

**МИНИСТЕРСТВО ТРАНСПОРТА И КОММУНИКАЦИЙ  
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ  
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА»**

**Кафедра «Организация дорожного движения»**

**С. Л. ЛАПСКИЙ, Е. Л. САВИЧ, С. Н. КАРАСЕВИЧ**

**ТРАНСПОРТНЫЕ СРЕДСТВА  
И ИХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ КАЧЕСТВА.  
ПРАКТИКУМ**

**Гомель 2015**

МИНИСТЕРСТВО ТРАНСПОРТА И КОММУНИКАЦИЙ  
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ  
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА»

Кафедра «Организация дорожного движения»

С. Л. ЛАПСКИЙ, Е. Л. САВИЧ, С. Н. КАРАСЕВИЧ

# ТРАНСПОРТНЫЕ СРЕДСТВА И ИХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ КАЧЕСТВА. ПРАКТИКУМ

С приложениями на оптическом диске

*Допущено Министерством образования Республики Беларусь в качестве  
учебного пособия для студентов учреждений высшего образования  
по специальностям «Организация перевозок и управление  
на автомобильном и городском транспорте»,  
«Организация дорожного движения»*

Гомель 2015

УДК 629.113 (075.8)

ББК 39.3

Л24

**Рецензенты:** кафедра «Техническая эксплуатация автомобилей» ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет» (зав. кафедрой канд. техн. наук, доцент *Н. А. Коваленко*); ученый секретарь БелНИИТ «Транстехника» канд. техн. наук *С. Б. Соболевский*

*Одобрено методическими комиссиями факультетов  
«Управление процессами перевозок» и заочного УО «БелГУТ»*

**Лапский, С. Л.**

Л24 Транспортные средства и их эксплуатационные качества. Практикум : учеб. пособие / С. Л. Лапский, Е. Л. Савич, С. Н. Карасевич; М-во трансп. и коммуникаций Респ. Беларусь, Белорус. гос. ун-т трансп. – Гомель : БелГУТ, 2015. – 277 с. – 1 электрон. опт. диск (CD-R). – 20 Мб. – Систем. требования: ПК с процессором 800 МГц и выше; дисковод CD-ROM; Windows XP, 7, 8, 10; Adobe Acrobat Reader.  
ISBN 978-985-554-411-2 (отд. изд.)  
ISBN 978-985-554-482-2

Приведены теоретические основы и примеры выполнения самостоятельных заданий к практическим и лабораторным работам, а также изложены отдельные материалы, необходимые при подготовке к контрольной и выполнению расчетно-графических работ по дисциплине «Транспортные средства и их эксплуатационные качества».

Предназначено для студентов вузов дневной и заочной форм обучения по специальностям 1-44 01 01 «Организация перевозок и управление на автомобильном и городском транспорте», 1-44 01 02 «Организация дорожного движения», а также может быть полезно для студентов других специальностей, изучающих данную дисциплину.

**УДК 629.113 (075.8)**

**ББК 39.3**

**ISBN 978-985-554-411-2 (отд.изд.)**  
**ISBN 978-985-554-482-2**

© Лапский С. Л., Савич Е. Л.,  
Карасевич С. Н., 2015  
© Оформление. УО «БелГУТ», 2015

## ОГЛАВЛЕНИЕ

|   |     |
|---|-----|
| <b>Введение</b> .....   | 4   |
| <b>Указания по выполнению работ и оформлению отчетных документов</b> .....  | 5   |
| <b>Правила по охране труда и пожарной безопасности</b> .....  | 8   |
| <b>Задания</b>  |     |
| № 1 Кривошипно-шатунные механизмы двигателей.....   | 9   |
| № 2 Газораспределительные механизмы двигателей.....   | 22  |
| № 3 Системы охлаждения и смазки двигателей.....   | 35  |
| № 4 Системы питания бензиновых двигателей.....  | 47  |
| № 5 Системы питания дизельных двигателей.....   | 66  |
| № 6 Сцепления автомобилей и их приводы.....   | 79  |
| № 7 Коробки передач автомобилей.....  | 98  |
| № 8 Ведущие мосты.....  | 132 |
| № 9 Рулевые управления и управляемые мосты.....   | 150 |
| № 10 Тормозные системы с гидравлическим приводом.....   | 172 |
| № 11 Тормозные системы с пневматическим приводом.....   | 191 |
| № 12 Расчёт мощностного баланса автомобиля.....   | 199 |
| № 13 Расчёт тяговой диаграммы автомобиля.....   | 206 |
| № 14 Расчёт динамики разгона автомобиля.....  | 212 |
| № 15 Расчёт времени и пути разгона автомобиля на передачах.....   | 218 |
| № 16 Определение основных показателей тормозной динамики автомобиля..   | 223 |
| № 17 Расчёт характеристик и показателей топливной экономичности<br>автомобиля.....  | 227 |
| № 18 Расчётное исследование устойчивости автомобиля.....  | 233 |
| № 19 Изучение технических нормативных правовых актов по основным<br>эксплуатационным свойствам автомобилей.....                                     | 240 |
| <b>Список литературы</b> .....  | 241 |
| <b>Приложение А</b> Технические характеристики автомобилей .....  | 243 |
| <b>Приложение Б</b> Инструкция о порядке применения норм расхода топлива для<br>механических транспортных средств, машин, механизмов и оборудования | 266 |
| <b>Приложение В</b> Содержание электронного приложения к данному пособию  | 276 |

## **ВВЕДЕНИЕ**

Инженеры, занимающиеся организацией перевозок и управлением на автомобильном транспорте, а также организацией дорожного движения должны хорошо знать конструкции механизмов и узлов современных автомобилей, уметь анализировать их достоинства и недостатки.

Наиболее эффективное изучение агрегатов автомобиля достигается в процессе выполнения лабораторных работ: сначала преподаватель излагает основные положения теории, касающиеся изучаемого агрегата или системы, с использованием макетов и видеоматериалов, а затем студенты, используя методические пособия, плакаты, агрегаты и элементы систем, самостоятельно изучают их конструкции.

В данном практикуме приведены лабораторные работы и практические занятия. Описаны сведения о назначении агрегата или системы, принципы их действия, специфические требования, предъявляемые к ним, и конструктивные мероприятия, направленные на выполнение этих требований. В конце работ даны контрольные вопросы для проверки степени усвоения материала.

Курс «Транспортные средства и их эксплуатационные качества» является основополагающим для изучения других дисциплин инженерами по эксплуатации автомобильного транспорта, таких как «Техническая эксплуатация транспортных средств», «Обеспечение безопасности дорожного движения и перевозок» и др.

## **УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ РАБОТ И ОФОРМЛЕНИЮ ОТЧЕТНЫХ ДОКУМЕНТОВ**

Задания № 1–11 предназначены для изучения устройства механизмов и систем автомобилей на лабораторных занятиях, а задания № 12–19 – для выполнения практических работ.

Лабораторные работы выполняются в соответствии с расписанием учебных занятий. Студент должен быть подготовлен к выполнению очередной лабораторной работе, изучив необходимый материал учебных и методических пособий. Тематика и очередность выполнения лабораторных работ определяется программой курса и сообщается преподавателем на первом занятии группы.

Организация лабораторных работ должна предполагать самостоятельное изучение студентами конструкций узлов и систем автомобиля в присутствии преподавателя-консультанта.

При выполнении лабораторных работ студенты разбиты на подгруппы и самостоятельно изучают устройство как по готовым макетам, образцам агрегатов и узлов, так и по плакатам и схемам, а также демонстрационным видеоматериалам.

До начала занятий преподаватель формулирует задание и инструктирует студентов о порядке и правилах выполнения лабораторных работ. Перед лабораторными работами обязательно изучение правил по охране труда и пожарной безопасности.

Рабочие места оснащают натурными объектами и макетами, плакатами, а также описаниями конструкций изучаемых объектов.

В отчете по лабораторным работам указывают название работы, цель, оборудование и инструменты, приводят краткие сведения из теории согласно требованиям к каждой работе, а также выводы. В конце каждой лабораторной работы имеются контрольные вопросы, которые требуют также дополнительного изучения теоретического материала.

Схемы, помещаемые в отчет, должны отражать принципы компоновки механизма, узла или системы автомобиля. На схемах дают обозначения отдельных элементов, а в текстовой части отчета – их наименование и назначение.

Отчеты по работам выполняют на бумаге потребительского формата

A4 с рамками и подшивают в папку с оформлением титульного листа и листа содержания.

Схемы и эскизы в отчете можно выполнять как карандашом под линейку с соблюдением правил машиностроительного черчения, так и с помощью сканирования рисунков из литературы. Запрещается помещать в отчет материалы, вырезанные из книг.

Отчет по лабораторной работе составляется каждым студентом самостоятельно и предоставляется преподавателю после выполнения экспериментальной части, как правило, на очередном занятии.

Общий зачет по лабораторным работам выставляется студенту после выполнения им всех работ, оформления и защиты отчетов.

При изучении дисциплины «Транспортные средства и их эксплуатационные качества» предусмотрено выполнение трех расчетно-графических работ.

