою і двома додатковими паливними баками [2].

На тому офіційна місія Горьківського автозаводу в області активних систем була завершена, хоча ще в 1959-му звичайна вантажівка ГАЗ-63А слугувала основною оригінальною конструкцією, яка на добрий десяток років випередила відомий фінський автомобільний тягач Sisu АН-45, який працював з так званою активною гарматою (щоправда, вона мала гідростатичний привід).



a



б

Рисунок 7.3 – Дослідний спеціальний тягач ГАЗ-66К:
а – з активним напівприцепом-шасі; *б* – з одновісним напівприцепом
 з механічним приводом коліс

Так, у Науково-дослідному інституті з колісних та гусеничних тягачів під керівництвом інженер-полковника Г. І. Базиленка було спроектовано дослідний активний «артилерійський» автопоїзд, побудований на військовому заводі № 38 у підмосковних Бронниціях (рис. 7.4).



а



б

Рисунок 7.4 – Оригінальний автопоїзд у складі вантажівки ГАЗ-63А (*а*)
 та (*б*) активної гармати. Механічний привід (*б*) ведучих коліс активної 85-мм
 гармати СД-44

«Артилерійський» автопоїзд служив для буксирування 85-мм дивізійної гармати Д-44, а точніше її доопрацьованого самохідного варіанту СД-44. На тягачі встановили роздавальну коробку від ЗІС-151 і додатковий вихідний редуктор, від якого крутний момент карданним валом передавався на приймальний редуктор на гарматному лафеті і далі на ведучі півосі коліс зброї.

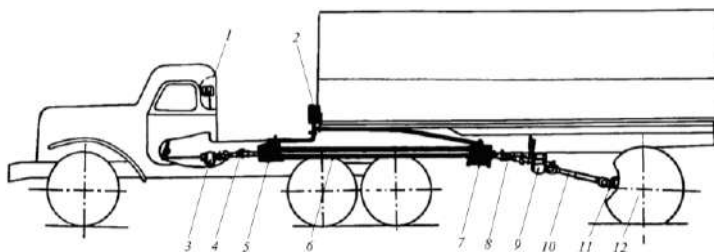
Це дозволило скасувати штатний двигун 14 к.с. та коробку передач від мотоцикла М-72, полегшивши «автогармату» та забезпечивши передачу на її колеса підвищеної потужності.

У тому ж 1959 році в 21-му НДІ (науково-дослідний інститут, м. Бронниці) під керівництвом Г.І. Базиленка було створено перший вітчизняний автопоїзд з електроприводом ведучих коліс причепа, а наступного року з'явилася не менш оригінальна конструкція з гідроприводом, також побудована на 38-му заводі.

Цей автопоїзд складався з доопрацьованого сідлового тягача ЗІЛ-157В з двигуном 104 к.с. та переобладнаного тритонного напівпричепа ММЗ-584 з ведучим мостом від вантажівки ЗІС-150 та одиночними колесами з широкопрофільними шинами (рис. 7.5). Вперше в СРСР він отримав гідравлічну трансмісію, що мала індекс УРС-10 [2].



a



b

Рисунок 7.5 – Спеціальний тягач ЗІЛ-157В із гідроприводом коліс напівпричепа ММЗ-584: *a* – загальний вид; *b* – схема гідростатичного приводу від тягача ЗІЛ-157В на колеса напівпричепа; 1 – щиток приладів; 2 – масляний бачок; 3 – коробка відбору потужності; 4, 8, 10 – карданні вали; 5 – гідронасос; 6 – шланг високого тиску; 7 – гідромотор; 9 – понижуючий редуктор; 11 – задній міст; 12 – ведуче колесо

На автомобілі розміщувався гідронасос, що отримував крутний момент від штатної роздавальної коробки через роздавальну коробку від ГАЗ-63. Від нього гідравлічна рідина під тиском подавалася по патрубках на напівпричіпний гідромотор, уніфікований з насосом. Далі крутний момент через знижувальний редуктор і карданний вал передавався на головну передачу його ведучого мосту.

На початку 1960-х Московський автозавод збирав армійські тягачі ЗІЛ-157КВ-1 із механічним приводом коліс напівпричепів, а також працював над впровадженням у промислове виробництво автопоїзда ЗІЛ-137 із гідравлічною системою приводу причіпних систем (рис. 7.6) [2].



a



б

Рисунок 7.6 – Спеціальний сідельний тягач ЗІЛ-157КВ-1 із відбором потужності на напівпричіп (а). Прототип активного автопоїзда ЗІЛ-137(б) з гідростатичним приводом

Роботи Мінського автозаводу в цьому напрямку, на початку 1960-х років, спочатку обмежувалися будівництвом дослідного зразка автопоїзда з доробленим сідловим тягачем МАЗ-502В з двигуном 130 к.с., який працював з активним одноосьовим напівприцепом з механічним приводом обох коліс (рис. 7.7).



Рисунок 7.7 – Сідельний тягач МАЗ-502В з одноосьовим активним напівприцепом

Напівпричіп був зібраний на базі 12-тонного напівпричепи МАЗ-5245Б і служив як для транспортування військових вантажів, так і для доставки 52-х осіб особового складу. У наступні роки на базі своїх багатовісних тягачів завод збирав спеціальні важкі активні автопоїзди [2].

На замовлення Міноборони СРСР розробкою повнопривідних автопоїздів став займатися Уральський автозавод (м. Міасс, Челябінська обл.) Базовою основою цих автопоїздів став повнопривідний Урал-375 з першого покоління тривісних армійських вантажівок 1962-го року. На шасі пробного сідельного тягача Урал-375С з бензиновим двигуном потужністю 180 к.с. було створено спеціальний варіант Урал-380 для роботи з активним напівприцепом-шасі Урал-862 з механічним приводом всіх коліс, що утворювали активний автопоїзд Урал-380-862 з колісною формулою 10x10 (рис. 7.8).



а



б

Рисунок 7.8 – Експериментальний тягач Урал-380 (*а*) з відкритим активним напівпричепом-шасі. Випробування тягача Урал-380 (*б*) із закритим активним напівпричепом Урал-862

У 1960-ті роки на Кременчуцькому автозаводі роботи з оригінальних та перспективних активних автопоїздів для Радянської армії проводилися в секретному СКБ-2, але виявилися непрактичними, надто складними, дорогими та ненадійними (рис. 7.9) [2].



Рисунок 7.9 – Дослідний тягач КрАЗ-Е259 з активним бортовим напівпричепом Е834

Створення найпростіших активних систем на агрегатах серійних вантажівок КраЗ-260 почалося з великим запізненням лише в середині 1970-х. Тоді на шасі пробної версії сідельного тягача КраЗ-260В було збудовано перший дослідний варіант КраЗ-260ВМ для роботи з активним двовісним напівпричепом. Згодом дрібні партії активних систем завод збирав на шасі нових версій тягачів 260-ої серії.

Ще один, побудований в 1961 році, автопоїзд, що не належав до активних конструкцій, був дуже оригінальним паралельним напрямом створення спеціальних військових напівпричепів з усіма керованими колесами. Йдеться про армійський автопоїзд КТ-214-40П, зібраний за проектом 21-го НДІ на заводі № 38 і призначений для доставки довгомірних армійських вантажів і великогабаритного обладнання, під якими малися на увазі нові балістичні ракетні системи (рис. 7.10). Він складався із сідельного тягача на шасі ЯАЗ-214 з додатковим гідронасосом та спеціального двовісного напівпричепу 40П з несучою трубчастою рамою із алюмінієвого сплаву [2].



Рисунок 7.10 – Дослідний автопоїзд КТ-214-40П із трубчастими імітаторами довгомірних ракет

Головною особливістю автопоїзда КТ-214-40П були чотири одноосиких колеса на незалежній торсійній підвісці з гідромеханічною системою синхронного керування ними. Така схема забезпечувала рух тягача та напівпричепу по одній колії та скорочення радіусу повороту 18-метрового автопоїзда до цілком розумного значення – 13 метрів.



Рисунок 7.11 – Напівпричіп з усіма керованими колесами із сідельним тягачем на шасі ЯАЗ-214

На наступний рік напівпричіп 40П планувався використовуватися з перспективним тривісним тягачем І-21-15, також розробленим у 21-му НДІ (рис. 7.12). З початком випуску працездатних активних автопоїздів ця конструкція була забута.



Рисунок 7.12 – Проект застосування напівпричепи 40П із сідельним тягачем на шасі вантажівки І-21-15

7.2 Схеми трансмісії активних автопоїздів

Для підвищення прохідності автопоїздів особливо великої вантажопідйомності в останні роки стали застосовувати привід для коліс причепів та напівпричепів, тобто передачу крутного моменту до них. Автопоїзди з приводом на колеса причепу або напівпричепу отримали назву активних. Внаслідок того, що у активного автопоїзда кількість ведучої колії більша, ніж у одиночного повнопривідного автомобіля, прохідність його по важких ділянках місцевості значно вища, незважаючи на велику масу та вантажопідйомність. Таким чином, активізація коліс причепа (напівпричепи) не тільки дозволяє поліпшити прохідність автопоїзда в порівнянні з одиночним автомобілем,

але навіть перевершити його і при цьому забезпечити транспортування вантажу більшої маси. Звідси видно доцільність створення активних автопоїздів для особливо важких умов експлуатації (наприклад, розвідка природних багатств та їх освоєння за відсутності налагодженої дорожньої мережі). За кордоном створюються переважно активні автопоїзди з причепом, у вітчизняній же практиці розробляються активні автопоїзди з напівпричепом.

Основним елементом активного автопоїзда, що відрізняє його від звичайного сідлового автопоїзда, є привід до коліс напівпричепа. Набули поширення наступні типи приводів [1, 3]:

- механічний;
- гідрооб'ємний;
- електричний.

Механічний привід простіший, у ньому використовуються ті ж вузли, що й у звичайній механічній трансмісії. Недоліками цього типу приводу є необхідність застосування нестандартного опорно-зчіпного пристрою, щоб забезпечити компоновання механізмів, які передають крутний момент і значну кількість перехідних редукторів і карданних валів. Вище наведене обтяжує конструкцію приводу.

Гідрооб'ємний привід не має цих недоліків, проте вимагає застосування гідроагрегатів, що по конструкції не властиві звичайним автомобілям і певною мірою ускладнюють виробництво та експлуатацію автопоїздів.

7.2.1 Механічний привід

Структурно-компонувальна схема механічного приводу активного автопоїзда на базі Урал-4320 з колісною формулою тягача 6х6 наведено на рисунку 7.13. Як варіант, трансмісія активного автопоїзда на базі Урал із колісною формулою тягача 8х8 буде розглянуто далі по тексту.

У конструкції даного приводу використані ведучі мости заднього візка автомобіля, крутний момент до яких підводяться від роздавальної коробки. Відповідно до розподілу повної маси на осі тягача та напівпричепа, до напівпричепа підводиться 40% крутного моменту, до тягача – 60%. Щоб здійснити підведення потужності через опорно-зчіпний пристрій, застосовані чотири

однакові кінчні редуктори з передатним відношенням 1,21. Редуктори встановлені так, що їхнє загальне передатне відношення дорівнює 1.

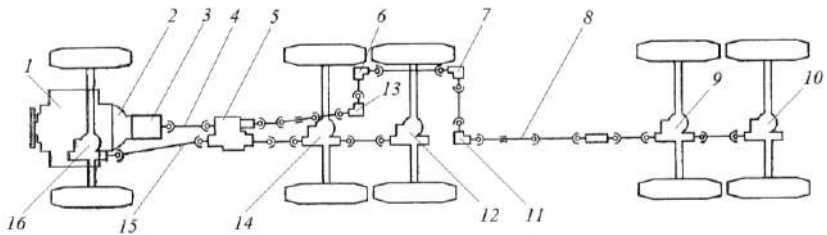


Рисунок 7.13 – Схема механічного приводу активного автопоїзда на базі Урал-4320 (колісна формула тягача 6х6): 1 – двигун КамАЗ-740; 2 – дводискове зчеплення з пневмогідропідсилювачем; 3 – п'ятиступінчаста синхронізована коробка передач; 4 – карданна передача приводу роздавальної коробки; 5 – двоступінчаста роздавальна коробка; 6, 7, 11, 13 – кінчні редуктори; 8 – карданна передача приводу мостів причепа; 9, 10 – механізми ведучих мостів причепа; 12, 14, 16 – механізми ведучих мостів тягача

Для увімкнення активного приводу передбачені дві муфти – одна на коробці відбору потужності, інша перед візком напівпричепа. У звичайних умовах руху обидві муфти вимкнені, тому весь кінематичний ланцюг між ними (від роздавальної коробки до мостів напівпричепа) не обертається, внаслідок чого немає втрат потужності на холосте обертання редукторів. Зазвичай привід вмикається лише для подолання автопоїздом особливо важких ділянок місцевості, якими він рухається на знижених передачах. Після проходження цих ділянок привід вимикають, щоб уникнути виникнення циркулюючої потужності між тягачем і напівприцепом.

На рисунку 7.13 наведено постійний механічний привід коліс причепа автопоїзда з прохідними мостами тягача. Варіантом виконання механічного приводу є привід, наведений на рисунку 7.14, в якому передбачено дистанційне підключення коліс причепа [4].

Особливістю конструкції наведеного приводу є те, що на карданних валах 3, що передають крутний момент від заднього ведучого моста тягача до переднього ведучого мосту причепа,

встановлено дві зчіпні пневматичні муфти 6. Ці муфти дозволяють підключити причеп.

Пневматична муфта 6 розриває механічний зв'язок прохідного валу заднього моста тягача і крутний момент перестає передаватися на карданний вал 3. Пневматична муфта 7 розриває механічний зв'язок з першим мостом причепа. В результаті цього при русі автопоїзда з активним причепом при вимкненому механічному приводі причепа буде обертатися тільки короткий вхідний вал ведучого переднього моста причепа, що рухається за рахунок коліс причепа, а карданні вали між тягачем і причепом не обертаються. Даний факт дозволить звести до мінімуму втрати потужності, пов'язані з обертанням карданного валу, що знаходиться між тягачем і причепом, характерні для конструкцій механічного приводу причепа, та підвищити термін служби приводу.

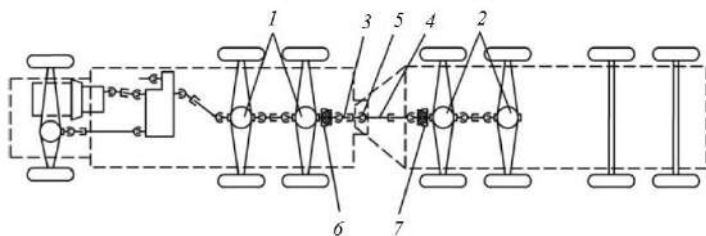


Рисунок 7.14 – Схема трансмісії автопоїзда з активним причепом:
1 – механізми ведучих мостів тягача; 2 – механізми ведучих мостів причепа;
3, 4 – карданні вали; 5 – карданний шарнір; 6, 7 – зчіпні пневматичні муфти

7.2.2 Гідрооб'ємний привід

Схема трансмісії з гідрооб'ємним приводом коліс напівпричепа активного автопоїзда (на базі ЗІЛ-131) показана на рисунку 7.15. Мости 11 та 13 напівпричепа автопоїзда такі ж самі, як мости автомобіля. Привід до них здійснено нерегульованими плунжерними гідромоторами з аксіальним розташуванням циліндрів. Один з гідроагрегатів працює як гідронасос 7, другий – як приводний гідромотор 14. Гідронасос 7 через гнучкі та жорсткі шланги подає робочу рідину під тиском до двигуна, який перетворює енергію потоку рідини в крутний момент. Величина крутного моменту залежить від тиску в системі. При номінальній

частоті обертання насоса він створює тиск 9,8 МПа, при цьому тиску гідромотор розвиває крутний момент 362 Н·м. При допустимому короткочасному підвищенні тиску до 15,7 МПа крутний момент становить 545 Н·м. Таким чином, до коліс напівпричепа підводиться трохи більше 15% потужності.

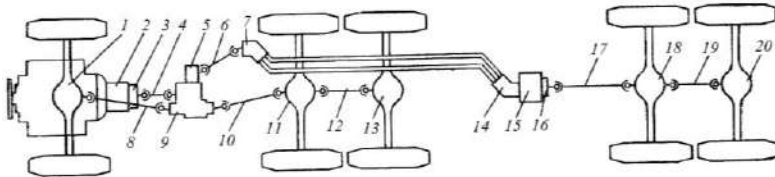


Рисунок 7.15 – Схема трансмісії з об'ємним приводом коліс активного автопоїзда: 1, 11, 13 – механізми ведучих мостів тягача; 2, 3 – коробка передач; 4, 6, 8, 10, 12 – карданні передачі тягача; 5 – коробка відбору потужності; 7 – гідронасос; 9 – роздавальна коробка; 14 – гідромотор; 15 – понижуючий редуктор; 16 – стоянкове гальмо; 17, 19 – карданні передачі причепа; 18, 20 – механізми ведучих мостів причепа

Гідросистема приводу коліс напівпричепа поєднана з гідросистемою підсилювача рульового приводу. Насосом гідропідсилювача проводиться заповнення системи та її підживлення при можливих витоках рідини.

Гідронасос 7 приводиться в обертання карданним валом 6 від коробки 5 відбору потужності, розташованої на коробці 9. Особливістю трансмісії автопоїзда є застосування понижуючого редуктора 15, розташованого після коробки передач 2, що зроблено для збільшення крутного моменту на колесах тягача. Для узгодження швидкості обертання коліс напівпричепа з колесами тягача після гідромотора 14 передбачений понижуючий редуктор 15, на вихідному валу якого встановлено ручне гальмо 16 напівпричепа трансмісійного типу. Мости 1, 11 і 13 автопоїзда та карданні вали 4, 8, 10 і 12 уніфіковані. Активний привід напівпричепа вмикається лише під час руху на нижчих (першій та другій) передачах.

У разі переходу на вищу передачу (у разі покращення дорожніх умов) привід автоматично вмикається. Привід вмикається електропневматично.

Безумовно, активні напівпричіпні автопоїзди складніші та дорожчі за звичайні сідельні автопоїзди з неактивними напівпричепами, проте в особливих умовах, де несуча здатність тимчасових доріг або місцевості обмежує по прохідності експлуатацію звичайних неповнопривідних і навіть повнопривідних автомобілів та активних автопоїздів.

Широта та різноманітність областей застосування повнопривідних автомобілів визначають надзвичайну різноманітність їх конструкцій.

Вище було розглянуто лише основні конструктивні особливості автомобілів, найбільш поширених та широко застосовуваних для транспортних, господарських, побутових та спеціальних технологічних (зокрема сільськогосподарських) цілей. При цьому абсолютно не аналізувалися конструктивні рішення, реалізовані в дослідних зразках і мають певні переваги перед традиційними рішеннями. Це предмет окремого розгляду.

Слід пам'ятати, що конструкція автомобілів багато в чому визначається їх призначенням, тими вимогами, що їх пред'являють споживачі транспорту.

7.2.3 Перспективні модулі з гідрооб'ємним приводом

В даний час технологічний розвиток дозволяє створювати елементи гідрооб'ємного приводу, перш за все, гідромашини, на якісно іншому рівні з високою потужністю, що передається невеликою масою і габаритами та з високою надійністю. Виробляються регульовані та оборотні об'ємні гідромашини нового покоління у транспортному виконанні з необхідною потужністю, що розвивають тиск до 50 МПа з прийнятними масово-габаритними характеристиками, з електропропорційними системами керування через бортові ЕОМ. Якісні зміни зазнали і швидкокороз'ємні з'єднання (ШРЗ) гідравлічних шлангів, що дозволяють при необхідності від'єднувати причіп/напівпричіп від тягача у разі розміщення на ньому насосної станції без втрат робочої рідини. Всі перелічені вище аспекти дозволяють говорити про доцільність та перспективність розвитку напрямку застосування саме гідрооб'ємних трансмісій (ГОТ) на причіпних ланках при створенні активних автопоїздів [3, 5].

Сукупність автомобіля-тягача із різними типами активних колісних модулів утворюють «модульну транспортну систему» [3].

Така система призначена для перевезення вантажів масою від 14 тон і більше, залежно від кількості активних колісних модулів і типу рушія.

В даний час пропонувані технічні рішення створення активних автопоїздів підвищеної прохідності ґрунтуються на використанні універсальної автономної насосної станції (АНС), за допомогою якої здійснюється привід ведучих коліс причіпних ланок. Оскільки привід коліс причіпних ланок у разі здійснюється від АНС, не пов'язаного безпосередньо з двигуном тягача, таку конструкцію можна назвати «активним колісним модулем».

Залежно від конструкції активні колісні модулі можна поділити на такі типи:

– активний напівпричіп, може бути 2, 3, 4-осьовий і більше, позначатися АП2, АП3, АП4 й т.д. (рис. 7.16 а);

– активний підкатний візок (АПВ) напівпричіпного типу «частка» (рис. 7.16 б);

– активний підкатний візок причіпного типу (АП) (рис. 7.16 в).

Активний напівпричіп (рис. 7.16 а) може бути стандартним високорамним напівприцепом, оснащеним стандартними ведучими мостами з посиленою підвіскою, що дозволяє оптимально розподіляти осьове навантаження. Привід ведучих коліс напівпричепа здійснюється за допомогою гідромотора, що не регулюється або регулюється. Для збільшення силового діапазону регулювання можливе застосування редуктора гідромотора, який може бути одно- або двоступінчастим, залежно від особливостей гідромотора, з можливістю вимкнення приводу мостів під час транспортування.

При зростанні маси вантажу, що перевозиться, для того щоб знизити навантаження на сидельно-зчіпний пристрій тягача і більш рівномірно розподілити його між усіма осями автопоїзда, використовується активний підкатний візок напівпричіпного типу «частка», розташований між тягачем і напівприцепом (рис. 7.16 б). Для приводу коліс підкатного візка напівпричіпного типу може використовуватися гідроагрегат, що представляє собою два регульованих гідромотори і редуктор, виконаний в єдиному

корпусі, з можливістю передачі крутного моменту на дві карданні передачі (тобто на передню та задню осі).

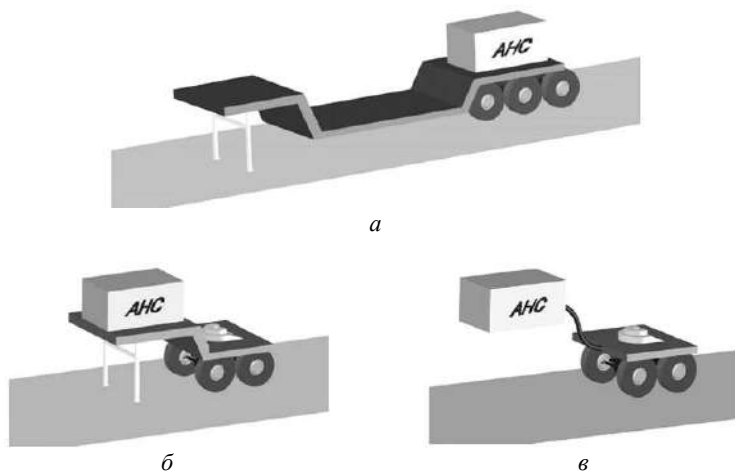


Рисунок 7.16 – Активний напівпричіп з АНС: *а* – принципова схема; *б* – активний підкатний візок напівпричіпного типу «частка»; *в* – активний підкатний візок причіпного типу (АТ)

Активний підкатний візок (рис. 7.16 *в*) дозволяє при перевезенні вантажів використовувати будь-який бортовий автомобіль з навантаженням на нього автономної насосної станції. У цьому випадку може використовуватися автопоїзд з активним підкатним візком причіпного типу спільно з неактивним або з активним напівпричепом.

Для активних колісних модулів може бути використана автономна насосна станція, яка дозволить передати крутний момент від силової установки на гідромотори. Автономна насосна станція розташовується на платформі або на борту автомобіля та з'єднується з візком за допомогою швидкокороз'ємних з'єднань через гнучкі трубопроводи.

В основі її дизельний двигун та регульовані реверсивні насоси. Якщо кількість осей причіпних ланок більше 2-х, то в конструкції автономної насосної станції можна використовувати спарений насос (складається з двох гідронасосів однакового

об'єму із загальним приводним валом). Якщо кількість осей не перевищує 2-х, то цілком вистачає одного насоса. АНС може бути розміщена, як на тягачі, так і на платформі колісного модуля.

Як приклад, на рисунку 7.17 [5] наведено автопоїзд, у якого привід коліс причіпної ланки (напівпричепи) здійснюється за допомогою гідрооб'ємної передачі. Активний напівпричіп з колісною формулою 8×8 завдовжки 15,5 м та вантажопідйомністю 50 т з чотирма ведучими мостами призначається для перевезення важкої техніки та неподільних вантажів неупорядкованими дорогами та бездоріжжям.



Рисунок 7.17 – Автопоїзд з гідрооб'ємною трансмісією (ГОТ)

Напівпричіп оснащений АНС (рис. 7.17), яка дозволяє передавати крутний момент від силової установки на гідромотори, розташовані на напівпричепі. В основі АНС – дизельний двигун потужністю 360 к.с., з'єднаний з тандемними гідронасосами загальним робочим об'ємом 360 см³, пов'язаними з магістралями високого тиску гідромоторів. На рамі кожного з двовісних ведучих візків напівпричепи встановлено нерегульований гідромотор робочим об'ємом 500 см³ у зборі з узгоджуючим редуктором. Узгоджуючий редуктор, двоступінчастий, з можливістю вимикання від мостів під час транспортування – передає крутний момент на два ведучі мости візка.

Для поліпшення керованості та маневреності автопоїзда задні ведучі візки поворотні.

Управління активним напівпричепом максимально автоматизоване (водій тягача працює лише з виносним пультом керування), але передбачено і ручний режим керування. Розроблений активний напівпричіп може експлуатуватися з кожним серійним тягачем, що підходить за допустимим навантаженням на сідло.

Принципова схема розташування основних елементів АНС представлена на рисунку 7.18.

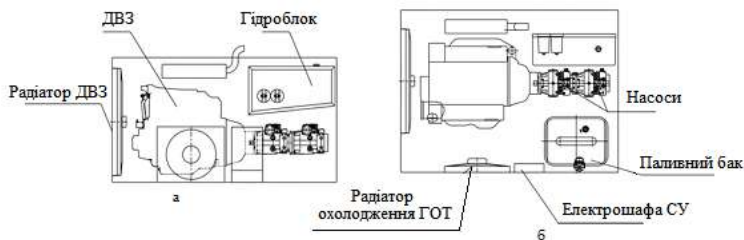


Рисунок 7.18 – Схема розташування основних елементів АНС

Залежно від умов експлуатації автопоїзда потужність двигуна АНС може бути різною.

Для прикладу на рисунку 7.19 представлена одна з можливих схем ГОП 2-х основного колісного модуля.

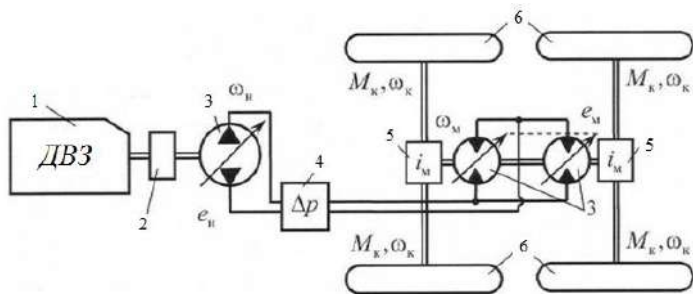


Рисунок 7.19 – Схема гідрооб'ємного приводу 2-основного колісного модуля причіпної ланки автопоїзда: 1 – ДВЗ; 2 – муфта; 3 – регульований гідралічний насос та мотори; 4 – регулятор тиску; 5 – редуктор; 6 – ведучі колеса колісного модуля

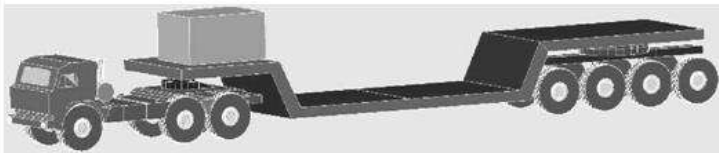
Залежно від призначення автопоїзда та характеристики вантажу, що перевозиться, можливі різні комбінації конструкцій колісних модулів. Наприклад, на рисунку 7.20 *a–д* представлені варіанти можливих автопоїздів з активними колісними модулями (АП, АПВ, АТ) та неактивними напівпричепами (НП).

Основні переваги застосування модульних транспортних систем з активним приводом коліс наступні:

- підвищення прохідності та середніх швидкостей руху на 25% та більше;
- підвищення вантажопідйомності автопоїзда;
- гнучкість застосування виходячи з транспортних завдань;
- можливість об'єднання причіпних ланок для транспортування довгомірних та великогабаритних важких вантажів;
- зниження руйнівної дії на ґрунт до 40%.

Таким чином, модульна концепція активного автопоїзда, що передбачає застосування однотипних активних колісних модулів, дуже перспективна, так як забезпечує уніфікацію, зниження вартості як самого транспортного засобу, так і транспортних перевезень та значно підвищує можливості транспортних підприємств.

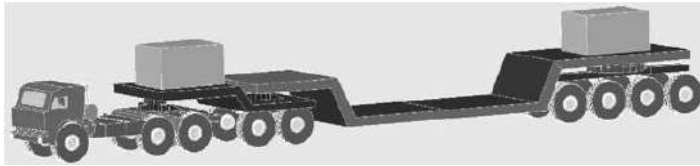
Поява в сучасному парку таких транспортних машин з активними причіпними ланками можна очікувати тільки тоді, коли вони матимуть більшу ефективність у порівнянні з аналогічними машинами з традиційними механічними трансмісіями. Отримати такі результати реально лише в тому випадку, якщо ГОП будуть оснащуватися системами автоматичного адаптивного управління, які у процесі руху машини з усього різноманіття можливих варіантів вибиратимуть режим роботи ГОП, що забезпечує максимальну ефективність.



a



б



в



з



д

Рисунок 7.20 – Автопоїзди: *а* – автопоїзд 14х14 [КамАЗ 65221 (6х6) + АЯ 4 (8х8)]; *б* – автопоїзд 14х10 [КамАЗ 65221 (6х6) + АЯД (4х4) + АЯ]; *в* – автопоїзд 18х18 [КамАЗ 65221 (6х6) + АЯД (4х4) + АЯ 4 (8х8)]; *з* – автопоїзд 14х10 [КамАЗ 43118 (6х6) + АТ (4х4) + АЯ]; *д* – автопоїзд 16х16 [КамАЗ 43118 (6х6) + АТ (4х4) + АЯ 3 (6х6)]

7.3 Реалізація схем трансмісій у конструкції дослідних зразків автопоїздів

7.3.1 Проект НАМІ-058С із механічним приводом коліс причепа

У 1967 році був виготовлений автопоїзд НАМІ-058С з активним напівприцепом моделі 862 (рис. 7.21). Габаритні розміри тягача становили 7620х2500х2850 мм. Осьова база (між центрами візків) – 4200 мм, колія – 2000 мм, кліренс – 410 мм [2].

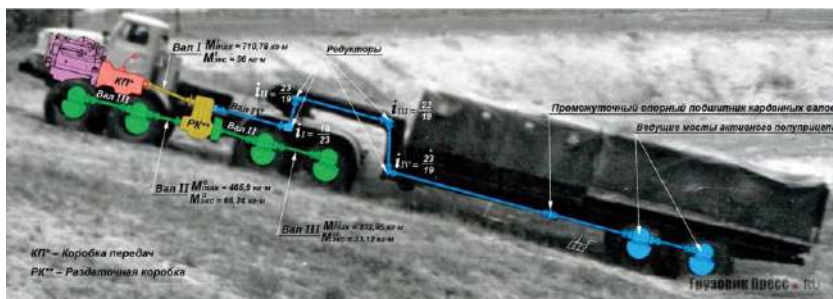


Рисунок 7.21 – Виріб НАМІ-058С з активним напівприцепом моделі 862

На сідельному тягачі НАМІ-058С встановлений 4-тактний турбодизель V-8 ЯМЗ-238Н потужністю 320 л (при 2100 хв⁻¹). Для забезпечення повного ходу передніх ресор піддон двигуна масляною ванною повернутий на 180° і в його задній частині зроблено виріз. Для підігріву двигуна взимку встановлений рідинний пусковий підігрівач, уніфікований з підігрівачем П-100 від автомобіля Урал, який відрізняється кронштейнами, патрубками та електрообладнанням, переробленим з 12 на 24 В. Електрообладнання однопровідне, номінальною напругою 24 В, де негативний полюс. На тягачі було встановлено чотири АКБ, з них дві в кабіні між сидіннями та дві за кабіною в акумуляторній скриньці типу КраЗ-214 на одному майданчику з інструментальним ящиком. Замість штатного генератора Г-107 від Урал-375 встановлено генератор змінного струму Г-270Б потужністю 500 Вт.

Зчеплення ЯМЗ-238К дводискове із змінним кронштейном кріплення приводу. У механічній 5-ступінчастій коробці передач ЯМЗ-236 кришку заднього підшипника замінено аналогічну від Урал-375. Важіль коробки передач вигнутий за місцем у зв'язку із зміною його положення щодо водія. Крутний момент від коробки передач на роздавальну коробку передавався через карданний вал від КраЗ-210.

Механічна 2-ступінчаста роздавальна коробка із симетричним міжосьовим диференціалом застосована від автомобіля НАМІ-058 і служила для розподілу та передачі крутного моменту до передніх та задніх мостів. У задній частині

знаходився вал для передачі крутного моменту, через ковзну муфту на вал додаткової коробки відбору потужності, призначеної для активного приводу напівпричепа.

Від роздавальної коробки крутний момент, передається на перший конічний редуктор, встановлений на рамі тягача під сидельним пристроєм. На напівпричепі встановлено ще три редуктори аналогічної конструкції, з'єднаних між собою карданными валами, що утворюють цим силову передачу на візок ведучих мостів напівпричепа.

На тягачі встановлені ведучі мости від Урал-375 з двоступінчастою головною передачею. Підвіска двох передніх ведучих керованих мостів на 4-листових ресорах, з чотирма гідравлічними амортизаторами телескопічного типу від МА3-500 не має балансу. Кожна ресора передає самостійно на раму зусилля, що штовхають, і сприймає зусилля при гальмуванні, покращуючи прохідність. Хід мостів обмежили гумовими буферами, вниз – тросом відбою. Додатковий буфер зменшував знакозмінну напругу в ресорі при різкому гальмуванні, обмежуючи прогин. Задня підвіска тягача від Урал-375 балансірна, на двох напівеліптичних ресорах.

У задній частині рами тягача встановлено сидельно-зчіпний пристрій тягача Урал-380С, розрахований на максимальне навантаження 11 т зчеплення сидла зі шворнем напівпричепа здійснювалося за допомогою двох губок зчіпного механізму. Одночасно зі зчіпкою відбувається увімкнення активного приводу напівпричепа через муфту.

Рама напівпричепа Урал-862 зварена, з розміщеними в центральній частині механізмами активного приводу. Передній (тобто другий) конічний редуктор активного приводу напівпричепа з'єднується з редуктором тягача за допомогою кулачкової муфти під час зчеплення сидельного пристрою тягача зі шворнем напівпричепа. Для увімкнення мостів напівпричепа перед останнім карданным валом у проміжній опорі знаходиться зубчаста муфта увімкнення з пневмоелектричним керуванням кабіни тягача.

Опорний пристрій напівпричепа складається із зварної трубчастої рами, відкидних опор, двох зварних коліс та механізму підйому, у транспортному положенні відкинута назад

та закріплено на рамі. Мости від Урал-375 з деякими змінами кожухів півосей та опорних кронштейнів. Пневмогідравлічна гальмівна система живиться від компресора тягача і складається з агрегатів гальм Урал-375. Стоянкове трансмісійне гальмо – ручне, керується маховичком збоку рами. Електрообладнання, шини та система центрального підкачування шин також уніфіковані з Урал-375.

7.3.2 Привід коліс напівпричепу з додатковим допоміжним електричним модулем

На сучасному етапі розвитку технології машинобудування, для приводу ведучих коліс причіпних ланок найбільш доцільно використовувати безступінчасті регульовані трансмісії (гідрооб'ємні, електричні приводи), що мають ряд переваг у порівнянні з механічними [3, 5].

Як приклад, на рисунку 7.22 представлений автопоїзд, у якого привід коліс напівпричепи забезпечується додатковим допоміжним електричним модулем. Додатковий модуль забезпечує збільшення сумарної потужності, необхідної тягачу під час руху на підйом. Модуль оснащений спеціальною гальмівною системою, яка використовує технологію заряджання бортових акумуляторів при гальмуванні. Система працює за принципом гібридного автомобіля.



a

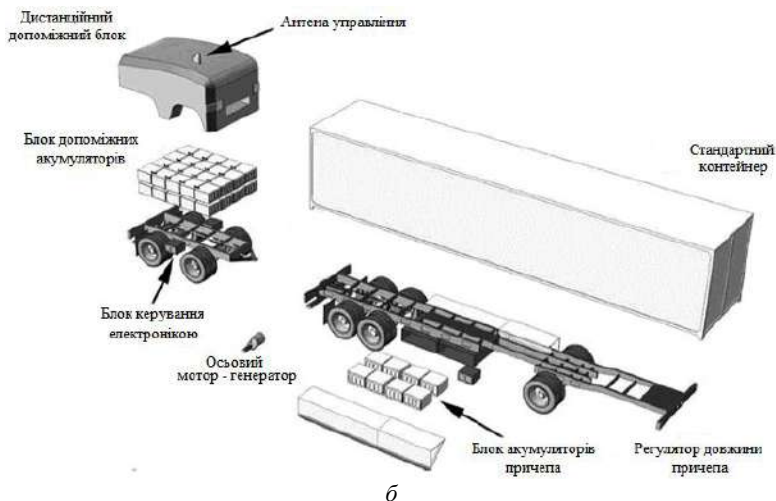


Рисунок 7.22 – Принципова компоувальна схема гібридного автопоїзда (а) з додатковим модулем (б)

Двигун-генератори виробляють електрику за допомогою системи гальмування замість звичайних гальм, що використовують для гальмування тертя. Автомобіль має систему акумуляторів, що накопичують цю енергію. Коли вантажівці необхідно збільшити швидкість або йти в гору, акумулятори надають двигунам додаткову потужність. На рисунку 7.22 наведено принципову схему компоування системи.

7.4 Трансмiсії активних автопоїздів в патентній інформації

7.4.1 Привід коліс автопричепа активного автопоїзда з механічною передачею

Недоліки, властиві раніше відомим конструкціям

Відомі активні автомобільні поїзди, у яких передача потужності від двигуна до коліс напівпричепа здійснюється механічною трансмісією, що складається з коробки передач, роздавальної коробки, карданних валів та редукторів [6]. Така схема наведена в розділі 7.2.

Така механічна передача потужності всім колесам тягача і напівпричепа забезпечує їх обертання з однаковою або майже

однаковою швидкістю, при постійному співвідношенні кутових швидкостей коліс тягача і напівпричепа.