Расчетно-графическая работа № 1 «Расчет тягово-скоростных свойств автомобиля» включает в себя следующие задания:

- 12 Расчет мощностного баланса автомобиля;
- 13 Расчет тяговой диаграммы автомобиля.

В результате выполнения данной расчетно-графической работы студент должен знать основные показатели технической характеристики автомобиля, принципы расчета и построения внешней скоростной характеристики двигателя, тяговой диаграммы. Примерный объем пояснительной записки – 9–12 листов.

Расчетно-графическая работа № 2 «Расчет динамики разгона автомобиля» включает в себя следующие задания:

- 14 Расчет динамики разгона автомобиля;
- 15 Расчет времени и пути разгона автомобиля на передачах.

В результате выполнения данной расчетно-графической работы студент должен уметь рассчитывать силу сопротивления воздуха, динамический фактор, ускорение, время и путь разгона автомобиля на передачах; строить динамическую характеристику, составлять графики разгона автомобиля. Примерный объем пояснительной записки – 8–11 листов.

Расчетно-графическая работа № 3 «Расчет тормозных и топливно-экономических свойств автомобиля» включает в себя следующие задания:

- 16 Определение основных показателей тормозной динамики автомобиля;
- 17 Расчет характеристик и показателей топливной экономичности автомобиля.

В результате выполнения данной расчетно-графической работы студент должен уметь рассчитывать остановочный путь автомобиля и путевой расход топлива, строить графики зависимости данных величин от скорости движения автомобиля. Примерный объем пояснительной записки – 8–11 листов.

Расчетно-графические работы оформляют на листах формата А4 (210 × 297 мм) согласно ГОСТ разборчивым почерком с обязательным наличием на листах рамок. Графическую часть выполняют на листах миллиметровой бумаги формата А3, с аналогичными рамками. Все графики должны быть выполнены в определенном масштабе.

В отчете указывают название работы, цель, исходные данные, приводят требования к каждой работе, излагают краткие сведения из теории, приводят расчеты, по результатам которых строят графики и делают выводы. Исходные данные в каждом задании выбирают в соответствии с учебным шифром.

Выполняя расчетно-графические работы, студент должен привести расчетные формулы, сопроводить их пояснениями, обосновать, если это необходимо, выбор постоянных величин (коэффициентов), подставить в формулу известные величины и провести подробный расчет для одного значения каждой зависимости. Аналогичные расчеты для остальных значений в пояснительной записке можно не проводить, а результаты этих расчетов свести в таблицы (формы таблиц приведены ниже в соответствующих разделах данного пособия). В конце каждой расчетно-графической работы необходимо сделать выводы по итогам полученных результатов и построенным графикам.

Все страницы лабораторных и расчетно-графических работ, таблицы и рисунки должны быть пронумерованы, а по тексту на них должны быть ссылки.

В случае необходимости доработки по замечаниям преподавателя все необходимые изменения и дополнения делают с обратной стороны листов пояснительной записки.



## **ПРАВИЛА ПО ОХРАНЕ ТРУДА И ПОЖАРНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ**

В целях безопасного ведения работ необходимо:

1 Поддерживать на рабочем месте чистоту и порядок, не размещать на нем посторонние предметы и инструменты.

2 Не загромождать проходы между рабочими местами.

3 Не класть на край стола детали и инструменты.

4 Пользоваться только исправным, сухим инструментом и по его прямому назначению.

5 Работать только чистыми руками, своевременно очищать их от влаги и масел.

6 До разборки и сборки агрегата проверять крепление его на стенде, исправность фиксирующих устройств.

7 Поворачивать агрегаты на стендах, снимать с них тяжелые детали, вращать валы (особенно разрезных агрегатов) только с разрешения преподавателя и в его присутствии.

8 Размещать снятые детали на столах или на полу только в устойчивом положении.

Для обеспечения пожарной безопасности в процессе выполнения лабораторных работ следует:

1 Знать правила эвакуации из рабочих помещений в случае возникновения пожара, места размещения противопожарных средств.

2 Уметь пользоваться противопожарными средствами.

3 Исключить использование источников открытого огня.

4 Хранить использованный обтирочный материал только в плотно закрытых металлических ящиках.

5 Гасить пламя в случае воспламенения горючих жидкостей (бензина и т. п.) только огнетушителем.

Запрещается гасить пламя, забрасывая его песком, накрывая войлоком или заливая водой.

## З а д а н и е № 1

### КРИВОШИПНО-ШАТУННЫЕ МЕХАНИЗМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

**Цель работы:** изучение назначения, принципа действия, особенностей конструкции деталей кривошипно-шатунных механизмов бензиновых и дизельных двигателей.

**Оборудование и инструменты:** разрезные образцы двигателей ВАЗ-2105, КамАЗ-740; отдельные узлы и детали кривошипно-шатунных механизмов; плакаты и видеоматериалы.

**Требуется:**

- 1 Описать назначение и типы кривошипно-шатунных механизмов.
- 2 Описать назначение основных деталей кривошипно-шатунного механизма.
- 3 Привести схему деталей кривошипно-шатунного механизма.
- 4 Изучить особенности конструкции современных двигателей.
- 5 Описать основные неисправности кривошипно-шатунного механизма.

### Краткие сведения из теории

**Назначение и типы кривошипно-шатунных механизмов.** Кривошипно-шатунный механизм (КШМ) предназначен для преобразования возвратно-поступательного движения поршня в цилиндре во вращательное движение коленчатого вала двигателя.

У четырехцилиндрового двигателя КШМ состоит:

- из блока цилиндров с картером;
- головки блока цилиндров;
- поддона картера двигателя;
- поршней с кольцами и пальцами;
- шатунов;
- коленчатого вала;
- маховика.

Блок цилиндров объединяет в себе не только цилиндры и шатунно-поршневую группу, но и другие системы двигателя. Он является основой двигателя, в которой есть множество литых каналов и сверлений, подшипников и заглушек. Именно в блоке цилиндров вращается (на подшипниках) коленчатый вал.

Во внутренних полостях блока циркулирует жидкость системы

охлаждения, там же проходят и масляные каналы системы смазки двигателя. Большая часть из навесного оборудования двигателя монтируется, опять же, на блоке цилиндров. Нижняя часть блока называется картером.

Головка блока цилиндров является второй по значимости составной частью двигателя. В головке расположены камеры сгорания, клапаны и свечи цилиндров, в ней же на подшипниках вращается распределительный вал с кулачками. Так же, как и в блоке цилиндров, в его головке имеются водяные и масляные каналы и полости. Головка крепится к блоку цилиндров и при работе двигателя составляет с блоком единое целое.

Кривошипно-шатунный механизм определяет тип двигателя по расположению цилиндров.

В двигателях автомобилей находят применение различные кривошипно-шатунные механизмы (рисунок 1.1 [5]).

Однорядные кривошипно-шатунные механизмы с вертикальным перемещением поршней и с перемещением поршней под углом применяются в рядных двигателях. Двухрядные кривошипно-шатунные механизмы с перемещением поршней под углом применяются в V-образных и оппозитных двигателях.

Одно- и двухрядные кривошипно-шатунные механизмы с горизонтальным перемещением поршней находят применение в тех случаях, когда ограничены габаритные размеры двигателя по высоте.

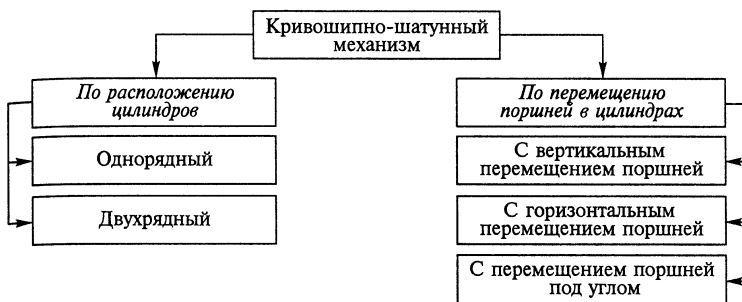


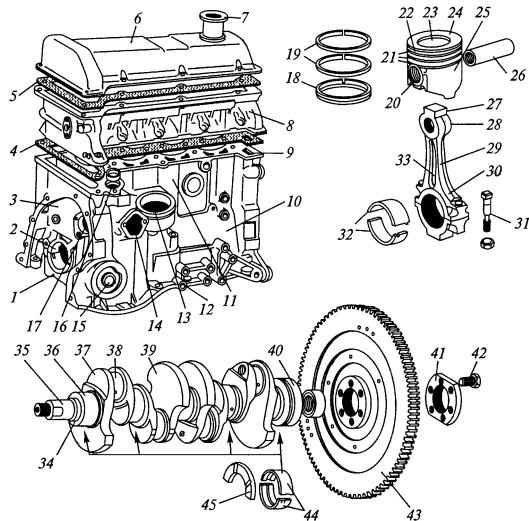
Рисунок – 1.1 Типы кривошипно-шатунных механизмов

В состав КШМ входят группы неподвижных и подвижных деталей. К неподвижным относятся блок цилиндров, головка блока цилиндров и картер. Группа подвижных деталей включает поршневой комплект (поршни с поршневыми пальцами и уплотняющими кольцами), шатуны, коленчатый вал и маховик. На рисунке 1.2 [5] представлена схема деталей кривошипно-

шатунного механизма двигателя ВАЗ-2105.