Ці кінематичні умови (наближена рівність кутових швидкостей коліс та сталість відношення кутових швидкостей коліс тягача та напівпричепа) добре відповідають прямолінійному руху автопоїзда на рівній горизонтальній поверхні. При цьому всі колеса автопоїзда працюють у ведучому режимі, моменти, що навантажують окремі ведучі мости, приблизно однакові. Вся потужність, що відбирається від двигуна, витрачається на рух.

Однак, при повороті, внаслідок різної довжини колій, що проходять колеса тягача і напівпричепа, у такій «жорсткій» трансмісії різко зростає момент на колесах напівпричепа, а момент на передніх колесах тягача стає негативним.

Недоліком даної конструкції приводу є й те, що трансмісія автопоїзда навантажується циркулюючою (паразитною) потужністю, а загальна потужність, що відбирається від двигуна, перевищує величину, необхідну руху.

Наслідком є сильне збільшення моменту, що навантажує привід коліс напівпричепа, особливо на дорогах з високим коефіцієнтом зчеплення, що може викликати поломку трансмісії. На дорогах з низьким коефіцієнтом зчеплення (деформований ґрунт, слизькі дороги з твердим покриттям) це призводить до примусового прослизання коліс та зниження прохідності автопоїзда. При цьому також знижується ККД трансмісії та колісного рушія автотранспортного засобу.

Для зниження навантаженості приводу коліс напівпричепа, підвищення ККД трансмісії та поліпшення прохідності активного автопоїзда в привід коліс напівпричепа встановлюється з'єднувальний пристрій, виконаний у вигляді пневматичної муфти. Муфта регулює величину моменту, що передається до коліс напівпричепа, в якій зусилля переданого моменту регулюється зміною тиску повітря.

Зміна тиску повітря (або іншого робочого тіла) здійснюється водієм за допомогою органу керування, встановленого в кабіні та сполученого з пневматичною системою тягача. Крім того, максимальна величина моменту обмежується автоматично пристроєм, що обмежує тиск робочого тіла у виконавчому

механізмі муфти при досягненні моментом деякого граничного значення.

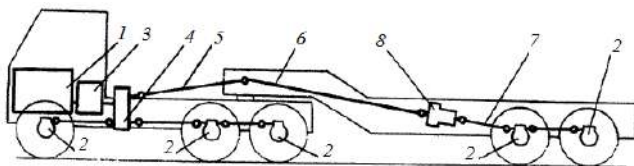
Загальний пристрій

На рисунку 7.23 *а* наведено схема трансмісії активного автопоїзда, на рисунку 7.23 *б* – схема управління пневматичною муфтою [6].

Потужність від двигуна 1 тягача передається до ведучих коліс напівпричепа 2 (дві останні осі) через коробку передач 3, роздавальну коробку 4, карданні вали 5, 6 і 7. Між двома сусідніми валами 6 і 7 встановлюється пневматична муфта 8.

Повітря для живлення виконавчого пристрою муфти подається від джерела стисненого повітря 9, встановленого на напівпричепі та з'єднаного з пневматичною системою автопоїзда, яка використовується також для живлення гальмівної системи та регулювання тиску повітря в шинах. Для приводу муфти використовуються: пневматичний кран слідкуючої дії 10, пневматичний клапан слідкуючої дії 11, головка підведення повітря до муфти 12 і пневматична камера (пневматичний циліндр) 13. Перший з цих пневматичних апаратів встановлюється в кабіні та керується водієм, інші – пневматична камера встановлюється безпосередньо на муфті.

На карданному валу 7 встановлюється, крім того, датчик крутного моменту 14, що навантажує вал. Сигнал цього датчика передається по дротах і висвічується на табло 15 в кабіні водія, інформуючи його про величину крутного моменту, переданого муфтою. Посилений сигнал датчика також передається на електропневмоклапан 16, що з'єднує порожнину пневматичної камери муфти з атмосферою.



а

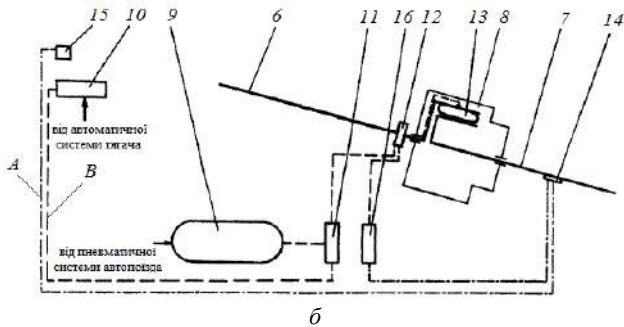


Рисунок 7.23 – Схема трансмісії активного автопоїзда (а) та елементи її керування (б): 1 – двигун; 2 – ведучі колеса напівпричепа; 3 – коробка передач; 4 – роздавальна коробка; 5, 6, 7 – карданні вали; 8 – пневматична муфта; 9 – джерело стисненого повітря; 10 – кран слідкуючої дії; 11 – пневматичний клапан; 12 – головка підведення повітря; 13 – пневмоциліндр; 14 – датчик крутного моменту; 15 – табло керування; 16 – електропневмоклапан; А – електричний зв'язок; В – трубопроводи пневматичної системи

Порядок роботи приводу управління передачею крутного моменту на колеса напівпричепа

При прямолінійному русі горизонтальною дорогою задовільного стану важіль крана керування 10 переводиться в нульове положення, відмикаючи привід напівпричепа. В цьому випадку рух автопоїзда забезпечується лише за рахунок тяги коліс тягача.

При прямолінійному русі дорогами з великим опором кочення важіль крана керування 10 переводиться в деяке середнє положення, що відповідає характеристиці ґрунту. При цьому забезпечується достатня прохідність та адекватна навантаженість приводу.

При подоланні крутих підйомів важіль крана керування 10 переводиться в положення, що забезпечує максимальне значення моменту, що передається муфтою, забезпечуючи максимальну тягу приводу напівпричепа.

При вході в поворот важіль крана керування 10 перетворюється на положення, що відповідає невеликому значенню моменту муфти (35–50% гранично допустимої величини). Муфта 8 при цьому пробуксовує, вимикаючи

циркуляцію потужності, але все ж таки передає певний момент, що забезпечує автопоїзду необхідну прохідність, знижує навантаження у приводі та зменшує втрати енергії на рух.

На деяких видах ґрунтів (сухий пісок) при повороті рух супроводжується інтенсивним пробуксовуванням коліс, тому момент, що передається до коліс напівпричепа, може бути збільшений.

У разі непередбаченого зростання крутного моменту, у приводі до коліс напівпричепа до граничного значення (при подоланні нерівностей, ям, канав) спрацьовує електропневмоклапан 16 запобіжної системи, знижуючи момент у приводі та оберігаючи його від поломки.

Використання винаходу дозволяє покращити прохідність активного автопоїзда, знизити навантаженість приводу коліс напівпричепа та підвищити ККД трансмісії.

7.4.2 Автопоїзд із активізованими причіпними ланками

Загальні відомості

Автор у роботі [7] зазначає, що підвищення конструктивних та технологічних якостей високоефективної автомобільної техніки (автопоїзда з причіпними ланками) ведеться сьогодні за рахунок:

- переведення причіпних ланок на автономні приводні двигуни;
- створення нових та комплексного вдосконалення існуючих механізмів трансмісії;
- розробки приводних двигунів нового покоління;
- важливого вдосконалення колісних рушіїв та застосування зчленованої рами.

Технічним завданням пропонованого винаходу [7] є покращення його кінематичної схеми, автономна активізація причіпних ланок з використанням бортового автоматизованого системного керування, що забезпечують високу прохідність автопоїзда в умовах бездоріжжя, а також всепогодність, ергономічність, безвідмовність, надійність та економічність його експлуатації.

Основні елементи конструкції

Особливості конструктивного виконання запропонованого винаходу показані на схемі (рис. 7.24), згідно з якою до його складу входять [7]:

- тягач 1;
- двигуни внутрішнього згорання 2;
- автоматична коробка перемикання передач (АКПП) 3;
- трансмісії 4;
- перша автономна активізована причіпна ланка 5;
- колеса автопоїзда 6;
- друга та наступні причіпні ланки 7;
- дистанційні датчики контролю тиску 8 в колісних шинах 6;
- бортовий комплекс автоматизованої системи керування 9 (БКАСК).

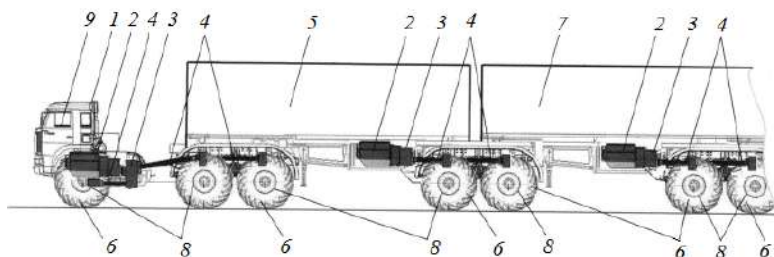


Рисунок 7.24 – Автопоїзд із активізованими причіпними ланками

Автопоїзд складається при цьому з взаємопов'язаних один з одним тягачем 1 і активованих причіпних ланок. Кабіна тягача вміщує БКАСК 9. У складі тягача розміщений його приводний двигун 2, АКПП 3 і трансмісію 4, що передає крутний момент від двигуна 2 колесам 6. Перша автономна активізована причіпна ланка 5, друга та наступні причіпні ланки 7 двигунами 2 внутрішнього згорання, трансмісіями і АКПП 3. Крім того, кожне колесо 6 автопоїзда оснащено дистанційним датчиком контролю 8 тиску в колісних шинах 6, а БКАСК забезпечене блоком супутникового навігатора та блоком стеження за роботою коліс 6 автопоїзда, а також портативною системою. Тягова частина і причіпні ланки в даному випадку збираються в автопоїзд з

урахуванням того, що всі його приводні двигуни є двигунами внутрішнього згорання.

Порядок активізації причіпних ланок

До складу описуваного автотранспортного засобу входять його основні робочі вузли, як тягач 1 і причіпні ланки 5, 7, в якості яких використовуються або напівпричепи, або причепи. Кількість причіпних ланок 5, 7 вибирається залежно від призначення автопоїзда та може становити від 2 до 10 і більше.

При цьому активізація причіпних ланок 5, 7 за рахунок їх автономного обладнання приводними двигунами внутрішнього згорання 2, а також механічними трансмісіями 4 і АКПП 3, може охоплювати всі причіпні ланки 5, 7 або призначатися вибірково, наприклад, тільки для 2, 4, 6, 8 й так далі причепів 7 або 2, 3, 5, 6, 8, 9 й так далі причепів 7.

Автономна активізація причіпних ланок 5, 7 разом із системним забезпеченням автопоїзда БКАСУ 9, що працює у свою чергу в органічному зв'язку з усіма АКПП 3, що автоматично підлаштовуються один до одного, блоком супутникового навігатора, портативною системою «Автопілот» та блоком стеження за роботою всіх коліс 6 автотранспортного засобу, оснащеного дистанційними датчиками контролю 8 тиску в колісних шинах, обумовлюють при цьому оптимізацію взаємодії всіх конструктивних частин, вузлів і елементів автопоїзда в тісній ув'язці з оптимізацією його експлуатаційно-технологічних показників, включаючи високу прохідність по бездоріжжю, надійність, безвідмовність, економічну ефективність, технічну та екологічну безпеку.

7.4.3 Активний привід причіпної ланки з гідروоб'ємною передачею

Недоліки, які усуває запропонована конструкція гідрооб'ємного приводу

Недоліками, які були притаманні раніше відомій конструкції та усуваються у запропонованому технічному рішенні, є [6]:

– велика кількість механічних елементів у складі конструкції, що є причиною часткової втрати потужності, що віддається від

двигуна автомобіля на колеса причепа, які працюють у ведучому режимі;

- наявність кінематичної невідповідності в приводі причепа, що істотно збільшує витрати енергії на рух внаслідок затримок за часом;

- спрацьовування механічної системи керування та відсутність можливості узгодження обертання ведучих коліс автомобіля та коліс причепа, які працюють у ведучому режимі, з рівною кутовою швидкістю.

Основні елементи конструкції

Автопоїзд з активним приводом причепа містить [6] (рис. 7.25):

- блоки керування роботою 1 (гідронасоса 3 і гідромотора 10) з каналами передачі інформації 2 до електронного блоку керування 7;

- гідронасос 3 з гідромагістралями 4 (напірної та зливної), виконаними в броньованій гнучкій оплетці, що йдуть у гідромотор 10;

- датчики числа оборотів задніх ведучих коліс автомобіля 5 (задні ведучі колеса автомобіля на кресленні не позначені цифровою позицією) з каналами передачі інформації 6 до електронного блоку керування 7;

- датчики числа оборотів ведучих коліс причепа 9 з каналами передачі інформації 8 до електронного блоку керування 7;

- карданні передачі 11 з'єднані з гідромотором 10 для передачі крутного моменту, через мости на ведучі колеса причепа (на кресленні не позначені цифровими позиціями);

- роздавальну коробку 12 із встановленою штатною коробкою відбору потужності 13 на привід додаткового обладнання.

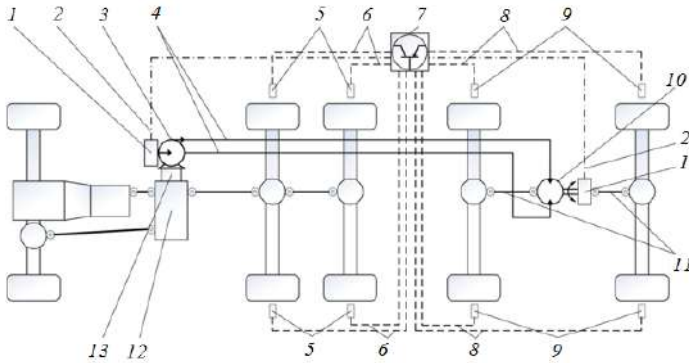


Рисунок 7.25 – Елементи конструкції гідрооб’ємного приводу коліс причіпної ланки автопоїзда

Порядок роботи приводу

Під час руху автомобіля з причепом, як завантаженого, так і порожнього, оснащеного пропонованою системою, у складі автопоїзда, в умовах низького зчеплення ведучих коліс з опорною поверхнею та бездоріжжям (грунтова дорога незадовільного стану; піщана місцевість; суглинистий ґрунт, насичений вологою; сніговий покрив й т.д.) водій знижує швидкість до 20 км на годину, після чого на панелі приладів натискає кнопку, що включає активний привід причепа (кнопка включення на кресленні не позначена цифровою позицією). При цьому від роздавальної коробки 12 через штатну коробку відбору потужності 13 починає передаватися крутний момент на блок керування роботою 1, пов’язаний з гідронасосом 3. Робоча рідина з гідронасоса 3 по напірній (верхній) броньованій гнучкій гідромагістралі 4 надходить на гідромотор 10, роботою 1, який з’єднаний з карданними передачами 11. Потім робоча рідина проходить через гідромотор 10, приводячи його до руху, при цьому створюваний крутний момент передається через карданні передачі 11 на мости і далі на ведучі колеса причепа, приводячи їх до руху (на кресленні не позначені цифровими позиціями). Після чого робоча рідина з гідромотора 10 надходить по зливній (нижній) броньованій гнучкій гідромагістралі 4 до гідронасоса 3.

замикаючи цикл передачі частини потужності від автомобіля до активного причепа.

Коробка відбору потужності *13* дозволяє передавати до 44 кВт (60 к.с.) від автомобіля до активного причепа, при цьому не знижуючи ходових характеристик тягача.

У процесі руху автопоїзда з активним приводом причепа важливою обставиною підвищення прохідності є одночасне обертання ведучих коліс як автомобіля, так і причепа з однаковою частотою обертання, для виключення кінематичної невідповідності у приводі, що збільшує витрати енергії на рух.

Для виключення даного негативного явища на задніх ведучих колесах автомобіля (на кресленні не позначені цифровими позиціями) розмішуються датчики числа 5 обертів з каналами передачі інформації 6 в електронний блок управління 7, в який також надходить інформація від датчиків числа оборотів 9 ведучих коліс причепа через канали передачі інформації 8. Інформація надходить у режимі реального часу, в електронний блок керування 7, який, у свою чергу, дає виконавчі команди (синхронізує роботу) блоків керування роботою гідронасоса 1, гідронасоса 3 і гідромотора 10.

У разі, якщо датчики числа 5 оборотів задніх ведучих коліс автомобіля фіксують перевищення кутової швидкості обертання по відношенню до ведучих коліс причепа на 10%, то електронний блок керування 7 передає виконавчу команду через канал передачі інформації 2 на блок керування роботою 1 гідронасоса 3, короткочасно відмикаючи його, до вирівнювання кутових швидкостей обертання ведучих коліс автопоїзда.

Якщо датчики числа оборотів 9 ведучих коліс причепа фіксують перевищення кутової швидкості обертання по відношенню до ведучих коліс автопоїзда на 10%, то в такому випадку електронний блок керування 7 передає виконавчу команду через канал передачі інформації 2 на блок керування роботою 1 гідромотора 10, короткочасно відключаючи його, до вирівнювання кутових швидкостей обертання ведучих коліс автопоїзда.

Пропонована конструкція автопоїзда з активним приводом причепа дозволяє підвищити надійність за рахунок оптимізації складових елементів і, як результат, знизити втрату потужності

автомобіля, що продається від двигуна на ведучі колеса причепа, а також підвищити прохідність і знизити витрати енергії на рух за рахунок узгодження обертання ведучих коліс автопоїзда з рівною кутовою швидкістю.

7.4.4 Електропневматичний привід коліс причепа з турбіною

Недоліки, які усуває запропонована конструкція приводу з турбіною

Недоліками, які були притаманні раніше відомій конструкції [8] і усуваються у запропонованому технічному рішенні, є:

– наявність великої кількості шарнірних з'єднань і ушкоджених деталей, характерних для механічного приводу, в зв'язку з чим має місце недостатня експлуатаційна надійність системи в цілому;

– незручність розташування органів вмикання провідної осі причепа.

Загальний пристрій приводу

Конструктивна система приводу наведена на рисунку 7.26 [8].

Електропневматичний привід ведучого моста причепа автопоїзда, що складається з тягача 1 і причепа 2, забезпечений пневмотурбіною 3, встановлений на провідному мосту 4.

Пневмотурбіна 3 пневмолінії 5 з'єднана з електропневматичним клапаном 6. Електропневматичний клапан 6, розташований на підкатному поворотному візку 7, пневмолініями 5 з'єднаний з блоком ресиверів 8 і підключений до електричного ланцюга 9 до рухомого контакту 10, встановленому до приладової панелі тягача 1. Нерухомий контакт 11, розташований на приладовій панелі тягача 1, при вмиканні електропневматичного приводу ведучого моста 4 контактує з рухомим контактом 10, з'єднаним електричним ланцюгом 9 з позитивною клемою джерела живлення 12.

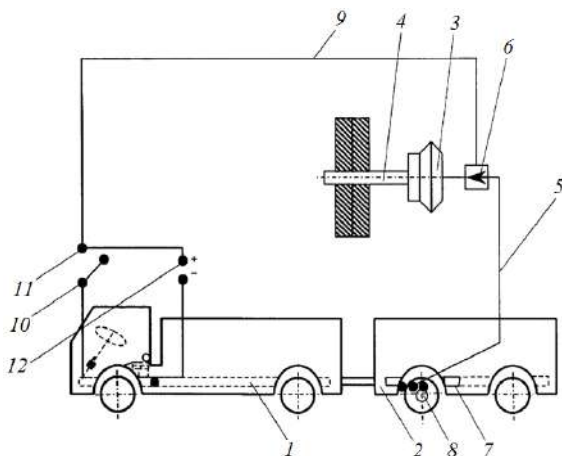


Рисунок 7.26 – Схема приводу коліс причепа з пневматичною турбіною

Порядок роботи приводу

Електропневматичний привід ведучого моста автопоїзда працює наступним чином [8].

При русі автопоїзда по дорозі з твердим покриттям контакти (рухомий 10 і нерухомий 11) знаходяться в роз'ємному стані, в зв'язку з чим електропневматичний клапан 6 знеструмлений і повітря на пневмотурбіну 3 не подається. В цьому випадку міст 4 причепа 2 є веденим. При русі автопоїзда на ділянці дороги, на якій стан опорної поверхні не задовольняється необхідним технічним вимогам (бездоріжжю), водій вмикає тумблер, в результаті чого контакти (рухомий 10 і нерухомий 11) замикаються і напруга подається на електропневматичний клапан 6, при спрацьовуванні якого відбувається подача тиску стисненого повітря з блоку ресиверів 8 через пневмолінії 5 до пневмотурбіни 3. При цьому міст 4 причепа 2 стає ведучим, що підвищує прохідність автопоїзда.

Електропневматичний привід ведучого моста причепа автопоїзда в порівнянні з механічним та гідравлічним приводами володіє більшою простотою та надійністю. Перевага електропневматичного привода ведучого моста причепа автопоїзда полягає в тому, що електричні комунікації забезпечують високу швидкодію, багатоконтурність і

автономність роботи приладу, а розміщення ресиверу поблизу першої ходової осі причепа зводить до мінімуму час спрацьовування пневматичної частини приводу.

Контрольні запитання для самоперевірки

1. Що собою представляла трансмісія першого вітчизняного автопоїзда?

2. Який тип приводу коліс причіпного ланцюга був застосований першим – механічний або гідравлічний?

3. Перелічіть елементи конструкції гідравлічного приводу коліс напівпричепа автопоїзда.

4. За якими ознаками відрізняються схеми трансмісій автопоїздів, схеми яких наведено на рисунках 7.13 та 7.14?

5. Що собою представляють перспективні модулі з гідрооб'ємним приводом?

6. Який тип передачі використовується в схемі, яка наведена на рисунку 7.19 – гідродинамічний або гідростатичний? Поясніть відповідь.

7. Назвіть основні переваги застосування модульних транспортних систем з активним приводом коліс.

8. Що собою представляє привід коліс напівпричепа з додатковим допоміжним електричним модулем?

9. У чому полягає особливість трансмісії автопоїзда із активізованими причіпними ланками?

10. Яку функцію виконує пневматична турбіна у схемі приводу коліс, яка наведена на рисунку 7.26?

Перелік посилань

1. Платонов В. Ф. Полноприводные автомобили. М. : Машиностроение, 1981. 279 с.

2. Буздин А. Первый полноприводный автопоезд. Экспериментальный автомобиль НАМИ-058. <http://www.gruzovikpress.ru/article/1147-eksperimentalniy-avtomobil-nami-058-perviy-polnoprivodniy-avtopoezd/>.

3. Коркин С. Н., Курмаев Р. Х., Крамер А. С. Применение активных колёсных модулей в автопоездах для перевозки

крупногабаритных и тяжеловесных грузов. Известия МГТУ «МАМИ». 2012. Т. 1, № 2 (14). С. 160–168.

4. Васильев А. С., Скрыпник В. И. Автопоезд высокой проходимости с активным прицепом. <https://cyberleninka.ru/article/n/avtopoezd-vysokoy-prohodimosti-s-aktivnym-pritsepom>.

5. Шухман С. Б., Коркин С. Н., Курмаев Р. Х., Капралова М. А. Построение автопоездов с активными прицепными звеньями для движения в тяжелых дорожных условиях : журн. автомобильных инженеров. 2013. № 5 (82), С. 34–37.

6. Привод колес полуприцепа активного автопоезда: пат. 2167779. / Павлов В. А., Ковалев В. В.; опубл. 27.05.2001, Бюл. № 15. <https://www.freepatent.ru/patents/2167779>.

7. Автопоезд: пат. 2539702. / Сатлаев Ю. Р. <https://findpatent.ru/patent/253/2539702.html>.

8. Электропневматический привод ведущего моста прицепа автопоезда: пат. 2316644. / Репринцев Д. Д., Белозоров В. В.; опубл. 10.02.2008, Бюл. № 4. <https://patents.google.com/patent/RU2316444C1/ru>.

8 ТРАНСМІСІЯ ГУСЕНИЧНИХ МАШИН

8.1 Загальні відомості про трансмісії важких спеціальних машин

8.1.1 Вимоги, які висуваються до трансмісій

До трансмісії гусеничної машини висуваються такі основні вимоги:

– безперервно змінювати силу тяги та швидкість руху залежно від опору руху машини та забезпечувати економічну роботу двигуна при найбільш повному використанні його потужності;

– безперервно регулювати радіус повороту, забезпечуючи стійкий рух на будь-якій швидкості за будь-якої кривизни з урахуванням обмежень занесення;

– забезпечувати необхідні уповільнення, екстрені гальмування з максимальною швидкістю до зупинки, тривалі спуски на гірських дорогах та утримання машини на граничному підйомі;

– забезпечувати легкість та простоту керування машиною;

– забезпечувати дубльоване або дистанційне керування рухом машини;

– забезпечувати можливий відбір до 100% потужності двигуна під час створення спеціальних базових машин.

Трансмісії повинні мати:

– високий ККД у робочому діапазоні швидкостей;

– високу надійність роботи агрегатів та вузлів;

– гарною технологічністю конструкції, пристосованістю її до серійного виробництва, широкою стандартизацією та уніфікацією деталей, вузлів та агрегатів, прийнятною вартістю виготовлення;

– малою трудомісткістю та великою періодичністю технічного обслуговування та ремонту;

– зручністю монтажу та демонтажу, можливістю польового ремонту.

8.1.2 Класифікація танкових трансмісій та їх порівняльна оцінка

За способом передачі енергії та методом трансформування крутного моменту двигуна танкові трансмісії діляться на:

- механічні;
- гідромеханічні;
- електромеханічні.

Механічні трансмісії

Механічні трансмісії (рис. 8.1 а) набули широкого поширення в танкобудуванні та на даний час застосовуються на всіх серійних бойових машинах.

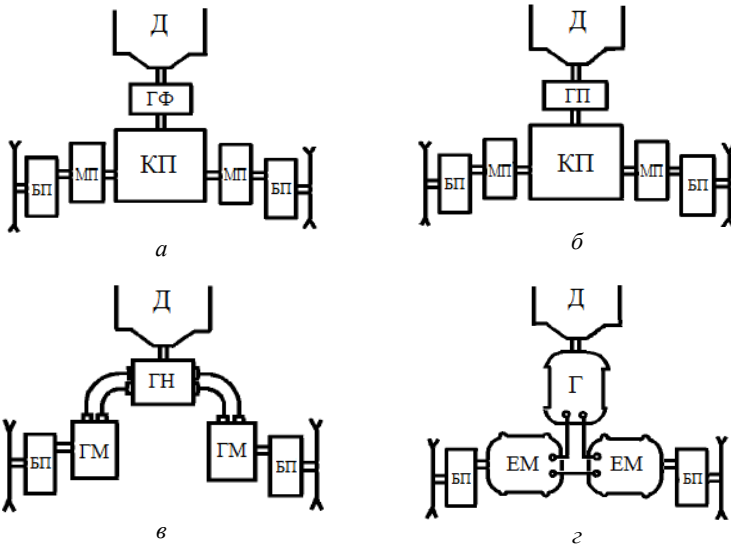


Рисунок 8.1 – Принципові схеми трансмісій гусеничних машин:
 а – механічна; б – гідромеханічна; в – з гідроб'ємною передачею;
 г – електромеханічна; Д – двигун; ГФ – головний фрикціон;
 ГП – гідротрансформатор (гідродинамічна передача); КП – коробка передач;
 МП – механізм повороту; БП – бортова передача; ГМ – гідравлічний мотор

У механічних трансмісіях використовуються лише механічні агрегати. Механічна трансмісія складається з наступних агрегатів [4]:

- головного фрикціону (ГФ);
- коробки передач (КП);
- механізмів повороту (МП);
- двох бортових передач (БП).

У деяких механічних трансмісіях застосовують коробку передач, що виконується разом із механізмом повороту у загальному картері. Такий агрегат носить назву механізму передач та повороту (МПП). З метою забезпечення компактності у цей картер може бути укладений і головний фрикціон.

У механічній трансмісії зміна крутного моменту на ведучих колесах в необхідних межах забезпечує коробка передач, а постійне його збільшення – бортові передачі.

Механічні трансмісії мають наступні основні переваги:

- високий ККД у широкому діапазоні зміни передатних чисел, що сприяє отриманню великого запасу ходу та високої максимальної швидкості;

- мала маса і висока компактність, що дозволяють покращити загальну компоновку та підвищити властивості машини;

- порівняльна простота та дешевизна виробництва;

- простота польового та заводського ремонтів.

Недоліки механічних трансмісій:

- багатоступінчаста зміна передатних чисел, що знижує ступінь використання двигуна, середню швидкість руху та поворотності машини;

- великі динамічні навантаження на двигун та агрегати трансмісії внаслідок жорсткого кінематичного зв'язку між двигуном та ведучими колесами, що знижує надійність роботи;

- складне керування рухом машини, особливо за допомогою механічних приводів безпосередньої дії.

Подальше вдосконалення механічних трансмісій спрямовано на усунення чи зменшення цих недоліків.

Для підвищення середніх швидкостей руху та полегшення керування гусеничних машин:

- застосовуються планетарні коробки передач та коробки передач із синхронізаторами, що скорочують час перемикання передач;

- створюються більш досконалі механізми повороту з великою кількістю розрахункових радіусів;

- використовуються різні сервоприводи, що спрощують роботу механіка-водія та полегшують керування машиною.

Гідромеханічні трансмісії

Гідромеханічні трансмісії (ГМТ) відрізняються від механічних наявністю гідродинамічної передачі (рис. 8.1 б), яка повністю замінює головний фрикціон та частково виконує роль коробки передач.

Така трансмісія складається з:

- комплексної гідропередачі або гідротрансформатора;
- коробки передач;
- механізму повороту;
- бортових передач.

Число ступенів у коробці передач невелике, оскільки функції коробки частково виконує гідропередача. Усі агрегати трансмісії, крім бортових передач, можуть бути виконані у загальному картері.

До гідромеханічних відносяться також трансмісії з гідрооб'ємною передачею (рис. 8.1 в).

ГМТ застосовуються на більшості об'єктів озброєння західних країн, а також БМП-3 та БМД-3. Це зумовлено автоматичністю ГМТ. Автоматичність полягає у безперервній (безступінчастій) та автоматичній (без участі механіка-водія) зміні передатних чисел, швидкості та тягових зусиль на гусеницях відповідно до опору руху машини.

Гідромеханічні трансмісії мають такі переваги:

– безперервна та автоматична (у деякому діапазоні) зміна швидкості та сили тяги залежно від опору руху, що полегшує керування машиною;

– спрощена схема автоматики перемикання передач, дублюючого та дистанційного керування рухом машини;

– поліпшення умов роботи двигуна;

– відсутність жорсткого кінематичного зв'язку двигуна з ведучими колесами, що покращує умови роботи та знижує динамічні навантаження на агрегати трансмісії;

– плавна зміна тягового зусилля на гусеницях, що сприяє підвищенню прохідності машини по слабких ґрунтах.

Недоліками гідромеханічної трансмісії є:

– нижчий ККД ніж у механічних трансмісій, що викликає збільшення витрати пального та зниження на 7–10% запасу ходу;

- наявність спеціальних систем підживлення та охолодження, що збільшує обсяг моторно-трансмісійного відділення та масу трансмісії, ускладнює конструкцію та зумовлює її подорожчання;
- малий діапазон автоматичної зміни крутного моменту при прийнятних значеннях ККД гідروпередачі та складність її реверсування (отримання заднього ходу), які вимагають застосування поряд з гідропередачею механічної коробки на 3–4 передачі, включаючи передачу заднього ходу;
- велика кількість тепла, що виділяється під час роботи гідропередачі, що зумовлює необхідність системи охолодження для трансмісії;
- низька ефективність гальмування двигуном та запуску двигуна з буксира без застосування додаткових пристроїв.

Електромеханічні трансмісії

Електромеханічні трансмісії (рис. 8.1 з) складаються з:

- генератора, що приводиться в дію двигуном машини;
- двох електродвигунів, пов'язаних через бортові передачі із ведучими колесами машини.

Вони мають ті ж переваги, що і гідромеханічні трансмісії. Електричні трансмісії дозволяють поліпшити поворотність машини, їм властиві легкість та простота керування машиною.

При використанні електричних трансмісій легко вирішується проблема усунення дефіциту електроенергії в сучасній бойовій машині, що має велику кількість споживачів, знижується обсяг механічної обробки металів.

8.2 Двопотокові механічні трансмісії важких спеціальних машин

8.2.1 Загальні відомості

Одна з головних проблем у будь-якій гусеничній техніці – це поворотність. У звичних автомобілях водій за допомогою керма відхилиє колеса на певний кут і може здійснювати точні повороти навіть на дуже високій швидкості. При цьому кермо ще й не вимагає якоїсь надмірно складної конструкції. Гусениці в теорії дозволяють повертати машину з будь-якими радіусами і навіть на місці, що колісний рушій не здатний у принципі. Але для цього

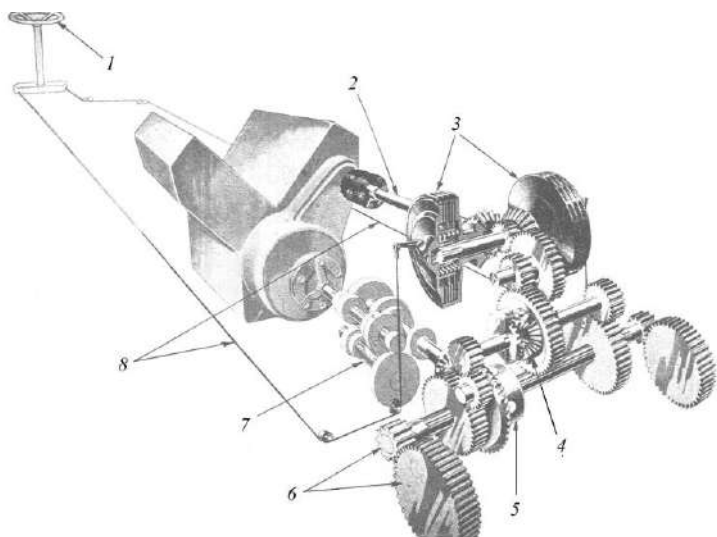
потрібен спеціальний механізм, який задає гусеницям різні швидкості обертання для повороту – механізм повороту.

Класичним пристроєм, що забезпечує поворот гусеничної машини, є бортовий фрикційний механізм із зупинним гальмом. При повороті з розрахунковим радіусом бортовий фрикціон повністю вимкнений, а гальмо відстаючої гусениці затягнуте до повного її блокування. При цьому гусенична машина стійко і цілком передбачуване робить поворот. Проблема в тому, що далеко не завжди потрібно робити такі круті повороти. Але для повороту з будь-яким іншим радіусом бортовий фрикціон вимикається не повністю, а диски пробуксовують, зношуються та виділяють багато тепла. Частина потужності марно йде на зношування і нагрівання механізму, а машина здійснює нестійкий поворот, тобто радіус повороту залежить від дорожніх умов. Іншими словами, водій нахиляє важіль керування до того самого положення, але в залежності від опору навколишнього середовища радіус повороту буде різним.

Дійсно кращий механізм повороту повинен забезпечувати якомога більше розрахункових радіусів (в ідеалі нескінченне) для кращої керованості та зменшення втрат потужності. Більше того, радіуси повороту машини повинні зростати зі збільшенням швидкості: чим вища швидкість, тим більший радіус повороту. Це логічно, якщо на високій швидкості спробувати різко повернути з невеликим радіусом, то можна запросто вийти зі стану поперечної стійкості, тобто перевернутися.

В основі конструкції двопотокових трансмісій гусеничних машин покладено можливість передачі до ведучих коліс гусеничного рушія потужності від двигуна двома потоками, керування якими забезпечує необхідну кількість радіусів повороту та поворотність машини у цілому.

Компонування елементів конструкції, за допомогою яких можливо здійснити таку можливість, наведено на рисунку 8.2 [1].



a



б

Рисунок 8.2 – Компонування елементів конструкції двопотокової трансмісії (*a*) виробу Somua S35 (*б*) (французький середній танк 1930-х років):

- 1 – штурвал керування поворотом; 2 – вал відбору потужності від двигуна;
- 3 – фрикційні муфти (ведучі зчеплення); 4 – диференціальний механізм силового потоку, що передається від двигуна; 5 – диференціальний механізм силового потоку, що передається від коробки передач; 6 – кінцева передача;
- 7 – коробка передач; 8 – тросовий привід вмикання (вимикання) фрикціонів

До складу трансмісії гусеничної машини слід віднести наступні елементи:

- підвищувальна передача приводу валу відбору 2 потужності від двигуна;

- конічна передача першого потоку з подвійними ведучими шестернями та фрикційними муфтами 3 їх блокування з веденою шестернею передачі крутного моменту до валу з диференціальним механізмом 4;

- подвійна циліндрична передача першого потоку потужності;

- рознесена циліндрична передача зв'язку потоку потужності від двигуна з потоком потужності від коробки передач. При цьому ліва передача має додаткову паразитну шестерню;

- диференціальний механізм 5 розподілу крутного моменту між кінцевими циліндричними передачами 6 другого потоку потужності;

- коробка передач 7.

В цілому, трансмісія наведеного виробу має наступні складові конструкції:

- дводисковий головний фрикціон сухого тертя (на рис. 8.2 не наведено);

- півкарданний вал, що з'єднує головний фрикціон і коробку передач;

- п'ятишвидкісна механічна коробка передач;

- планетарний механізм повороту за типом подвійного диференціала, який конструктивно поєднаний в блок з коробкою передач;

- два бортових фрикціона сухого тертя;

- дві бортові передачі;

- бортові барабанні гальма (на рис. 8.2 не наведено).

Виходячи з компоувальної схеми, потужність до ведучих коліс гусеничного рушія підводиться двома потоками:

- перший – від двигуна через фрикційні муфти, подвійну центральну циліндричну передачу, диференціальний механізм, рознесені подвійні циліндричні передачі;

- другий – від двигуна, через коробку передач, головну центральну конічну передачу, диференціальний механізм, рознесені подвійні циліндричні передачі.

Для забезпечення повороту змінюються швидкості обертання валів рознесених подвійних циліндричних передач за рахунок вмикання відповідної передачі у коробки передач 7 та приводу у дію через трос 8 від штурвалу 1 лівої або правої фрикційної муфти 3.

Інший підхід до здійснення керування швидкостями обертання валів приводу ведучих коліс гусеничного рушія можливий з використанням двох планетарних рядів, до складу яких входять (рис. 8.3) [1]:

- сонячна шестерня;
- епіциклічна шестерня;
- сателіти;
- водило.

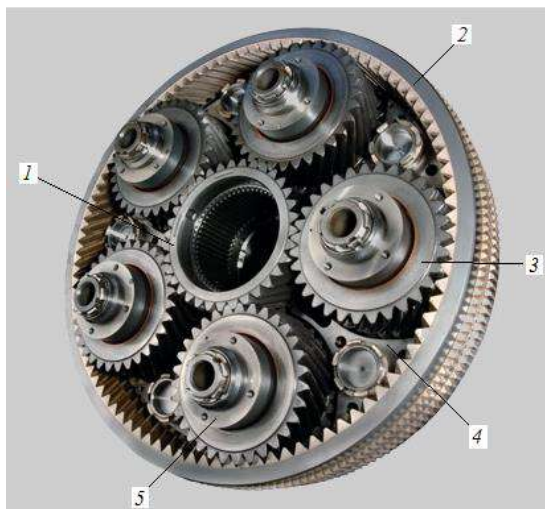


Рисунок 8.3 – Планетарний ряд (диференціальний механізм):
1 – сонячна шестерня; 2 – епіциклічна шестерня; 3 – сателіти; 4 – водило;
5 – вісь водила

Якщо з'єднати водила таких механізмів з ведучими колесами гусеничного рушія, то звісно їх швидкості обертання будуть задаватися іншими елементами – сонячними шестернями та епіциклами. Таким чином, з'єднав епіцикли з валом від коробки

передач та сонячні шестерні з валом напряму від двигуна машини, формується концепція двопотокового механізму повороту (рис. 8.4) [1].

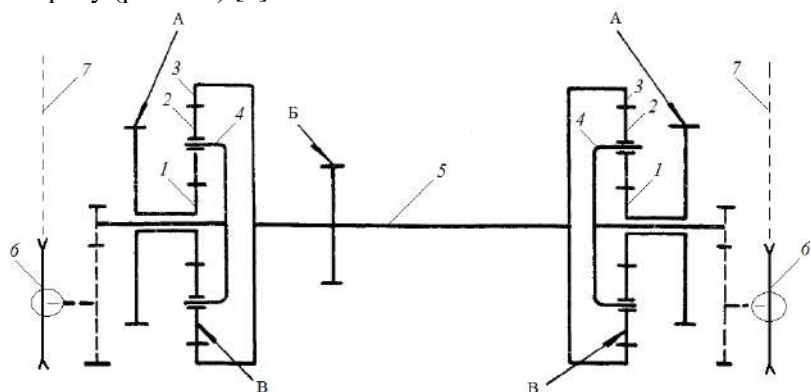


Рисунок 8.4 – Концепція двопотокового механізму повороту:

1 – сонячна шестерня; 2 – сателіт; 3 – епіциклічна шестерня; 4 – водило; 5 – вал; 6 – ведуче колесо (зірочка); 7 – гусениця; А – додатковий привід від двигуна через шестерні та фрикційні механізми повороту; Б – основний привід від двигуна через коробку передач; В – планетарні ряди

Схема двопотокового механізму повороту дуже проста, реалізувати її можна багатьма способами. Як і однопотокові, двопотокові механізми поділяються на:

- незалежні;
- диференціальні.

У незалежних механізмах повороту другий потік потужності уповільнює чи прискорює гусениці незалежно. Для повороту одна гусениця сповільнюється або прискорюється при незмінній швидкості інша, а при уповільненні двох гусениць відразу механізм повороту працює як понижувальна передача.

У диференціальних механізмах повороту другий потік потужності прискорює одну гусеницю і на стільки ж уповільнює іншу.

Крім того, підводити потужність можна також по-різному [1].

У механізмах повороту *першої групи* під час прямолінійного руху задіяний лише перший потік, а сонячні шестерні

заблоковані. Потужність до них йде другим потоком лише під час повороту.

У механізмах повороту *другої групи* при прямолінійному русі потужність йде за двома потоками, а сонячні шестерні обертаються у тому напрямку, як і епіцикли. Іншими словами, і перший потік, і другий обертають гусениці в одному напрямку. Для повороту потрібно або вимкнути від двигуна і гальмувати одну із сонячних шестерень, уповільнюючи гусеницю, або уповільнювати одну сонячну шестерню, пропорційно прискорюючи іншу.

У механізмах повороту *третьої групи* при прямолінійному русі потужність теж йде по двох потоках, але сонячні шестерні обертаються у протилежному напрямку від епіциклів. Тобто другий потік потужності сповільнює гусениці. Для повороту достатньо перестати уповільнювати одну з гусениць, прискоривши іншу.

Інша важлива особливість двопотокових механізмів повороту – можливість повороту на місці. Реалізується він у різних схемах по-різному.

Таким чином, розрізняють три групи механізмів повороту, оскільки при русі по прямій можливо блокувати сонячні шестерні, обертати їх з епіциклом в одному напрямку або в протилежному. І в кожній групі є два типи – незалежний та диференціальний, що дає можливість створити шість класів двопотокових механізмів повороту. Проте механізми повороту третьої групи бувають лише диференціальними, тому реально класів лише п'ять [1].

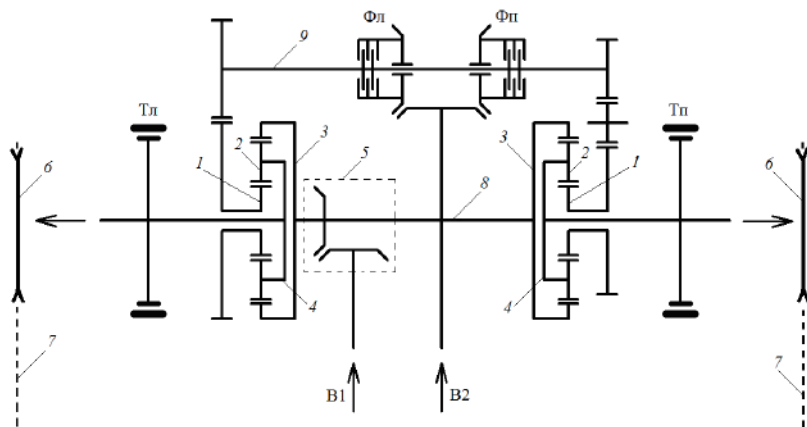
8.2.2 Група механізмів повороту із заблокованими сонячними шестернями

8.2.2.1 Диференціальний тип

Схема елементів трансмісії наведена на рисунку 8.5 [1].

Сонячні шестерні *I* планетарних механізмів пов'язані з проміжним валом *9*, причому одна безпосередньо, інша – через паразитну шестерню. Під час прямолінійного руху сонячні шестерні *I* намагаються крутити вал *9*, але у протилежних напрямках. В результаті вал заклинюється, а сонячні шестерні не

обертаються. Тому механізми повороту цієї групи описуються як механізми із заблокованими сонячними шестернями.



a



б

Рисунок 8.5 – Кінематична схема (*a*) диференціального механізму повороту із заблокованими сонячними шестернями (танки SOMUA S 35, Tiger H1, Tiger II, AMX-30, Leopard (*б* – загальний вид, Німеччина), Strv 103, M41 Walker Bulldog):

1 – сонячна шестерня; 2 – сателіт; 3 – епіциклічна шестерня;

4 – водило; 5 – центральна головна конічна передача; 6 – ведуче колесо

(зірочка); 7 – гусениця; 8 – центральний вал; 9 – проміжний вал бортових

фрикціонів Фл (Фл); B1 – підвід потужності від коробки передач; B2 – підвід

потужності від двигуна; Тл, Тп – бортові гальма

Якщо опір на гусеницях 7 буде різним, то проміжний вал 9 почне обертатися. Гусениця, для перемотування якої потрібно менше потужності, обертатиметься швидше, а інша гусениця пропорційно повільніша, тому цей механізм повороту не забезпечує сталого руху по прямій. З іншого боку, є можливість примусово блокувати проміжний вал, як це зроблено на Tiger II, тоді рух буде стійким.

Порядок роботи

Для повороту вмикаються фрикціони Фл або Фп. Залежно від того, який фрикціон увімкнено, проміжний вал 9 буде обертатися за годинниковою або проти годинникової стрілки. Так як він пов'язаний з однією із сонячних шестерень 1 через паразитну шестерню, гусениця 7 одного борту прискорюватиметься, а іншого – сповільнюватиметься. Це механізм повороту диференціального типу – чим швидше обертається ліва гусениця, тим повільніше права, і навпаки.

Для повороту достатньо лише двох елементів керування (фрикціонів Фл і Фп), а якщо вони вийдуть з ладу, то водій зможе керувати машиною, блокуючи одну з гусениць гальмами Тл і Тп, які зазвичай використовуються для зупинки машини.

Для повороту на місці потужність йде тільки по другому потоку, тобто важіль коробки стоїть на нейтралі. Відбувається це в такий спосіб. Поворотом штурвала ліворуч або праворуч водій вмикає лівий або правий фрикціон. Проміжний вал 9 починає обертатися, разом з ним обертаються в протилежних напрямках і сонячні шестірні. Що легше, обертати водила 4 з ведучими колесами 6 чи обертати епіцикли 3? Звісно, епіцикли 3, пов'язані валом 8. Але сонячні шестірні 1 намагаються крутити вал епіциклів 8 у протилежних напрямках, тому його заклинює. Епіцикли 3 нерухомі, а обертаються водила 4 і ведучі колеса з рівною швидкістю, але у протилежних напрямках. Танк повертається на місці. Але, цей поворот нестійкий, тобто при різних опорах одна гусениця обертатиметься швидше, а інша пропорційно повільніше, оскільки вал епіциклів розблокується.

8.2.2.2 Незалежний тип

Схема елементів трансмісії наведена на рисунку 8.6 [1].

Порядок роботи

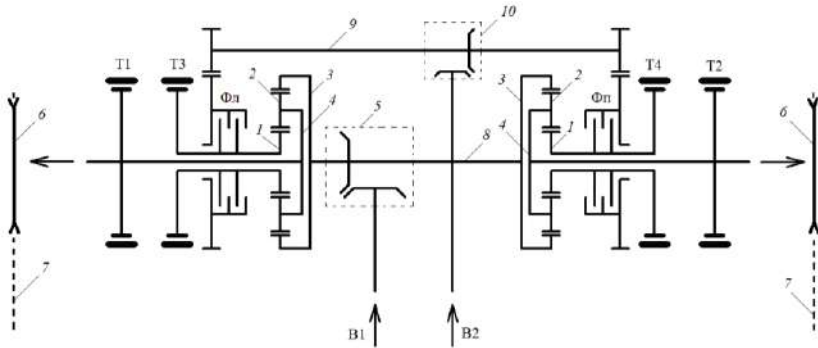
При русі прямої сонячні шестірні 1 примусово блокуються гальмами Т3 і Т4, а фрикціони Фл і Фп вимкнені.

При необхідності руху ліворуч відпускається гальмо Т3 та включається фрикціон Фл. Потужність другим потоком уповільнює сонячну шестерню 1, отже, гусениця починає обертатися повільніше. Для повороту з меншим радіусом фрикціон Фл вимикається та затягується гальмо Т1, гусениця повністю блокується.

Таким чином, крім радіусів за кількістю швидкостей коробки передач, є ще один радіус. Цей механізм повороту незалежного типу, оскільки зміна швидкості обертання однієї гусениці ніяк не впливає на швидкість іншої.

Якщо вимкнути гальма Т3 і Т4 та увімкнути зчеплення Фл і Фп, то обидві гусениці будуть обертатися повільніше. Якщо уповільнення відбувається за рахунок зміни передатного числа в планетарних рядах, то сила тяги на ведучих колесах зростає. Тому цей механізм повороту може працювати як демультіплікатор. Але за це доводиться платити великою кількістю керуючих елементів – шість проти чотирьох у попередній схемі (рис. 8.4).

МП дозволяє зробити розворот на місці. Для цього на нейтралі на одному з бортів відпускається гальмо сонячної шестерні 1 та вмикається відповідний фрикціон – Фл або Фп. Сонячна шестерня 1 обертає одне ведуче колесо через водило 4, а інше – через вал епіциклів 8. При цьому, якщо на іншому борту заблокована сонячна шестерня і обертається епіцикл, то й водило з ведучим колесом теж буде обертатись.



a



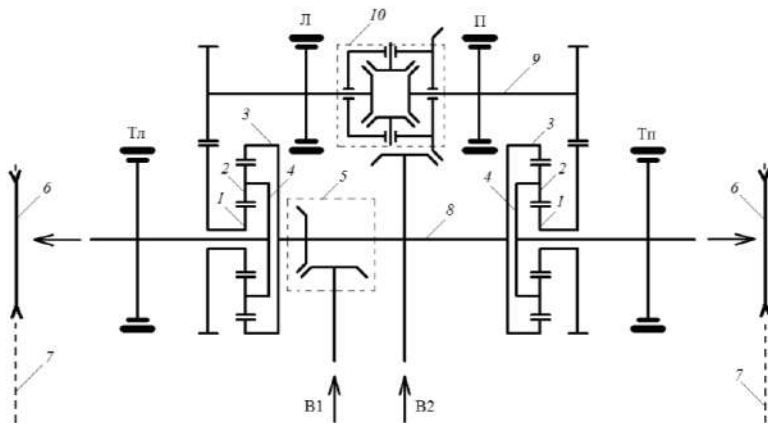
б

Рисунок 8.6 – Кінематична схема (*a*) диференціального механізму повороту із заблокованими сонячними шестернями (танки Pz.Kpfw, Panther (*б* – загальний вид, Німеччина): 1 – сонячна шестерня; 2 – сателіт; 3 – епіциклічна шестерня; 4 – водило; 5 – центральна головна конічна передача; 6 – ведуче колесо (зірочка); 7 – гусениця; 8 – центральний вал; 9 – проміжний вал бортових фрикціонів Фл (Фп); 10 – конічна передача; В1 – підвід потужності від коробки передач; В2 – підвід потужності від двигуна; Т1–Т4 – бортові гальма

8.2.3 Група механізмів повороту з розгалуженням потоку потужності

8.2.3.1 Диференціальний тип

Схема елементів трансмісії наведена на рисунку 8.7 [1].



a



б

Рисунок 8.7 – Кінематична схема (*a*) диференціального механізму повороту з розгалуженням потоку потужності (танки М46, М47, М48, М60 (*б* – загальний вид), Т32, М103 – США): 1 – сонячна шестерня; 2 – сателіт; 3 – епіциклічна шестерня; 4 – водило; 5 – центральна головна конічна передача; 6 – ведуче колесо (зірочка); 7 – гусениця; 8 – центральний вал; 9 – півосі диференціалу; 10 – кінцевий симетричний диференціал; В1 – підвід потужності від коробки передач; В2 – підвід потужності від двигуна; Тл, Тп – бортові гальма; Л, П – гальма

У МП цієї групи при прямолінійному русі потужність завжди йде двома потоками, тому вони називаються механізмами з розгалуженням потоку потужності.

Другий потік потужності йде на диференціал 10. Півосі диференціала 9 обертають сонячні шестірні 1 у тому напрямку, у якому обертаються епіцикли 3. Тобто другий потік потужності під час руху вперед по прямій прискорює гусениці 7. При цьому прямолінійний рух не стійкий: якщо на одній гусениці зросте опір, то вона обертатиметься повільніше. Друга гусениця пропорційно прискориться, відповідно змінять швидкості та півосі 9 диференціала 10.

Порядок роботи

Для того, щоб, наприклад, повернути праворуч, потрібно зтягнути гальмо П. Права піввісь диференціала 10 заблокується разом із відповідною сонячною шестернею 1, тому права гусениця почне обертатися повільніше. Ліва піввісь стане обертатися швидше, прискорюючи ліву гусеницю.

Для розвороту на місці потрібно включити гальмо однієї з півосей і пустити потужність лише з другого потоку. Вся потужність піде через одну сонячну шестірню, а інша буде заблокована.

З погляду системи керування, це порівняно простий механізм повороту. Якщо трансмісія механічна, то є можливість реалізувати першу швидкість блокування валу епіциклів, заощадивши пару шестерень. Якщо трансмісія гідромеханічна, а через гідротрансформатор йде лише перший потік потужності, то є можливість отримати більш високий ККД. Але за це доводиться платити звуженням діапазону трансмісії. Припустимо, коробка передач при заблокованих сонячних шестернях дає 36 км/год на останній передачі і 4,5 км/год на першій, діапазон дорівнює 8. Другий потік потужності при вимкнених гальмах прискорює кожен гусеницю на 2 км/год. Значить швидкість на останній передачі буде 38 км/год, а на першій – 6,5 км/год. Діапазон зменшиться до $38/6,5 = 5,9$.

При використанні двопотокового механізму повороту діапазон трансмісії може бути рівним діапазону коробки передач, а може і відрізнятись. У механізмах повороту першої групи діапазон трансмісії дорівнює діапазону коробки передач (крім режиму демультіплікатора у танка Panther, рис. 8.5), у

механізмах другої групи він зменшується, а у третьої – збільшується.

8.2.3.2 Незалежний тип

Схема елементів трансмісії наведена на рисунку 8.8 [1].

Порядок роботи

При русі по прямій увімкнені обидва фрикціони Фл і Фп. Другий потік обертає сонячні шестірні 1 у тому напрямку, у якому перший потік потужності обертає епіцикли 3. Рух стійкий. Припустимо, є потреба повернути ліворуч. При цьому вмикається фрикціон Фл і зтягується гальмо Л. Ліва сонячна шестерня 1 заблокується, а ліва гусениця 7 обертатиметься повільніше.

Швидкість правої гусениці 7 при цьому не зміниться. А якщо відпустити гальмо Л і при вимкненому фрикціоні Фл зтягнути гальмо Тл, то почнеться поворот із повністю заблокованою гусеницею. Таким чином, як і на Panther (рис. 8.5), є можливість створити ще один радіус повороту.

Перша передача реалізована блокуванням валу епіциклів 8, потужність до гусениць йде лише по другому потоку. При цьому заощаджується пара шестерень у коробці передач, але звужується діапазон трансмісії. МП може працювати як демультіплікатор, компенсуючи звуження: обидва фрикціони Фл і Фп вимкнені, а гальма Л і П зтягнуті.

Поворот на місці реалізований аналогічно як у схемі Panther (рис. 8.5): потужність йде через одну сонячну шестерню, а друга заблокована.

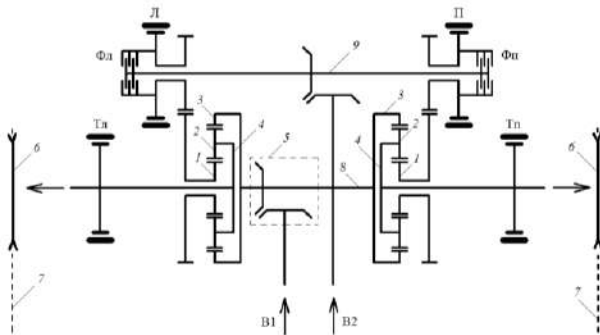


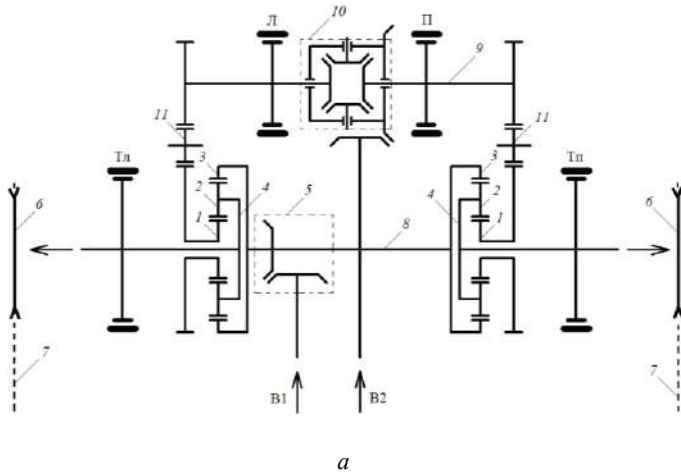


Рисунок 8.8 – Кінематична схема (а) диференціального механізму повороту з розгалуженням потоку потужності (тягачі АТ-Л (б) та МТ-ЛБ (в)):
 1 – сонячна шестерня; 2 – сателіт; 3 – епіциклічна шестерня; 4 – водило;
 5 – центральна головна конічна передача; 6 – ведуче колесо (зірочка);
 7 – гусениця; 8 – центральний вал; 9 – проміжний вал; 10 – кіничний симетричний диференціал; В1 – підвід потужності від коробки передач; В2 – підвід потужності від двигуна; Тл, Тп – бортові гальма; Л, П – гальма; Фл, Фп – бортові фрикціони

8.2.4 Група механізмів повороту із циркуляцією потужності

8.2.4.1 Диференціальний тип

Схема елементів трансмісії наведена на рисунку 8.9 [1].





б

Рисунок 8.9 – Кінематична схема (а) диференціального механізму з циркуляцією потужності (танки Churchill, Cromwell, Comet, Centurion (б – загальний вид), Chieftain – Великобританія): 1 – сонячна шестерня; 2 – сателіт; 3 – епіциклічна шестерня; 4 – водило; 5 – центральна головна конічна передача; 6 – ведуче колесо (зірочка); 7 – гусениця; 8 – центральний вал; 9 – піввісь; 10 – конічний симетричний диференціал; 11 – паразитна шестерня; В1 – підвід потужності від коробки передач; В2 – підвід потужності від двигуна; Тл, Тп – бортові гальма; Л, П – гальма; Фл, Фп – бортові фрикціони

Ця схема схожа з механізмом повороту другої групи диференціального типу. При прямолінійному русі потужність теж йде одразу двома потоками. Проте півосі 9 диференціала 10 пов'язані із сонячними шестернями 1 не безпосередньо, а через паразитні шестірні 11. Тому сонячні шестерні 1 обертаються у протилежному від епіциклів 3 напрямку. Якщо перший потік прискорює гусениці 7, то другий уповільнює.

Порядок роботи

Під час прямолінійного руху потужність йде двома потоками, а гальма Л і П вимкнені. Зрозуміло, якщо сонячні шестірні 1 пов'язані з диференціалом 10, то рух нестійкий. Другий потік потужності уповільнює гусениці 7, тому для повороту потрібно одну гусеницю уповільнити менше, а іншу ще більше.

Припустимо, треба повернути праворуч. Для цього затягується ліве гальмо Тл.

При повністю затягнутому лівому гальмі Тл ліва сонячна шестерня 1 заблокована, гусениця взагалі не сповільнюється, а вся потужність до неї йде через епіцикл 3 першим потоком.

Права піввісь пропорційно прискорюється, тому права сонячна шестерня I уповільнюється ще більше і танк повертає праворуч. Це називається перехресним управлінням: для повороту вліво затягується праве гальмо, і навпаки.

Розворот на місці реалізується аналогічно диференціальному механізму повороту другої групи крім перехресного управління.

Під час руху вперед у механізмі повороту відбувається циркуляція потужності: частина потужності першого потоку йде на другий через сонячні шестірні I , додатково навантажуючи його. Це потребує більш міцної конструкції. Проте діапазон швидкостей коробки передач не звужується, як було у другій групі, а збільшується. Припустимо, при заблокованих сонячних шестернях I коробка передач дає швидкість 37 км/год на останній передачі і 4,6 км/год на першій передачі, при цьому діапазон дорівнює 8. Другий потік потужності уповільнює гусениці на 2 км/год. Виходить, швидкість на останній передачі 35 км/год, але в першій 2,6 км/год, діапазон трансмісії $35/2,6 = 13,5$.

Інша особливість пов'язана з тим, що швидкість заднього ходу можна реалізувати блокуванням валу епіциклів 8, заощадивши три шестірні. Саме тому цілий ряд британських танків має таку низьку швидкість заднього ходу. Наприклад, у Churchill другий потік потужності уповільнює гусениці на 2 км/год, звідси підсумована швидкість заднього ходу. Збільшити його не можна, інакше поповзуть радіуси повороту та погіршиться керованість танком. На Centurion додали другу передачу заднього ходу.

В цілому, завдяки простоті керування механізмом повороту, розширенню діапазону та додаткової швидкості заднього ходу трансмісія за даною схемою виходить досить компактною за кращих характеристик. Ранній перехід на трансмісію цього типу – одне з головних досягнень британського танкобудування.

8.2.4.2 Незалежний тип

У теорії схем шість, реально використовуються лише п'ять. Проблема механізму повороту третьої групи незалежного типу полягає у схемі керування, яка досить незручна та переускладнена. Водій керує механізмом повороту за допомогою

двох важелів. Кожен важіль пов'язаний з гальмами та фрикціоном свого борту. Припустимо, водій «Пантери» тягне за лівий важіль. Вимикається ліве гальмо сонячної шестірні та вмикається лівий фрикціон, гусениця сповільнюється. Водій продовжує тягнути важіль до упору, фрикціон вимикається і затягується ліве гальмо, що блокує ліву гусеницю.

Але у МП третьої групи керування перехресне. Тобто, спочатку лівим важелем потрібно вимкнути праве зчеплення та заблокувати праву сонячну шестерню, а потім, у крайньому положенні важеля, розблокувати праву сонячну шестерню та зтягнути ліве гальмо для блокування лівої гусениці. Це і є незручність, що веде до переускладнення системи керування: в одних гальм управління звичайне, а в інших – перехресне.

8.3 Трансмсія транспортерів ГТ-С, ГТ-СМ, ГТ-МУ

Як було зазначено вище, гусеничні машини відрізняються від колісних механізмами, що забезпечують поворот. Оскільки поворот здійснюють шляхом створення різниці швидкостей руху лівої і правої гусениць, то в системі силового приводу передбачений спеціальний МП. Іноді він поєднується з коробкою передач. У цьому випадку МП виконує одночасно і функції головного агрегату трансмісії та називається механізмом передач і повороту (МПП) [3].

Найбільш прості механізми повороту на легких гусеничних машинах. Зокрема, на транспортерах ГТ-С, ГТ-СМ і ГТ-МУ використаний простий фрикціон. У цих машинах головна передача з бортовими фрикціонами і гальмами виконана у вигляді єдиного агрегату (рис. 8.9), призначеного для збільшення крутного моменту (передатне число кінчної пари шестерень 1 і 2 рівно 1,9), передачі крутного моменту на ведені вали 6, розташовані перпендикулярно осі машини, повороту і гальмування машини.

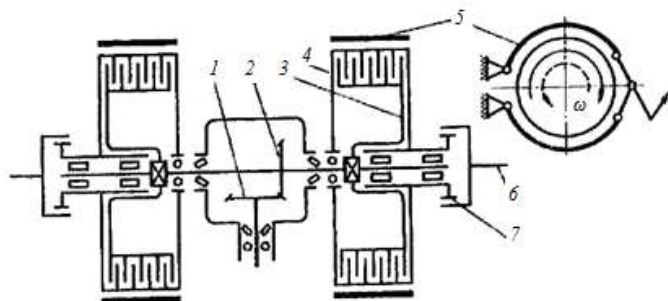
Поворот здійснюється за допомогою бортових фрикційних 4 і стрічкових гальм 5.

В даному випадку застосування такого механізму цілком виправдано, оскільки транспортери в цілому прості за конструкцією, мають малу масу і невелику потужність, внаслідок чого теплова навантаженість гальм невелика, і механізм досить

надійний в експлуатації. Маневреність, як показує досвід, також задовільна.



а



б

Рисунок 8.9 – Снігоболотохід модернізований (ГТ-СМ) ГАЗ-71:
а – загальний вид; *б* – головна передача транспортерів ГТ-С, ГТ-СМ, ГТ-МУ 1, 2 – конічні шестерні; 3 – відомий барабан; 4 – бортовий фрикціон; 5 – стрічкове гальмо; 6 – вал приводу ведучого колеса (зірочки); 7 – муфта з’єднання валів

Передача крутного моменту до бортових передач і поворот транспортера здійснюються таким чином.

У нормальному положенні при вимкнених гальмах 5 диски фрикціонів 4 стиснуті пружинами, тому вони обертаються як одне ціле з веденими барабанами 8, а крутний момент через замкнуті бортові фрикціони, з’єднувальні муфти 7 та ведені вали б передається до обох бортових передач і потім до ведучих коліс.

Коли вмикається один з гальм (наприклад, правий), то у водночас за допомогою механізму вимкнення фрикціону звільняються натискні пружини і ведений барабан фрикціону роз'єднується з ведучим.

Таким чином, правий ведений барабан і права піввісь зупиняються, а увесь крутний момент передається тільки через лівий бортовий фрикціон до лівого борту машини. Для повороту в інший бік вмикають інше гальмо. У зв'язку з цим конструкція кожного з бортових фрикціонів розрахована на передачу всього крутного моменту двигуна.

Бортова передача транспортера ГТ-СМ є пара циліндричних шестерень, укладених в корпус. Це, так звана, проста однорядна не співвісна бортова передача. На ведений вал бортової передачі встановлюють ведуче колесо, від якого здійснюється привід спідометра.

У багатьох гусеничних машин привід спідометра здійснюється саме від бортової передачі, а не від коробки передач, як у автомобілів. Це пояснюється тим, що при наявності механізмів повороту гусеничного типу фактична швидкість руху машини на повороті є півсумою швидкостей двох гусениць і, як правило, менше швидкості прямолінійного руху, тобто менше швидкості, яка визначається по частоті обертання будь-якого з агрегатів, встановлених до механізму повороту.

8.4 Трансмсія тягача АТ-Л, транспортера-снігоболотохода ГТ-Т, транспортера-тягача МТ-ЛБ

На гусеничних машинах легкій ваговій категорії отримав застосування інший тип механізму повороту – МПП з подвійним підведенням потужності до бортових передач, про що викладено у розділі 8.1. Такий тип МП використовують на тягачах АТ-Л, транспортерах-снігоболотохода ГТ-Т, легких гусеничних транспортерах-тягачах МТ-ЛБ та інших (рис. 8.10 а-в). На рисунку 8.10 показана схема трансмісії і приводів тягача АТ-Л з таким МПП [3].



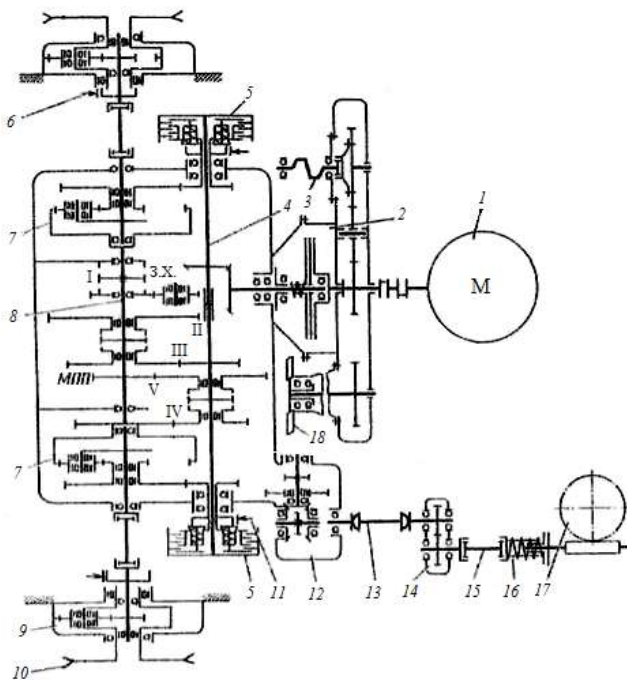
a



б



в



2

Рисунок 8.10 – Тягачі АТ-Лі, ГТ-Т, МТ-ЛБ:

a – загальний вид тягача АТ-Лі; *б* – тягач ГТ-Т; *в* – тягач МТ-ЛБ;
г – кінематична схема трансмісії тягача АТ-Лі: 1 – двигун; 2 – головний фрикціон; 3 – компресор; 4 – передавальний вал; 5 – блокувальні фрикціони; 6 – зупинне гальмо; 7 – планетарний ряд; 8 – головний вал; 9 – бортова передача; 10 – ведуче колесо; 11 – гальмо механізму повороту; 12 – реверсний механізм; 13, 15 – карданний вал; 14 – проміжний редуктор; 16 – запобіжна муфта; 17 – привід лебідки; 18 – вентилятор системи охолодження

Безпосередньо від двигуна потужність відбирається тільки для приводу компресора 3 і вентилятора системи охолодження 18. Вся інша потужність передається через МПП.

Керування коробкою передач і планетарно-фрикційними механізмами повороту здійснюється окремо, самостійними приводами. Зміна тягового зусилля на ведучих колесах і швидкості руху досягається перемиканням передач або вмиканням уповільнених передач.

Поворот машини відбувається в результаті повного загальмування однією з гусениць зупинним гальмом 6 або зменшення її швидкості руху увімкненням з відстаючої сторони сповільненої передачі.

Потужність від двигуна при прямолінійному русі передається через головний фрикціон 2 і конічні шестерні до планетарних редукторів механізмів повороту двома потоками.

МПП складається з конічної пари шестерень, коробки передач, планетарно-фрикційних МП і реверсивного механізму лебідки, виконаних конструктивно в одному агрегаті.

Один потік потужності йде від передавального валу 4, пов'язаного з відомою конічною шестернею, через пару шестерень увімкненої передачі і головний вал 8 до епіциклічних шестерень підсумкових планетарних рядів 7.

Інший потік потужності йде від передавального валу 4 (що розгалужується) через увімкнені блокувальні фрикціони 5 до сонячних шестерень підсумкових планетарних рядів 7.

Обидва потоки потужності підсумовуються на водилах і далі через планетарні, бортові передачі 9 передаються до ведучих коліс 10.

При нейтральному положенні рухомих муфт механізмів перемикання передач, вимкнених гальмах 11 механізму повороту і увімкнених фрикціонах 5 тягач не буде рухатися. Обертання від двигуна в цьому випадку передається тільки по одному потоку – від передавального валу 4 через увімкнені фрикціони 5 на сонячні шестерні обох підсумкових планетарних рядів 7. Сонячні шестерні обертають сателіти на осях водил, які залишаються нерухомими внаслідок того, що їх обертання перешкоджають моментам опору на ведучих колесах.

Сателіти приводять в дію епіциклічні шестерні підсумовуючих рядів і змушують обертатися пов'язаний з ними головний вал 8 в напрямку, протилежному напрямку обертання при русі машини переднім ходом. У цьому випадку через нього не передається ні крутний момент від двигуна, ні реактивний момент від гальм механізму повороту. Він обертається вхолосту.

Якщо при нейтральному положенні рухомих муфт в коробці передач увімкнути один з блокувальних фрикціонів 5 і увімкнути

гальмо *II* веденого барабана цього ж фрикціону, то тягач буде повертатися на місці.

Потужність від двигуна при такому положенні передається на сонячну шестерню того підсумовуючого планетарного редуктора, який не пов'язаний з вимкненим фрикціоном і його загальмованим веденим барабаном. Сонячна шестерня іншого планетарного редуктора загальмована, тому що пов'язана з загальмованим веденим барабаном фрикціону. Тягач буде повертатися в ту сторону, де вимкнений фрикціон і загальмований ведений барабан фрикціона.

Радіус повороту тягача в цьому випадку залежить від співвідношення моментів опору на ведучих колесах.

При прямолінійному русі, коли блокувальні фрикціони *5* увімкнені, а гальма механізмів повороту *II* і зупинні гальма *6* відпущені, в залежності від положення рухливих муфт може бути увімкнена одна з п'яти передач для руху вперед (передачі нормального ряду) або передача заднього ходу. При увімкненні першої передачі потужність до ведучих коліс передається тільки одним потоком, через увімкнені фрикціони *5*. Сонячні шестерні при цьому не обертаються, так як рухома зубчаста муфта увімкнення першої передачі блокує головний вал *5* з картером МПП. Таким чином, на першій передачі МПП працює як однопотоковий механізм, що передає потужність від двигуна до підсумкових планетарних рядів тільки через передавальний вал *4*.

На другій передачі і наступних потужність від двигуна до планетарних рядів передається двома потоками:

– через увімкнену пару шестерень відповідної передачі та головний вал *8* до епіциклічних шестерень;

– через фрикціони *5* до сонячних шестерень.

У підсумкових планетарних рядах *7* потоки потужності складаються. В результаті водила починають обертатися з певною швидкістю, передають крутний момент до бортових передач і далі до ведучих коліс.

При увімкненні передачі заднього ходу потужність від передавального валу *4* передається також двома потоками. Різниця полягає тільки в тому, що перший потік потужності (до епіциклічних шестерень) передається через три шестерні замість двох при увімкненні передач переднього ходу. Внаслідок цього

головний вал 8 і епіциклічні шестерні обертаються в зворотному напрямку. Сонячні шестерні обертаються в тому ж напрямку, що і при русі вперед, але, так як частота обертання епіциклічних шестерень перевищує частоту обертання сонячних (в результаті відповідного підбору передатного числа), то водила обертаються в зворотному напрямку і забезпечують тягачу задній хід.

При прямолінійному русі, коли блокувальні фрикціони 5 вимкнені, а гальма механізмів повороту 11 увімкнені, тобто, сонячні шестерні зупинені, можуть бути увімкнені передачі уповільненого ряду. Передача потужності другим потоком (через передавальний вал 4) при цьому припиняється. Потужність передається одним потоком через шестерні увімкненої передачі на епіциклічні шестерні підсумкових планетарних рядів. У цьому випадку водила знаходяться під дією тільки епіциклічних шестерень і частота обертання їх знижується.

Внаслідок того, що частота обертання сонячних шестерень при увімкнених фрикціонах завжди однакова, незалежно від порядку увімкненої передачі, при їх зупинці однаково знижується частота обертання водил на кожній передачі (вимикаючи першу передачу). Відповідно також знижується швидкість руху. Так як на першій передачі головний вал зупиняється (блокується з картером), то при вимкнених фрикціонах механізмів повороту передача потужності на бортові передачі припиняється і тягач зупиняється. Таким чином, виходить тільки чотири уповільнені передачі (друга – п'ята).

У схемі трансмісії тягача АТ-Л передбачено відбір потужності на лебідку. Привід лебідки 17 (рис. 8.10) здійснюється від великого вінця сонячної шестерні лівого підсумованого планетарного ряду 7 через реверсивний механізм увімкнення 12, карданні вали 13 і 15, проміжний редуктор 14 і запобіжну муфту 16. Запобіжна муфта обмежує граничне тягове зусилля на тросі: при повністю намотаному барабані – 45 кН, при змотаному барабані – 65 кН.

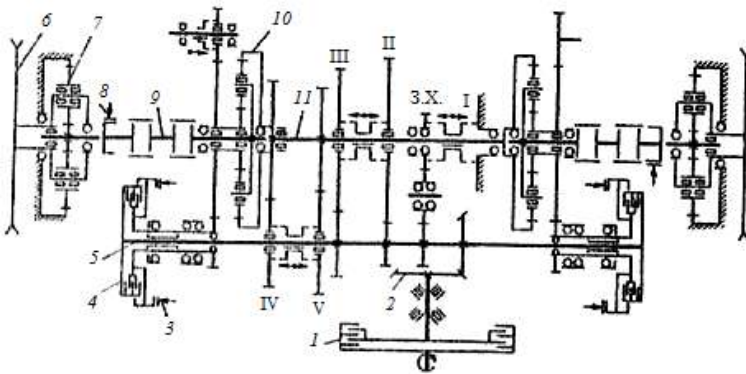
Для забезпечення реалізації такого великого тягового зусилля, при відносно невеликій масі тягача (без навантаження 6,3 т), його гусеничний рушій при виконанні евакуаційних робіт блокується тросом шляхом з'єднання траків опорної гілки обводу з тягово-зчіпним пристроєм.

8.5 Трансмiсія транспортера ГТ-Т

Кінематична схема трансмісії з механізмом передач і повороту ГТ-Т показана на рисунку 8.11 б [3].



a



б

Рисунок 8.11 – Тягач ГТ-Т: *a* – загальний вид; *б* – кінематична схема трансмісії:

- 1* – головний фрикціон; *2* – конічна пара шестерень; *3* – гальмо;
- 4* – фрикціон; *5* – передавальний вал; *6* – ведуче колесо; *7* – бортова передача;
- 8* – гальмо; *9* – з'єднувальний вал; *10* – підсумований планетарний ряд;
- 11* – головний вал

При прямолінійному русі крутний момент від двигуна через головний фрикціон *1* і пару конічних шестерень *2* передається до підсумованих планетарних рядів *10* двома потоками:

– через увімкнені другу або п'яту передачі (крім першої) та головний вал *11* епіциклічних шестерень;

– через передавальний вал (що розгалужує) *5* і увімкнені блокувальні фрикціони *4* сонячним шестерням.