Рисунок 1.2 – Детали кривошипно-шатунного механизма двигателя ВАЗ-2105:

1, 6 – крышки; 2 – опора; 3, 9 – полости; 4, 5 – прокладки; 7 – горловина; 8 – головка цилиндров; 10 – картер; 11 – блок цилиндров; 12–16 – приливы; 17, 33 – отверстия; 18, 19 – поршневые кольца; 20 – бобышка; 21 – канавки; 22 – головка поршня; 23 – днище; 24 – поршень; 25 – юбка; 26 – поршневой палец; 27 – шатун; 28, 30 – головки шатуна; 29 – стержень; 31, 42 – болты; 32, 44 – вкладыши; 34 – коленчатый вал; 35, 40 – концы вала; 36, 38 – шейки; 37 – щека; 39 – противовес; 41 – шайба; 43 – маховик; 45 – полукольцо



Блок цилиндров вместе с картером является остовом двигателя. На нем и внутри него размещаются механизмы и устройства двигателя. В блоке 11, выполненном заодно с картером 10 из специального низколегированного чугуна, изготовлены цилиндры двигателя. Внутренние поверхности цилиндров отшлифованы и называются зеркалом цилиндров. Внутри блока между стенками цилиндров и его наружными стенками имеется специальная полость 9, называемая рубашкой охлаждения. В ней циркулирует охлаждающая жидкость системы охлаждения двигателя.

Внутри блока также имеются каналы и масляная магистраль смазочной системы, по которым подводится масло к трущимся деталям двигателя. В нижней части блока цилиндров (в картере) находятся опоры 2 для коренных подшипников коленчатого вала, которые имеют съемные крышки 1, прикрепляемые к блоку самоконтрящимися болтами. В передней части блока расположена полость 3 для цепного привода газораспределительного механизма. Эта полость закрывается крышкой, отлитой из алюминиевого сплава. В левой части блока цилиндров находятся отверстия 17 для подшипников вала привода масляного насоса, в которые запрессованы сталеалюминевые втулки. С правой стороны блока в передней его части имеются фланец для установки насоса охлаждающей жидкости и кронштейн для крепления генератора. На блоке цилиндров имеются специальные приливы для: 12 – крепления кронштейнов подвески

двигателя; 13 – маслоотделителя системы вентиляции картера двигателя; 14 – топливного насоса; 15 – масляного фильтра; 16 – распределителя зажигания. Снизу блок цилиндров закрывается масляным поддоном, а к его заднему торцу прикрепляется картер сцепления. Для повышения жесткости нижняя плоскость блока цилиндров несколько опущена относительно оси коленчатого вала.

В отличие от блока, отлитого совместно с цилиндрами, изготавливают блоки цилиндров с картером, отлитым из алюминиевого сплава отдельно от цилиндров. Цилиндрами являются легкоъемные чугунные гильзы, устанавливаемые в гнезда блока с уплотнительными кольцами и закрытые сверху головкой блока с уплотнительной прокладкой. Внутренняя поверхность гильз обработана шлифованием. Для уменьшения износа в верхней части гильз установлены вставки из специального чугуна.

Съемные гильзы цилиндров повышают долговечность двигателя, упрощают его сборку, эксплуатацию и ремонт. Между наружной поверхностью гильз цилиндров и внутренними стенками блока находится полость, которая является рубашкой охлаждения двигателя. В ней циркулирует охлаждающая жидкость, омывающая гильзы цилиндров, которые называются мокрыми из-за соприкосновения с жидкостью.

Головка блока цилиндров 8 закрывает цилиндры сверху и служит для размещения в ней камер сгорания, клапанного механизма и каналов для подвода горючей смеси и отвода отработавших газов. Головка блока цилиндров выполнена общей для всех цилиндров, отлита из алюминиевого сплава и имеет камеры сгорания клиновидной формы. В ней имеются рубашка охлаждения и резьбовые отверстия для свечей зажигания. В головку запрессованы седла и направляющие втулки клапанов, изготовленные из чугуна. Головка крепится к блоку цилиндров болтами. Между головкой и блоком цилиндров установлена металлоасбестовая прокладка 4, обеспечивающая герметичность их соединения. Сверху к головке блока цилиндров шпильками крепится корпус подшипников с распределительным валом, и она закрывается стальной штампованной крышкой 6 с горловиной 7 для заливки масла в двигатель. Для устранения течи масла между крышкой и головкой блока цилиндров установлена уплотняющая прокладка 5. С правой стороны к головке блока цилиндров крепятся шпильками через металлоасбестовую прокладку впускной и выпускной трубопроводы, отлитые соответственно из алюминиевого сплава и чугуна.

Поршень служит для восприятия давления газов при рабочем ходе и осуществления вспомогательных тактов (впуска, сжатия, выпуска). Поршень 24 представляет собой полый цилиндр, отлитый из алюминиевого сплава. Он имеет днище 23, головку 22 и юбку 25. Снизу днище поршня

усилено ребрами. В головке поршня изготовлены канавки 21 для поршневых колец. В юбке поршня находятся приливы 20 (бобышки) с отверстиями для поршневого пальца. В бобышках поршня залиты стальные термокомпенсационные пластины, уменьшающие расширение поршня от нагрева и исключают его заклинивание в цилиндре двигателя.

Юбка сделана овальной в поперечном сечении, конусной по высоте и с вырезами в нижней части. Овальность и конусность юбки так же, как и термокомпенсационные пластины, исключают заклинивание поршня, а вырезы – касание поршня с противовесами коленчатого вала. Кроме того, вырезы в юбке уменьшают массу поршня. Для лучшей приработки к цилиндру наружная поверхность юбки поршня покрыта тонким слоем олова. Отверстие в бобышках под поршневой палец смещено относительно диаметральной плоскости поршня. Благодаря этому уменьшаются перекашивание и удары поршня при переходе его через верхнюю мертвую точку.

Поршни двигателей могут иметь днища различной конфигурации с целью образования вместе с внутренней поверхностью головки цилиндров камер сгорания необходимой формы. Днища поршней могут быть плоскими, выпуклыми, вогнутыми и с фигурными выемками.

Поршневые кольца уплотняют полость цилиндра, исключают прорыв газов в картер двигателя (компрессионные 19) и попадание масла в камеру сгорания (маслосъемное 18). Кроме того, они отводят теплоту от головки поршня к стенкам цилиндра. Компрессионные и маслосъемные кольца – разрезные. Они изготовлены из специального чугуна. Вследствие упругости кольца плотно прилегают к стенкам цилиндра. При этом между разрезанными концами колец (в замках) сохраняется небольшой зазор (0,2–0,35 мм). Верхнее компрессионное кольцо, работающее в наиболее тяжелых условиях, имеет бочкообразное сечение для улучшения его приработки. Наружная поверхность его отхромирована для повышения износостойкости. Нижнее компрессионное кольцо имеет сечение скребкового типа (на его наружной поверхности выполнена проточка) и фосфатировано. Кроме основной функции оно выполняет также дополнительную – работает как маслосбрасывающее кольцо. Маслосъемное кольцо на наружной поверхности имеет проточку и щелевые прорезы для отвода во внутреннюю полость поршня масла, снимаемого со стенок цилиндра. На внутренней поверхности оно имеет канавку, в которой устанавливается разжимная витая пружина, обеспечивающая дополнительное прижатие кольца к стенкам цилиндра двигателя.

Поршневой палец служит для шарнирного соединения поршня с верхней головкой шатуна. Палец 26 – трубчатый, стальной. Для повышения твердости и износостойкости его наружная поверхность цементируется и закаливается токами высокой частоты. Палец запрессовывается в верхнюю

головку шатуна с натягом, что исключает его осевое перемещение в поршне, в результате которого могут быть повреждены стенки цилиндра. Поршневой палец свободно вращается в бобышках поршня.

Шатун служит для соединения поршня с коленчатым валом и передачи усилий между ними. Шатун 27 – стальной, кованый, состоит из неразъемной верхней головки 28, стержня 29 двутаврового сечения и разъемной нижней головки 30. Нижней головкой шатун соединяется с коленчатым валом. Съёмная половина нижней головки является крышкой шатуна и прикреплена к нему двумя болтами 31. В нижнюю головку шатуна вставляют тонкостенные биметаллические, сталеалюминовые вкладыши 32 шатунного подшипника. В нижней головке шатуна имеется специальное отверстие 33 для смазывания стенок цилиндра.