Обидва потоки сумуються на водилах планетарних рядів і потім передаються з'єднувальними валами *9* (мають зубчасті муфти для компенсації неспівосності валів МПП, що з'єднуються, і бортової передачі) на бортові передачі *7* і ведучі колеса *6*.

При увімкненні першої передачі потужність передається тільки одним потоком, через передавальний вал і блокувальні фрикціони сонячним шестерням підсумкових рядів. Епіциклічні шестерні в цьому випадку, як видно зі схеми, блокуються з картером МПП.

При вимкненні одного з блокувальних фрикціонів *4* і увімкненні гальмівного барабана фрикціона на одному борту гальмом *8* (установка важеля керування в перше положення) потужність від двигуна до підсумованого планетарному ряду цього борту передається лише через шестерні відповідно увімкненої передачі, головний вал *11* і епіциклічну шестерню. При цьому, якщо в коробці передач увімкнені друга, третя, четверта або п'ята передачі, то частота обертання водила підсумкового планетарного ряду буде менше, ніж при не увімкненому гальмі. Якщо ж увімкнена передача заднього ходу, то частота обертання буде більше, ніж при не увімкненому гальмі. У цьому випадку за рахунок різниці швидкостей гусениць відбувається поворот машини з розрахунковим радіусом повороту.

При увімкнених гальмах *3* і вимкнених блокувальних фрикціонах *4* на першій передачі сповільнену швидкість (повільний рух) отримати не можна. На всіх інших передачах розрахункова швидкість руху за даних умов буде менше швидкості руху на передачах нормального ряду на $5,07$ км/год (розрахункова швидкість руху на першій передачі). Тільки на передачі заднього ходу уповільненого ряду швидкість буде більше, ніж на передачі заднього ходу нормального ряду.

Одночасне увімкнення гальм блокувальних фрикціонів можна використовувати лише для короткочасного підвищення

сили тяги при подоланні будь-яких невеликих перешкод. Коли увімкнений один із зупинних гальм 8 і розблокований фрикціон 4, транспортер повертається по радіусу, рівному ширині машини, в сторону зтягнутого гальма. У цьому випадку важіль керування механізмом повороту встановлюють в друге положення.

8.6 Трансмсія тягача АТС-59 (АТ-Т)

У конструкціях тягачів АТС-59 і АТ-Т для повороту застосовують двоступеневі планетарні механізми повороту (ПМП). Схема трансмісії цього тягача АТС-59 (АТС-59Г) представлена на рисунку 8.12 [3].

П'ятиступінчаста коробка передач тягача 8 змонтована в загальному картері з двоступінчастим планетарним механізмом повороту 3 і головною передачею 4. При цьому фрикціони поміщені усередині картера і працюють в трансмісійній оливі. Система керування ПМП – гідравлічна.

Потужність від двигуна через карданну передачу 10, головний фрикціон 9, коробку передач 8 і механізм повороту 3 передається до бортових передач 2 і ведучих коліс 1. Передача потужності здійснюється одним потоком.

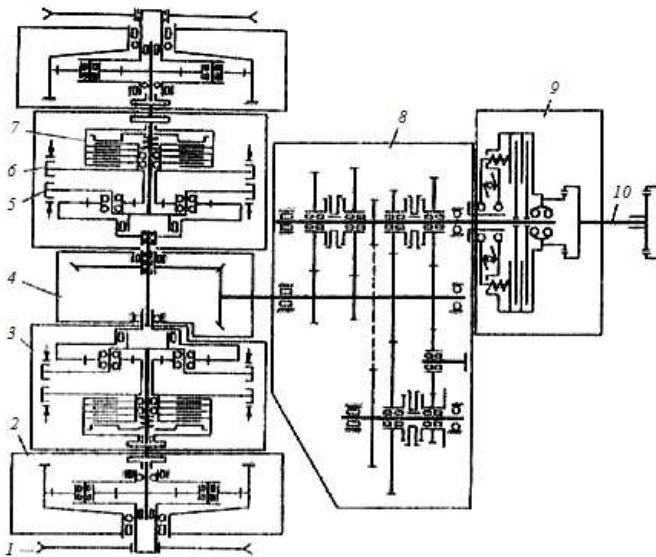
ПМП може перебувати в трьох положеннях відповідно до положення важеля управління: у вихідному (прямолінійний рух), у першому (поворот з частково загальмованою гусеницею) і в другому (поворот з повністю загальмованою гусеницею).

У вихідному положенні фрикціон 7 увімкнений, а гальма 5 і 6 вимкнені. У цьому випадку, як видно зі схеми, частота обертання веденого валу головної передачі дорівнює частоті обертання ведучого валу бортової передачі, оскільки сонячна шестерня заблокована.

У другому положенні важеля керування увімкнений фрикціон 7 і увімкнене (зтягнуте) зупинне гальмо 5. У цьому випадку частота обертання водила дорівнює нулю, гусениця повністю загальмована і поворот відбувається з радіусом, рівним колії машини ($R=B$). Так як ведений вал головної передачі обертається, а водило зупинене, то сонячна шестерня при цьому режимі обертається в зворотну сторону.



a



б

Рисунок 8.12 – Тягач АТС-59Г: *a* – загальний вид; *б* – кінематична схема трансмісії: 1 – ведуче колесо; 2 – бортова передача; 3 – механізм повороту; 4 – головна передача; 5, 6 – гальмо; 7 – фрикціон; 8 – коробка передач; 9 – головний фрикціон; 10 – карданна передача

У процесі руху можуть бути здійснені ще такі режими:

– важелі лівого та правого ПМП встановлені в перше положення; тягач при цьому буде рухатися зі швидкістю меншою, ніж при початковому положенні важелів;

– важіль одного ПМП встановлений в перше положення, а важіль іншого – в друге; в цьому випадку тягач буде повертатися навколо однієї з гусениць, проте середня швидкість повороту буде менше, ніж у розглянутому випадку, коли тільки один важіль перебував у першому положенні.

8.7 Приводи багатофункціонального призначення транспортера-тягача МТ-С

Конструктивно існують типи механізмів передач і повороту, які забезпечують можливість повороту машини з будь-яким радіусом на кожній передачі (від мінімального до нескінченності), так звані механізми повороту з безступінчастим радіусом повороту. Це досягається, в основному, застосуванням в трансмісіях регульованих об'ємних гідропередач.

Принципово тут можна здійснити безступінчастий поворот за двома схемами [3]:

– шляхом установки об'ємних гідромеханізмів для передачі частини потужності тільки для зміни частоти обертання бортових передач;

– шляхом установки гідромеханізмів для передачі всієї потужності та регулювання в цілому швидкісного руху машини.

В останньому випадку потрібно застосування об'ємних гідромеханізмів великої потужності.

За першою схемою здійснений поворот транспортера-тягача МТ-С (рис. 8.13).

Головним елементом системи багатофункціональних приводів шасі є механізм передач і повороту (МПП). Він являє собою єдиний агрегат, що складається з:

- узгоджуючого редуктора 5;
- гідротрансформатора 4 з фрикціоном блокування;
- планетарної коробки передач 3 з реверсивним механізмом;
- вихідного редуктора 11;
- сумуючих планетарних рядів 2 і 6;

– об'ємного гідромеханізму повороту 12 з приводом 10 на сумуючі планетарні ряди 2 і 6.

МПП прифланцьований до двигуна 9, від якого здійснюється також привід до насоса об'ємного гідромеханізму повороту через редуктор 8.

Від МПП потужність передається:

- через бортові редуктори 1 і 7 до ведучих коліс;
- через редуктор 5, який узгоджує потоки, і редуктор відбору потужності 15 до механізмів обладнання, які монтуються на шасі;
- через редуктор 8 до компресора 17;
- через редуктор 13 до стартер-генератору 14.

Безпосередньо в коробці передач передбачений привід до насосів 18, які нагнітають та відкочують оливу гідравлічної системи, а в редукторі 13 стартера-генератора – до відкачуючого насосу 16.

У двигуна немає маховика або іншого демпфуючого механізму. Тому для запобігання деталей узгоджуючого редуктора та приводів до механізму повороту, стартер-генератору, насосів гідросистеми і компресора від динамічних навантажень, що виникають внаслідок нерівномірності обертання колінчастого валу двигуна, передача крутного моменту від двигуна на ведучий вал планетарної коробки передач здійснюється через торсіонний вал 19.



a

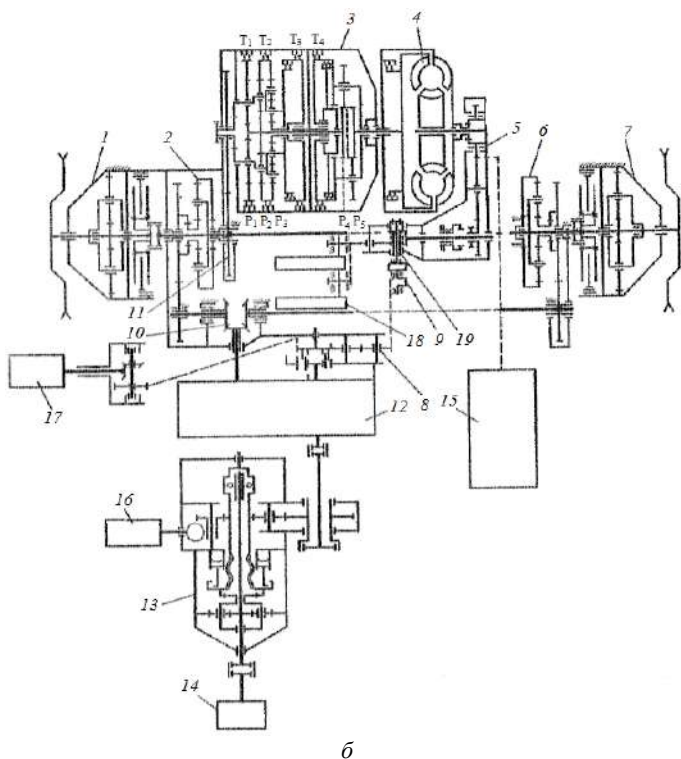


Рисунок 8.13 – Транспортёр-тягач МТ-С: *а* – загальний вид; *б* – схема приводів багатofункціонального призначення: 1, 7 – бортовий редуктор; 2, 6 – планетарний ряд; 3 – планетарна коробка передач; 4 – гідротрансформатор; 5 – узгоджуючий редуктор; 8 – редуктор; 9 – двигун; 10 – привід; 12 – гідромеханізм повороту; 13 – редуктор; 14 – стартер-генератор; 15 – редуктор відбору потужності; 16, 18 – відкачуючий насос; 17 – компресор; 19 – торсіонний вал

В планетарній коробці передач є п'ять планетарних рядів P_1 – P_5 , які забезпечують чотири передачі переднього ходу, одну заднього ходу, нейтральне положення і реверсування.

Керування рядами здійснюється за допомогою чотирьох гальмових фрикціонів керування T_1 – T_4 та двох блокувальних фрикціонів управління Φ_1 і Φ_2 , що вмикаються гідравлічною системою керування в необхідному поєднанні. При цьому зміна передатних чисел і крутного моменту здійснюється в трьох

планетарних рядах P_1 – P_3 , кожен з яких складається із сонячної та епіциклічних шестерень і трьох сателітів. Водило для всіх цих рядів загальне і має жорсткий механічний зв'язок з шестернею вихідного редуктора.

У рядів P_2 і P_3 епіциклічна шестерня спільна. Сонячна шестерня планетарного ряду P_3 жорстко пов'язана з маточиною фрикціоном T_3 , може блокуватися фрикціоном Φ_1 з водилом планетарних рядів P_1 – P_3 або з корпусом коробки при увімкненні гальма T_3 .

Планетарні ряди P_4 і P_5 забезпечують разом з фрикціонами T_4 і Φ_2 реверсування. Вони не мають епіциклічних шестерень і жорстко пов'язані спільним водилом з маточиною фрикціоном T_4 .

Усі фрикціони трансмісії працюють в оливі.

Принциповою особливістю трансмісії є наявність об'ємного гідромеханізму повороту, що забезпечує безступінчастий радіус повороту машини на будь-якій передачі. Це досягається передачею потужності на підсумовані планетарні ряди 2 і 6 двома потоками.

Один потік потужності від планетарної коробки передач 3 через вихідний редуктор 11 підводиться до епіциклічних шестерням підсумкових рядів, а другий від мотора об'ємного гідромеханізму повороту 12 через привід 10 до їх сонячних шестерень.

При цьому напрямок обертання сонячних шестерень лівого і правого підсумованих рядів – протилежне, що призводить до уповільнення обертання ведучого колеса з одного борту і прискоренню – з іншого.

В результаті, шляхом плавної зміни частоти обертання вихідного валу гідромотора може бути здійснений поворот з необхідним радіусом в ту або іншу сторону як при русі вперед, так і на задньому ходу машини.

Застосування об'ємного гідроприводу в механізмі повороту істотно ускладнює конструкцію трансмісії. Однак середні швидкості руху машин по звивистих дорогах різко підвищуються навіть при невеликій питомій потужності. Крім того, керування машиною значно спрощується.

За другою схемою виконана трансмісія (рис. 8.14), в якій використані регульовані насоси і нерегульовані гідромотори,

розташовані в одному блоці. Особливістю схеми є те, що обидві об'ємні гідропередачі використовують для зміни передатних відносин на ведених валах МПП як при прямолінійному русі, так і при повороті машини.

Крутний момент від двигуна через головний фрикціон 2 і вхідну конічну передачу 3 передається до планетарної передачі 4 і через зубчастий ряд 13 до насосів 10 і 11 об'ємної гідропередачі. Крутний момент від гідромоторів об'ємної гідропередачі може передаватися до сонячних шестерень підсумкових диференціальних механізмів 8 і 12, а також через диференціальний механізм 9 і передачу 7 до сонячної шестірні диференціального ряду 5. Епіцикл цього ряду через зубчасті ряди 1 і 6 з'єднаний одночасно з епіциклами підсумкових диференціальних механізмів 5 і 12. Водило планетарного ряду 5 пов'язане з водилом планетарної передачі 4, яка виконує функції двоступеневої передачі при відповідному увімкненні керованих фрикційних елементів T_2 і Φ_4 .

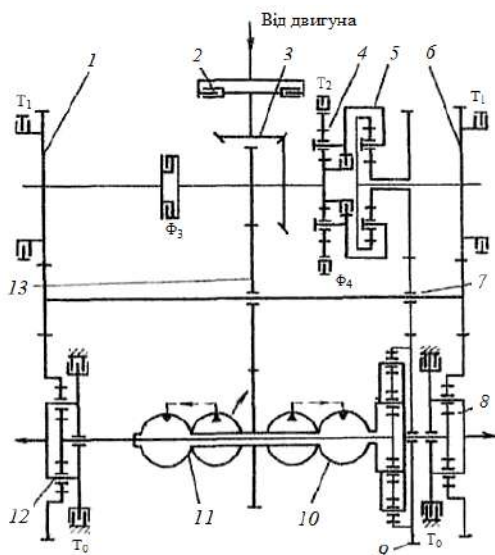


Рисунок 8.14 – Схема трансмісії, що складається з об'ємної гідропередачі та механічної передачі: 1, 6, 13 – зубчастий ряд; 2 – головний фрикціон; 3 – конічна передача; 4 – планетарна передача; 5 – диференціальний ряд; 7 – передача; 8, 9, 12 – диференціальний механізм; 10, 11 – насос

МПП забезпечує отримання чотирьох діапазонів прямолінійного руху шляхом увімкнення тільки одного керованого фрикційного елемента: T_1 , T_2 , Φ_3 або Φ_4 .

Перший діапазон (увімкнене фрикційне гальмо T_1) – повнопотоковий. Епіцикли підсумкових диференціальних механізмів 8 і 12 та епіцикл диференціального ряду 5 зупинені, вся потужність від двигуна передається через обидві об'ємні гідропередачі до ведених валів МПП. При цьому шляхом реверсуванню об'ємної гідропередачі може бути отримана передача прямого і заднього ходу.

На другому і четвертому діапазонах (увімкнені відповідно елементи T_2 або Φ_4) потужність від двигуна підводиться через планетарну передачу 4 до водила диференціального ряду 5, а також через обидві об'ємні гідропередачі та диференціальний механізм 9 на сонячні шестерні відповідних планетарних рядів 5 і механізмів 8 і 12. При зменшенні частоти обертання гідромоторів частота обертання епіциклів цих механізмів збільшується, а частота обертання сонячних шестерень диференціальних механізмів 8 і 12 зменшується, але в меншому ступені. Відбувається збільшення частоти обертання ведених валів МПП.

На третьому діапазоні (увімкнений фрикційний елемент Φ_3) потужність передається через зубчасті ряди 6 і 1, а також через обидві об'ємні гідропередачі до підсумовуючих диференціальних механізмів 8 і 12. При цьому зі збільшенням частоти обертання передачі збільшуються частоти обертання сонячних шестерень механізмів 8, 12 і ведених валів МПП.

Кінематика механізму передач і повороту виконана так, що при певних співвідношеннях частот обертання двигуна і гідромоторів при їх регулюванні на першому діапазоні епіцикл планетарної передачі 4 практично зупиняється, а на другому і третьому діапазонах у фрикційних елементах Φ_3 і Φ_4 обертові деталі мають майже однакові частоти обертання. Це значно зменшує роботу буксування фрикційних елементів при перемиканні.

Поворот машини здійснюється шляхом зміни частоти обертання гідромоторів на однакову величину, але з протилежними знаками. Такий механізм забезпечує поворот машин при незмінній швидкості руху центру мас.

Дана трансмісія здатна передавати потужність і в зворотному напрямку, тобто від ведучих коліс до двигуна, що забезпечує можливість гальмування машини не тільки зупинними гальмами T_0 , але і двигуном. Це зберігає керованість при буксуванні машини з непрацюючим двигуном. Головний фрикціон 2 в трансмісії використовують тільки для вимкнення її від двигуна при підготовці машини до руху в холодний час.

Трансмісії і МПП із застосуванням другої схеми об'ємної гідропередачі більш прості за конструкцією, оскільки використання регульованих об'ємних гідромеханізмів в основному потоці потужності дозволяє зменшити число передач і спростити систему керування рухом. Однак у цьому випадку потрібно більш ефективна система охолодження трансмісії, так як ККД об'ємних гідропередач не перевищує 0,8–0,82.

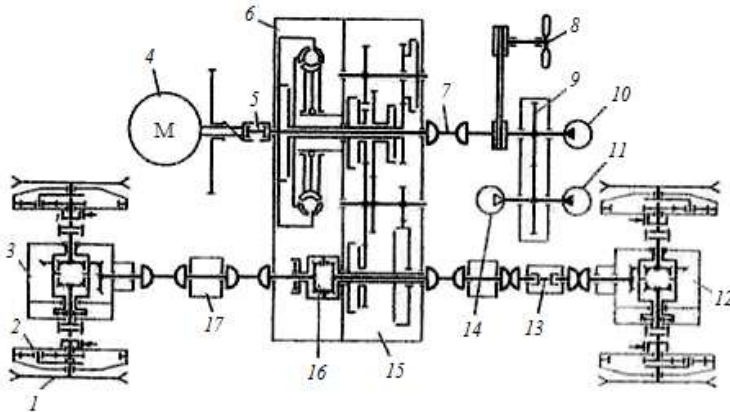
8.8 Трансмісія дволанкових машин

8.8.1 Дволанкова машина ДТ-20

Кінематична схема трансмісії та системи приводів дволанкової машини ДТ-20 (рис. 8.15) досить повно характеризує особливості принципових конструктивних рішень машин цього типу.



a



б

Рисунок 8.15 – Дволанкова машини ДТ-20: *а* – загальний вид; *б* – схема трансмісії і системи приводів: 1 – провідне колесо; 2 – бортовий редуктор; 3, 12 – ведучий міст; 4 – двигун; 5, 7, 17 – карданний вал; 6 – гідротрансформатор; 8 – вентилятор; 9 – редуктор відбору потужності; 10, 11 – насос гідросистеми; 13 – проміжна опора; 14 – компресор; 15 – роздавальна коробка; 16 – міжланковий диференціал

Основним елементом, що змінює крутний момент і розділяє потужність по потокам, є гідромеханічна коробка.

Гідромеханічна коробка має у своєму складі гідротрансформатор 6, механічну коробку передач 15 і міжланковий диференціал 16, що блокує і забезпечує можливість узгодження швидкостей руху передньої і задньої ланок машини при проходженні нею різних шляхів під час повороту або подолання профільних перешкод (нерівностей) місцевості.

Привід до гідромеханічної коробці від двигуна 4 здійснюється через зубчастий карданний вал 5. Від коробки потужність відводиться через карданний вал 17 до ведучого мосту 3 першої ланки, через карданну передачу з проміжною опорою 13 до ведучого мосту 12 другої (задньої) ланки й через карданний вал 7 до редуктора відбору потужності 9.

Від редуктора відбору потужності здійснюється привід до вентилятора 8 системи охолодження двигуна, компресора 14 і насосам 10 і 11 (відповідно НШ-100 і НШ-32) гідросистеми, що

забезпечує складання ланок у горизонтальній і вертикальній площинах.

Ведучі мости 3 і 12 з конічними міжбортовими диференціалами уніфіковані. Від них крутний момент через бортові редуктори 2 підводиться до ведучих коліс 1. Коробка передач забезпечує отримання чотирьох передач вперед і однією передачею заднього ходу. Керування коробкою передач – електрогідравлічне.

Всі диференціали – і міжланкові, і міжбортові блокуються за допомогою пневматичної системи керування з робочого місця водія, в результаті чого досягається упевнений рух по ділянках місцевості з різними коефіцієнтами зчеплення під ланками гусениць.

Використання механізму зчленування, що має три ступені свободи (поворот в горизонтальній та вертикальній площинах і навколо осі), забезпечує хорошу пристосованість ланок до рельєфу місцевості і високу прохідність в різних дорожніх умовах.

8.8.2 Легка дволанкова гусенична машина ДТ-ЛП

ДТ-ЛП – плаваюча машина, здатна перевозити вантажі завдовжки до 6 м. ДТ-Л – машина, що подолає водні перешкоди глибиною не більше 1,8 м і здатна перевозити вантажі завдовжки до 13,5 м. У конструкціях ДТ-ЛП та ДТ-Л досягнуто максимальної уніфікації.

ДТ-ЛП (рис. 8.16) складається з двох активних ланок, з'єднаних між собою поворотно-зчїпним пристроєм. Перша ланка складається з корпусу, на якому розташовані двигун із системами, агрегати трансмісії, ходової частини, гідро-, пневмота електрообладнання [5]. Друга ланка складається з корпусу, агрегатів трансмісії, ходової частини, пневмота електрообладнання.

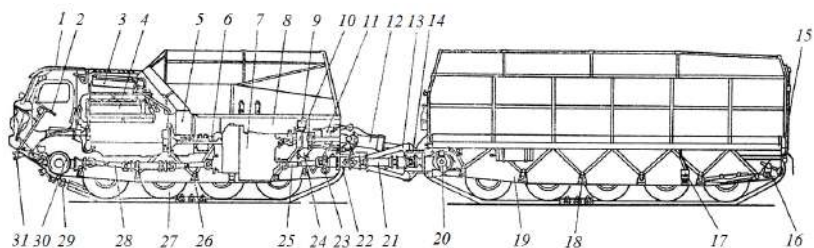


Рисунок 8.16 – Поздовжній перетин машини ДТ-ЛП:

- 1 – корпус першої ланки; 2 – рульова колонка; 3 – радіатори; 4 – двигун;
 5 – повітроочисник; 6 – зубчастий карданний вал; 7 – ГМП; 8 – паливний бак;
 9 – компресор; 10 – гідронасос; 11 – фільтр гідросистеми; 12 – гідроциліндри
 вертикального складування; 13 – поворотно-зчіпний пристрій; 14 – труба;
 15 – двір відкидна; 16 – механізм натягу гусениці; 17 – водовідкачуючий насос;
 18 – кронштейн підвіски; 19 – рама; 20 – ведучий міст; 21 – гідроциліндри
 горизонтального складування; 22 – кормова опора карданної передачі;
 23 – механізм натягу гусениці; 24 – золотники керування поворотом;
 25 – карданний вал; 26 – кронштейни підвіски; 27 – опорний коток;
 28 – карданна передача; 29 – гусениця; 30 – гальма; 31 – буксирні провувшини

Силова передача машини складається з гідромеханічної передачі, карданної передачі, ведучих мостів, бортових передач і стрічкових гальм з приводами керування. ГМП представляє єдиний агрегат і складається з гідротрансформатора (ГТ), коробки передач (КП), систем керування та системи змащування. Як робоча рідина застосовується суміш 30% трансмісійної оливи МТ-16П і 70% веретенної оливи АУ. ГТ одноступінчастий, комплексний, напівпрозорий, чотириколісний типу ЛГ-470-36Б. У конструкції передбачено блокування насосного і турбінного коліс за допомогою дискової фрикційної муфти. Ведучий вал ГТ прохідний, що дозволяє здійснити незалежний відбір потужності для приводу агрегатів гідро- та пневмосистеми.

КП чотириступінчаста, вального типу з фрикційним включенням передач, що забезпечує чотири швидкості вперед і одну назад. Для забезпечення роздачі потужності на ланки коробки має диференціал з примусовим блокуванням зубчастою муфтою, увімкнення якої проводиться пневматичним циліндром.

8.8.3 Дволанкова плаваюча транспортно-технологічна машина ТТМ-4901

Транспортно-технологічна машина ТТМ-4901 є собою дволанкова зчленована плаваюча гусенична машина високої прохідності. Вона призначена для перевезення вантажів і ремонтних бригад, а також для встановлення різного технологічного обладнання (рис. 8.17).



Рисунок 8.17 – Загальний вид виробу ТТМ-4901

Задня ланка машини – змінна і може бути виконана у вантажному варіанті (ТТМ-4901ГР), або пасажирському – ТТМ-4901ПС.

Кінематична схема трансмісії наведена на рисунку 8.18, а її окремі елементи конструкції наведено на рисунку 8.19.

Трансмісія ТТМ-4901 складається з наступних елементів конструкції [7, 8]:

- зчеплення (фрикційне, сухе, дводискове, з периферійним розташуванням натискних пружин);
- коробки передач (механічна, триходова; п'ятиступенева; з синхронізаторами включення II, III, IV, V передач);
- роздавальної коробки (тривальна, двоходова; з електропневматичним приводом керування перемиканням передач, з пневматичним приводом блокування міжсекційного диференціалу);
- міжсекційного диференціалу (циліндричний; несиметричний; планетарного типу);
- карданної передачі (шість валів, шарніри нерівних кутових швидкостей);

- головної передачі (одноступенева зі спіральними зубами);
- бортової передачі (планетарні редуктори з циліндричними шестернями);
- з'єднувальної муфти (бортові передачі з'єднані з головною передачею півосями, які мають з'єднувальні муфти по кінцях);
- півосі (фланцеві зі шлицями для з'єднувальних муфт по кінцях).

Роздавальна коробка призначена для розподілу крутного моменту від КП до головних передач передньої і задньої ланок машини. Роздавальна коробка може також використовуватись як додаткова коробка, яка збільшує число передач і діапазон зміни крутного моменту на ведучих колесах гусеничного рушія.

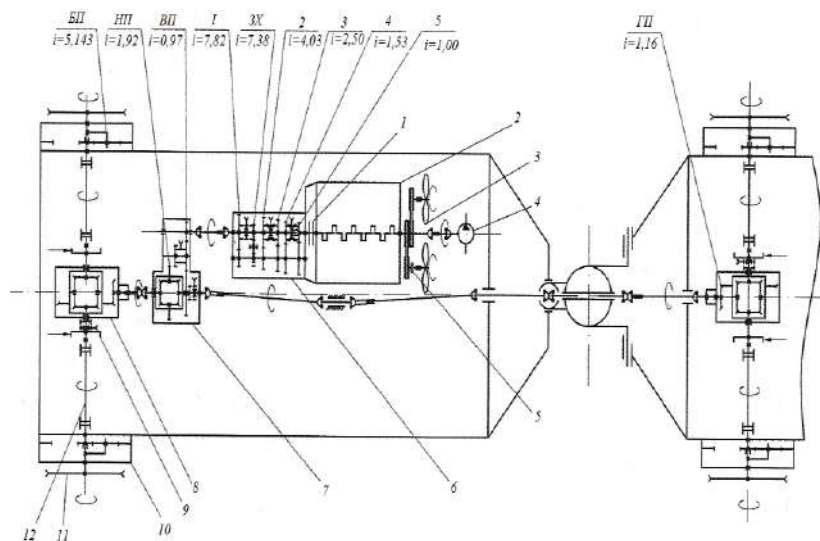


Рисунок 8.18 – Кінематична схема трансмісії ТТМ-4901:

- 1 – муфта зчеплення; 2 – ДВЗ; 3 – вентилятор системи охолодження;
 4 – гідронасос; 5 – пневматична муфта; 6 – коробка передач; 7 – роздавальна
 коробка; 8 – головна передача; 9 – гальмо стрічкове; 10 – бортова передача;
 11 – ведуче колесо; 12 – піввісь

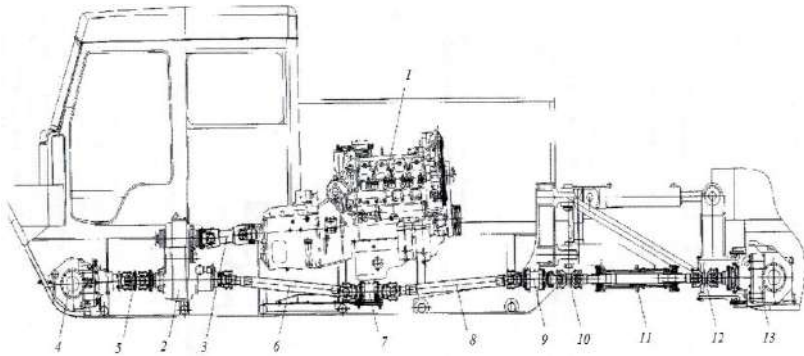


Рисунок 8.19 – Компонування елементів конструкції ТТМ-4901:

1 – двигун (КАМАЗ 740.14-300, чотиритактний дизель рідинного охолодження, номінальна потужність 221 кВт); 2 – роздавальна коробка; 3 – карданний вал № 1; 4 – головна передача передньої секції; 5 – карданний вал № 2; 6 – карданний вал № 3; 7 – проміжна опора № 1; 8 – карданний вал № 4; 9 – проміжна опора № 2; 10 – карданний вал № 5; 11 – проміжна опора; 12 – карданний вал № 6; 13 – головна передача задньої секції

Головні передачі призначені для приводу бортових передач на передній і задній ланках машини. В основу головних передач обох ланок машини покладено одноступеневий конічний редуктор з блокованим конічним симетричним диференціалом від автомобіля МАЗ-5426.

Бортові передачі призначені для постійного збільшення крутного моменту, який підводиться до ведучих коліс гусеничного рушія.

8.9 Безступеневі механізми повороту гусеничної машини

Усі безступінчасті МП дозволяють змінювати передатне відношення МП безперервно (безступінчасто). Як правило, це забезпечується застосуванням різних фрикційних варіаторів чи гідропередач. Зазвичай використовують гідрооб'ємні регульовані передачі. Останні найбільш поширені як механізми повороту гусеничних машин різного призначення.

Усі механізми повороту, зокрема безступінчасті, поділяються на кілька типів. Кожний тип визначається відповідними ознаками. Так існує поділення МП за розподіленням швидкостей обертання ведучих коліс рушія, що забезпечує відповідні

швидкості обертання гусениць. На рисунку 8.20 наведено принципова кінематична схема трансмісії гусеничної машини з безступінчастим механізмом повороту першого типу, а на рисунку 8.23 – з механізмом другого типу.

Механізми повороту першого типу зберігають у процесі повороту машини швидкість її центру мас постійної $V_c = const$, яка дорівнюється швидкості прямолінійного руху. Конструкція МП забезпечує збільшення швидкості забігаючої гусениці, на величину дельта ΔV , тобто $V_2 = V_c + \Delta V$. При цьому в процесі повороту на таку ж величину зменшується швидкість відстаючої гусениці, тобто $V_1 = V_c - \Delta V$.

Механізми повороту другого типу забезпечують (за рахунок зменшення швидкості відстаючої гусениці) збереження в процесі його виконання постійної швидкості $V_2 = const = V_c$, рівної швидкості прямолінійного руху машини.

8.9.1 Механізм повороту першого типу

Безступінчастий МП першого типу включає гідравлічну передачу, що складається з регульованого гідронасоса Н і нерегульованого гідромотора М, тобто є ГОМП (рис. 8.20).

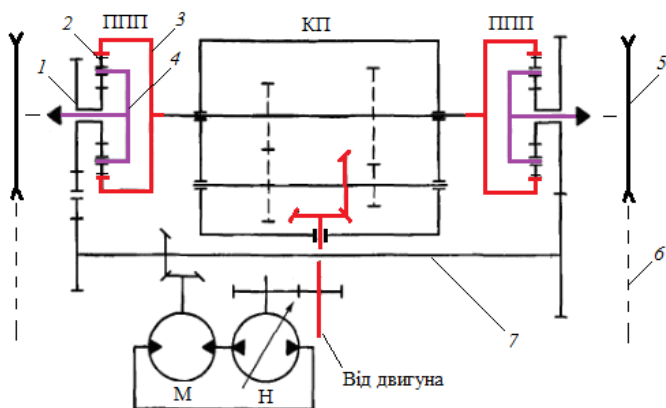


Рисунок 8.20 – Схема безступінчастих механізмів повороту гусеничних машин першого типу: КП – коробка передач; ППП – підсумовуюча планетарна передача; М – гідромотор; Н – гідронасос; 1 – сонячна шестерня; 2 – сателіт; 3 – епіциклічна шестерня; 4 – водило; 5 – ведуче колесо; 6 – гусенична гілка; 7 – проміжний вал

Насос, що приводиться в обертання від ведучого валу КП, пов'язаний гідролініями з гідромотором. Вал останнього через конічну передачу з'єднаний з проміжним валом 7, який, у свою чергу, за допомогою зубчастих передач пов'язаний з бортовими підсумовуючими планетарними передачами (ППП).

Ці планетарні передачі називають підсумовуючими, оскільки призначені для підсумовування двох потоків потужності, які надходять до них від двигуна при повороті машини – один потік через КП, інший потік – через гідропередачу (Н→М). Потік потужності, що проходить через КП, надходить на епіциклічні шестірні 3 ППП, які пов'язані з веденим (вихідним) валом КП. Потік, що проходить через гідропередачу, надходить до проміжного валу 7 і на сонячні шестірні 1 ППП. Потоки потужності підсумовуються на водилах 4 ППП, які пов'язані із ведучими колесами лівого та правого гусеничного рушія.

При прямолінійному русі гусеничної машини з безступінчастим МП першого типу потужність до ведучих коліс підводиться одним потоком – лише через КП. Гідропередача не працює, а вал гідромотора гідравлічно загальмовується, тому проміжний вал 7 залишається нерухомим. При цьому сонячні шестірні 1 ППП нерухливі.

ГОМП першого типу використовуються на гусеничних машинах ГМ-569 та ГМ-352 (рис. 8.21).



a



б

Рисунок 8.21 – Загальний вид гусеничних машин:
а – ГМ-569; *б* – ГМ-352

ГОМП гусеничного шасі ГМ-352, наприклад, складається з гідроприводу у складі аксіально-поршневого насоса зі змінною подачею, гідромотору постійної продуктивності, механізму керування, установки живлення з лопатевим насосом (служить для підживлення гідроприводу, механізмів керування), клапанної коробки, фільтра. Усі вузли змонтовані на корпусі гідроприводу в єдиному агрегаті, що встановлюється на картер гідромеханічної передачі машини.

Органом керування поворотом є кермовий штурвал, що нагадує автомобільне рульове колесо. Штурвал пов'язаний із пристроєм для зміни подачі насоса. Повертаючи штурвал на певний кут, механік-водій змінює кількість рідини, що надходить від насоса гідромотору в одиницю часу. При збільшенні подачі насоса зростає частота обертання валу гідромотора, отже, сонячних шестерень 1 ППП. При повороті машини сонячні шестерні 1 обертаються з однаковою частотою, але у різні боки стосовно епіциклічних шестерень 3 ППП (рис. 8.20).

Напрямки обертання сонячної 1 та епіциклічної шестерень 3 ППП забігаючого борту машини збігаються. Напрямки обертання аналогічних шестерень ППП відстаючого борту не збігаються, тому водило 4 забігаючого борту, наприклад, лівий борт, буде обертатися з більшою кутовою швидкістю, ніж водило 4

відстаючого борту, відповідно правий борт. В результаті швидкість забігаючої гусениці виявиться більше, ніж швидкість відстаючої (зміна швидкостей у порівнянні зі швидкістю центру мас машини здійснюється на одну величину). Регулювання подачі насоса, отже і радіуса повороту машини проводиться безступінчасто.

Керування ГОМП здійснюється з місця механіка-водія.

Привід керування включає (рис. 8.22):

- рульову колонку 5, яка може відкидатись на певний кут для полегшення посадки механіка-водія;
- штурвал 35;
- систему тяг та важелів для зв'язку штурвала з органом керування зміною подачі насоса гідروприводу 21.

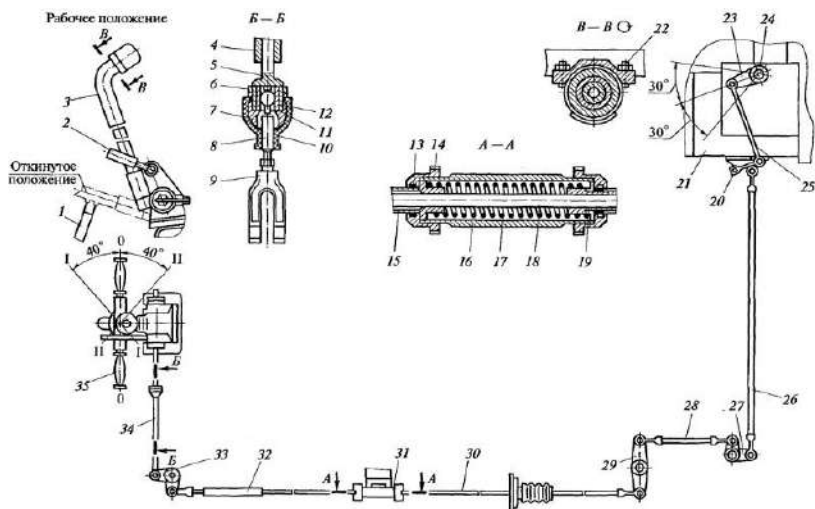


Рисунок 8.22 – Привід керування ГОМП: 1 – упор; 2 – рукоятка стопора; 3 – рульова колонка; 4 – втулка картера; 5 – зубчаста рейка; 6, 7, 14 – гайки; 8 – палець; 9 – вилка; 10 – чохол; 11, 12 – вкладиші; 13 – ущільнювальне кільце; 15, 19 – втулки; 16 – корпус; 17 – пружина; 18 – шток; 20 – вертикальний валик; 21 – гідропривід; 22 – упорні гвинти; 23, 27, 29, 33 – важелі; 24 – валик; 25 – регульована тяга; 26, 28, 30, 32, 34 – тяги; 31 – нуль-установник; 35 – штурвал; О, І, ІІ – положення штурвала

Для обмеження кута повороту рульової колонки є упори 1. При повороті рульового штурвала за допомогою системи тяг переміщується шток 18 нуль-установника 31 пружинного типу. Разом зі штоком у той чи інший бік переміщуються втулки 15 та 19 залежно від напрямку повороту штурвала. При цьому стискається пружина 17, створюючи запас енергії, необхідної для повернення приводу керування ГОМП у вихідне (нейтральне) положення. Тяга 30 нуль-установника кінематично пов'язана з валиком механізму 24 керування гідроприводом ГОМП.

Для повороту машини праворуч штурвал повертають також праворуч і навпаки. Радіус повороту машини залежить від кута повороту штурвала (максимальний кут повороту $\pm 40^\circ$): чим більший кут повороту штурвала, тим менше радіус повороту машини.

8.9.2 Механізм повороту другого типу

Безступінчастий МП другого типу, представлений на рисунку 8.23, конструктивно складніше. Він також має дві ППП та регульовану гідропередачу. Однак гідропередача складається з двох регульованих насосів-моторів (Н-М1 та Н-М2). Кожен тандем насос-мотор є гідромашиною, яка може працювати в режимі насоса або гідромотора. Насос призначений для перетворення механічної енергії на енергію робочої рідини, а гідромотор – для перетворення енергії рідини на механічну енергію.

Для забезпечення прямолінійного руху або повороту гусеничної машини з цим МП служать фрикціони Φ_1 - Φ_4 та стрічкові гальма T_1 і T_2 . При прямолінійному русі гідропередача не працює. В цьому випадку можливі два режими. При першому режимі, коли потужність від двигуна передається до ведучих коліс гусениць одним потоком, всі фрикціони вимкнені, а гальма T_1 і T_2 увімкнені. Таким чином, сонячні шестірні 1 ППП будуть загальмовані, а потік потужності від двигуна пройде через КП, епіциклічні 3 шестірні, водила 4 ППП і далі до ведучих коліс 5, що забезпечить рух машини на передачах нормального ряду.

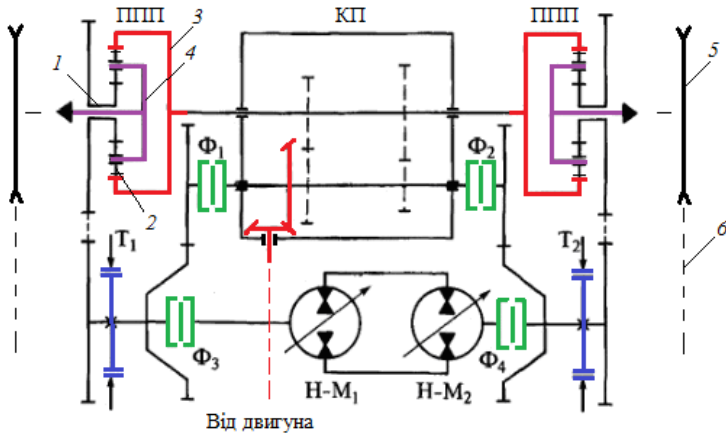


Рисунок 8.23 – Схема безступінчастих механізмів повороту другого типу гусеничних машин: КП – коробка передач; ППП – підсумовуюча планетарна передача; Φ_1 - Φ_4 – фрикціони; T_1 - T_2 – стрічкові гальма; М – гідромотор; Н – гідронасос; 1 – сонячна шестерня; 2 – сателіт; 3 – епіциклічна шестерня; 4 – водило; 5 – ведуче колесо; 6 – гусенична гілка

Можливо також прямолінійний рух машини на передачах уповільненого ряду (другий режим), тобто зі зниженою швидкістю руху і, отже, з великим крутним моментом, що підводиться до ведучих коліс гусениць. При цьому забезпечуються великі тягові зусилля на гусеницях, що необхідно для руху у важких дорожніх умовах (по пухкому снігу, заболоченій місцевості тощо). В даному випадку механік-водій вмикає фрикціони Φ_1 і Φ_2 , вимикаючи стрічкові гальма T_1 і T_2 . Фрикціони повороту Φ_3 і Φ_4 залишаються вимкненими. Тоді потужність від двигуна до ведучих коліс гусениць надходить двома потоками: через ведений вал КП на епіциклічні 3 шестірні ППП і одночасно від проміжного валу КП через заблоковані фрикціони Φ_1 і Φ_2 , зубчасті передачі і далі до сонячних шестерень 1 ППП, напрямок обертання яких протилежний напрямку обертання епіциклічних шестерень 3, що зменшує окружну швидкість водила 4 ППП. Тому і гусениці під час руху машини на уповільненій передачі будуть перемотуватимуться з меншою швидкістю, ніж при русі на передачі нормального ряду.

При повороті машини вмикають фрикціони повороту Φ_3 і Φ_4 та залежно від його напрямку – фрикціон Φ_1 або Φ_2 . Гальма T_1 і T_2 вимкнені. Припустимо, що для здійснення повороту вмикають фрикціон Φ_1 . Тоді один потік потужності надходить від двигуна на епіциклічні шестерні 3 ППП обох бортів машини, а інший – від проміжного валу через зблокований фрикціон Φ_3 до сонячної шестерні 1 ППП забігаючого борту (за допомогою зубчастої передачі) і гідромашин Н-М1. Гідромашина Н-М1 працює у режимі насоса, а гідромашина Н-М2 – у режимі гідромотора.

Механік-водій, зменшуючи подачу робочої рідини поворотом рульового штурвалу, знижує частоту обертання гідромотора М2, пов'язаного за допомогою фрикціону Φ_4 та зубчастої передачі із сонячною шестернею 1 ППП відстаючого борту. Тому швидкість забігаючої гусениці при повороті не змінюється, а відстаючої – плавно зменшується аж до нуля. Таким чином, регулюють радіус повороту машини в залежності від необхідної траєкторії криволінійного руху. При зупинці валу гідромотора М2 автоматично вмикається гальмо T_2 , що впливає на сонячну шестерню 1 ППП відстаючого борту.

Аналогічно здійснюють поворот машини і в інший бік, вмикаючи фрикціон Φ_2 і змушуючи працювати гідромашину Н-М2 у режимі насоса. При цьому потоки потужності двигуна до ППП зміняться.

8.10 Трансмсія шасі гусеничних машин ГМ-569, ГМ-352

Шасі гусеничних машин ГМ-569, ГМ-352 має ГМТ, яка виконує досить широкі функції, а саме:

- передає крутний момент двигуна до ведучих коліс рушія;
- змінює силу тяги на ведучих колесах гусеничного рушія і швидкість руху машини в залежності від дорожніх умов;
- здійснює рух заднім ходом;
- роз'єднує двигун від ходової частини з метою забезпечення роботи на холостому ході при пуску, прогріві двигуна та зупинках машини;
- відмикання ПКП і гідротрансформатора з метою полегшення пуску двигуна у зимніх умовах при особливо низьких температурах навколишнього середовища;
- здійснює поворот машини на місці та при русі.

Трансмiсія за типом – гiдромеханiчна, складається з наступних частин (рис. 8.26) [9]:

- узгоджуючий редуктор;
- гiдродинамiчний трансформатор;
- ПКП з реверсом;
- ГОМП;
- два пiдсумовуючих планетарних ряди;
- двi бортовi планетарнi передачі.

Гiдротрансформатор i ПКП складають ГМП.

Трансмiсія розмiщена у заднiй частинi корпусу машини на трьох опорах: правої, лiвої та задньої (рис. 8.24) [9].

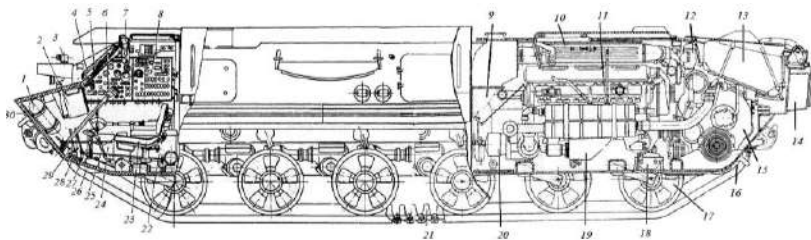


Рисунок 8.24 – Гусенична машина ГМ-352. Повздовжній перетин:

- 1 – повітряний балон; 2 – передній щиток приборів; 3 – показчик повороту; 4 – склоочисник; 5 – електрообігрівне скло; 6 – рульова колонка; 7 – оглядовий прилад; 8 – правий щиток приборів; 9 – короб повітроводу; 10 – повітроочисник; 11 – двигун В-46-2С1; 12 – оливоочисник; 13 – кормовий паливний бак; 14 – ящик із запасним інструментом та приладдям; 15 – ГМТ; 16 – ведуче колесо; 17 – опорний коток; 18 – сервомеханізм; 19 – бак; 20 – стартер-генератор; 21 – гусениця; 22 – ящик для оглядових приборів; 23 – місце механіка-водія; 24 – сумка; 25 – важіль керування гальмом; 26 – напрямне колесо; 27 – ручка керування паливним насосом двигуна; 28 – педаль керування паливним насосом двигуна; 29 – педаль керування гальмом; 30 – термозвукоізоляція

ГМТ двома циліндричними шийками встановлена у півкільцях, задня опора одним кінцем запресована у внутрішню обойму шарнірного підшипника, якій закріплено у картері (рис. 8.25). ГМТ з'єднується з валами бортових передач зубчастими муфтами, з валом двигуна – двома півмуфтами.

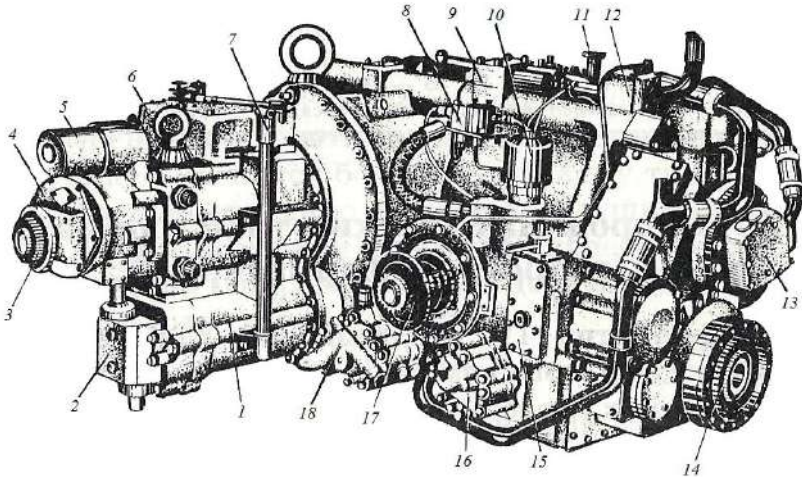


Рисунок 8.25 – ГМТ (без боргових передач) ГМ-569, ГМ-352:
 1 – ГОМП; 2 – клапанна коробка; 3 – зубчаста муфта, що з'єднує з зубчастим приводом стартера-генератора; 4 – установка живлення; 5 – фільтр;
 6 – механізм керування; 7 – валик керування; 8 – датчик тиску оливи в ГМТ;
 9 – золотникова коробка реверсу; 10 – гідроциклонний фільтр; 11 – сапун ГМТ;
 12 – перепускний клапан радіатора; 13 – клапанна коробка; 14 – зубчаста муфта з'єднання с борговими передачами; 15 – механізм вмикання ПКП;
 16 – відкачуючий насос; 17 – зубчаста муфта для з'єднання колінчастого валу тягового двигуна; 18 – нагнітаючий насос

Кінематичну схему ГМТ наведено на рисунку 8.26 [9]:

Гідротрансформатор призначений для автоматичної, плавної і безступеневої зміни (трансформації) крутного моменту на ведучих колесах рушія в залежності від зміни дорожніх умов при постійному або відносно малому зміні режиму роботи двигуна.

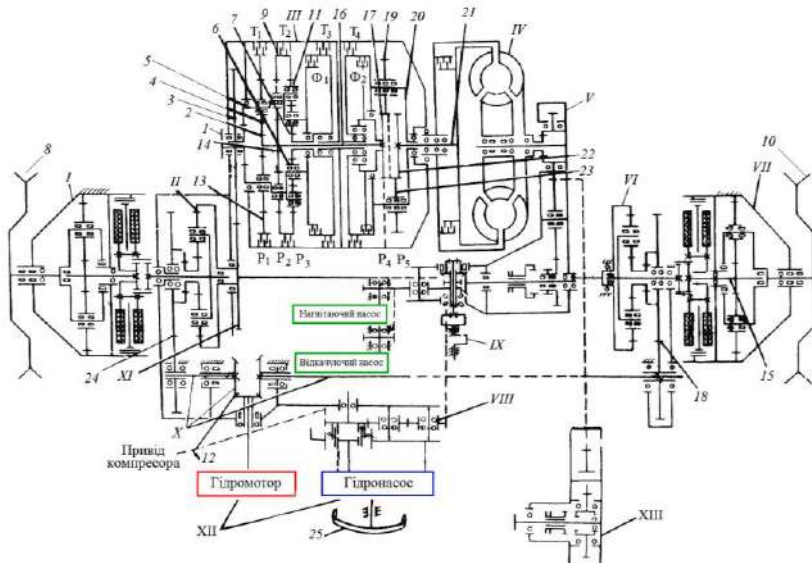


Рисунок 8.26 – Кінематична схема трансмісії ГМ-569, ГМ-352, МТ-С, МТ-СМ: I, VII – бортові передачі; II, VI – підсумовуючі планетарні ряди; III – планетарна коробка передач; IV – гідродинамічний трансформатор; V – вихідна узгоджувача передача; VIII – привід на ГОП; IX – тяговий двигун; X – деталі, які передають другий потік потужності; XI – вихідна передача; XII – ГОП; XIII – відбір потужності; 1 – шестерня приводу тахометра і спідометра; 2, 7, 17, 14 – сонячні шестерні; 3 – ведуче зубчасте колесо; 4, 6, 11 – сателіти ПКП; 5 – водило ПКП; 9, 13 – епіциклічні зубчасті колеса; 12 – конічна передача; 15 – вал сонячної шестерні бортової передачі; 16 – вал ПКП; 18 – циліндрична передача; 19, 23 – сателіти; 20 – водило реверса; 21 – вал турбінного колеса; 22 – сонячна шестерня реверса; 25 – штурвал

В ГМТ встановлено комплексний гідротрансформатор ГТК-12 (Г-3-430) з блокувальним фрикціоном (рис. 8.27) [9].

Максимальний коефіцієнт трансформації – 2,7...3,0.

Гідротрансформатор складається з наступних частин:

- насосного колеса 8;
- турбінного колеса 9;
- реактора (напрямний апарат) 10 з обгінною муфтою;
- блокувального фрикціона.

Роботу гідротрансформатора забезпечує гідравлічна система керування ГМТ.

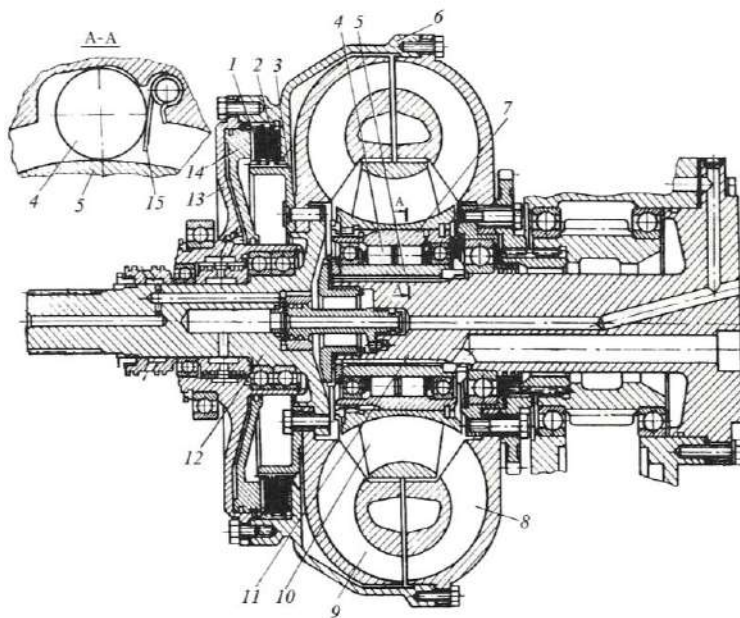


Рисунок 8.27 – Гідротрансформатор: 1 – ведучий металокерамічний диск; 2 – ведучий сталевий диск; 3 – маточина фрикціона блокування; 4 – ролик, що заклинює круглий рух; 5 – внутрішня обойма муфти; 6 – корпус; 7 – зовнішня обойма муфти; 8 – насосне колесо; 9 – турбінне колесо; 10 – реактор; 11 – ось гідротрансформатора; 12 – турбінний вал; 13 – кришка; 14 – поршень; 15 – підтискна пружина

Насосне колесо 8 приводиться до обертання від двигуна через узгоджувачий редуктор і є собою ведучим елементом гідротрансформатора. Турбінне колесо 9 приводиться до обертання енергій потоку робочої рідини, яка розганяється лопатками насосного колеса 8, яке обертається зі зміною кутвою швидкістю. Остання визначається частотою обертання колінчастого валу двигуна з урахуванням передатного відношення узгоджувачого редуктора.

Турбінне колесо 9 маточиною закріплюється болтами до фланця турбінного валу 12, який одночасно є ведучим валом ПКП.

Гідротрансформатор працює в режимах трансформатора і гідромуфти, у зв'язку з чим має назву комплексний. При цьому

має одне турбінне колесо, у зв'язку з чим має назву одноступеневий. У зв'язку з тим, що гідротрансформатор забезпечує збільшення крутного моменту на турбінному колесі при збільшенні сили опору руху машини і, навпаки, зменшення крутного моменту при зменшенні сили опору руху, він має назву прозорий.

Можливість роботи гідротрансформатора у режимі гідромуфти забезпечується за рахунок установки реактора на муфті вільного ходу, яка «запирає» його при впливі потоку рідини на передні стінки лопаток і «відкриває» при дії рідини на тильні стінки лопаток.

У зв'язку з інтенсивним ковзанням частин рідини відносно лопаток і друг друга у режимі гідромуфти гідротрансформатор має низький ККД від 0 до 0,85...0,9. При цьому при відносному високому ККД на деяких ділянках доріг гідротрансформатор блокують за рахунок вмикання блокувального фрикціону, елементи конструкції позначено цифрами 1–3 (рис. 8.27). При цьому насосне колесо напрями блокується з турбінним колесом.

Блокувальний фрикціон складається з наступних частин:

- корпусу 6;
- поршня 14 з ущільнювальними кільцями;
- кришки 13, яка створює разом з поршнем бустер;
- маточини 3;
- двох сталевих ведучих дисків 2;
- трьох ведених металокерамічних дисків 3.

Блокування фрикціону здійснюється на всіх передачах електромагнітним приводом.

Перетворюючі властивості гідротрансформатора пояснюються з використанням схеми, яка наведена на рисунку 8.28.

В основі пояснення дії гідротрансформатора розглядається кінематика частинки робочої рідини. Частинка рідини розганяється лопаттю насосного колеса і поступає на лопатку турбінного колеса зі швидкістю v_n , діє на неї з визначеною силою так, що моменти на турбінному і насосному колеса рівні ($M_m = M_n$), тобто здійснюється передача енергії з насосного колеса на турбінне. Рідина відбивається від лопатки турбінного колеса з відносною швидкістю $v_{від}$ і під кутом α впливає на лопатку

реактора. В результаті цієї взаємодії на лопатці турбінного колеса створюється додаткове зусилля, яке створює додатковий реактивний момент M_p .

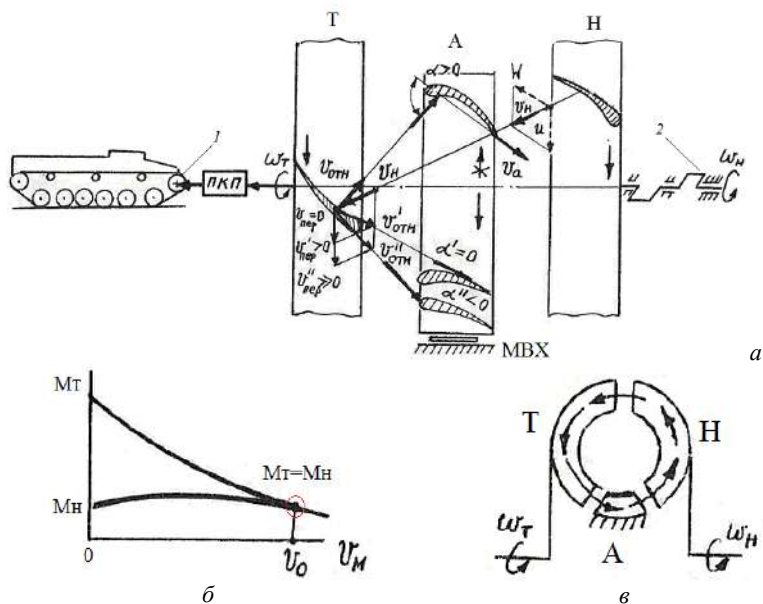


Рисунок 8.28 – Принцип дії гідродинамічного трансформатора: а – автоматичність роботи; б – характеристика гідротрансформатора; в – схема циркуляції рідини; MBX – муфта вільного ходу; 1 – ведуче колесо гусеничного рушія; 2 – колінчастий вал ДВЗ

При зменшенні або збільшенні опору руху машини відповідно збільшується або зменшується окружна переносна швидкість $v_{пер}$ частинки рідини на турбінному колесі. При збільшенні переносної швидкості частинка рідини з результуючою абсолютною швидкістю поступає на реактор під кутами α' , α'' , α''' . Це викликає зменшення величини реактивної сили і реактивного моменту, в цілому и моменту на турбінному колесі, так як $M_m = M_n + M_p$. У випадку, коли рідина не «спирається» в реактор, це трапляється при малому опорі руху машини, а ковзає по ньому (при куті $\alpha'' \rightarrow 0$), реактивний момент дорівнює нулю, і гідротрансформатор працює як гідромуфта. При

збільшенні опору руху гусениць переносна швидкість $v_{пер}$, навпаки, зменшується (на рисунку 8.28 швидкість змінюється у напрямку проти часової стрілки), кут зустрічі рідини з реактором збільшується. При цьому збільшується реактивна сила R_p , реактивний момент M_p , і, у цілому, обертовий момент на турбінному колесі. Крім того, на виході із реактора потік рідини за рахунок звуження між лопатковою відстані і спеціального профіля лопаток рухається зі збільшеною швидкістю і спрямовується на насосне колесо під більш відповідним кутом. Тому реактор називають спрямовуючим апаратом.

8.11 Електромеханічні трансмісії гусеничних машин

Електромеханічна трансмісія гусеничної машини є складним технічним об'єктом, в якому організовується спільна робота цілого комплексу окремих пристроїв. При цьому кожна ланка такої системи націлена на вирішення загального завдання – підвищення тягово-динамічних властивостей, збільшення запасу ходу, покращення паливної ефективності машини. Необхідною умовою досягнення цієї мети є визначення раціональних характеристик основних елементів електромеханічної трансмісії, що переважно ставиться до робочих процесів. У посібнику розглядаються питання варіантів компоновання можливо реалізованих схем і конструктивного виконання елементів механічної частини.

Однією з основних переваг електромеханічної трансмісії є ефект «безступінчастої передачі», відсутність механізмів зчеплення та перемикання передач з безперервною подачею потужності до гусениць, а потужність ТЕД підводиться безпосередньо на редуктор ведучих коліс.

Автори в роботі [10] зазначають, що електромеханічні тягові приводи є відносно новими пристроями для застосування на гусеничних платформах, тому основні принципи їх проектування з урахуванням специфіки застосування на сьогоднішній день остаточно не встоялися. Це тягне за собою переосмислення багатьох важливих підходів. Спроби переходу від оформлення вихідних даних до конкретних параметрів пристроїв, з метою застосування на гусеничних платформах, в даний час

ґрунтуються на досвіді розробок подібних пристроїв стосовно інших сфер та областей застосування.

Основними варіантами компоновання складових електромеханічних трансмісій для гусеничних платформ є:

- змішана схема;
- послідовна схема;

При цьому зв'язок між редукторами бортів (гусеничними рушіями) при послідовній схемі може бути виконаний роздільним, тобто без диференціального зв'язку між привідними валами, та з диференціальним зв'язком бортів [11].

Електромеханічна трансмісія, яка виконана за змішаною (послідовно – паралельною) схемою поєднує в собі якийсь середній варіант між механічною та електромеханічною трансмісією і є центральною трансмісією з другим потоком потужності від ДВЗ. Даний напрямок передбачає створення паралельних потоків потужності на основі електричних машин, що передають лише частину потужності ДВЗ. У цьому більшість потужності двигуна передається через основну механічну гілку трансмісії, зберігаючи автоматичність електричної трансмісії. До основного недоліку цієї трансмісії відноситься збереження кінематичного зв'язку між двигуном та ведучими колесами гусениць, відсутність гнучкості в компонованні та створення певних труднощів при встановленні додаткового обладнання (мотор-генератора МГ, тягового електродвигуна ТЕД, силового перетворювача тощо) [10].

Електромеханічна трансмісія, яка виконана за послідовною схемою допускає, що мотор-генератор приводиться у обертання від ДВЗ, а два тягові електродвигуни, розташовані по бортах, через бортові редуктори приводять у обертання ведучі колеса гусениць лівого та правого бортів. До недоліків такої трансмісії необхідно віднести відсутність джерела додаткової енергії для забезпечення потреб виконання високоманеврених дій і, як наслідок, застосування МГ більшої потужності. Таким чином, необхідна повна відповідність потужності енергії, що виробляється МГ на потреби ТЕД лівого та правого бортів, з одночасним забезпеченням живлення для роботи інших споживачів енергії бортової мережі [10].

Високі вимоги, що пред'являються за силою тяги гусеничної платформи, особливо в режимі здійснення повороту з мінімальним підгальмовуванням відстаючого борту тягне за собою ускладнення конструкції системи електроприводу, і є визначальним при виборі типу застосовуваної електромеханічної трансмісії.

На сьогоднішній день гібридний електричний привід розглядається як один з найбільш перспективних варіантів. Як правило, він включає наступні елементи (рис. 8.29):

- ДВЗ (дизельний двигун);
- мотор-генератор;
- два тягові електродвигуни по лівому та правому борту;
- буферний накопичувач енергії (БНЕ);
- блок силової електроніки.

Основною перевагою застосування БНЕ є забезпечення можливості компенсації різниці між середньою та піковою потужностями системи електроприводу, необхідними для руху та розгону, наприклад, бойової гусеничної платформи відповідно.

Основними перевагами застосування гібридного електроприводу, виконаного за послідовною схемою, є:

- можливість швидкого створення високого крутного моменту на ТЕД при необхідності прискоренні за рахунок одночасної роботи МГ і БНЕ;

- здатність накопичувати в буферному накопичувачі енергію, створювану під час гальмування гусеничної платформи та використовувати її при подальшому прискоренні, здійсненні повороту, подолання підйому, високоманеврених дій;

- зменшення потужності застосовуваного в конструкції ДВЗ на 20...30% при рівних тягових характеристиках порівняно з аналогічними машинами з механічною трансмісією;

- зменшення витрати палива у процесі руху не більше 10...15%;

- можливість пересування на короткі відстані зі зменшенням енергії буферного накопичувача при непрацюючому основному двигуні;

- зниження трудомісткості технічного обслуговування та її вартості.

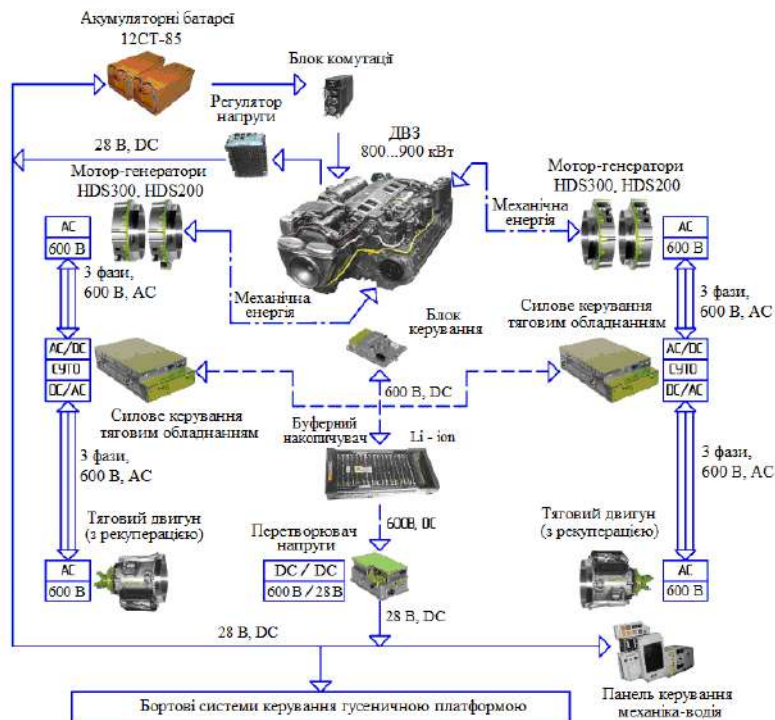


Рисунок 8.29 – Функціональна схема електрообладнання гусеничної платформи з гібридним електроприводом [11]

До основних недоліків відносяться:

- відносно великі розміри перетворювачів, БНЕ, які займають значну частину об'єму корпусу гусеничної платформи;
- наявність на борту високої напруги вимагає введення додаткових заходів щодо захисту членів екіпажу, а також до герметичності корпусу виробу;
- потрібна розгалужена система охолодження для силових електричних агрегатів.

Тягові електродвигуни, що застосовуються, повинні мати здатність працювати тривалий час при досить високих обертових моментах на малих швидкостях руху гусеничної машини. Крім того, вони повинні забезпечувати рух гусеничної платформи на максимально можливих швидкостях із

забезпеченням необхідної сили тяги, а також мати додаткову (резервну) потужність для здійснення маневрів і поворотів.

На сьогоднішній день найкращим варіантом для застосування в системі електроприводу у конструкції гусеничних платформ є асинхронний електродвигун змінного струму з короткозамкненим ротором, в якому відсутні рухливі контакти (немає щіток та контактних кілець). Значною перевагою асинхронного електроприводу по відношенню до інших типів електроприводів є те, що обмеження потужності забезпечується шляхом обмеження напруги живлення асинхронного двигуна за рахунок відповідного послаблення магнітного поля, що вимагає меншу встановлену потужність силових перетворювачів, а отже, і здешевлення системи приводу в цілому. При цьому відсутність рухливих контактів забезпечує більш високу надійність та знижує вимоги до технічного обслуговування.

Також асинхронний електропривод характеризується найкращим співвідношенням ціна – якість. Застосування сучасних силових перетворювачів, максимальну вихідну частоту яких можна регулювати в діапазоні до 500 Гц забезпечує можливість зменшення маси ТНД і МГ без значного зниження їх ККД [10].

8.11.1 Електро механічна трансмісія гусеничної машини з роздільним приводом рушіїв

Авторами в роботі [12] запропоновано ряд технічних рішень, які направлені на підвищення прохідності гусеничної машини, в якій може бути застосована електро механічна або гідростатична трансмісія. При цьому в основі компонування елементів конструкції приводу ведучих коліс гусеничного рушія покладено схему з відокремленим розташуванням тягових електродвигунів по бортах машини.

Гусенична машина містить (рис. 8.30):

- ДВЗ 1, який встановлений на остові або корпусі 2;
- генератор трансмісії 3, який з'єднаний з ДВЗ 1 безпосередньо, або через муфту, або через узгоджуючий редуктор і муфту (на рисунку умовно не показані);
- два електродвигунами 4, 5 трансмісії;

- два бортові редуктори 6, 7, останні ступені 8, 9 яких виконані планетарними;
- гусеничний обвід (гусениці) 10, 11;
- ведучі зірочки (колеса) 12, 13.

Вхідні вали 14, 15 бортових редукторів безпосередньо або через передавальні пристрої, наприклад, муфти (на рисунку не показані), механічно з'єднані з електродвигунами 4, 5 трансмісії.

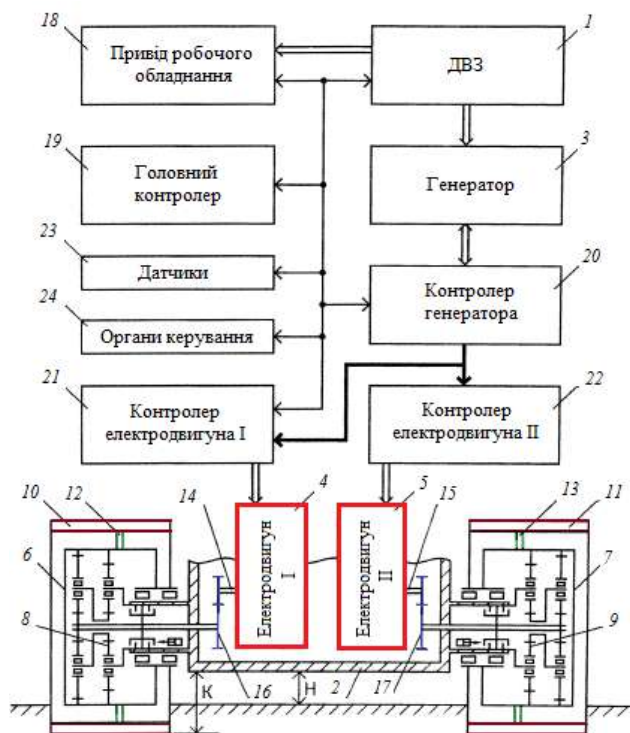


Рисунок 8. 30 – Схема електромеханічної трансмісії гусеничної машини:
 1 – ДВЗ; 2 – осов (корпус); 3 – генератор; 4, 5 – електродвигуни; 6, 7 – бортові редуктори; 8, 9 – ступені бортових редукторів; 10, 11 – гусениці; 12, 13 – ведучі зірочки (колеса); 14, 15 – вихідні вали; 16, 17 – циліндричні передачі (первинні ступені бортових редукторів); 18 – привід робочого обладнання; 19 – головний контролер; 20 – контролер генератора; 21, 22 – контролери електродвигунів; 23 – датчики; 24 – органи керування; Н – дорожній просвіт (кліренс); К – відстань від днища до дно клесі

Бортові редуктори 6, 7 мають не менше трьох ступенів, причому їх перші ступені 16, 17 виконані у вигляді зубчастих циліндричних або конічних передач з евольвентним або ексцентрикове-циклоїдальним зачепленням. Можуть бути використані гепоїдні передачі. Осі їхніх малих коліс розташовані вище за осі останніх ступенів бортових редукторів 6, 7 і, відповідно, ведучих зірочок 12, 13 гусеничної машини.

Система електрообладнання машини – система контролю, захисту та керування має високовольтний і низьковольтний контури. Система призначена для контролю режимів роботи та керування ДВЗ, генератором 3 (при необхідності), електромоторами 4, 5 трансмісії та приводом 18 робочого обладнання. Ця система містить електронні, переважно мікропроцесорні контролери 19–22, що включають їх інформаційну і силову частини.

Контролери можуть іменуватися також електронними блоками, пристроями керування, модулями тощо. Вони можуть бути виконані у вигляді конструктивно закінчених (автономних) пристроїв або мати виконання, що вбудовується. Контролер 20 генератора може бути вбудований в генератор 3, а контролери 21, 22 електродвигунів – в ці електродвигуни.

Один із контролерів 20, 21, 22 або додатково встановлений головний контролер 19 виконує функції головного контролера (координатора) системи електрообладнання. До нього підключені:

- датчики 23 параметрів роботи гусеничної машини, зокрема датчик дійсної швидкості руху гусеничної машини (наприклад, доплерівський);

- датчики кутової швидкості валів бортових редукторів або з'єднаних з ними електродвигунів;

- датчик положення остова або корпусу 2 щодо поверхні ґрунту (ультразвуковий, радарний або електромеханічний далекомір) та інші датчики.

До головного контролера 19 підключені органи керування рухом 24 і приводом робочого обладнання 18, а також панель оператора (механіка-водія) з графічними, аналоговими та/або дискретними індикаторами і сигналізаторами (на рисунку умовно не показано).

Лінії передачі інформаційних сигналів між контролерами 19–22, датчиками 24, органами керування 24 та панеллю оператора виконані з використанням інтерфейсів CAN, RS-485, LIN й т.д. Силова високовольтна шина трансмісії, що зв'язує контролери 20, 21 і 22 має, наприклад, номінальну напругу 550 В постійного струму (на рисунку вона виділена жирними лініями).

Контролер 20 генератора 3 може бути виконаний у вигляді випрямляча, в тому числі синхронного, а контролери 21, 22 електромоторів 4, 5 – у вигляді частотних силових перетворювачів, інверторів, комутаторів й т.д.

На машині можливе об'єднання кількох контролерів в єдиний блок (модуль), або їх роздільне виконання залежно від функцій, що виконуються, і вимог до компоновання машини. Ці контролери, а також генератор 3 і електродвигуни 4, 5 можуть мати систему рідинного охолодження, об'єднану, зокрема, з системою охолодження ДВЗ 1.

Електродвигуни 4, 5 або бортові редуктори 6, 7 мають вбудовані нормально замкнуті гальма зупинки, керування якими здійснюється від головного контролера 19 або контролерів 21, 22 електродвигунів 4, 5. Ці гальма можуть бути також виконані у вигляді окремих пристроїв і приєднані до відповідного валу електродвигунів 4, 5.

Машина може бути додатково оснащена накопичувачем електричної енергії, виконаним у вигляді акумулятора та/або суперконденсатора, підключеного до силової мережі трансмісії. У цьому випадку контролери 20, 21 і 22 забезпечують передачу електричної енергії від генератора 3 або електродвигунів 4, 5 в цей накопичувач енергії, а також подальшу передачу цієї накопиченої енергії в електродвигуни 4, 5 в робочому режимі машини.

Електродвигуни 4, 5 можуть бути асинхронними частотно-керованими. Більш переважним є застосування вентильних реактивних (індукторних, індукційних) електродвигунів (ВРД, ВІД, ВІРД) – трьох або більше фазних електродвигунів без магнітів та електромагнітів у роторі та статорі, керованих електронними ключами. В англійській літературі вони називаються електродвигунами зі змінним магнітним опором або Switched Reluctance Motor (SRM).

Перспективним є також застосування синхронних електродвигунів з постійними магнітами в роторі, які англійською мовою називаються «Permanent Magnet Synchronous Motor (PMSM)». Рідше використовується назва «BrushLess Direct Current motor (BLDC)», що перекладається як «Безщітковий мотор постійного струму».

Гусенична машина працює наступним чином

Генератор 3 перетворює механічну енергію ДВВ 1 в електричну енергію.

Електрична енергія після випрямлення контролером 20 генератора 3 через контролери 21, 22 надходить на електродвигуни 4, 5.