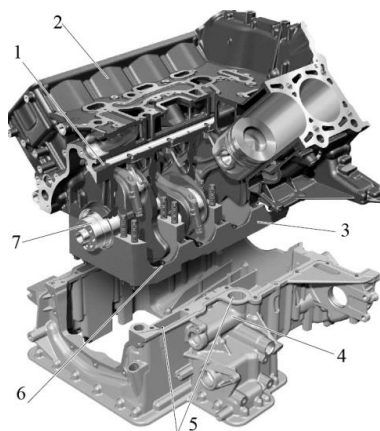
Коленчатый вал воспринимает усилия от шатунов и передает создаваемый на нем крутящий момент трансмиссии автомобиля. От него также приводятся в действие различные механизмы двигателя (газораспределительный механизм, масляный насос, распределитель зажигания, насос охлаждающей жидкости и др.). Коленчатый вал 34 – пятиопорный, отлит из специального высокопрочного чугуна. Он состоит из коренных 36 и шатунных 38 шеек, щек 37, противовесов 39, переднего 35 и заднего 40 концов. Коренными шейками коленчатый вал установлен в подшипниках (коренных опорах) картера двигателя, вкладыши 44 которых тонкостенные, биметаллические, сталеалюминовые. К шатунным шейкам коленчатого вала присоединяют нижние головки шатунов. Шатунные подшипники смазываются по каналам, соединяющим коренные шейки с шатунными. Щеки соединяют коренные и шатунные шейки коленчатого вала, а противовесы разгружают коренные подшипники от центробежных сил неуравновешенных масс. На переднем конце коленчатого вала крепятся: ведущая звездочка цепного привода газораспределительного механизма; шкив ременной передачи для привода вентилятора, насоса охлаждающей жидкости, генератора; храповик для проворачивания вала вручную пусковой рукояткой. В заднем конце коленчатого вала имеется специальное гнездо для установки подшипника первичного (ведущего) вала коробки передач. К торцу заднего конца вала с помощью специальной шайбы 41 болтами 42 крепится маховик 43. От осевых перемещений коленчатый вал фиксируется двумя опорными полукольцами 45, которые установлены в блоке цилиндров двигателя по обе стороны заднего коренного подшипника. С передней стороны подшипника ставится сталеалюминовое кольцо, а с задней – металлокерамическое.

Маховик обеспечивает равномерное вращение коленчатого вала, накапливает энергию при рабочем ходе для вращения вала при подготовительных тактах и выводит детали кривошипно-шатунного механизма из мертвых точек. Энергия, накопленная маховиком, облегчает

пуск двигателя и обеспечивает трогание автомобиля с места. Маховик 43 представляет собой массивный диск, отлитый из чугуна. На обод маховика напрессован стальной зубчатый венец, предназначенный для пуска двигателя электрическим стартером. К маховику крепятся детали сцепления. Маховик, будучи деталью кривошипно-шатунного механизма, является также одной из ведущих частей сцепления.

**Особенности конструкции современных двигателей.** Характерной особенностью современных высоконагруженных двигателей является применение опорной рамы, которая крепит коленчатый вал (рисунок 1.3 [20]).

Рисунок 1.3 – Блок цилиндров двигателя Audi 4,2 л V8 TDI:  
1 – главная масляная магистраль;  
2 – блок цилиндров; 3 – опорная рама;  
4 – алюминиевый масляный поддон;  
5 – каналы слива масла; 6 – приливы опорной рамы; 7 – коленчатый вал



К опорной раме крепится высокий алюминиевый масляный поддон, который максимально изолирован от вибраций кривошипно-шатунного механизма, что положительно сказывается на акустике двигателя. Дополнительную функцию выполняет контур опорной рамы коленчатого вала. Он играет роль маслоотражателя в области противовесов коленчатого вала и шатунов. Таким образом, стекающее масло не разбрызгивается по стенкам всего блока двигателя, а улавливается и отводится непосредственно в поддон.

Применение турбонадува в современных двигателях одновременно с повышением мощности влечет за собой увеличение максимальных значений давления рабочего цикла. Поэтому материал и форма прокладки головки блока оказывает большое влияние на распределение сил в системе затяжки головки блока. Для надежного уплотнения прокладки головки блока современных двигателей изготавливают многослойными (обычно 4 слоя) и разными по высоте (гофрированными) (рисунок 1.4 [20]).



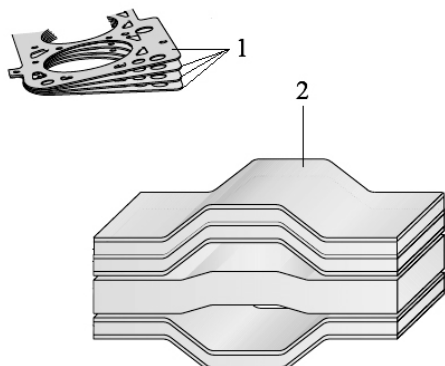


Рисунок 1.4 – Прокладка головки блока:  
1 – слой прокладки; 2 – профиль прокладки

Долгое время единственным материалом для изготовления блоков цилиндров служил чугун. Этот материал недорог, он обладает прочностью и жесткостью при хороших литевых качествах. Кроме того, обработанные хонингованием внутренние поверхности чугунных цилиндров обладают отличными антифрикционными свойствами и высокой износостойкостью. Существенными недостатками чугуна являются его большая масса и низкая теплопроводность. Стремление конструкторов к созданию более легких двигателей привело к разработке конструкции блоков цилиндров из алюминиевых сплавов. Алюминий значительно уступает чугуну в жесткости и износостойкости, поэтому блок из алюминия должен иметь большое количество ребер жесткости, а в качестве цилиндров обычно служат чугунные гильзы, которые вставляются в алюминиевый блок в процессе сборки, заливаются или запрессовываются в него при изготовлении.

Использование в производстве современных технологий дает возможность изготовления легких «алюминиевых» двигателей, у которых блок цилиндров не имеет чугунных гильз. В рабочих поверхностях цилиндров в алюминиевых блоках электролитическим путем создается повышенное содержание кремния, а затем цилиндры подвергаются химическому травлению для создания на рабочей поверхности цилиндров износостойкой пористой пленки чистого кремния, хорошо удерживающей смазку.

Рабочие поверхности цилиндров современных алюминиевых блоков двигателей могут иметь покрытие, наносимое плазменным напылением.

После напыления, как и при традиционном исполнении цилиндров, производится хонингование, однако в этом случае риски вследствие хонингования не так глубоки. Возникает весьма ровная наружная поверхность с небольшими впадинами (микроуглублениями), в которых находится масло. Каждое микроуглубление не связано с другими

микроуглублениями, в отличие от хонингования чугунных гильз. Когда поршневое кольцо проходит над микроуглублением, в последнем создается давление, которое воздействует на поршневое кольцо. В результате этого поршневое кольцо всплывает поверху масляной подушки, чем и обеспечивается гидродинамическая смазка. Благодаря этому потери на трение и износ существенно уменьшаются.

Преимуществами данного способа изготовления цилиндров по сравнению с обычными являются:

- снижение массы по сравнению с конструкцией с вставными гильзами цилиндров;
- уменьшение размеров двигателя по сравнению с чугунным блоком цилиндров за счет сужения перемычек между цилиндрами;
- увеличение срока службы цилиндров благодаря износостойкому покрытию, наносимому плазменным напылением.

В настоящее время поршни бензиновых и дизельных автомобильных двигателей изготавливают из алюминиевых сплавов. При производстве поршня в отливку в процессе изготовления часто закладывают стальные вставки, которые повышают его жесткость и препятствуют температурному расширению. Иногда стальную вставку располагают в канавке под верхнее компрессионное (наиболее нагруженное) поршневое кольцо.

Поршни стали значительно короче. Большая часть юбки (рисунок 1.5 [20]) обрезается с каждой стороны, и остаются только две небольшие секции для того, чтобы предотвратить перекося поршня в цилиндре. Благодаря совершенству конструкции силы, воздействующие на поршень, сбалансированы таким образом, чтобы свести к минимуму тенденцию к его повороту. Расстояние от днища поршня до верхней канавки под поршневое кольцо уменьшают с целью снижения возможности образования нагара в этой части. За счет уменьшения размеров сечений в конструкции поршня удалось значительно снизить его массу. Для уменьшения потерь на трение и повышения долговечности деталей КШМ на боковую поверхность поршня наносят слой антифрикционного материала, содержащего дисульфид молибдена или графит.

Для отвода тепла из зоны колец в поршне может быть предусмотрен охлаждающий канал, по которому циркулирует масло, подаваемое через форсунку 6 при положении поршня вблизи нижней мертвой точки. В бобышках поршня устанавливаются латунные втулки 7, а в днище поршня делают подклапанные 2 выемки, исключающие соприкосновение клапана с поршнем.

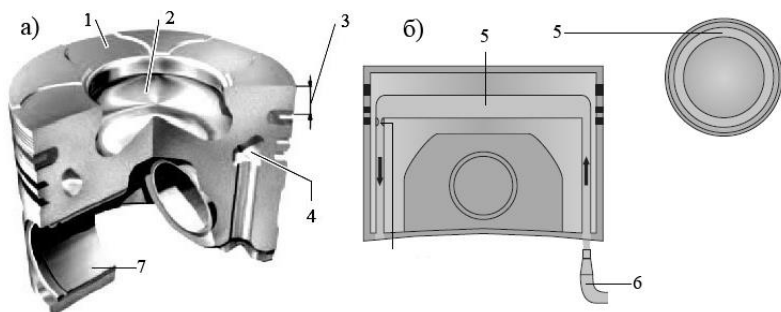


Рисунок 1.5 – Поршень современного двигателя:  
*а* – общий вид; *б* – расположение каналов;  
 1 – подклапанные выемки; 2 – камера сгорания; 3 – высота жарового слоя;  
 4, 5 – охлаждающий канал; 6 – форсунка; 7 – латунная втулка

Поршни двигателей с непосредственным впрыском топлива имеют особую форму с выемками 1 (рисунок 1.6 [20]), необходимую для обеспечения процесса сгорания топлива.

Они представляют собой литые поршни с залитой вставкой 2 для верхнего компрессионного кольца. Применение вставки для колец типично также для дизельных двигателей легковых автомобилей с высокой нагрузкой. На бензиновых двигателях эта технология впервые была использована в 2,0-литровом двигателе TFSI. Благодаря конструкции с малой массой, наличию вставки для поршневых колец и покрытию юбки поршни имеют длительный срок службы, плавный ход и низкие потери мощности на трение. Верхнее поршневое кольцо 3 выполнено в виде кольца прямоугольного сечения. Второе поршневое кольцо 4 выполнено в виде кольца с конической поверхностью и подрезом, а маслосъемное кольцо 5 представляет собой пружинящее кольцо с расширителем.

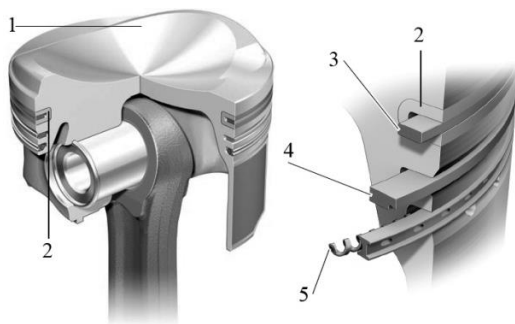


Рисунок 1.6 – Поршень системы непосредственного впрыска бензинового двигателя:  
 1 – выемка; 2 – вставка; 3, 4 – компрессионные кольца; 5 – маслосъемное кольцо

В современных дизельных двигателях, в связи с повышенным давлением сгорания по сравнению с обычными двигателями, применяются

трапецевидные поршни и шатуны (рисунок.1.7).

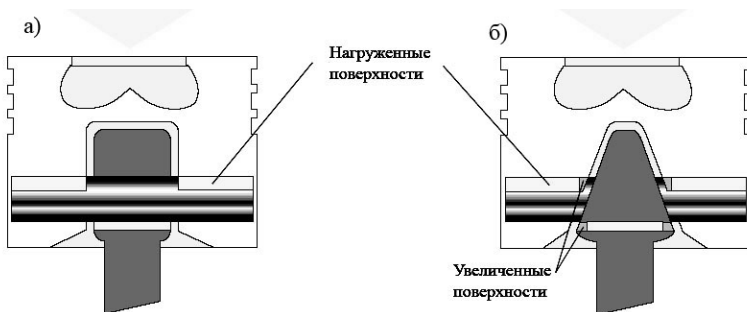


Рисунок 1.7 – Распределение усилий на поршне и шатуне:  
а – с параллельными, б – с трапецевидными сопрягающимися поверхностями

В отличие от традиционной формы связи между поршнем и шатуном благодаря трапецевидной форме плоскостей сопряжения поршня и шатуна площадь нагруженных поверхностей отверстий в поршне и в шатуне под поршневой палец увеличивается. Вследствие такой формы поверхностей сила давления сгорания распределяется на большей площади, в результате чего удельные давления на поршневой палец и шатун уменьшаются.

Компрессионные кольца изготавливаются из специально модифицированного чугуна. Один из способов получения более компактных и легких поршней – выполнение колец более узкими и мелкими с компактным размещением их в верхней части головки поршня. При этом предъявляются повышенные требования к материалу, из которого они изготовлены, и к точности их изготовления.

Наиболее распространенными в двигателях являются стальные шатуны. Они или штампуются (для уменьшения стоимости), или изготавливаются ковкой (более дорогие, но прочные), но в обоих случаях обязательно подвергаются упрочнению, в том числе и закалке. В некоторых последних моделях используются шатуны из алюминиевых сплавов и проводятся эксперименты по применению шатунов из композитных материалов, когда алюминий упрочняется керамическими волокнами. В высокофорсированных двигателях спортивных автомобилей, как правило, используются шатуны из сплава титана.

Поршневой палец может иметь возможность проворачиваться как в головке шатуна, так и в бобышках поршня. В этом случае он фиксируется от продольного перемещения специальными стопорными кольцами, а между пальцем и внутренней поверхностью головки шатуна устанавливается втулка из антифрикционного материала. Такой поршневой палец называется «плавающим». Преимущество «плавающего» пальца – его равномерный износ по окружности, а также большая надежность работы (на

случай заклинивания в шатуне или в бобышках). Поршневые пальцы «не плавающего» типа запрессованы в верхней головке шатуна и проворачиваются только в бобышках поршня. В этом случае стопорные кольца и втулка не нужны и конструкция получается проще и легче. Нижняя головка шатуна должна быть разборной, чтобы иметь возможность соединения с шейкой коленчатого вала, а две части шатуна соединяются болтами.

*Уравновешивание V-образных и 3-цилиндровых рядных двигателей.* Чтобы снизить вибрацию двигателя при его работе, необходимо уравновесить моменты, создаваемые силами инерции. Для этого предусмотрены противовесы, закрепленные на коленчатом валу болтами или выполненные при изготовлении вала, а также уравновешивающий вал (рисунок 1.8 [20]). Моментам сил инерции противостоят также противовесы на уравновешивающем вале и в шестерне его привода. Уравновешивающий вал приводится во вращение от коленчатого вала и вращается в противоположном ему направлении. Уравновешивающий вал может использоваться также для привода масляного насоса. Противовесы изготавливаются из сплава вольфрама, высокая плотность которого позволяет уменьшить их размеры.

Каким бы жестким ни был коленчатый вал, он подвергается крутильным колебаниям. Крутильные колебания можно представить как постоянное закручивание с последующим раскручиванием вала, что происходит при работе двигателя с определенной частотой. При совпадении частоты крутильных колебаний с частотой внешних сил может наступить резонанс, который приведет к резкому увеличению нагрузок, действующих на коленчатый вал, и, как следствие, к его поломке. Излом коленчатых валов (обычно в месте соединения щеки с коренной шейкой) был частой причиной выхода из строя двигателей старых конструкций. Современные коленчатые валы имеют высокую жесткость, и резонансные частоты находятся за пределами возможных частот вращения валов этих двигателей. Тем не менее, в конструкции двигателей часто применяют гасители крутильных колебаний, которые снижают до нужного уровня виброактивность коленчатого вала. Одним из способов гашения крутильных колебаний является разделение шкива или диска, установленного на коленчатом вале, на внутреннюю и наружную части – двухмассовый маховик. Обе части соединяются упругим материалом, который поглощает вибрации за счет внутреннего трения.

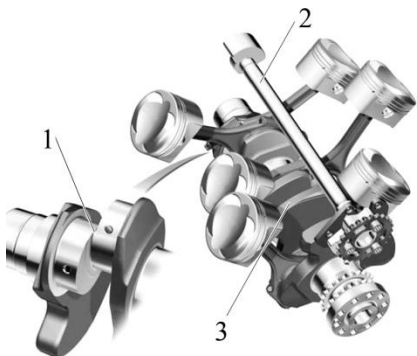


Рисунок 1.8 – Уравновешивание двигателя V6-FSI рабочим объемом 3,2 л Audi:

- 1 – раздвоенная шатунная шейка;
- 2 – уравновешивающий вал;
- 3 – противовес коленчатого вала

Другим способом является заполнение корпуса маховика силиконовой жидкостью. Гашение крутильных колебаний коленчатого вала осуществляется за счет сил сдвига, действующих в силиконовой жидкости.

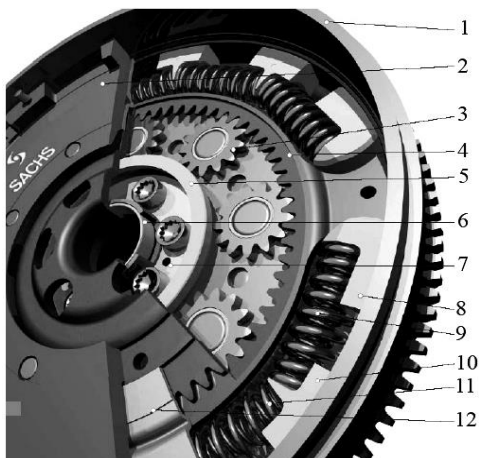
Фирма ZF Services разработала серию оригинальных двухмассовых маховиков SACHS, предназначенных для установки на различные модели легковых автомобилей. Конструктивной особенностью таких маховиков является наличие планетарного механизма передачи вращения от ведущего диска ведомому (рисунок 1.9 [20]).

Планетарный механизм и гаситель крутильных колебаний (система демпфирующих пружин 9, 11) располагаются внутри маховика, состоящего из двух массивных дисков (корпусов) 1 и 2. Пространство между маховиками заполнено густой консистентной смазкой.