Тягові електродвигуни 4, 5 отримують електричну енергію перетворюють її в механічну енергію і передають крутний момент на бортові редуктори 6, 7 і далі на ведучі зірочки 12, 13 та гусениці 10, 11, забезпечуючи рух машини.

Режими роботи ДВЗ 1, генератора 3 та електромоторів 4, 5 встановлюються головним контролером 19, пов'язаним з органами керування 24 машиною та панеллю приладів.

Швидкість руху гусеничної машини встановлюється контролером 19 залежно від положення рукоятки органу керування рухом 24. Якщо потужності ДВЗ 1 достатньо підтримки цієї швидкості при поточному значенні тягового навантаження машини, то машина рухається із заданою швидкістю.

При збільшенні тягового навантаження зростає необхідний крутний момент електромоторів 4, 5. Якщо цей момент не може бути реалізований при заданій швидкості обертання роторів електродвигунів, то контролери 21, 22 здійснюють зниження швидкості обертання роторів електродвигунів при одночасному підвищенні крутного моменту.

При зменшенні тягового зусилля машини контролери 19, 21, 22 автоматично збільшують швидкість обертання роторів електродвигунів 4, 5 і відповідно швидкість руху машини до величини, заданої механіком-водієм за допомогою органу керування 24 рухом машини.

Таким чином, електромеханічна трансмісія забезпечує автоматичне регулювання тягового зусилля у широкому діапазоні швидкості руху гусеничної машини при повному використанні потужності ДВЗ 1.

Реалізація заходів, спрямованих на підвищення прохідності машини

Бортові редуктори 6, 7 з метою підвищення кліренсу машини мають не менше трьох ступенів. Їхні перші ступені 16, 17 виконані у вигляді зубчастих циліндричних або конічних передач з евольвентним або ексцентриково-циклоїдальним зачепленням, або гепоїдних передач. Осі малих коліс 14, 15 перших ступенів редукторів 6, 7 розташовані вище за осі останніх ступенів бортових редукторів 8, 9 і ведучих зірочок 12, 13 гусеничної машини.

Наслідком застосування триступінчастих бортових редукторів 6, 7, що забезпечують їхнє підвищене передатне відношення, є робота електродвигунів 4, 5 на підвищених кутових швидкостях, що забезпечує зменшення їх габаритних розмірів. Це, у поєднанні з переміщенням вгору осей електродвигунів, призводить до максимального підйому нижніх поверхонь електродвигунів. Оскільки саме ці поверхні обмежують можливість підйому днища корпусу 2, це технічне рішення забезпечує збільшення кліренсу і, відповідно, підвищення прохідності машини.

Також для підвищення кліренсу машини є оптимізація співвідношення між довжиною і зовнішнім діаметром електромоторів трансмісії, що застосовуються, за критерієм максимальної прохідності гусеничної машини, або вибору цього співвідношення з умови відсутності обмеження цієї прохідності.

Фізичний зміст цієї оптимізації полягає у наступному. Відомо, що величина крутного моменту електродвигуна лінійно зростає зі збільшенням довжини його ротора та статора. При збільшенні діаметра ротора чи статора цей момент зростає за квадратичною залежністю. Тому зменшення співвідношення діаметр/довжина електродвигуна призводить до підйому нижньої площини електродвигуна і, відповідно, збільшення кліренсу. З іншого боку, зменшення цього співвідношення призводить до

збільшення маси електродвигуна і, відповідно, маси машини загалом. Це, у свою чергу, призводить до збільшення питомого тиску гусеничного рушія на ґрунт, що погіршує прохідність машини. Відповідно є оптимальне значення співвідношення діаметр/довжина електромотора, при якому прохідність машини максимальна.

При русі по ґрунтах з низькою несучою здатністю необхідно не допускати інтенсивного буксування кожної гусениці, оскільки в іншому випадку вони інтенсивно зариваються в ґрунт (ґрунт, сніг) і машина лягає на ґрунт дном корпусу 2.

У варіанті реалізації гусеничної машини з контролем буксування до складу її датчиків 23 входять датчик дійсної швидкості руху гусеничної машини, а також датчики кутової швидкості валів бортових редукторів або з'єднаних електрометрів 4, 5. Головний контролер 19 здійснює обчислення та порівняння коефіцієнтів буксування кожної гусениці з їх максимально допустимим значенням, попередньо записаним у пам'яті його мікроконтролера. Далі цей контролер формує сигнали керування трансмісією за умови запобігання перевищенню максимально допустимої величини (коефіцієнта) буксування кожної гусениці.

Ще в одному варіанті реалізації гусеничної машини, що має підвищену прохідність, здійснюється контроль глибини занурення гусениць в ґрунт (сніг) та оптимізація керування трансмісією в залежності від глибини цього занурення. У цьому випадку до складу датчиків 23 входить ультразвуковий, радарний або електромеханічний датчик положення остова або корпусу 2 гусеничної машини щодо ґрунту (датчик висоти Н). Головний контролер 19 обчислює глибину занурення гусениць в ґрунт ($h=K-H$) залежно від сигналів цього датчика і далі формує сигнали керування трансмісією, здійснюючи заборону повороту або обмеження мінімального радіусу повороту, або обмеження вихідного крутного моменту кожного електродвигуна, або співвідношення між цими моментами залежно від глибини цього занурення. Зазначені залежності кожної машини попередньо визначаються розрахунковим чи експериментальним шляхом і попередньо записуються на пам'ять контролера 19.

Обмеження вихідного крутного моменту кожного електродвигуна особливо важливо на початку руху і при зміні швидкості руху машини. В іншому випадку різке збільшення крутного моменту, і, відповідно, тягового зусилля гусениць, призводить до зриву верхнього більш щільного покриття ґрунту або ґрунту, що призводить до інтенсивного розвитку буксування і погіршення прохідності машини.

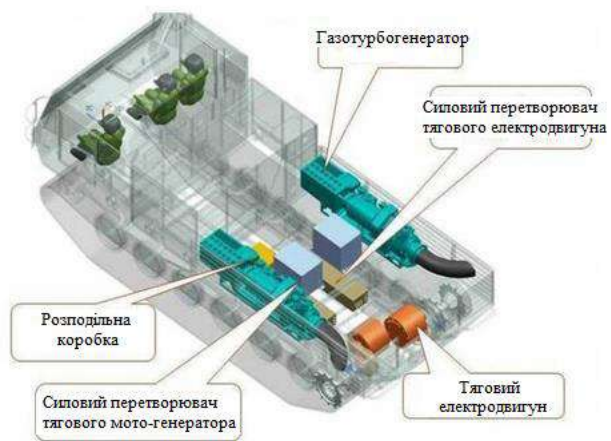
Варіантом реалізації послідовної схеми з розділним приводом бортів є експериментальний виріб, відносно якого у АТ «НДІ Сталі» у свій час (2015–2020 роки) проводили роботи по розробці електромеханічної трансмісії для універсальної гусеничної платформи на базі ТМ-140. При цьому електромеханічна трансмісія узгоджувалась з гібридною силовою установкою на основі мікротурбіни та генератора. Електромеханічна трансмісія вийшла компактною і енергоємною, її потужність складала 400 кВт [13].

Загальний вигляд бази ТМ-140 наведено на рисунку 8.31. Плаваючий всюдихід ТМ-140 випускається ТОВ «Курганмашзавод» та є собою універсальною багатоцільовою машиною, яка призначена для експлуатації в екстремальних погодних умовах. На її шасі можливо монтувати різне спеціальне обладнання.



Рисунок 8.31 – Загальний вид ТМ-140: експлуатаційна маса – 11200 кг; середній тиск на ґрунт – 0,22 кгс/см²; максимальна швидкість руху по суші – 45 км/год, на плаву – 4 км/год; місткість кабіни – 7 чол.; довжина – 7800 мм, ширина – 3100 мм, висота – 3105 мм; базовий двигун ЯМЗ-236Б2 – 184 кВт/250 к.с. з турбонаддувом; базова трансмісія – гідромеханічна 6-ступінчаста з гідравлічним перемикуванням передач

Загальне компонування машини з використанням гібридного силового блока на основі ГТД і високошвидкісного генератора наведено на рисунку 8.32.



a



б

У цій схемі диференціальний зв'язок розташований після дводіапазонної КД (коробки діапазонів). Коробка діапазонів об'єднана із вхідним редуктором. Для вмикання обох діапазонів використовуються гальма, що знижують рівень втрат потужності холостого ходу в механічній частині через відсутність торцевих обертових каналів підведення трансмісійної оливи в бустери фрикційних вузлів.

Передатні числа вузлів ЕМТ:

- для редуктора генератора $u_1 = 4,0$;
- для редуктора електродвигуна (вхідний редуктор, об'єднаний з КД) – $u_{КД1} = 13,841$ (перший діапазон); $u_{КД2} = 4,260$ (другий діапазон).

На рисунку 8.34 наведена конструкція половини двигунного блоку ЕМТ (силовий блок з електродвигуном та диференціальним зв'язком бортів).

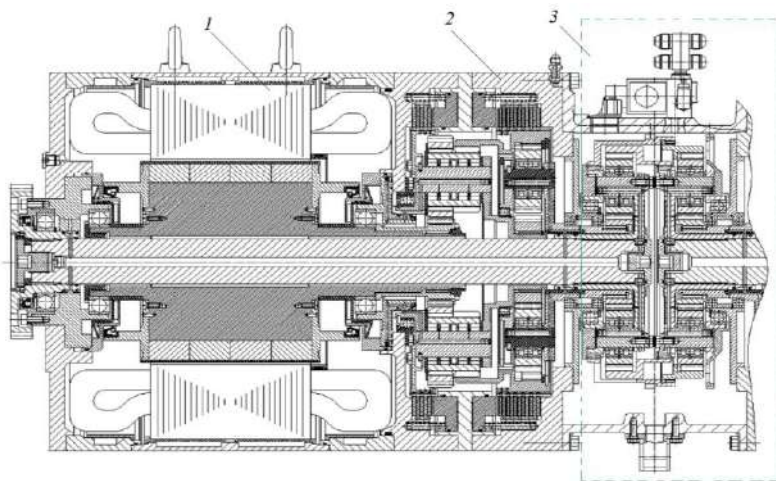


Рисунок 8.34 – Конструкція силового блоку з електродвигуном, коробкою діапазонів та диференціальним зв'язком бортів: 1 – електродвигун; 2 – коробка діапазонів; 3 – здвосний планетарний диференціал

Гальмо 1-го діапазону має 16 пар тертя, що при тиску в гідросистемі керування $p_{кер} = 1,8$ МПа забезпечує коефіцієнт запасу $k_{T1} = 1,14$ (при коефіцієнті тертя на зрив $\mu = 0,12$).

Гальмо 2-го діапазону при 8 парах тертя забезпечує коефіцієнт запасу $k_{T2} = 1,57$.

Відсутність жорсткого механічного зв'язку теплового двигуна з ведучими колесами дозволяє організувати два режими автоматичного керування двигуном – економічний (основний) та форсований (для інтенсивного розгону).

На економічному режимі система керування утримує роботу двигуна на заданій робочій моментній характеристиці, яка представляється як залежність обертового моменту T_d на валу двигуна від частоти обертання його валу n_d . В результаті моделювання руху машини по тестовій трасі за різних варіантів керування тепловим двигуном авторами пропонується варіант, представлений на рисунку 8.35.

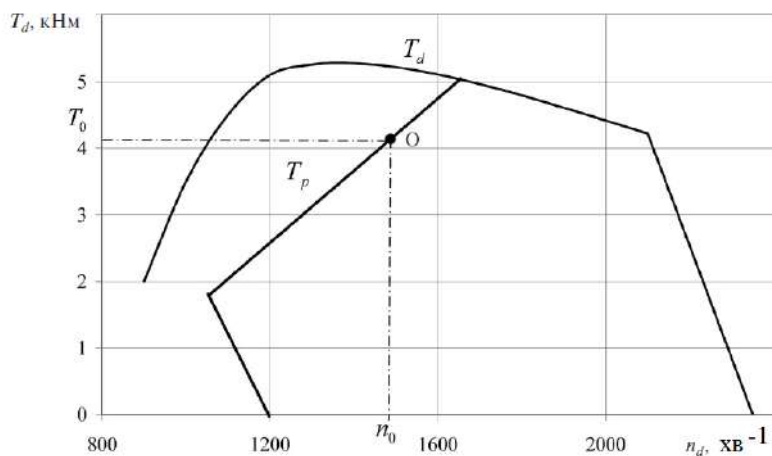


Рисунок 8.35 – Характеристика двигуна для ЕМТ перспективної воєнної гусеничної машини ($m = 54$ т; максимальна швидкість $V_{max} = 75$ км/ч; радіус ведучого колеса $R_{БК} = 0,34$ м; база машини $L = 4,773$ м; колія машини $B = 2,807$ м; передатне число бортового редуктора $u_{бр} = 4,00$; максимальна частота обертання валу ДВЗ $n_0 = 2100$ хв⁻¹) з варіантом робочої моментної характеристики T_p ; О – «ядро» паливно-потужнісної характеристики

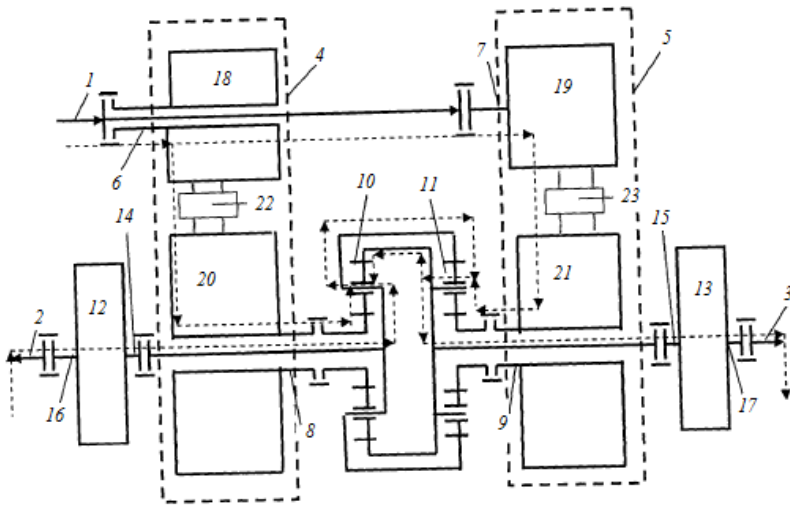


Рисунок 8.37 – Кінематична схема трансмісії з потоками потужності при повороті: 1 – вхідний вал від ДВЗ; 2, 3 – вихідні вали; 4, 5 – регульовані реверсивні електричні передачі; 6, 7 – вхідні вали електричних передач; 8, 9 – вихідні вали електричних передач; 10, 11 – диференціальні механізми; 12, 13 – коробки діапазонів; 14, 15 – вхідні вали коробки діапазонів; 16, 17 – вихідні вали коробки діапазонів; 18, 19 – генератори; 20, 21 – електродвигуни; 22, 23 – електричні зв'язки

Трансмісія містить такі елементи:

- вхідний вал 1;
- правий та лівий вихідні вали 2 та 3;
- ліва 4 і права 5 реверсивні регульовані передачі з вхідними валами 6 та 7 та вихідними валами 8, 9;
- перший 10 та другий 11 триланкові диференціальні механізми;
- ліву 12 і праву коробки 13 діапазонів з вхідними валами 14 і 15 та вихідними валами 16 і 17.

Вхідний вал трансмісії 1 пов'язаний з приводним двигуном, а вихідні вали 2 та 3 – з відповідними ведучими колесами.

Вихідний вал 8 регульованої передачі 4 пов'язаний з першою ланкою триланкового диференціального механізму 10, а вихідний вал 9 регульованої передачі 5 пов'язаний з першою ланкою триланкового диференціального механізму 11. Друга

ланка першого триланкового диференціального механізму 10 пов'язано з вхідним валом 1 другого триланкового диференціального механізму 11. Друга ланка диференціального механізму 11 пов'язана з вхідним валом 15 коробки діапазонів 13 і з третьою ланкою першого триланкового диференціального механізму 10. Вихідні вали коробок діапазонів 16 і 17 пов'язані з відповідними вихідними валами трансмісії 2 і 3.

Реверсивні регульовані електричні передачі складаються з наступних елементів:

- генератори 18, 19;
- електродвигуни 20, 21;
- електричні зв'язки 22, 23 між ними.

Генератор може бути загальним.

На думку авторів, замість електричних передач можуть бути використані ГОП.

При прямолінійному русі передатні числа обох передач мають однаково змінюватися. Потік потужності від вхідного валу трансмісії 1 ділиться на рівні частини і передається через регульовані передачі 4 і 5 перші ланки диференціальних механізмів 10 і 11 і далі через коробки діапазонів 12 і 13 на вихідні вали 2 і 3 (рис. 8.36). При рівності передатних чисел регульованих передач всі ланки обох механізмів обертаються з однаковою швидкістю, що дорівнює швидкості вихідних валів 8 і 9 регульованих передач. Напрямок потоків потужності під час прямолінійного руху на рисунку 8.37 показано пунктиром.

При повороті (наприклад, ліворуч) передатні числа регульованих передач не узгоджуються. Ступінь неузгодженості залежить від необхідного радіусу повороту машини. Потік потужності від вхідного валу трансмісії 1 ділиться на нерівні частини та передається через регульовані передачі 4 і 5 на вихідні вали 8 і 9. Більшість потоку потужності від валу 1 йде через регульовану передачу забігаючого борту.

Необхідна потужність на забігаючому борту при повороті, а отже, на вихідному валу 3 трансмісії збільшується. На відстаючому борту потік потужності змінює напрямок – рекуперативна потужність йде від ґрунту на ведуче колесо і далі через вал 2, вал 16, коробку діапазонів 12, вал 14 на диференціальні механізми 10 і 11. На диференціальних

механізмах 10 і 11 потоки потужності від вихідного валу регульованої передачі 4, від вихідного валу 9 регульованої передачі 5 і рекуперативна потужність підсумуються. Загальний потік потужності через коробку 13 діапазонів передається на вихідний вал трансмісії 3. Таким чином, рекуперативна потужність з відстаючого борту передається на забігаючий борт минаючи регульовані передачі, розвантажуючи їх при повороті. Розподіл потоків потужності при повороті показано на рисунку 8.36.

Застосування трансмісії з бортовими регульованими передачами двох триланкових механізмів із зазначеними зв'язками між їх ланками і агрегатами трансмісії дозволило забезпечити істотне зменшення потрібної потужності бортових регульованих передач.

Контрольні запитання для самоперевірки

1. Які вимоги висуваються до трансмісій гусеничних машин?
2. Які недоліки властиві механічним трансмісіям гусеничних машин?
3. З яких основних частин складається механічна трансмісія гусеничної машини?
4. Які функції виконує механізм передач і повороту гусеничної машини?
5. За якими ознаками поділяються механізми повороту гусеничних машин?
6. Через які елементи конструкції йдуть потоки потужності у схемі, яка наведена на рисунку 8.5?
7. Чим відрізняються схеми механізмів повороту, які наведені на рисунках 8.6 та 8.7?
8. Що розуміється під диференціальним типом механізму повороту?
9. Що розуміється під незалежним типом механізму повороту?
10. Які складові входять до складу трансмісії дволанкової гусеничної машини?

Перелік посилань

1. Двухпоточные трансмиссии: идея и типы. <https://kedoki.livejournal.com/121599.html>.
2. Гибридная феноменология бронетехники. <https://kedoki.livejournal.com/114273.html>.
3. Платонов В. Ф. Гусеничные и колесные транспортно-тяговые машины. М. : Машиностроение, 1986. <https://ua1lib.org/book/2763945/03cbdf>.
4. Безлюдько А. В. Основы теории и конструкции трансмиссий : учеб. пособие. Минск : 2009. БНТУ. https://rep.bntu.by/bitstream/handle/data/2294/Osnovy_teorii_i_konstrukcii_transmissij.pdf;jsessionid=53E76C2DB76758972BDBEA81252DE374?sequence=7.
5. Игнатъев Л. В., Логвинов Ю. С., Осколков К. В., Солоненко А. В. Сочлененные гусеничные машины ДТ-ЛП, ДТ-Л. http://btvt.info/5library/vbtt_1974_05_vijaz.htm.
6. Бесступенчатые механизмы поворота гусеничной машины. <https://ustroistvo-avtomobilya.ru/traktora/besstupenchaty-e-mehanizmu-povorota-gusenichnoj-mashiny/>.
7. Веселов Н. Б. Гусеничные машины высокой проходимости. Конструкции, техническое обслуживание и эксплуатация : учебник для студ. вузов. Н. Новгород : РИ «Бегемот», 2010. 452 с.
8. Веселов Н. Б. Вездеходные транспортно-технологические машины. Конструкции. Конструирование и расчет : монография. Н. Новгород : РИ «Бегемот», 2010. 320 с.
9. Васильченков В. Ф. Автомобили и гусеничные. Основы конструкции шасси. Рыбинск : Издание ОАО «РДП». АРП, 1996. 496 с.
10. Глебов В. В., Климов В. Ф., Волосников С. А., Соболяк А. В. Оценка возможности применения на боевых гусеничных платформах гибридной электромеханической трансмиссии. / Механіка та машинобудування, 2017, № 1. С. 69–71. <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/33102>.
11. Усов О. А., Гусев М. Н., Лойко А. В., Макаров А. С. Электромеханическая трансмиссия для военной гусеничной машины с гибридной силовой установкой. Научно-технические

ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2015. № 2(219). С. 167–174.

12. Гусеничная машина с гидростатической или электромеханической трансмиссией: пат. 2545145. / Коровин В. А., Коровин К. В.; опубл. 27.03.2015, Бюл. № 9.

13. Экспериментальная платформа с гибридной силовой установкой на базе ТМ-130. <https://topwar.ru/135716-eksperimentalnaya-platforma-s-gibridnoy-silovoy-ustanovkoy-na-baze-tm-130.html>.

14. Трансмиссия транспортной машины: пат. 2521158. / Гусев М. Н., Белоутов Г. С., Корольков Р. Н., Ширшов Ю. И.

9 ГІДРООБ'ЄМНІ ТРАНСМІСІЇ КОЛІСНИХ АВТОМОБІЛІВ ВИСОКОЇ ПРОХІДНОСТІ

9.1 Загальна класифікація

Існуючі трансмісії з гідрооб'ємними (гідростатичними) передачами можливо розрізнять за наступними ознаками:

- за способом передачі потужності від двигуна до ведучих коліс, при цьому використовуються гідрофіковані зв'язки між насосами та моторами з елементами керування та регулювання;

- за способом розподілу потужності між ведучими колесами, при цьому також використовуються гідрофіковані зв'язки між насосами та моторами з елементами керування та регулювання.

ГОТ за способом передачі механічної потужності від двигуна до ведучих коліс підрозділяються на [1]:

- повнопотокові, коли вся потужність двигуна передається гідравлічним шляхом;

- двопотокові гідрооб'ємно-механічні трансмісії (ГОМТ) з диференціалами на вході і виході, де менша частина потоку потужності (20...50%) передається гідравлічним шляхом, а інша частина (зазвичай велика) – механічним шляхом.

Одним з головних переваг повнопотокової гідрооб'ємної трансмісії є можливість підведення регульованого (по будь-якому закону) потоку потужності індивідуально до кожного колеса або елемента рушія незалежно від його відстані, від енергетичної установки і положення в просторі.

У ГОМТ гідравлічна частина приводу виконує функції регулятора частоти обертання та моменту на вихідному валу при постійній потужності, підведеної до ведучого валу ГОМТ. Загальний ККД ГОМТ більше спільного ККД повнопотокової гідрооб'ємної трансмісії і досягає величини 0,9–0,93. ГОМТ може мати конструктивне виконання у вигляді єдиного агрегату з загальним корпусом і з загальним вихідним валом, здійснювати при цьому привід коліс автомобілів, наприклад, високої прохідності за існуючими схемами приводу механічних трансмісій (рис. 9.1) і може розглядатися як заміна ступінчастих коробок передач.

Гідромеханічний модуль приводу борта автомобіля складається з наступних елементів (рис. 9.1):

- гідравлічна передача (Н→М), при цьому вал насоса приводиться у дію від сонячної шестерні планетарного диференціалу D_1 (наведено червоним кольором), а передача обертового моменту від насосу здійснюється на сонячну шестерню планетарного диференціалу D_2 (наведено червоним кольором) через циліндричну передачу;

- механічна передача у складі планетарних диференціалів D_1 і D_2 зі спільним епіциклом. При цьому обертовий момент від двигуна підводиться на водило диференціалу D_1 , а відводиться від водила диференціалу D_2 . Водила наведені синім кольором.

ГОМТ володіє:

- значно меншим, ніж ГОТ силовим діапазоном регулювання (не більше 4,5);

- відсутністю симетричного реверсу;

- наявністю циркуляції потужності на ряді режимів;

- труднощами автоматизації керування по заданому закону.

Різноманіття гідрокінематичних схем ГОТ трохи поступається варіантам схем механічних трансмісій повнопривідних колісних автомобілів. Пояснюється це тим, що схема з'єднання насосів і гідромоторів визначається:

- в першу чергу, призначенням транспортної машини, способом її керування (бортова система повороту, диференціальний зв'язок між керованими колесами, секційний блокований привід та ін.);

- необхідним силовим діапазоном регулювання трансмісії;

- розрахунковими параметрами гідромашин;

- номенклатурою гідроагрегатів, що знаходяться в розпорядженні розробника.

За способом розподілення потужності між ведучими колесами розрізняють наступні схеми ГОТ:

- привід кожного з коліс, що утворений індивідуальним контуром «насос-гідромотор»:

- звичайних колісних автомобілів з колісними формулами 4x4, 6x6;

- зчленованих колісних автомобілів з колісною формулою 8x8;

коліс, відносно ускладнює схему, конструктивно важко здійснимо і тому, для застосування на автомобілях з числом ведучих коліс більше чотирьох недоцільно.

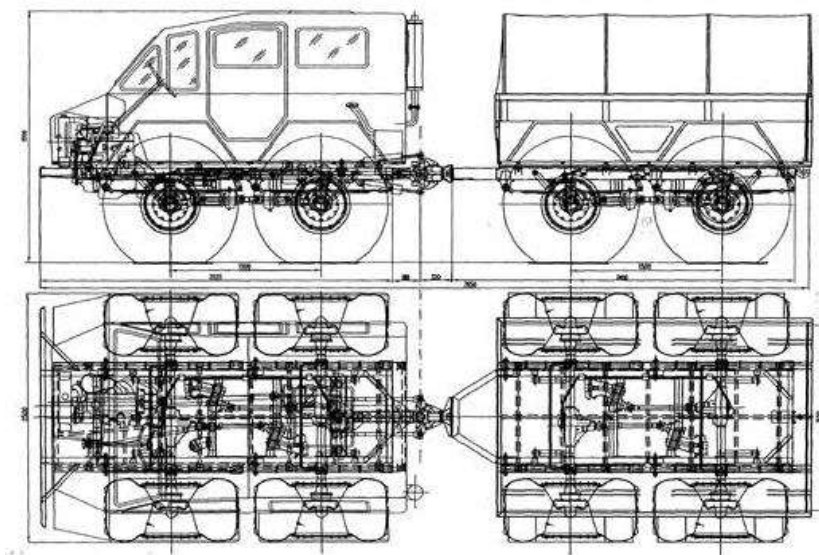
Прикладом ГОТ з індивідуальним приводом є схема зчленованої машини НАМИ-0352 8x8, зображена на рисунку 9.3, де гідрооб'ємний привід поєднується з механічним.

За цією схемою всі колеса одного візка (зазвичай 4) мають загальний привід від своєї ГОТ.

Зв'язок між осями всередині візку – механічний блокований (у випадку ймовірності повного вивішування однієї з осей).

Міжвізковий зв'язок – гідравлічний блокований (роздільний привід насосів, які обслуговують візки) або диференціальний (контури обох насосів об'єднуються в загальну гідросистему за допомогою клапанів кільцювання «К»).

Міжколісний зв'язок – через механічні диференціали підвищеного тертя «Д».



a

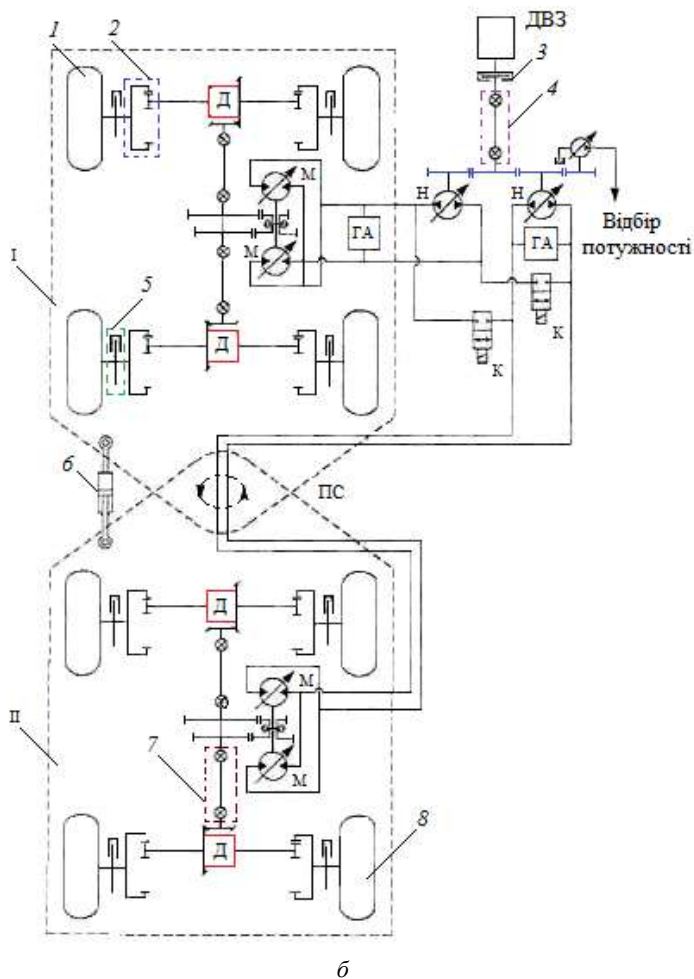


Рисунок 9.3 – 3членований автомобіль НАМІ-0352 8x8:
a – загальний вид [3]; *б* – гідрокінематична схема трансмісії; Д – механічний диференціал підвищеного тертя; К – клапан кільцювання; ГА – система гідроавтоматики; ПС – шарнірно-поворотне з’єднання; 1 – ведуче колесо секції I; 2 – колісна передача; 3 – зчеплення; 4 – карданна передача приводу шестерень узгоджуючого розподільного редуктора; 5 – гальмо; 6 – гідравлічний циліндр рульового керування; 7 – карданна передача привода моста; 8 – ведуче колесо секції II

Гідравлічний зв'язок насоса ГОТ задньої секції з задніми гідромоторами здійснюється через шарнірно-поворотне з'єднання (з трьома ступенями свободи) «ПС» з торцевими гідравлічними ущільненнями каналів підведеної до них магістралі.

У ГОП зчленованої машини НАМІ-0352 8x8 застосовано два аксіально-плунжерні регульовані, реверсивні і оборотні насоси НР-50/35 з максимальним робочим об'ємом $q = \pm 51,6 \text{ см}^3$, максимальною частотою обертання 3000 хв^{-1} , максимальний тиск подачі 35 МПа [3].

Обидва насоси пов'язані з двигуном через узгоджувально-роздавальний редуктор з передатним числом 1,733 за допомогою зчеплення 3 та карданної передачі 4. Керування насосами – електродистанційне від ручного контролера. Кожен насос незалежно від іншого живить два гідромотори свого візка (I та II секції).

Під час руху дорогами з твердим покриттям, щоб уникнути явища циркуляції потужності між візками обидва насоси за допомогою клапанів кільцювання об'єднуються в загальну силову гідросистему.

На кожному візку встановлені два паралельно з'єднані регульовані аксіально-поршневі гідромотори 303.3.56 з максимальним робочим об'ємом 56 см^3 , мінімальним об'ємом $q = 15,8 \text{ см}^3$ і максимально допустимою частотою обертання 5000 хв^{-1} . Зміна робочого об'єму кожного гідромотора здійснюється автоматично шляхом саморегулювання за гіперболічним законом $q_m = f(p_w)$.

Мости кожного візка приводяться в дію через двоступінчасті (тяговий і транспортний режими) узгоджувально-роздавальні редуктори з силовим діапазоном 2,133. Діапазон безступінчастого силового регулювання – 7,06. Загальний діапазон силового регулювання ГОТ – 15,05.

Гідравлічні з'єднання всіх ГМ (гідромашин – Н та М) виконані жорсткими трубопроводами. Магістралі подачі робочої рідини до гідромоторів задньої секції (два трубопроводи з $d_y = 23 \text{ мм}$) проходять через карданний міжсекційний шарнір з трьома ступенями свободи, використовуючи поворотні з'єднання з дубльованими ущільненнями в цапфах хрестовини шарніра.

Розглянута схема не передбачає роздільного підведення потужності й обертового моменту до кожного окремого колеса з індивідуальним «гнучким» їх регулюванням за оптимальними законами.

Фахівцями НАМІ у свій час на підставі масово-габаритних, потужностних і швидкісних параметрів зчленованого транспортного модуля, рисунок 9.4) ходової лабораторії різних компоновальних схем і типів запропонована гідрооб'ємна трансмісія з двома регульованими реверсивними насосами та чотирма регульованими гідромоторами. Ця трансмісія передбачає індивідуальний підвід потужності до коліс секцій, але з використанням карданної передачі.

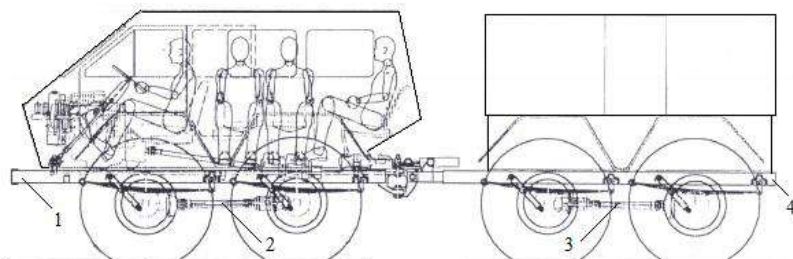


Рисунок 9.4 – Схема транспортного модуля ходової лабораторії:
1 – рама першої секції; 2 – карданна передача лівого борта першої секції, що з'єднує перше та друге колесо; 3 – карданна передача лівого борта другої секції, що з'єднує перше та друге колесо; 4 – рама другої секції

Основними параметрами транспортного модуля ходової лабораторії, рисунок 9.4 є:

- колісна формула 8x8;
- потужність двигуна – 80,9 кВт (110 к.с.);
- повна маса – 3850 кг;
- вантажопідйомність – 5 чол. + 100 кг – передня секція, 1000 кг – задня секція;
- максимальна швидкість руху – 76 км/г;
- розмірність шин 1350x650-533;
- тиск у плямі контакту в статиці на жорсткої опорної поверхні при повній масі – 10 кПа (0,1 кгс/см²);

- кут складання секції у плані – 30 град;
- мінімальний кут повороту – 10,5 м;
- плавучість – забезпечується за рахунок водотоннажності шин.

Основні елементи конструкції гідрооб'ємної трансмісії наведено на рисунку 9.5.

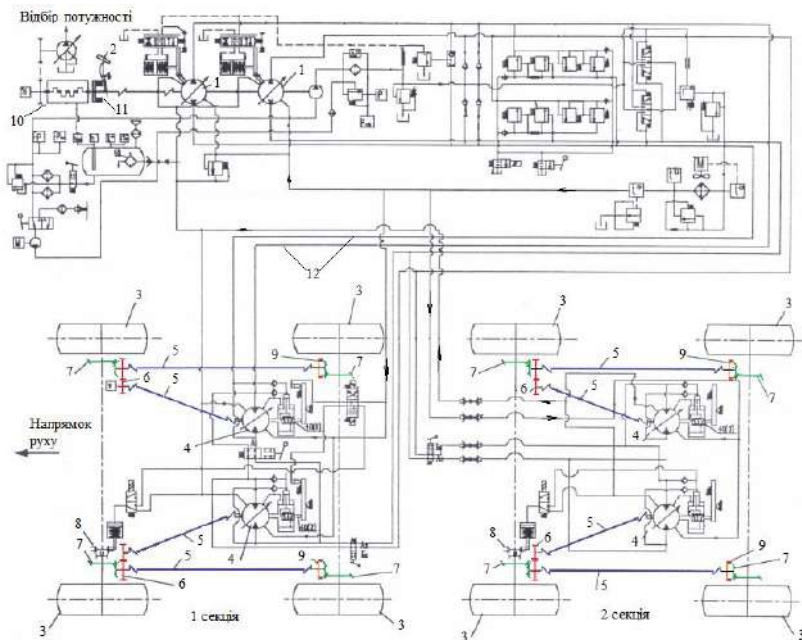


Рисунок 9.5 – Принципіальна схема гідрооб'ємної трансмісії транспортного модуля НАМІ: 1 – гідронасос; 2 – педаль приводу зчеплення; 3 – ведуче колесо; 4 – гідромотор; 5 – карданна передача; 6 – узгоджувач редуктор; 7 – колісний конічний редуктор; 8 – муфта блокування осі моста; 9 – гальмо; 10 – ДВЗ; 11 – зчеплення; 12 – гідромагістралі

Безступінчасте зміння передатного відношення здійснюється за рахунок регулювання насосів 1 аксіально-плунжерного типу системою керування (прилади наведені у верхньої частині рисунка 9.5, окремі прилади не позначені). Насоси 1 поєднані в «тандем» і при керуванні ними не потребують приводу до дії педалі зчеплення 2. Зчеплення 2 у

даному випадку застосовується при холодному пуску двигуна; при відмові системи нейтралі трансмісії, при необхідності регулювання двигуна.

Колеса 3 приводяться до обертання за допомогою чотирьох регульованих аксіально-поршневих гідромоторів, які поєднані з насосами магістральними трубопроводами 12. Зв'язок гідромотора з колесами одного борта здійснюється за допомогою двох карданних валів 5, узгоджуючого редуктора 6 і двох колісних редукторів з конічними шестернями 7.

У відповідності з наведеними особливостями компоновання колеса одного борта кожної секції пов'язані між собою жорстко, однак значна тангенціальна податливість шин і ґрунту, де транспортний засіб запропоновано до використання, дозволяє стверджувати, що значної неузгодженості обертового моменту по колесам борта не станеться.

Конструктивно ходова частина кожної секції представляє собою два нерозрізних моста, які пов'язані через ресорну підвіску з рамою. При цьому всередині балки одного із мостів проходить сполучена вісь, яка у звичайному положенні розбракowana.

Зв'язок між бортами диференціальний, здійснюється гідравлічно. За необхідністю є можливість заблокувати колеса кожної із секцій, включив при цьому муфту блокування осі моста 8.

Між секціями можливо здійснити гідравлічно диференціальний або блокований зв'язок. У першому випадку обидва насоса 1 працюють паралельно, у другому випадку кожний з насосів 1 працюють на свою секцію незалежно один від одного.

Для гальмування транспортного модуля використовується чотири гальма 9 барабанного типу. Робочі гальма мають двоконтурну систему і гідравлічний привід від ножної педалі. У якості стоянкового гальма використовуються гальма передньої секції, які мають додатковий механічний привід.