В отличие от классического однодискового сцепления, где соотношение массы ведущего и ведомого дисков составляет  $1 : 0,1$ , у двухмассового маховика оно составляет  $1 : 1$ , то есть массы ведущего и ведомого дисков равны. Такая конструкция обеспечивает эффективное гашение колебаний и вибрации, что крайне важно при работе двигателя на низкой частоте вращения

коленчатого вала при трогании с места. Трансмиссия с двухмассовым маховиком одинаково стабильно работает при обычном и прерывистом импульсном запуске двигателя, его остановке и на холостом ходу. Во многом это объясняется согласованностью действия обоих маховиков, которая обеспечивается последовательным соединением нескольких поддерживающих пакетов переменной жесткости, предотвращающих блокировку демпфирующих пружин. Кроме этого, применение планетарного механизма значительно улучшает динамический момент инерции масс трансмиссии.

Рисунок 1.9 – Двухмассовый маховик с планетарным механизмом:  
 1, 2 – главный и вспомогательный корпуса маховика; 3 – шестерня планетарного механизма; 4 – корончатая шестерня; 5, 6 – подшипники скольжения радиальный и осевой; 7 – отверстие для штифта стопорения вращения; 8 – упор пружины; 9, 11 – пружины жесткая и мягкая; 10 – ползун; 12 – защитный стальной кожух для системы смазки



По своей конструкции двухмассовые маховики намного сложнее обычных сцеплений, поэтому их обслуживание и замена требуют и лучшей подготовки обслуживающего персонала, и наличия специального инструмента.

**Основные неисправности кривошипно-шатунного механизма.** Стуки в двигателе могут возникнуть по причине износа поршневых пальцев, шатунных и коренных подшипников. Для устранения неисправности необходимо заменить изношенные детали.

*Повышенная дымность выхлопных газов и (или) падение компрессии* (давление в конце такта сжатия) случаются из-за износа поршневых колец, поршней, цилиндров, залегания поршневых колец в канавках поршней.

Для устранения неисправности следует заменить изношенные детали.

### Контрольные вопросы

- 1 Каково назначение кривошипно-шатунного механизма?
- 2 Назовите основные части и детали кривошипно-шатунного механизма.
- 3 Какие типы кривошипно-шатунных механизмов вам известны?
- 4 Проанализируйте конструктивные меры по предотвращению заклинивания поршня в цилиндре двигателя при его нагреве.
- 5 В чем отличия цилиндров современных алюминиевых блоков двигателей?
- 6 Какое назначение и конструкцию имеет маховик двигателя?
- 7 Назовите основные неисправности кривошипно-шатунного механизма.

## З а д а н и е № 2

### ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

**Цель работы:** изучение назначения, принципа действия и особенностей конструкции газораспределительных механизмов бензиновых и дизельных двигателей, способов регулирования тепловых зазоров в приводе клапанов и установки фаз газораспределения при сборке двигателя.

**Оборудование и инструменты:** разрезные образцы двигателей ВАЗ-2105, КамАЗ-740; отдельные узлы и детали газораспределительных механизмов; плакаты и видеоматериалы.

**Требуется:**

- 1 Описать назначение и типы газораспределительных механизмов.
- 2 Привести схему деталей газораспределительного механизма.
- 3 Описать конструкцию и принцип работы газораспределительного механизма.
- 4 Описать основные неисправности газораспределительного механизма.
- 5 Изучить особенности эксплуатации газораспределительного механизма современных двигателей.

### Краткие сведения из теории

**Назначение и типы газораспределительных механизмов.**

Газораспределительным называется механизм, осуществляющий открытие и закрытие впускных и выпускных клапанов двигателя.

Газораспределительный механизм (ГРМ) служит для своевременного впуска горючей смеси или воздуха в цилиндры двигателя и выпуска из цилиндров отработавших газов. В двигателях автомобилей применяются газораспределительные механизмы с верхним расположением клапанов, которое позволяет увеличить степень сжатия двигателя, улучшить наполнение цилиндров горючей смесью или воздухом и упростить техническое обслуживание двигателя в эксплуатации.

Двигатели автомобилей могут иметь газораспределительные механизмы различных типов (рисунок 2.1), что зависит от типа двигателя и, главным образом, от взаимного расположения коленчатого и распределительного валов, впускных и выпускных клапанов. Число распределительных валов зависит от типа двигателя.

Верхнее расположение распределительного вала упрощает конструкцию двигателя, уменьшает массу и инерционные силы возвратно-поступательно



движущихся деталей механизма и обеспечивает высокую надежность и бесшумность его работы при большой частоте вращения коленчатого вала.

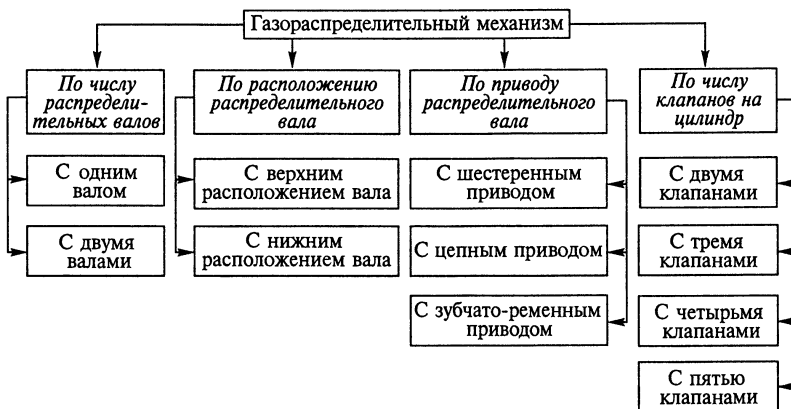


Рисунок 2.1 – Типы газораспределительных механизмов, классифицированные по различным признакам

Цепной и ременьный приводы распределительного вала также обеспечивают бесшумную работу газораспределительного механизма.

При нижнем расположении распределительный вал устанавливается в блоке цилиндров рядом с коленчатым валом. Открытие и закрытие клапанов производится от распределительного вала через толкатели, штанги и коромысла. Привод распределительного вала осуществляется с помощью шестерен от коленчатого вала. При нижнем расположении распределительного вала усложняется конструкция газораспределительного механизма и двигателя. При этом возрастают инерционные силы возвратно-поступательно движущихся деталей газораспределительного механизма.

Число распределительных валов в газораспределительном механизме и число клапанов на один цилиндр зависят от типа двигателя. Так, при большем числе впускных и выпускных клапанов обеспечивается лучшее наполнение цилиндров горючей смесью и лучшая их очистка от отработавших газов. В результате двигатель может развивать большую мощность и крутящий момент. При нечетном числе клапанов на цилиндр число впускных клапанов на один клапан больше, чем выпускных.

Распределительный вал приводится во вращение от коленчатого вала двигателя с помощью цепной передачи или зубчатого ремня. Натяжение цепи привода регулируется специальным натяжителем, а ремня – натяжным роликом (рисунок 2.2 [10]).

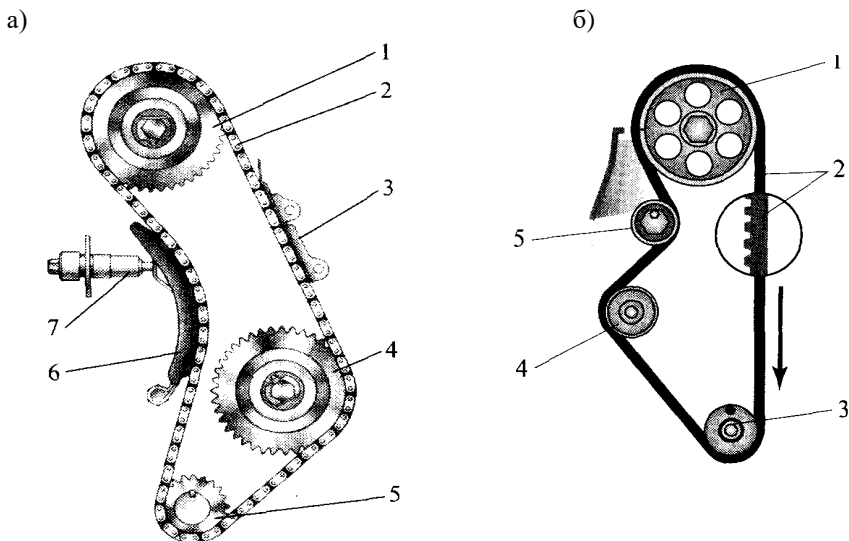


Рисунок 2.2 – Схема привода распределительного вала:

*а* – на примере двигателя ВАЗ-2105: 1, 4 – звездочки привода распределительного вала и масляного насоса; 2 – цепь; 3 – успокоитель цепи; 5 – звездочка коленчатого вала; 6 – башмак натяжителя цепи; 7 – натяжитель цепи;

*б* – на примере двигателя ВАЗ-2108: 1, 3, 4 – зубчатые шкивы распределительного и коленчатого валов, водяного насоса; 2 – зубчатый ремень; 5 – натяжной ролик

### Конструкция и работа газораспределительного механизма.

Газораспределительные механизмы независимо от расположения распределительных валов в двигателе включают в себя клапанную группу, передаточные детали и распределительные валы с приводом.

В клапанную группу входят впускные и выпускные клапаны, направляющие втулки клапанов и пружины клапанов с деталями крепления.

Передаточными деталями являются толкатели, направляющие втулки толкателей, штанги толкателей, коромысла, ось коромысел; рычаги привода клапанов, регулировочные шайбы и регулировочные болты. Однако при верхнем расположении распределительного вала толкатели, направляющие втулки и штанги толкателей, коромысла и ось коромысел обычно отсутствуют.

На рисунке 2.3 [5] представлен газораспределительный механизм двигателя легкового автомобиля ВАЗ-2105 с верхним расположением клапанов, с верхним расположением распределительного вала с цепным приводом и двумя клапанами на цилиндр.

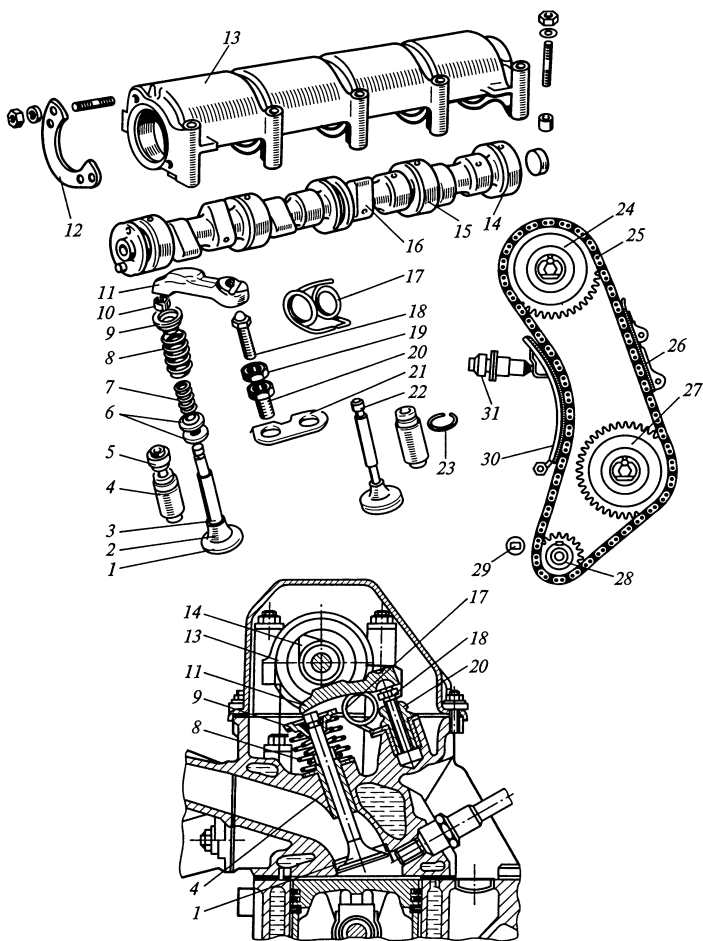


Рисунок 2.3 – Газораспределительный механизм двигателей легковых автомобилей ВАЗ-2105:

1, 22 – клапаны; 2 – головка; 3 – стержень; 4, 20 – втулки; 5 – колпачок; 6 – шайбы; 7, 8, 17 – пружины; 9 – тарелка; 10 – сухарь; 11 – рычаг; 12 – фланец; 13 – корпус подшипников; 14 – распределительный вал; 15 – шейка; 16 – кулачок; 18 – болт; 19 – гайка; 21 – пластина; 23 – кольцо; 24, 27, 28 – звездочки; 25 – роликовая цепь; 26 – успокоитель; 29 – палец; 30 – башмак; 31 – натяжное устройство

Газораспределительный механизм состоит из распределительного вала 14 с корпусом подшипников 13, привода распределительного вала, рычагов 11 привода клапанов, опорных регулировочных болтов 18 клапанов 1 и 22, направляющих втулок 4, пружин 7 и 8 клапанов с деталями крепления.

Распределительный вал обеспечивает своевременное открытие и закрытие клапанов. Распределительный вал – пятиопорный, отлит из чугуна. Он имеет опорные шейки 15 и кулачки 16 (впускные и выпускные). Внутри вала проходит канал, через который подводится масло от средней опорной шейки к другим шейкам и кулачкам. К переднему торцу вала крепится ведомая звездочка 24 цепного привода. Вал устанавливается в корпусе 13 подшипников, отлитом из алюминиевого сплава, который закреплен на верхней плоскости головки блока цилиндров. От осевых перемещений распределительный вал фиксируется упорным фланцем 12, который входит в канавку передней опорной шейки вала и прикрепляется к торцу корпуса подшипников.

Привод распределительного вала осуществляется через установленную на нем ведомую звездочку 24 двухрядной роликовой цепью 25 от ведущей звездочки 28 коленчатого вала. Этой цепью также вращается звездочка 27 вала привода масляного насоса. Привод распределительного вала имеет полуавтоматический натяжной механизм, состоящий из башмака и натяжного устройства. Цепь натягивается башмаком 30, на который воздействуют пружины натяжного устройства 31. Для гашения колебаний ведущей ветви цепи служит успокоитель 26. Башмак и успокоитель имеют стальной каркас с привулканизированным слоем резины. Ограничительный палец 29 предотвращает спадание цепи при снятии на автомобиле ведомой звездочки распределительного вала.

Клапаны открывают и закрывают впускные и выпускные каналы. Клапаны установлены в головке блока цилиндров в один ряд под углом к вертикальной оси цилиндров двигателя. Впускной клапан 7 для лучшего наполнения цилиндров горючей смесью имеет головку большего диаметра, чем выпускной клапан. Он изготовлен из специальной хромистой стали, обладающей высокой износостойкостью и теплопроводностью. Выпускной клапан 22 работает в более тяжелых температурных условиях, чем впускной. Он выполнен составным. Его головку делают из жаропрочной хромистой стали, а стержень – из специальной хромистой стали.

Каждый клапан состоит из головки 2 и стержня 3. Головка имеет конусную поверхность (фаску), которой клапан при закрытии плотно прилегает к седлу из специального чугуна, установленному в головке блока цилиндров и имеющему также конусную поверхность. Стержень клапана перемещается в чугунной направляющей втулке 4, запрессованной и фиксируемой стопорным кольцом 23 в головке блока цилиндров, обеспечивающей точную посадку клапана. На втулку надевается маслоотражательный колпачок 5 из маслостойкой резины. Клапан имеет две цилиндрические пружины: наружную 8 и внутреннюю 7. Пружины крепятся на стержне клапана с помощью шайб 6, тарелки 9 и разрезного сухаря 10.

Клапан приводится в действие от кулачка распределительного вала стальным кованым рычагом 11, который опирается одним концом на регулировочный болт 18, а другим – на стержень клапана. Регулировочный болт имеет сферическую головку. Он ввертывается в резьбовую втулку 20, закрепленную в головке блока цилиндров и застопоренную пластиной 21, и фиксируется гайкой 19. Регулировочным болтом устанавливается необходимый зазор между кулачком распределительного вала и рычагом привода клапана, равный 0,15 мм на холодном двигателе и 0,2 мм на горячем двигателе (прогретом до 75–85 °С). Пружина 17 создает постоянный контакт между концом рычага привода и стержнем клапана.

При вращении распределительного вала его кулачки в соответствии с порядком работы цилиндров двигателя поочередно набегают на рычаги 11. Рычаги, поворачиваясь одним концом на сферических головках регулировочных болтов 18, другим концом воздействуют на стержни клапанов, преодолевают сопротивление пружин 7, 8 и открывают клапаны. При дальнейшем повороте распределительного вала кулачки сходят с рычагов, которые возвращаются в исходное положение под действием пружин 17, а клапаны закрываются под действием пружин 7 и 8.

При работе двигателя распределительный вал вращается в два раза медленнее, чем коленчатый вал. Это связано с тем, что за период рабочего цикла двигателя, протекающего за два оборота коленчатого вала, впускной и выпускной клапаны каждого цилиндра должны открываться по одному разу.

На рисунке 2.4 [5] показан газораспределительный механизм двигателя с нижним расположением распределительного вала и двумя клапанами на цилиндр. Механизм включает в себя распределительный вал 1, привод распределительного вала, толкатели 9, штанги 8 толкателей, регулировочные винты 7, ось 6 коромысел, коромысла 5, клапаны 2, направляющие втулки 3 клапанов и пружины 4 с деталями крепления.

Распределительный вал – стальной, кованый, имеет пять опорных шеек 13, кулачки 15 (впускные и выпускные), шестерню 12 привода масляного насоса и распределителя зажигания, а также эксцентрик 14 привода топливного насоса. Вал установлен в блоке цилиндров двигателя на запрессованных биметаллических втулках, изготовленных из стали и покрытых изнутри слоем свинцовистого баббита.

Привод распределительного вала осуществляется через прикрепленную к его переднему концу ведомую шестерню 10, изготовленную из текстолита. Она находится в зацеплении с ведущей стальной шестерней 11, установленной на коленчатом валу. Обе шестерни выполнены косозубыми для уменьшения шума и плавной работы. Передаточное отношение шестеренного привода – отношение числа зубьев ведущей шестерни к числу зубьев ведомой шестерни – равно 1:2, т.е. ведомая шестерня 10 имеет в два раза больше зубьев, чем ведущая шестерня 11. Это

необходимо для того, чтобы за два оборота коленчатого вала распределительный вал совершал один оборот, обеспечивая за полный цикл двигателя открытие впускного и выпускного клапанов каждого цилиндра по одному разу.