Гідравлічний зв'язок трансмісії передньої і задньої секції здійснюється за допомогою чотирьох шлангів (два – магістральні, два – для системи охолодження) через швидкороз'ємні герметичні з'єднання. Додатково до задньої секції підходить шланг приводу гальм і шланг системи регулювання тиску повітря у шинах.

Поворот секції здійснюється за рахунок різниці обертових моментів, які підводяться до коліс бортів, аналогічно повороту гусеничних машин.

Варіантом реалізації індивідуального підведення потужності до ведучих коліс є конструкція автопоїзда, яка наведена на рисунку 9.6 [5]. Такі компонування автопоїздів розглядалися у розділі 7.

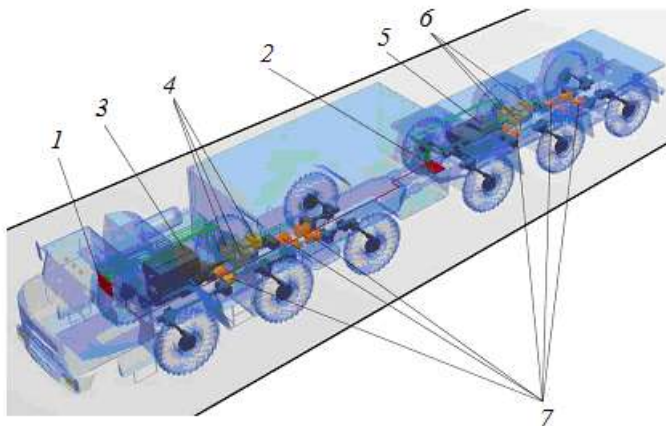


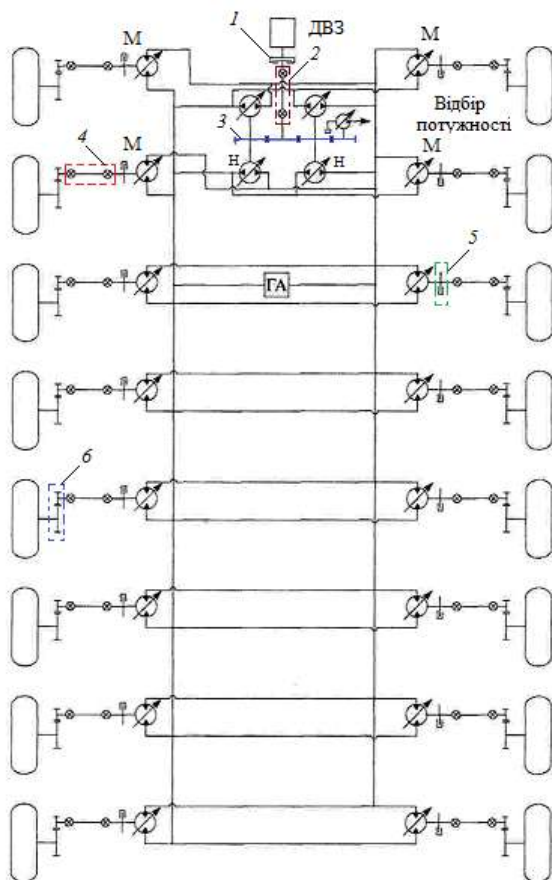
Рисунок 9.6 – Автомобіль високої прохідності з розміщенням двигуна і насосної станції на причепі: 1, 2 – елементи єдиної системи керування; 3, 5 – двигуни тягача і причепа відповідно; 4, 6 – гідронасоси тягача і причепа відповідно; 7 – індивідуальні гідравлічні насоси

Гідродиференціальний привід всіх коліс кращий для багатоосних повнопривідних автомобілів, призначених для руху по підготовлених трасах, (наприклад, для великовантажних багатоколісних повнопривідних шасі, призначених для монтажу спеціальних установок). Але такий привід малопридатний для автомобілів, призначених для руху по бездоріжжю [1].

Як приклад практичної реалізації цієї схеми на рисунку 9.7 наведена схема ГОТ багатоколісного шасі з колісною формулою 16x16 МЗКТ-79221 з усіма поворотними колесами.



a



б

Рисунок 9.7 – ГОТ багатокілісного шасі (16x16) МЗКТ-7923:
a – загальний вид; *б* – гідрокінематична схема; 1 – зчеплення; 2, 4 – карданна
 передача; 5 – гальмо; 6 – колісна передача

Прагнення подолати недоліки, властиві повністю гідродиференціальному приводу коліс, призвело, як і в механічних трансмісіях, до створення комбінованих схем ГОТ. У цьому випадку всі колеса повнопривідного автомобіля розбиваються на групи, в межах якої зв'язки між колесами гідродиференціальні, а зв'язок між групами еквівалентна аналогу механічної блокованої зв'язки, оскільки кожна група коліс приводиться від окремого насоса, що не має гідравлічного зв'язку з гідроконтурами інших груп коліс. З точки зору підвищення надійності руху автомобіля по місцевості, бажано мати не менше трьох груп коліс. Тому, така схема бажана для автомобілів з великим числом осей (більше п'яти).

Для автомобілів з колісною формулою 6х6, 8х8, 10х10 була розроблена комбінована схема ГОТ, коли в групу об'єднані два колеса однієї умовної осі, що утворюють з насосом своєрідний гідромодуль (рис. 9.8) [1].

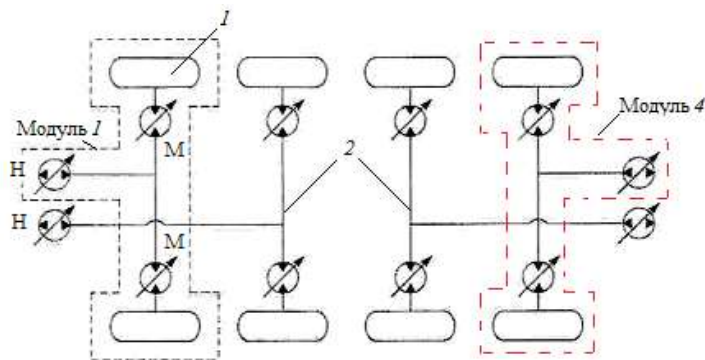


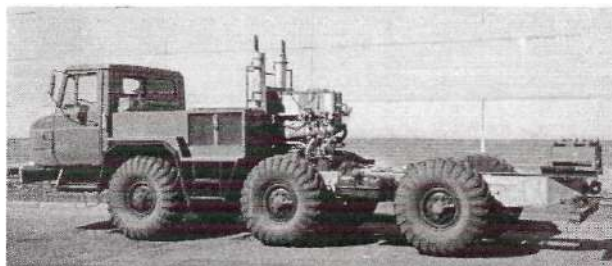
Рисунок 9.8 – Модульний принцип будови ГОТ: 1 – ведуче колесо; 2 – гідроконтури живлення модулів; М – гідравлічний мотор; Н – гідравлічний насос

Трансмісія автомобілів з такою гідрокінематичною схемою ГОТ являє собою сукупність однотипних гідромодулів, що полегшує комплектування і налагодження ГОТ, і, що найголовніше, дозволяє підвищити надійність руху по ґрунтах з низькою несучою здатністю.

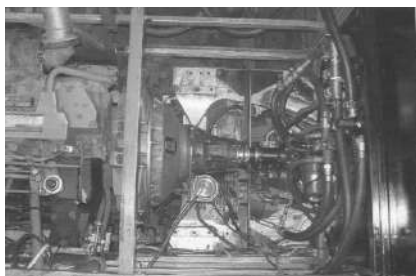
У цьому варіанті трансмісії число насосів вдвічі менше числа ведучих коліс, що конструктивно раціонально. Регулювання розподілу обертових моментів по мостах здійснюється за рахунок різниці передатних чисел гідроконтурів. У цьому випадку відбувається перерозподіл потужності між мостами при збереженні сумарної потужності, що підводиться від двигуна.

При русі по дорогах з твердим покриттям всі модулі гідрооб'ємної трансмісії можуть закріплюватися в єдину гідросистему. В цьому випадку утворюється повний гідродиференціальний зв'язок між усіма ведучими колесами, що виключає циркуляцію потужності без виконання будь-яких додаткових заходів з боку автоматичної системи керування ГОТ.

Як приклад практичної реалізації модульного принципу побудови ГОТ на рисунку 9.9 зображена схема ГОТ автомобіля високої прохідності «Гідроход-49061» [2].



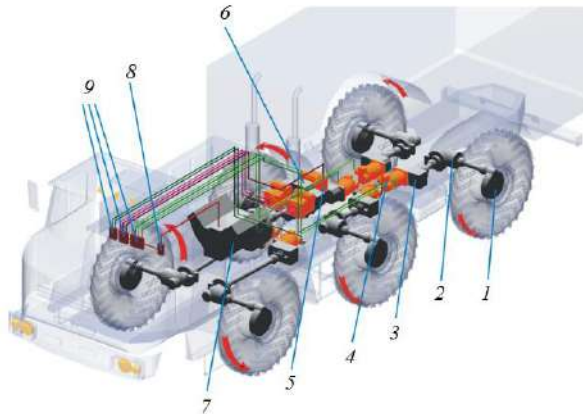
a



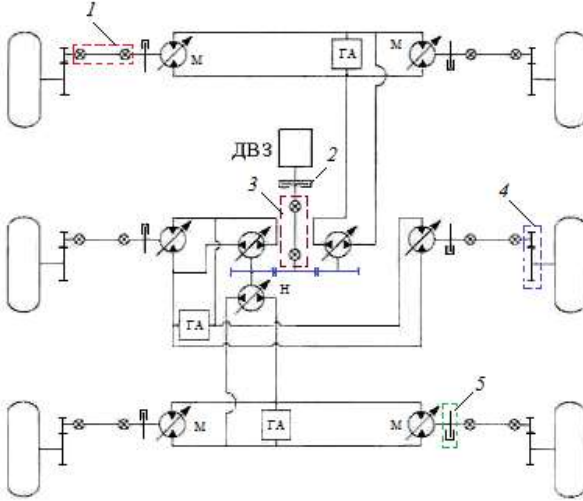
б



в



а



б

Рисунок 9.9 – Автомобіль «Гідрохід-49061»: а – загальний вид шасі; б – двигун «Detroit Diesel S40», зчеплення з електропневматичним приводом, мультиплікатор, датчик обертового моменту двигуна; в – вид моторного відсіку; г – будова ГОТ і автоматичної системи керування: 1 – колісний редуктор; 2 – бортовий редуктор; 3 – узгоджуючий редуктор гідромоторів; 4 – гідромотор; 5 – насос; 6 – редуктор насосної станції; 7 – ДВЗ; 8 – мікропроцесори керування гідронасосами і гідромоторами; д – тримодульна схема ГОТ: 1, 3 – карданна передача; 2 – зчеплення; 4 – колісна передача; 5 – гальмо

Насосна станція 1 ГОП автомобіля розміщена за двигуном на рамі між середніми колесами (рис. 9.10) і складається з наступних елементів [6]:

– узгоджуючого редуктора 5, який має привід від двигуна машини через карданну передачу 3 (рис. 9.7);

– трьох реверсивних оборотних регульованих аксiально-плунжерних гiдравлiчних насосiв 2, 3, 4, якi закрiпленi на корпусi узгоджуючого редуктора 5. Насоси 2, 3, 4 мають привід вiд вхiдного валу узгоджуючого редуктора 5 через зубчастi передачi, що розмiщенi всерединi редуктора 5.

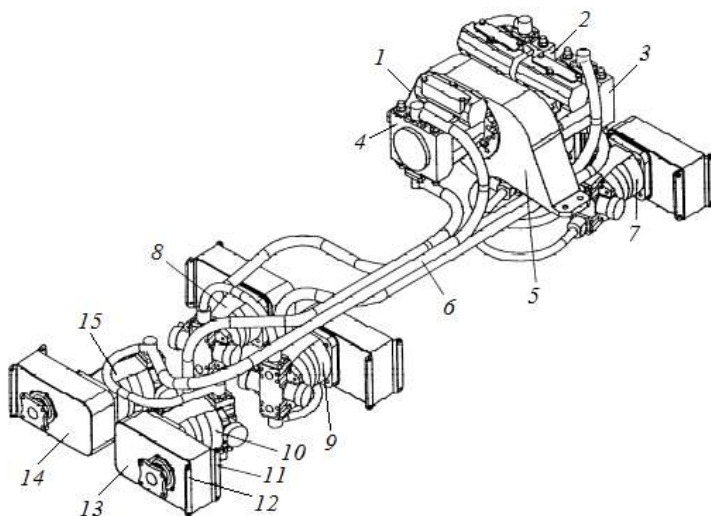


Рисунок 9.10 – Компонівка елементiв конструкцiї ГОТ: 1 – насосна станцiя; 2, 3, 4 – гiдравлiчнi насоси; 5 – узгоджуючий редуктор; 6 – трубопроводи; 7, 8, 9, 10, 15, 16 – гiдравлiчнi мотори; 11, 12 – фланцi; 13, 14 – коробки

Узгоджуючий редуктор 5 встановлений на верхнiх полицях лонжеронiв 6, 12 (рис. 9.11). Насоси 2 i 3 розташованi на корпусi узгоджуючого редуктора 5 зi сторони кабiни позаду ДВЗ. Насос 4 розмiщено посереднi на зворотнiй сторонi корпусу узгоджуючого редуктора 5.

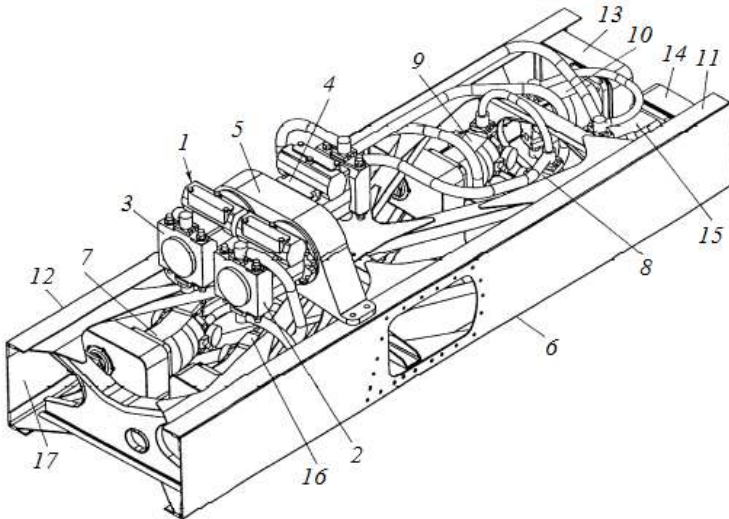


Рисунок 9.11 – Компонівка елементів конструкції ГОТ на рамі автомобіля:
 1 – насосна станція; 2, 3, 4 – гідравлічні насоси; 5 – узгоджувачий редуктор;
 6, 12 – лонжерони; 7, 8, 9, 10, 15, 16 – гідравлічні мотори; 11 – верхня полка лонжерона; 13, 14 – коробки; 17 – стінка лонжерона

З гідронасосами 2, 3, 4 насосної станції 1 трубопроводами 6 поєднані попарно гідромотори 7 і 16, 8 і 9, 10 і 15, які утворюють роздільний привід коліс автомобіля. Гідромотори розміщено вздовж рами між її лонжеронами 6 і 12. Гідромотори встановлено на об'ємних пустотілих кронштейнах, які виконані у вигляді коробок 13, 14 з фланцями 11, 12, які з'єднані зі стінкою 17 лонжерона між його верхньою та нижньою полицями.

Гідромотори 8 і 9 приводу середніх коліс і гідромотори 10 і 15 приводу задніх коліс розташовані напроти один одного між коробками 13, 14 з фланцями. Гідромотори 7 і 16 приводу передніх коліс зміщені від них у бік насосної станції 1.

Коробки 13, 14 з фланцями призначені для створення опори гідромоторів, і також виступають у якості корпусу зубчастої передачі, яка створює початковий редуктор 2 (рис. 9.12) у приводі колеса від гідромотора. Початковий редуктор 2 складається з:

- ведучої циліндричної шестерні 1, яка розташована співвісно з валом гідромотора;

– веденої циліндричної шестерні 12, яка розташована між шестернею 1 і стінкою ближнього лонжерона.

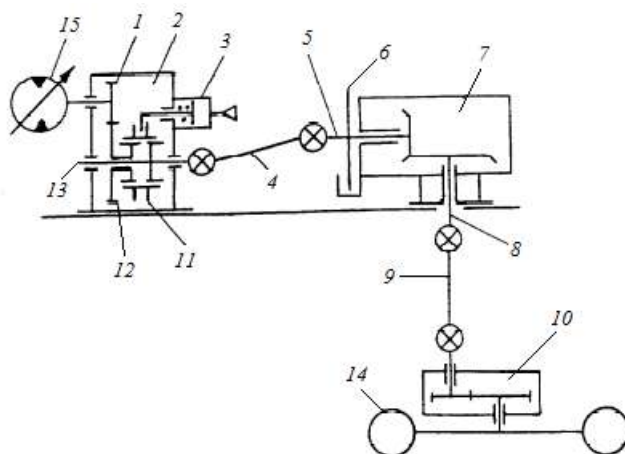


Рисунок 9.12 – Компонівка елементів конструкції: 1 – ведуча циліндрична шестерня; 2 – початковий редуктор; 3 – пристрій вмикання муфти 11; 4 – карданна передача; 5 – вал ведучий; 6 – дискове гальмо; 7 – бортовий редуктор; 8 – ведений вал редуктора; 9 – карданна передача; 10 – колісний редуктор; 13 – вал ведучий; 14 – колесо; 15 – гідравлічний мотор

Корпус кожного з початкових редукторів 2 закріплений на стінці лонжерона рами автомобіля.

Ведена шестерня 12 вільно встановлена на веденому валу 13 початкового редуктора 2 з можливістю з'єднання з ним зубчатою муфтою 11. Муфта 11 оснащена пружинним приводом для її розмикання та пневматичним приводом для її замикання за допомогою пристрою 3, що керує муфтою.

З веденим валом 13 початкового редуктора 2 через кардану передачу 4 з'єднаний ведучий вал 5 бортового редуктора 7, який містить кутову зубчасту передачу з конічними шестернями. При цьому ведучий вал 5 бортового редуктора зміщений від стінки лонжерону далі від ведучого валу 13 початкового редуктора 2. На валу 5 встановлений гальмовий диск 6. Ведучий вал 5 з'єднується з веденим валом 8 кінчною передачею.

За допомогою карданної передачі 9 вал 8 бортового редуктора 7 з'єднується з валом колісного редуктора 10.

На ободі колеса встановлено крупні еластичні шини з регульованим тиском повітря в них. Цей тиск може знижуватись при русі по місцевості зі слабким ґрунтом.

Гідрооб'ємна трансмісія має три гідравлічних контури 6, 11, 14 (рис. 9.13), які поєднують:

- гідронасос 2 з гідромоторами 7, 16 приводу передніх коліс;
- гідронасос 3 з гідромоторами 8, 9 приводу середніх коліс;
- гідронасос 4 з гідромоторами 10, 15 приводу задніх коліс.

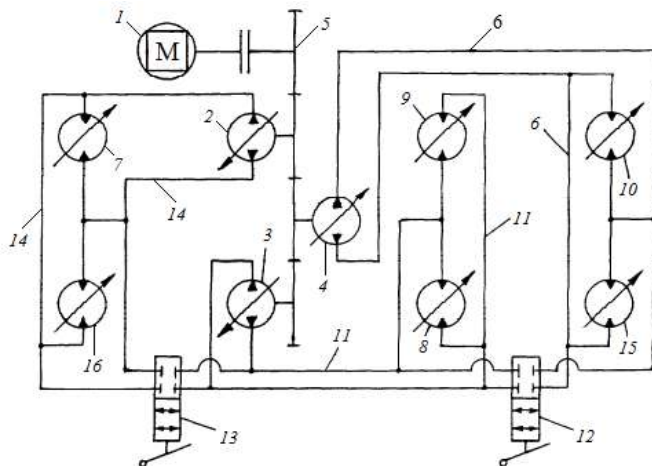


Рисунок 9.13 – Гідравлічна схема: 1 – ДВЗ; 2, 3, 4 – гідравлічні насоси; 6, 11, 14 – гідравлічні контури; 7, 8, 9, 10, 15, 16 – гідравлічні мотори; 12, 13 – клапани керування

Гідрооб'ємна трансмісія оснащена клапанами 12 і 13 з ручним керуванням для сполучення гідравлічних контурів між собою.

При русі автомобіля ДВЗ через карданну передачу за рахунок зубчастих передач узгоджуючого редуктора 5 здійснює обертання валів гідронасосів 2, 3, 4, які по трубопроводам подають робочу рідину під високим тиском до гідромоторів приводу коліс автомобіля.

При цьому від гідронасоса 2 робоча рідина по гідравлічному контуру 14 поступає до гідромоторів 7 і 16 приводу передніх

коліс. Від гідронасоса 3 по гідравлічному контуру 11 робоча рідина подається до гідромоторів 8 і 9 приводу середніх коліс. Від гідронасоса 4 робоча рідина по гідравлічному контуру 6 поступає до гідромоторів 10 і 15 приводу задніх коліс.

Від гідромоторів крутний момент через циліндричні шестерні 1, 12 і зубчасту муфту 11 початкового редуктора 2 і через карданну передачу 4 поступає на ведучий вал бортового редуктора 7 (рис. 9.10). Від веденого валу 8 бортового редуктора 7 крутний момент через карданну передачу 9 і колісний редуктор 10 підводиться до колеса автомобіля.

Для зміни крутного моменту на колесах автомобіля здійснюється регулювання продуктивності гідронасосів 2, 3, 4, в результаті чого змінюється утворювальний ними тиск робочої рідини, яка підводиться до гідромоторів приводу коліс. При цьому регулюється також робочий об'єм гідромоторів. В результаті здійснюється зміна обертальних моментів на колесах автомобіля.

За необхідністю буксування автомобіля кожний гідромотор від'єднується зубчастою муфтою 11 від привода колеса шляхом зупинки подачі стиснутого повітря в пневмоциліндр пристрою 3 керування цією муфтою. Тоді зубчаста муфта під дією стиснутої пружини пристрою 3 переміщується і розмикає кінематичний ланцюг між гідромотором і колесом (рис. 9.10).

Гальмування автомобіля здійснюється дисковими гальмами за допомогою гальмових колодок, шляхом притискання їх до гальмових дисків 6 (рис. 9.10).

При роботі гідрооб'ємної трансмісії охолодження робочої рідини здійснюється теплообмінниками, які обдуваються за допомогою вентиляторів потоком повітря.

Іншим прикладом ГОТ з модульним принципом побудови є схема зчленованої машини 12x12, зображена на рисунку 9.14.

Представлена схема показує передачу потужності на ведучі колеса задньої секції зчленованого автомобіля або активного напівпричепа гідравлічним шляхом.

На насосній станції є окремий один або два регульованих реверсивних і оборотних насоса зі своєю системою гідравтоматики «ГА».

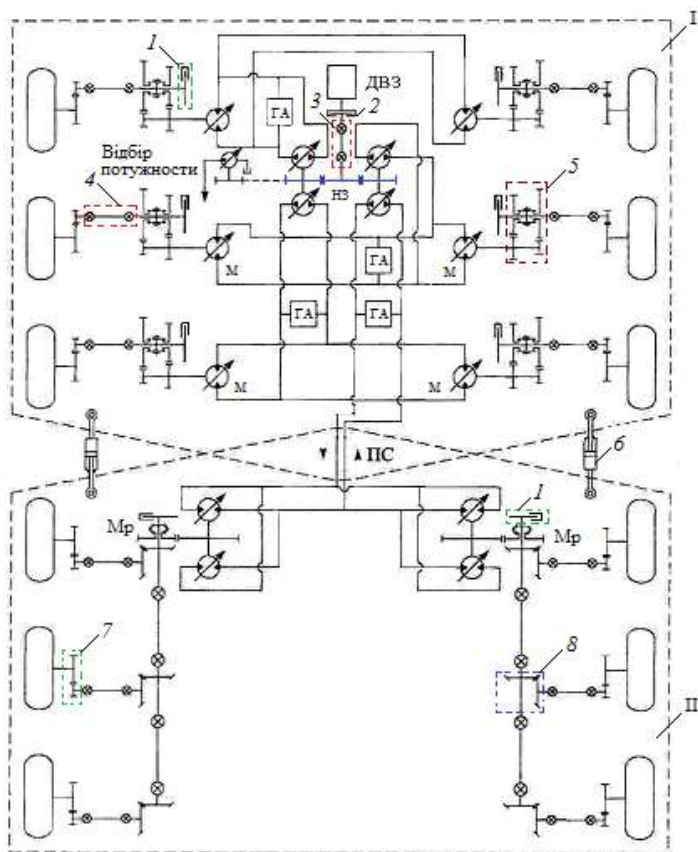


Рисунок 9.14 – ГОТ зчленованого автомобіля (або автомобіля з напівпричепом) з активним приводом усіх коліс: Мр – муфта редукторів гідромоторів; НЗ – насосна станція; ПС – гідравлічний шарнір; 1 – гальмо; 2 – зчеплення; 3, 4 – карданна передача; 5 – двохшвидкісний бортовий редуктор; 6 – гідравлічний циліндр рульового керування; 7 – колісна передача; 8 – кінцева бортова передача

Насоси обслуговують тягові регульовані гідромотори задньої секції (напівпричепи) через шарнірно-зворотне з'єднання «ПС» (з трьома ступенями свободи), що одночасно виконує роль тягово-зчіпного пристрою.

Так як за своєю конструкцією карданний шарнір виконаний з торцевими гідравлічними ущільненнями в цапфах його хрестовини, то дане поворотне з'єднання може пропустити через себе тільки два магістральних канали високого тиску.

Гідромотори задніх коліс можуть бути з'єднані між собою тільки паралельно, з гідродиференціальним зв'язком. У цьому випадку доцільно механічно об'єднати колеса кожного борту в блокований привід, що приводиться в обертання одним або двома гідромоторами. Тоді міжбортовий зв'язок ведучих коліс буде регульованим гідродиференціальним, з максимальним коефіцієнтом блокування 4,85.

На тягачі (передня секція) зберігається індивідуальне гнучко-регульоване підведення потужності й обертового моменту до кожного ведучого колеса (до пари коліс однієї умовної осі) з оптимальним керуванням.

9.3 Привід коліс через індивідуальні бортові контури

Застосування схеми ГОТ з індивідуальними бортовими гідроконтурами особливо ефективно на автомобілях з бортовим способом повороту, де ГОТ одночасно грає роль безступінчастої трансмісії і безступінчатого механізму повороту, що має безліч жорстко фіксованих радіусів повороту (аж до розвороту на місці навколо центру ваги), що підвищує маневреність автомобіля. При керованих колесах така схема ГОТ також ефективна, оскільки за рахунок перерозподілу сил тяги по бортах можна підвищити прохідність автомобіля і, крім того, надати йому властивості як надлишкової, так і недостатньої обертальності. Шляхом установки клапанів між відповідними магістралями гідроконтури можуть закільцьовуватися в єдину гідросистему, утворюючи бортовий гідродиференціальний привід.

Ця схема ГОТ може бути рекомендована до застосування на маневрених автомобілях високої прохідності, що працюють в екстремальних дорожніх умовах (наприклад, бронетранспортерах), де не зважають увагу на міжколісну циркуляцію потужності, де потрібна висока надійність приводу в цілому при можливих ушкодженнях окремих коліс і де питання економії не стоять на першому місці.

Як приклад практичної реалізації цієї схеми на рисунку 9.15 приведена схема ГОТ транспортної машини ГАЗ-5923 з колісною формулою 8x8 [1, 4].

Машина ГАЗ-5923 (БТР-90 «Росток») оснащена багатопаливним дизельним двигуном Челябінського заводу з рідинним охолодженням з турбонаддувом. Потужність дизеля, розташованого в кормі машини, 510 л. Доступ до двигуна можливий як зсередини машини, так і через два великогабаритні люки на даху моторно-трансмійного відділення. Для запобігання поразці запальними боєприпасами радіатор, розташований біля заднього броньового листа, захищений спеціальними кришками. У задній частині машини знаходяться паливні баки, заправні горловини яких виведені у кормовий лист.

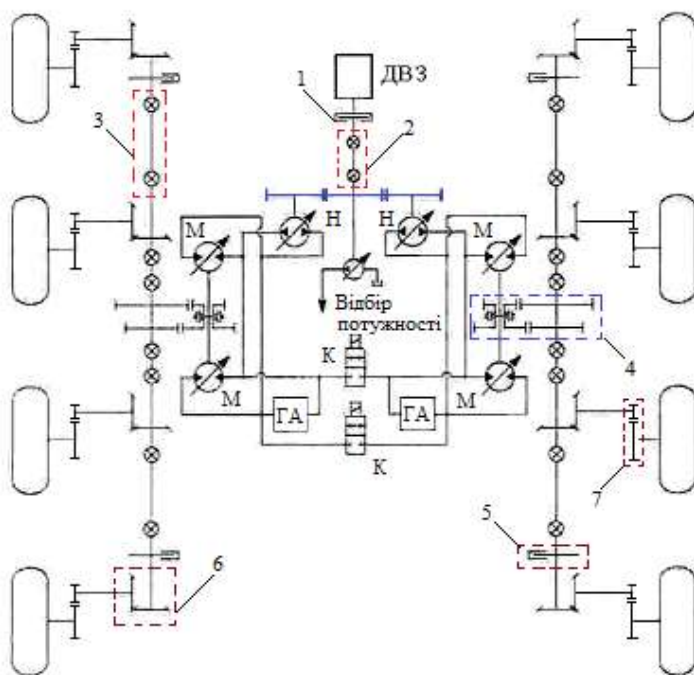
Коробка передач – автоматична реверсивна гідромеханічна. Потік потужності від двигуна розподіляється на два паралельні потоки по бортах машини. За допомогою гідрооб'ємної передачі забезпечується різниця швидкостей обертання по бортах, що дозволяє на додаток до повороту чотирьох передніх коліс виконувати розворот «по-танковому». Внаслідок цього вдалося вдвічі зменшити радіус повороту БТР-90 у порівнянні з попередніми машинами. У поєднанні з можливістю руху БТР вперед і назад з однаковою швидкістю з допомогою реверсивної коробки передач вдалося дуже істотно збільшити його маневрені характеристики [4].

При прямолінійному русі автомобіля з даним варіантом трансмісії по бездоріжжю обидві бортові ГОТ повинні регулюватися (змінювати передатні відношення) синхронно за допомогою бортової ЕОМ, що одночасно перешкоджає міжбортівій циркуляції потужності.

При повороті автомобіля відбувається задана жорстка неузгодженість передатних відношень бортових ГОТ відповідно до кутів повороту керованих коліс, що забезпечує строго фіксовані радіуси повороту.



a



б

Рисунок 9.15 – Транспортна машина ГАЗ-5923» БТР-90 «Росток» з поворотними колесами: *a* – загальний вид; *б* – ГОТ з розділним бортовим підводом потужності; ГА – система гідроавтоматики; К – клапан кільцювання; 1 – зчеплення; 2, 3 – карданна передача; 4 – бортовий редуктор коробки передач; 5 – гальмо; 6 – конічна колісна передача; 7 – циліндрична колісна передача

При русі по дорогах з твердим покриттям обидві бортові ГОТ гідравлічно об'єднуються в загальну гідросистему за допомогою клапанів кільцювання «К», що виключає міжбортвову циркуляцію потужності. Поворот автомобіля здійснюється тільки за допомогою керованих коліс при диференціальному зв'язку між бортами. При цьому міжколісна циркуляція потужності кожного борту не виключається.

На автомобілях з неповоротними колесами (з бортовим поворотом) і на гусеничних машинах силовий привід, виконаний за даною схемою, одночасно грає роль безступінчастої трансмісії і безступінчастого механізму повороту. У цьому випадку необхідна жорстка ув'язка керування зміною робочих об'ємів бортових насосів і робочих об'ємів, пов'язаних з ними бортових гідромоторів з тим, щоб передатне відношення кожного бортового приводу при прямолінійному русі було строго однаковим, залежним тільки від навантаження, переданої потужності, швидкості та ін. Для забезпечення фіксованих радіусів повороту ставлення передатних чисел бортових гідроконтурів має відповідати відхиленню керуючого органу незалежно від швидкості руху.

9.4 Узагальнена оцінка гідрооб'ємних трансмісій

Різноманітність компоновок гідрооб'ємних трансмісій дозволяє підібрати необхідний варіант схеми для вирішення поставленого завдання. За допомогою ГОП можна вирішувати питання, пов'язані з активізацією коліс АТС, там, де складно чи практично неможливо застосувати механічну трансмісію.

Переваги, отримані від установки ГОТ на транспортних засобах, можна поділити на дві групи. До першої групи відносяться переваги, одержувані від застосування ГОТ як одного з видів безступінчастої широкодіапазонної трансмісії, тобто притаманні безступінчастої трансмісії як такої. Друга група включає додаткові переваги, які отримують від застосування ГОТ як різновиду трансмісії, тобто властиві лише гідрооб'ємному приводу [5].

До першої групи належать такі основні переваги.

1. Безступінчаста зміна параметрів потоку, тобто без розривів потоку потужності зміни крутного моменту, який підводиться до

рушіїв, наслідком чого є підвищення середніх експлуатаційних швидкостей руху по бездоріжжю за рахунок кращого використання потужності двигуна, зниження рівня руйнівного впливу на ґрунт і рослинний покрив, а також покращення зручності керування автомобілем.

2. Можливість забезпечення роботи двигуна та трансмісії у оптимальному режимі, тобто в режимі, що є компромісом таких вимог, як мінімальна витрата палива, мінімальна токсичність газів, що відпрацювали, оптимальний тепловий режим й т.п. Це, зокрема, дає можливість використання приводного двигуна силових установок з низьким коефіцієнтом пристосованості, у тому числі високошвидкісних (наприклад, одновальних газових турбін).

3. Можливість забезпечення індивідуального регульованого приводу кожного колеса (кожного елемента рушія), причому регулювання можна здійснювати, зокрема, відповідно до поточних зчпних можливостей кожного колеса з ґрунтом, що підвищує прохідність та тягово-динамічні властивості автомобіля. Крім того, у цьому випадку з'являється можливість підвищення маневреності автомобіля при русі бездоріжжям за рахунок здійснення бортового повороту, аж до розвороту на місці навколо центру тяжіння.

До другої групи можна віднести такі основні переваги.

1. Жорстка кінематична та силова характеристика ГОТ, що наближається до характеристики механічної безступінчастої передачі, та мала інерційність приводу, що суттєво знижує динамічні навантаження у трансмісії при зміні режиму роботи. Наслідком є можливість реалізації керування передатним відношенням приводу з високою точністю за будь-яким заданим законом.

2. Свобода компоновання елементів ГОТ на автомобілі.

3. Можливість тривалої роботи (без обмежень) з малою «повзучою» швидкістю, що становить для автомобілів високої прохідності 0,5...0,75 км/год, а також на «стоповому» режимі (наприклад, упор транспортного засобу на перешкоду) без перегріву ГОТ. У цьому випадку на ведучих колесах розвивається максимальний обертовий момент при частоті їх обертання, що дорівнює нулю, при цьому споживана потужність

незначна, а приводний двигун працює фактично на холостих оборотах (подача насосів йде тільки на заповнення витоків і перетікань).

4. Простота отримання швидкого (близько 0,12 с) і симетричного за силовими та кінематичними параметрами реверсу, що дозволяє робити енергійне «розгойдування» автомобіля, що застряг, без розриву потоку потужності.

5. Помірні масогабаритні показники агрегатів ГОТ в цілому, особливо на автомобілях з колісною формулою 8×8 та вище.

6. Надійність роботи гідроприводу, мінімальна залежність його працездатності від зовнішніх факторів (хороша пиловологозахисність), можливість роботи під водою.

7. Відсутність необхідності в обслуговуванні в процесі експлуатації ГОТ (крім зміни фільтроелементів через 200...300 год та робочої рідини через 2000...2500 год).

8. Безпека експлуатації ГОТ (струмінь робочої рідини, що прорвалася в аварійній ситуації, має малу накопичену енергію і не розширюється).

9. Зручність здійснення відбору потужності.

10. Наявність контрольованих та стабільно регульованих заходів захисту ГОТ від перевантажень, динамічних ударів, поштовхів та ін.

Контрольні запитання для самоперевірки

1. За якими ознаками можливо класифікувати ГОТ колісних автомобілів?

2. Які елементи конструкції входять до складу приводу колеса на схемі, яка наведена на рисунку 9.2?

3. Чи є принципова відмінність кінематичного вигляду узгоджуючих та роздавальних редукторів, які наведені на рисунках 9.2, 9.3, 9.5, 9.7, 9.8?

4. Які елементи входять до складу гідромодуля модуля у відповідності зі схемою, яка наведена на рисунку 9.6?

5. На яких рисунках наведено розподілення потоку потужності по бортах автомобіля?

6. На якому з наведених рисунків розподіл потужності можливо вважати «по мостам»?

7. Які елементи конструкції можуть пов'язувати ведучі колеса з гідравлічними моторами?

Перелік посилань

1. Теория силового привода колес автомобилей высокой проходимости / под. ред. С. Б. Шухмана М. : Агробизнесцентр, 2007.

2. Данилов Р. Г., Малкин М. А. Гидроход – 49061. http://sersarajkin.narod2.ru/ALL_OUT/TiVOut10/SKBZIL55/SKBZIL55047.htm.

3. Сочлененный автомобиль НАМИ-0352 (8x8). <https://infopedia.su/16x8723.html>.

4. Бронетранспортер БТР-90 «Росток» ГАЗ-5923». http://otvaga.narod.ru/Otvaga/armour-rus-other/a_btr90.htm.

5. Бахмутов С. В., Гусаков Д. Н. Использование гидрообъемных трансмиссий в конструкции автотранспортных средств. Известия МГТУ «МАМИ». 2009. № 2(8). С. 108–115.

6. Прочко Е. И., Соловьев В. П., Шухман С. Б. Полноприводная колесная машина с гидрообъемной трансмиссией. <https://findpatent.ru/patent/224/2245260.html>.

Додаток А

Система повного приводу SH-AWD

Система повного приводу SH-AWD (Super Handling All Wheel Drive – повнопривідна суперкеруваність) була розроблена компанією Honda для люксової моделі – седана Honda Legend у 2004 році під керівництвом Ясужі Шихахата. Він раніше розробив повний привід на Nissan Skyline GT-R і, перш за все, систему ATTS (Active Torque Transfer System – активна система передачі крутного моменту). Система приводу ATTS встановлювалася на спортивне передньопривідне купе Honda Prelude. Системою SH-AWD комплектується люксовий кросовер Acura MDX (з 2007 року, рис. А.2), TL (з 2009 року) та ZDX (з 2010 року). Елементи трансмісії наведено на рисунку А.1 [1–3].

Технічно систему приводу SH-AWD можна вважати гібридом між повним приводом Honda VTM-4 та ATTS. Спочатку Honda представила систему ATTS у 1997 році у моделі Honda Prelude Type SH, але ця система була монопривідною. Потім до кінця 2000 року була розроблена система VTM-4 (Variable Torque Management 4WD – повнопривідна система керування тягою), яка була встановлена на Acura MDX 2001 модельного року, а потім на Honda Pilot SUV 2002 року.

Відмінність системи VTM-4 від інших систем повного приводу полягає в тому, що вона розроблена з урахуванням зовсім іншої концепції. Пробуксовування одного з коліс вважається не можливим, а ймовірним явищем і система намагається запобігти втраті керування і курсової стійкості, керуючи крутним моментом, а не просто забезпечуючи статичну тягу без урахування поточної ситуації.

VTM-4 складається з комп'ютерного модуля, що працює з «мокрим» зчепленням на задній осі, які працюють у парі з переднім приводом і перерозподіляє крутний момент з передньої на задню вісь з урахуванням дорожніх умов.

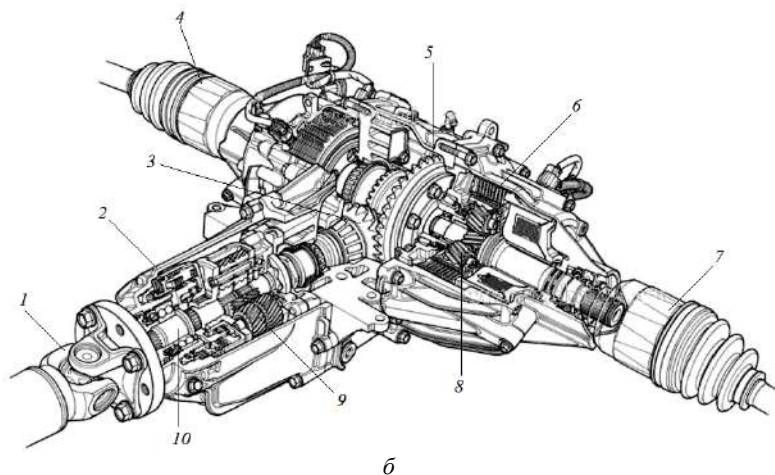
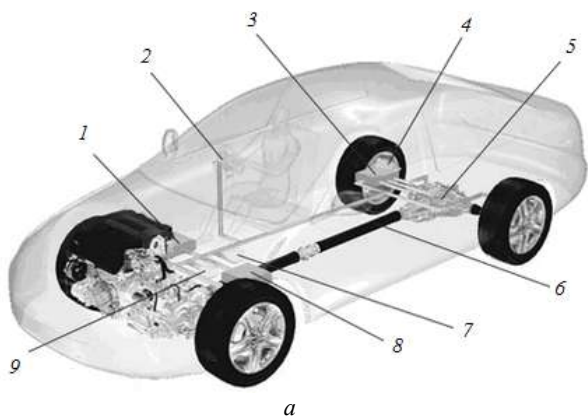


Рисунок А.1 – Компонування елементів трансмісії SH-AWD:
a – схема розташування ЕБК і датчиків: 1 – ЕБК ДВЗ (обороти, тиск у впускному колекторі, передатне відношення в трансмісії); 2 – датчик повороту рульового колеса; 3 – ЕБК SH-AWD; 4 – датчик швидкості колеса; 5 – механізми заднього моста; 6 – карданний вал; 7 – датчик відхилення від курсу; 8 – ЕБК VSA; 9 – датчик прискорення; *б* – механізми трансмісії заднього моста: 1 – ШНКШ; 2 – корпус планетарної передачі; 3, 5 – шестерні головної передачі; 4, 7 – внутрішні ШРКШ; 6 – диски фрикційної муфти; 8, 9 – сателіти; 10 – вхідний вал

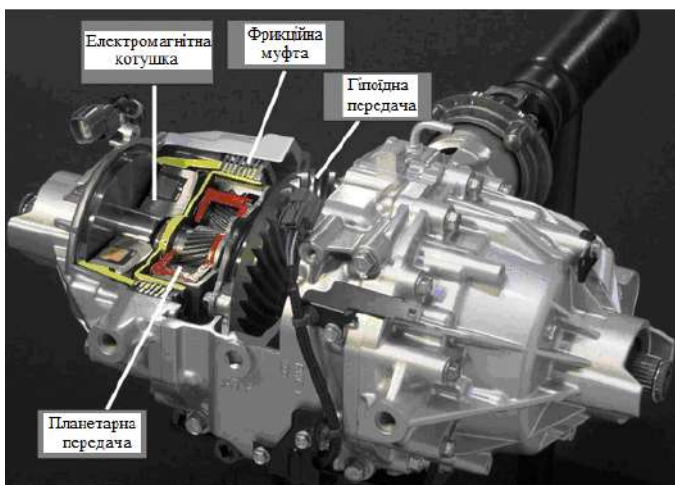


Рисунок А.2 – Механізми заднього моста Acura MDX

В умовах сухого дорожнього покриття, машина поводитья як передньопривідна. На вологому, сніговому покритті дороги або в бруді система намагається мінімізувати пробуксування і підключає задню вісь, якщо передня починає прослизати, розподіляючи момент пропорційно пробуксуванню. При цьому, система має спеціальний режим примусового блокування, який дозволяє виїхати з глибокого бруду або снігу. Цей режим автоматично вмикається на низьких швидкостях і працює аж до 30 км/год (18 миль/год), коли тяга із задньої осі повністю знімається.

АТТС, у свою чергу, розподіляє крутний момент між колесами на одній осі, підвищуючи керованість і мінімізуючи пробуксування коліс. Система SH-AWD є комбінацією цих двох технологій – розподілу моменту між осями і всередині однієї осі.

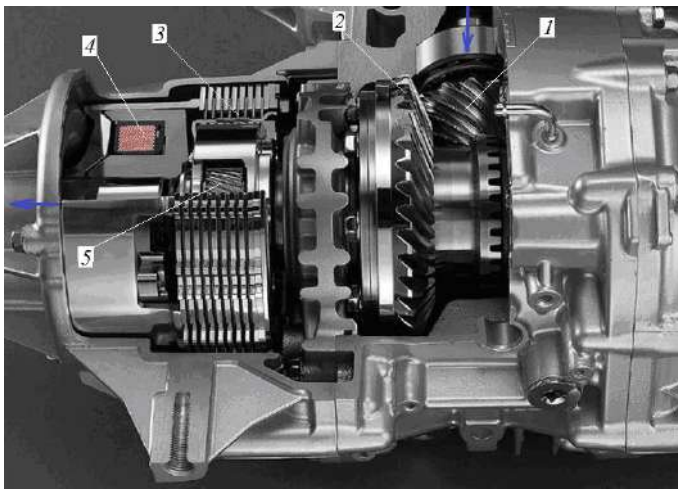
Основа трансмісії SH-AWD – це звичайний передньопривідний силовий агрегат, але з відбором потужності для приводу задніх коліс. Карданний вал 7, що йде до задніх коліс, передає потік потужності до планетарного редуктора 2 (рис. А.1), в якому по команді електроніки може здійснюватися перемикання з прямої передачі на підвищуючу, з передатним числом 0,95 (рис. А.3). Редуктор є додатковою двоступінчастою

автоматичною коробкою передач, яка передає потік потужності тільки на задні колеса. Така конструкція зараз єдина у світовому автомобілебудуванні.

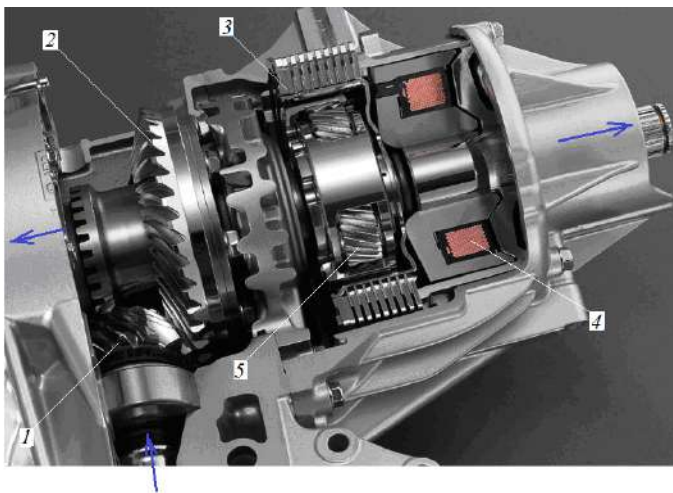


Рисунок А.3 – Підвищуюча передача трансмісії SH-AWD: 1 – корпус; 2 – гідропідтискаєна фрикційна муфта; 3 – сателіти планетарного ряду; 4 – головна передача; \rightarrow – напрямок руху потоку потужності

В обидві задні півосі вбудовані потужні зчеплення з електромагнітним приводом (рис. А.4). Якщо вони розтиснуті, то автомобіль буде передньопривідним – задні колеса обертаються вільно. Якщо замкнено одне з двох зчеплень, то автомобіль буде з приводом на три колеса. Наприклад, підтискаючи праве зчеплення в лівому повороті, електроніка приєднує заднє праве колесо до підвищуючої передачі і автомобіль активно «підрулює» тягою вліво. А якщо поворот правий, то активнішим буде ліве зчеплення.



a



б

Рисунок А.4 – Механізми заднього моста трансмісії SH-AWD:
a – ліва частина; *б* – права частина: 1 – ведуча шестерня головної передачі;
 2 – ведена шестерня головної передачі; 3 – диски зчеплення;
 4 – електромагніт; 5 – циліндричний сателіт планетарного ряду;
 → – напрямок руху потоку потужності

Електронний блок керування системи SH-AWD постійно керує обома фрикційними муфтами (електромагніти дозволяють стискати і розтискати їх дуже швидко і точно дозувати зусилля). У результаті автомобіль керується не тільки кермом, а й тягою – причому автоматично. Наприклад, якщо автомобіль ковзає назовні, то вмикається підвищуюча передача і подає максимум тяги на зовнішнє заднє колесо, щоб повернути автомобіль. Але якщо занесення при цьому стало розвиватися активніше, ніж хотілося б, то електронний блок відразу дає команду на перемикання «вниз», на пряму передачу, при цьому послаблює хватку «бортового фрикціону» зовнішнього колеса (рис. А.5). На схемі (рис. А.5) видно, чому системі SH-AWD необхідна підвищуюча передача: у повороті швидкість обертання заднього зовнішнього колеса завжди більша, ніж оберти карданного валу, що визначаються усередненою швидкістю обертання передніх коліс.

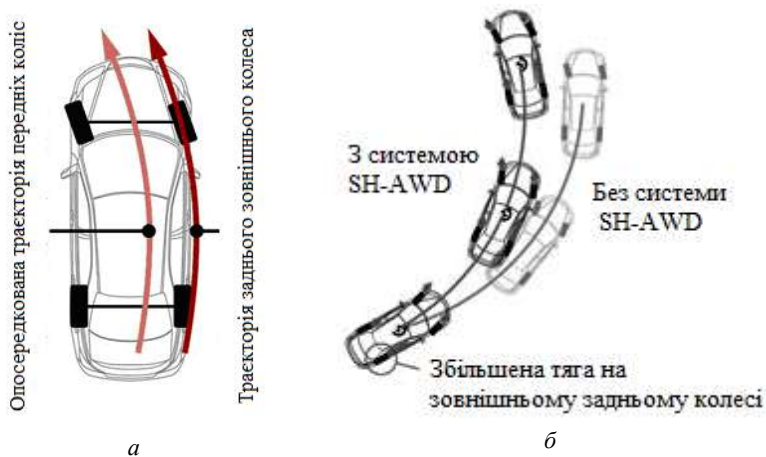


Рисунок А.5 – Схема руху автомобіля:
a – при ковзанні у зовнішній бік; *б* – корегування траєкторії руху

За розподіл частки крутного моменту, між передньою і задньою віссю відповідають багатодискові зчеплення з планетарними редукторами. Саме ці пакети дисків 3, за командою електроніки стискаються електромагнітами 4 сильніше

або слабше, через шестерні 5 планетарного ряду дозують потужність, що передається на відповідну пару коліс (рис. А.4). Цей розподіл знаходиться у межах відведених конструкторами пропорції, тобто від 70:30 до 30:70 (рис. А.6). Максимум моменту залишається на передній осі при спокійній їзді по прямій, а при входженні в поворот і при прискоренні в ньому до 70% крутного моменту направляється на задні колеса. Також можливий максимум крутного моменту направляється на задній міст при розгоні з місця, коли автомобіль присідає на задні колеса, і вони можуть реалізувати весь потенціал силового агрегату.

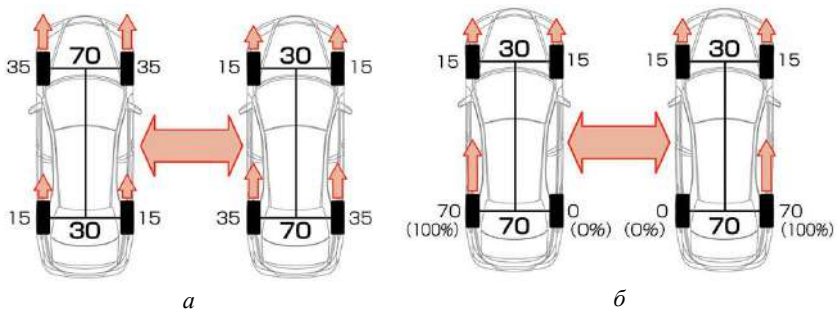


Рисунок А.6 – Розподіл крутного моменту в трансмісії:
a – між осями; *б* – між задніми колесами

Між осями розподіл крутного моменту варіюється в діапазоні від 30 до 70% на кожну вісь (рис. А.6 *a*). Кожне заднє колесо може отримувати від 0 до 100% моменту, що припадає на задню вісь (рис. А.6 *б*).

Перелік посилань

1. Трансмиссия Акура SH-AWD: привод с умом. <https://www.autocentre.ua/news/sobytie/transmissiya-acura-sh-awd-privod-s-umom-58372.html>.
2. Как работает SH-AWD в подробностях. <https://www.drive2.ru/l/470416980046774346/>.
3. Полный привод SH-AWD – уникальное решение от Honda. https://pikabu.ru/story/polnyiy_privod_shawd__unikalnoe_reshenie_o_t_honda_4332705.

Додаток Б

Система повного приводу АУС

Система повного приводу АУС (Active Yaw Control) – активний контроль повороту навколо вертикальної осі передбачає наявність у трансмісії легкового автомобіля диференціала, керування яким дозволяє створювати момент відносно вертикальної осі різницею тяги на задніх колесах.

До кожної півосі за допомогою фрикціонів можуть підключатися підвищуючі редуктори:

– якщо здійснюється лівий поворот, то затискається правий фрикціон – і «його» піввісь буде «намагатися» обертатися швидше, отримуючи через це додаткову порцію крутного моменту, і змушуючи праве колесо активно забігати вперед, «підкручуючи» машину у віражу;

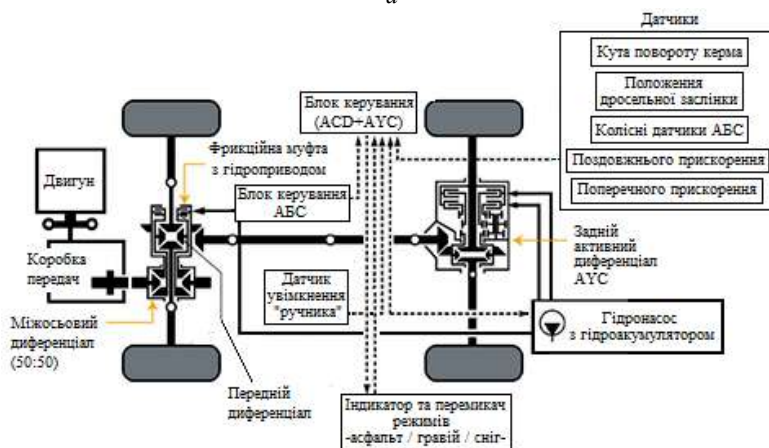
– якщо здійснюється правий поворот, то лівий фрикціон затискається – і, відповідно, «підкручується» ліве колесо.

У автомобілях міжколісні диференціали з активним розподілом тяги вперше застосували японці. Спочатку Каору Савазе з колегами впровадили задній диференціал АУС на седанах Mitsubishi Lancer Evolution IV та Galant VR-4 зразка 1996 року. А трохи пізніше, в 1997 році, Ясуджі Шибахата застосував аналогічний вузол під назвою ATTS (Active Torque Transfer System), на передньопривідних купе Honda Prelude SH і Type S. I, якщо на передньопривідних Хондах ідея не прижилася, то АУС в модернізованому вигляді ставиться на Lancer Evolution і досі.

З 2003 року на Mitsubishi Lancer Evolution VIII-X (рис. Б.1) ставиться система Super АУС – диференціал другого покоління з більш вигідною схемою замикання фрикціонів «піввісь-піввісь» (shaft-to-shaft), але все ще з гідроприводом (рис. Б.2). Автор АУС Каору Савазе працює над електромеханічними актуаторами.



a



b

Рисунок Б.1 – Система повного приводу ACD+AYC для автомобіля Mitsubishi Lancer Evolution 9: *a* – зовнішній вид; *b* – компонування елементів системи

У трансмісію автомобіля Lancer Evolution входять такі елементи (рис. Б.1):

- міжосьовий диференціал, що автоматично блокується гідромеханічною муфтою з електронним керуванням (ACD), ступінь блокування водій може вибирати самостійно;

- активний задній диференціал (AYC), який дозволяє регулювати крутний момент, що передається від двигуна на ліве та праве задні колеса, залежно від покриття, положення рульового колеса, педалі подачі палива, частоти обертання коліс та швидкості руху автомобіля (рис. Б.2).

У повороті максимальний момент надходить на зовнішнє колесо, що створює додатковий повертальний момент. На

слизькому або неоднорідному покритті система АУС замінює самоблокувальний диференціал (найбільший момент надходить на колесо з кращим зчепленням). Починаючи з Evolution VIII застосовується вдосконалений диференціал Super-АУС, що відрізняється планетарною передачею замість конічної та схемою керування зі зворотним зв'язком.

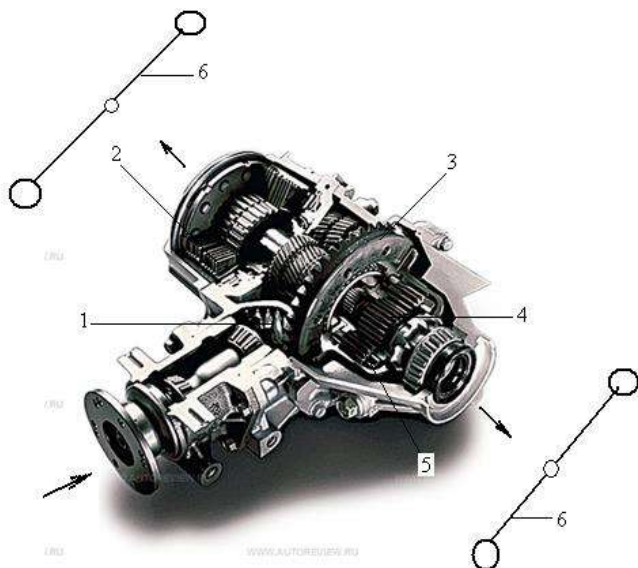


Рисунок Б.2 – Активний задній диференціал (АУС):

1 – ведуча шестерня головної передачі; 2 – фрикційні диски муфти керування; 3 – ведена шестерня головної передачі; 4 – сонячна шестерня планетарного ряду; 5 – циліндричний сателіт планетарного ряду; 6 – ведуче колесо (схематично); → – напрямок руху потоку потужності

Перелік посилань

1. Активная система управления крутящим моментом (АУС). <https://quto.ru/mitsubishi/lancerevolution/x/lancerevolutionx/features/2665>.

2. Mitsubishi Lancer Evolution 2008: новая коробка с двумя сцеплениями и 100% спортивный полный привод. <https://news.drom.ru/Mitsubishi-Lancer-Evolution-2008-9300.html>.

Додаток В

Система повного приводу з диференціалом ZF Vector-Drive і роздавальною коробкою xDrive

Доповіді про активне керування вектором тяги (torquevectoring) почали звучати на конгресах європейських інженерів, фахівців з агрегатів та механізмів трансмісії лише з 2004 року. У 2008 році на Audi S4 нового покоління почали ставити sportdifferential, розроблений разом із компанією Magna. Фірма GKN Driveline і ZF спільно створили та випускають для BMW X6 диференціал ZF Vector-Drive, який у Мюнхені вважають за краще позначати абрєвіатурою DPC (рис. В.1) [1]. Обидва вузли зроблено за принципами здійснення робочих процесів, реалізованих у диференціалі системи АУС.

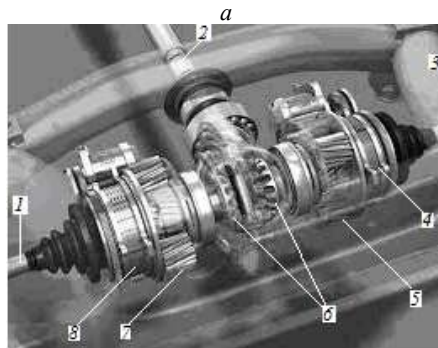


Рисунок В1 – Диференціал ZF Vector-Drive автомобіля BMW X6M:
a – зовнішній вид автомобіля; *б* – елементи конструкції заднього моста:
1, 3 – ліва та права напіввісі приводу коліс; 2 – вхідний вал; 4, 8 – фрикційні керування планетарними рядами; 5, 7 – сателіти планетарних рядів

Диференціал Vector-Drive, за думкою конструкторів, також може застосовуватися замість звичайного редуктора на всіх автомобілях BMW починаючи з п'ятої серії (для першої та третьої серій для встановлення такої системи потрібна серйозна зміна підрамника).

Диференціал Vector-Drive зменшує у повнопривідного автомобіля BMW недостатню повертаємість, тобто схильність до зносу передньої частини автомобіля. Після початкової фази віражу, коли тяга між осями розподіляється «за умовчанням» у пропорції 40:60 (рис. В.2, поз. 1), роздавальна коробка з xDrive (рис. В.3 а) поступово відмикає привід на передні колеса і одночасно приводить в дію правий фрикціон, подаючи максимум тяги на одне зовнішнє заднє колесо (рис. В.2, поз. 2 та 3) [2, 3].

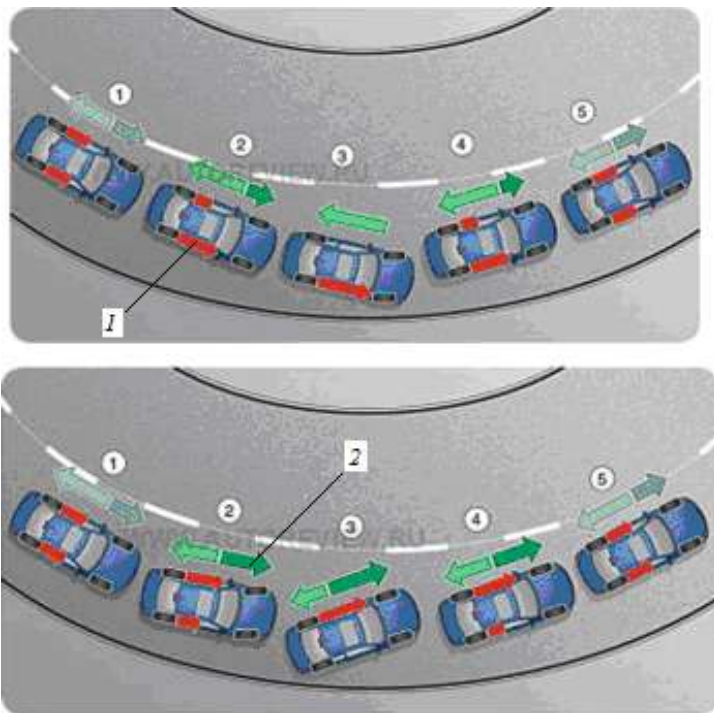


Рисунок В.2 – Розподіл тяги при включенні в роботу системи Vector-Drive:

- 1 – між задніми колесами активним диференціалом ZF Vector-Drive;
- 2 – між колесами осей муфтою роздавального механізму xDrive

Як тільки небезпека зносу зникає, асиметрія розподілу тяги стає непотрібною і розподіл тяги повертається у початковий стан (рис. В.2, поз. 4 і 5).

Роль міжколісних блокувань виконує система DSC, підгальмовуючи буксуюче колесо. Спрацьовує xDrive швидше, ніж виконавчі механізми системи стабілізації руху.

Якщо ж у віражу виникає небезпека заносу задньої осі, то електронний модуль підключає передню вісь, затискаючи муфту роздавального механізму xDrive до повного блокування, і одночасно залучає лівий фрикціон керування активного диференціала, подаючи на внутрішнє заднє колесо максимум тяги (рис. В.2, поз. 2, 3 і 4). При цьому виникає крутний момент, який прагне розвернути автомобіль за годинниковою стрілкою. Це допомагає коригувати занос без участі водія.

Спільну розробку диференціалу ZF Vector-Drive компанії GKN Driveline та ZF розпочали у 2002 році. Принципово він нічим не відрізняється від диференціалу АУС першого покоління, який встановлювався на Mitsubishi Lancer Evolution VI-VII – із замиканням фрикціонів на корпус (case-to-shaft). Різниця лише в тому, що завдяки іншому устрою планетарних редукторів при прямолінійному русі машини вони обертаються разом з півосями, як єдине ціле, скорочуючи механічні втрати. А стискаються пакети фрикціонів не гідроприводом, як у Mitsubishi, а електромоторчиками, як у роздавальній коробці xDrive. Тому швидкодія німецького вузла вище – 77 мс проти 100 мс у нинішніх Super АУС.

Основа системи постійного повного приводу xDrive – багатодискове зчеплення 2, яке керується контрольованим електронікою електроприводом (рис. В.3). Залежно від необхідності він менш ніж за 100 мілісекунд стискає або розтискає диски зчеплення, перерозподіляючи крутний момент між осями. Електронне керування приводу отримує сигнали від тих самих датчиків: повороту рульового колеса, обертів двигуна, обертання навколо вертикальної осі тощо. Отримана інформація використовується системою для визначення необхідності перерозподілити крутний момент. Головною перевагою xDrive є її здатність змінити розподіл моменту по осях (між валами 3 та 7,

рис. В.3) не у відповідь на пробуксовування коліс або початок заносу, а з випередженням.

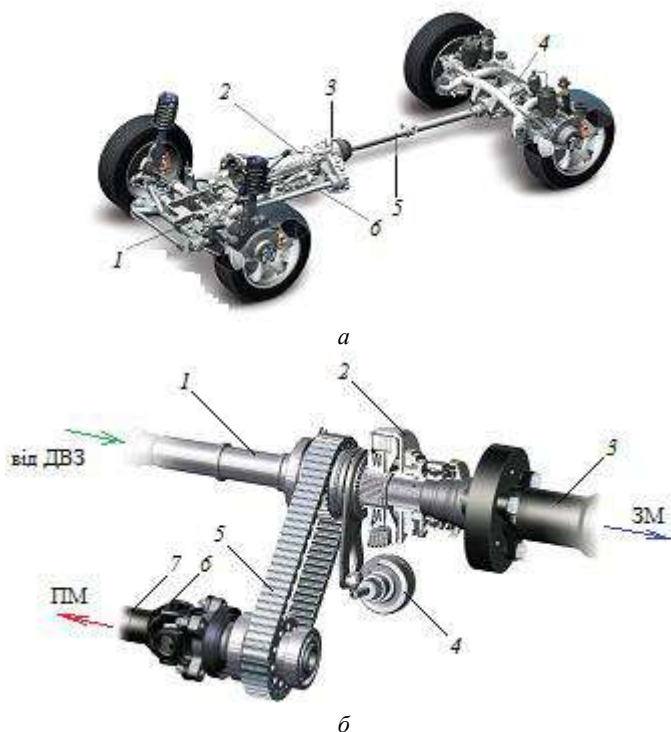


Рисунок В.3 – Елементи системи xDrive: *а* – схема розташування елементів повного приводу коліс: 1 – передній диференціал; 2 – коробка передач; 3 – роздавальна коробка; 4 – задній диференціал; 5, 6 – карданні вали; *б* – елементи роздавальної коробки: 1 – вал від КП; 2 – фрикційна муфта; 3 – вал приводу задніх коліс; 4 – пристрій приводу фрикційної муфти; 5 – ланцюгова передача; 6 – ШНКШ; 7 – вал приводу передніх коліс

Принцип роботи xDrive полягає у наступному. Сили, що діють на колесо рухомого автомобіля мають три складові – вертикальну F_v , поздовжню F_u і поперечну F_s (рис. В.4). Принцип роботи xDrive заснований на оцінці їхньої потенційної результуючої F_{rr} .

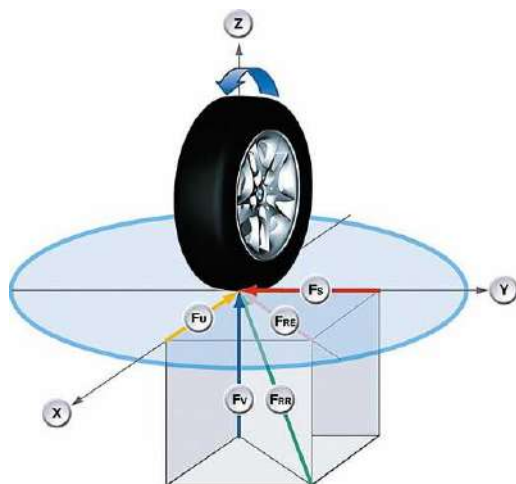


Рисунок В.4 – Сили, що діють на колесо

Система постійно прораховує ймовірність виходу цієї результуючої за закладені в пам'ять допустимі параметри. І у разі виникнення такої загрози, миттєво перерозподіляє крутний момент з однієї осі на іншу, коригуючи поздовжню складову. Таким чином, xDrive бореться не із слідством, а з причиною виникнення занесення або пробуксування.

Перелік посилань

1. Активный дифференциал – AllWheelDriveEncyclopedia. <https://www.awdwiki.com/ru/torque-vectoring/>.
2. Система полного привода xDrive. <https://techautoport.ru/transmissiya/sistemy-polnogo-privoda/xdrive.html>
3. Полноприводная трансмиссия BMW xDrive: X-фактор. <https://www.zr.ru/content/articles/785373-polnoprivodnaya-transmissiya-bmw-xdrive-x-faktor/>.

Додаток Г

Система повного приводу VTM-4

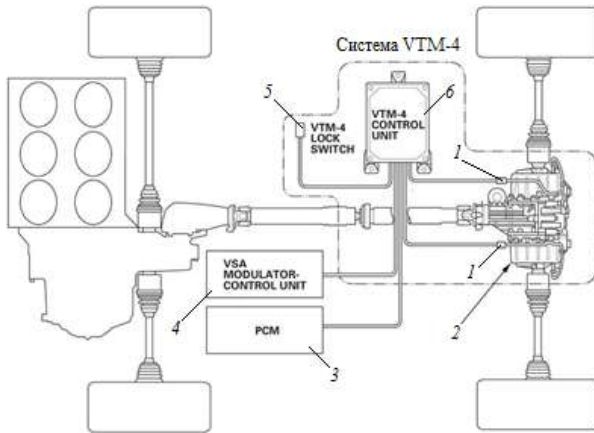
Система повного приводу VTM-4 (Variable Torque Management-4) встановлюється на Honda Pilot II (другого покоління), Honda Ridgeline та Acura MDX I (першого покоління) (рис. Г.1).



а



б



в

Рисунок Г.1 – Застосування системи повного приводу VTM-4:
а – загальний вид Honda Pilot 2011-2015, другого покоління;
б – загальний вид Honda Ridgeline; *в* – схема компонування: 1 – сигнал керування; 2 – задній редуктор; 3 – блок керування двигуном і КП; 4 – модулятор тиску і блок керування системи VSA (Vehicle Stability Assist – допомога у стабілізації автомобіля); 5 – вмикач примусового підключення повного приводу; 6 – блок керування

У задній осі автомобіля із системою повного приводу VTM-4 диференціала як такого немає. Встановлюється тільки головна передача гіпоїдного типу, при цьому зуби самих шестерень виконані з міцного литого алюмінію, що робить їх дуже міцними, (рис. Г.2).

З'єднання головної передачі з півосями коліс здійснюється лівим та правим багатодисковим зчепленням. Кожне зчеплення складається з трьох елементів:

- електромагнітної котушки;
- кулачкового пристрою з трьома кулями;
- 19 мокрих дисків зчеплення, дуже схожих на фрикційні зчеплення, які встановлюються в автоматичній коробці. При цьому 10 з цих дисків механічно з'єднані з головною передачею, а 9 такі, що залишилися з піввіссю. Ліва та права муфти абсолютно ідентичні.

Електронний блок управління (ECU) системи VTM-4 (рис. Г.1) визначає величину крутного моменту, який повинен бути спрямований на задню вісь, після цього електричний струм подається на дві електромагнітні котушки. В результаті магнітне поле переміщає обертальний сталевий диск до жорстко фіксованого диска кулачкового пристрою. Тертя, що виникає між сталевим диском і кульками кулачкового пристрою, змушує кульки останнього починати котитися по пазах з глибиною, що змінюється. Після викочування кульок із найглибшого місця пазів вони створюють осьове зусилля на пристрій зчеплення. Це зусилля дозволить стиснути мокрі диски зчеплення, таким чином передавши обертання на відповідну задню піввісь.

На відміну від механічних систем приводу на 4 колеса, система VTM-4 постійно стежить за дорожніми умовами та підлаштовується під них. Крутний момент, що подається на задні колеса, прямо пропорційний електричному струму, спрямованому електронним блоком управління (ECU) і може змінюватися в діапазоні від нуля до заданого максимуму. Так, електричний струм, що подається ECU, змінюється постійно, то і момент, що подається на задні колеса, так само змінюється. Всередині картера редуктора встановлений насос, який забезпечує циркуляцію трансмісійної олії VTM-4 для охолодження та змащування муфт, підшипників та шестерень,

розташованих у пристрої заднього приводу. Використання високоміцних та одночасно легких матеріалів, таких як литий алюміній, дозволяє знизити вагу та розміри всієї конструкції – її вага близько 96 кг.

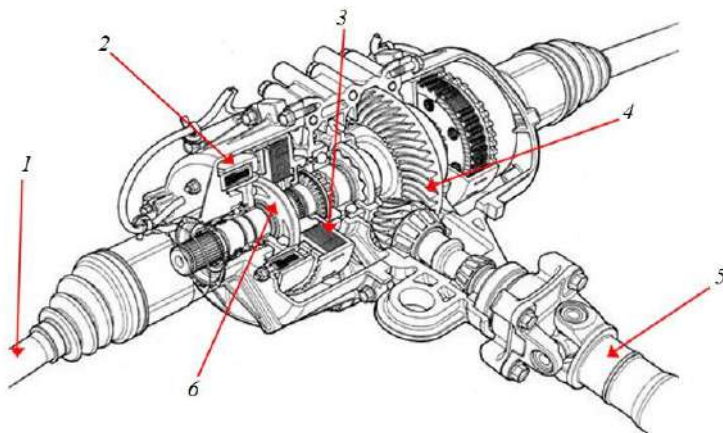


Рисунок Г.2 – Механізми заднього моста з елементами системи VTM-4:
1 – піввісь; 2 – електромагнітна муфта; 3 – мокре багатодискове зчеплення;
4 – ведена шестерня гіпоїдної передачі; 5 – карданний вал; 6 – кулачковий пристрій з 3-ма кульками

Режими роботи системи VTM-4 графічно відображені на рисунку Г.3 і пояснюються наступним.

1. Контроль тяги (автоматичний режим)

При різкому прискоренні на сухому покритті, незалежно від якої передачі починає рух автомобіль (1, 2, «Реверс» чи в режимі «Drive»), частина крутного моменту автоматично перекидається на задню вісь, зберігаючи стабільність і чіпкість коліс за дорожнє полотно. При цьому по мірі набору швидкості момент плавно повертається на передню вісь і після досягнення швидкості в 30 км/год автомобіль перетворюється на передньопривідний.

2. Режим стеження за прослизанням коліс (автоматичний режим)

Якщо під передніми колесами виникає недостатнє зчеплення з дорожнім полотном або передні колеса починають

прокручуватися, частина крутного моменту передається на задню вісь, причому чим вище швидкість пробуксовки передніх коліс, тим більше моменту подається на задню вісь.

Перерозподіл крутного моменту на задню вісь VTM-4

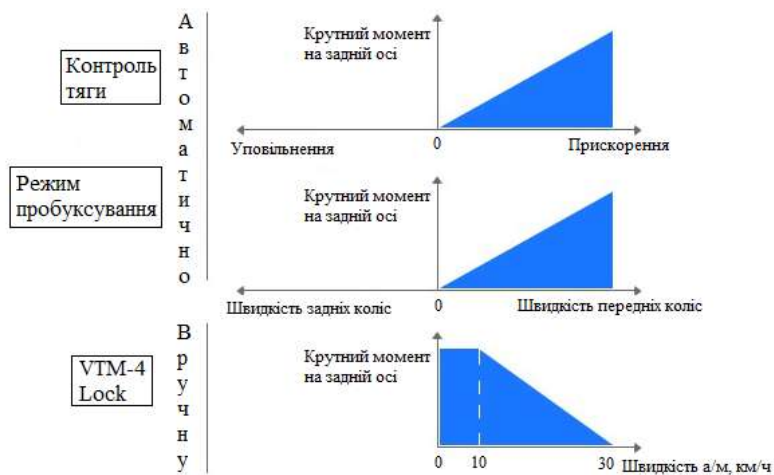


Рисунок Г.3 – Розподіл крутного моменту на задню ось автомобіля з системою VTM-4 за відповідними режимами руху автомобіля

3. Режим блокування VTM-4 (ручний режим)

При вмиканні режиму VTM-4 LOCK жорстко блокуються задні колеса (імітація блокування міжколісного диференціала). Після досягнення швидкості 10 км/год, задні колеса розпускаються, тобто вимикається жорстке міжколісне блокування і обидва задні колеса можуть отримувати вже різний крутний момент, що не дуже добре при діагональному вивішуванні і русі по покриттю з низькою несучою здатністю. У міру збільшення швидкості з 10 км/год момент, що подається назад, зменшується, а після досягнення 30 км/год блокування VTM-4 вимикається і автомобіль стає передньопривідним. Режим блокування VTM-4 доступний на 1, 2 та передачі заднього ходу.

Перелік посилань

1. VTM-4. Устройство полного привода и принцип работы.
<https://www.drive2.ru/l/5569588/>.
2. Что за зверь такой – полный привод VTM-4?
<https://autoportal.pro/tekhnichka/cto-za-zver-takoj-privod-vtm-4>.
3. HONDA. Система подключения полного привода VTM-4.
https://autodata.ru/article/all/sistema_vtm_4_avtomobilya_honda/.

Навчальне видання

КУБІЧ Вадим Іванович

**ТРАНСМІСІЯ КОЛІСНИХ АВТОМОБІЛІВ
І ГУСЕНИЧНИХ МАШИН**

Навчальний посібник

Дизайн обкладинки: *Кубіч В. І.*

Технічні редактори: *Білостоцька А. О., Решетняк О. В.*

Комп'ютерний набір: *Білостоцька А. О.*

Комп'ютерна верстка: *Гринь Д. В.*

Підписано до друку 04.10.2022. Формат 60x84/16. Ум. друк. акр. 23,25
Тираж 100 прим. Зам. № 781

Національний університет «Запорізька політехніка»
Україна, 69063, м. Запоріжжя, вул. Жуковського, 64
Тел.: (061) 769-82-96, 220-12-14

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6952 від 22.10.2019