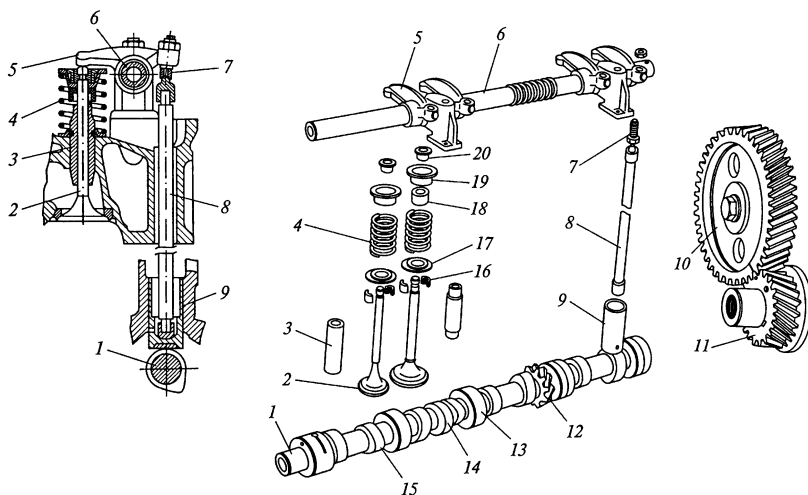


Рисунок 2.4 – Газораспределительный механизм с нижним расположением распределительного вала:

- 1 – распределительный вал; 2 – клапан; 3, 20 – втулки; 4 – пружина; 5 – коромысло;  
6 – ось; 7 – винт; 8 – штанга; 9 – толкатель; 10–12 – шестерни; 13 – шейка;  
14 – эксцентрик; 15 – кулачок; 16 – сухари; 17, 19 – шайбы; 18 – колпачок

Толкатели 9 служат для передачи усилия от кулачков распределительного вала к штангам 8. Они изготовлены из стали, и их торцы, соприкасающиеся с кулачками, выполнены сферическими и наплавлены отбеленным чугуном для уменьшения изнашивания. Внутри толкатели имеют сферические углубления для установки штанг. Толкатели перемещаются в направляющих отверстиях блока цилиндров.

Штанги 8 передают усилие от толкателей к коромыслам 5. Они изготовлены из алюминиевого сплава и на их концы напрессованы стальные наконечники.

Коромысла 5 предназначены для передачи усилия от штанг к клапанам. Коромысла – стальные, имеют неравные плечи для уменьшения высоты подъема толкателей и штанг, в их короткие плечи ввернуты винты 7 для регулировки теплового зазора. Коромысла установлены на втулках на полый оси 6, закрепленной в головке цилиндров.

Клапаны 2 изготовлены из легированных жаропрочных сталей. Для лучшего наполнения цилиндров двигателя горючей смесью диаметр головки у впускного клапана больше, чем у выпускного.

Пружины 4 изготовлены из рессорно-пружинной стали. Детальями их крепления являются шайбы 77 и 19, сухари 16 и втулки 20. Резиновые маслоотражательные колпачки 18, установленные на впускных клапанах, исключают проникновение масла через зазоры между направляющими втулками и стержнями клапанов.

Газораспределительный механизм работает следующим образом. При вращении распределительного вала его кулачки поочередно набегают на толкатели 9 в соответствии с порядком работы цилиндров двигателя. Усилие от толкателей через штанги 8 передается к коромыслам 5, которые, поворачиваясь на оси 6, воздействуют на стержни клапанов 2, преодолевают сопротивление пружин 4 и открывают клапаны. При дальнейшем повороте распределительного вала кулачки сходят с толкателей, которые вместе со штангами и коромыслами возвращаются в исходное положение под действием пружин, закрывающих также клапаны.

*Фазы газораспределения.* Продолжительность открытия впускных и выпускных клапанов, выраженная в градусах угла поворота коленчатого вала относительно мертвых точек, называется фазами газораспределения.

Наивысшие мощностные показатели работы двигателя могут быть достигнуты при наилучшем наполнении цилиндров горючей смесью и наиболее полной их очистке от отработавших газов. Поэтому продолжительность фаз впуска и выпуска установлена больше  $180^\circ$  из-за того, что моменты открытия и закрытия клапанов не совпадают с положениями поршня в верхней и нижней мертвых точках. Так, впускной клапан открывается в конце такта выпуска до прихода поршня в ВМТ с опережением на  $12^\circ$  у двигателей автомобилей ВАЗ-2105 и  $33^\circ$  – у двигателей автомобилей ВАЗ-21093, а закрывается в начале такта сжатия после прихода поршня в НМТ с запаздыванием соответственно на  $40$  и  $79^\circ$  (рисунок 2.5 [5]). Продолжительность впуска горючей смеси в цилиндры двигателей составляет соответственно  $232$  и  $292^\circ$ , что обеспечивает наилучшее их наполнение.

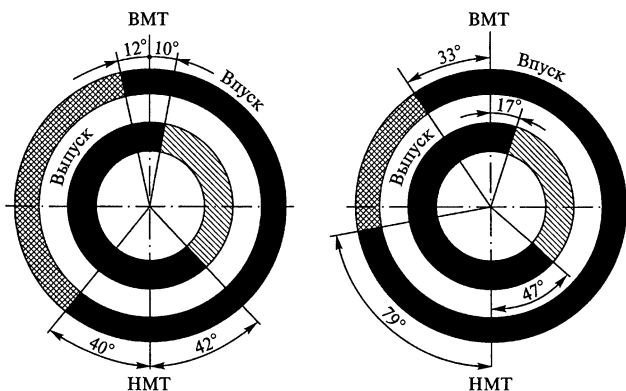


Рисунок – 2.5 Фазы газораспределения двигателей

Выпускной клапан открывается в конце такта рабочего хода до прихода поршня в НМТ с опережением на  $42^\circ$ , а закрывается в начале такта впуска после прихода поршня в ВМТ с запаздыванием соответственно на  $10^\circ$  и  $17^\circ$ . Продолжительность выпуска отработавших газов из цилиндров двигателей составляет соответственно  $232^\circ$  и  $244^\circ$ , что обеспечивает наиболее полную их очистку от газов.

В конце такта выпуска и в начале такта впуска происходит перекрытие клапанов, когда оба клапана (впускной и выпускной) открыты одновременно. Продолжительность перекрытия клапанов составляет для рассматриваемых двигателей соответственно  $22^\circ$  и  $50^\circ$ . Перекрытие клапанов длится небольшой промежуток времени и не оказывает влияния на работу двигателей.

В процессе эксплуатации необходимо следить за правильной установкой фаз газораспределения. Она обеспечивается совмещением специальных меток на шкивах распределительного и коленчатого валов и соответствующих меток на двигателе или совмещением меток на шестернях привода. Постоянство фаз газораспределения сохраняется только при соблюдении регулируемых тепловых зазоров в газораспределительном механизме. При увеличении зазоров продолжительность открытия клапанов уменьшается, а при уменьшении – увеличивается.

**Основные неисправности газораспределительного механизма двигателя.** Стуки в газораспределительном механизме появляются по причине увеличенных зазоров в клапанном механизме, износе подшипников или кулачков распределительного вала, рычагов, а также из-за поломки пружин клапанов. Для устранения стуков необходимо отрегулировать тепловой зазор, а изношенные детали и узлы следует заменить.

*Повышенный шум цепи привода распределительного вала* появляется



вследствие износа шарнирных соединений звеньев цепи и ее удлинения.

Следует отрегулировать натяжение цепи, а при чрезмерном ее износе заменить на новую.

*Потеря мощности двигателя и повышенная дымность выхлопных газов* происходят при нарушении теплового зазора в клапанном механизме, неплотном закрытии клапанов, износе маслоотражательных колпачков.

Зазор следует отрегулировать, изношенные колпачки поменять, а клапаны «притереть» к седлам.

#### **Эксплуатация газораспределительного механизма двигателя.**

Следует обратить внимание на *тепловой зазор* (рисунок 2.6 [5]) между рычагом и кулачком распределительного вала. Этот зазор должен быть строго определенным размером. Ведь при нагревании все детали двигателя расширяются, в том числе и детали газораспределительного механизма.

Если тепловой зазор меньше нормального, то клапан будет открываться больше, чем ему положено, и не будет успевать вовремя закрываться. А это нарушит рабочий цикл двигателя и, плюс ко всему, в скором времени придется менять «подгоревшие» клапаны.

Если же зазор между рычагом и кулачком распределительного вала будет очень большим, то клапан не сможет открываться полностью, что естественно не лучшим образом отразится на процессе заполнения цилиндров горючей смесью или выпуска отработавших газов.

При неправильной установке теплового зазора наблюдается целый «букет» неприятностей. Двигатель начинает работать неустойчиво, глохнуть и преподносить прочие «сюрпризы», поэтому следует периодически

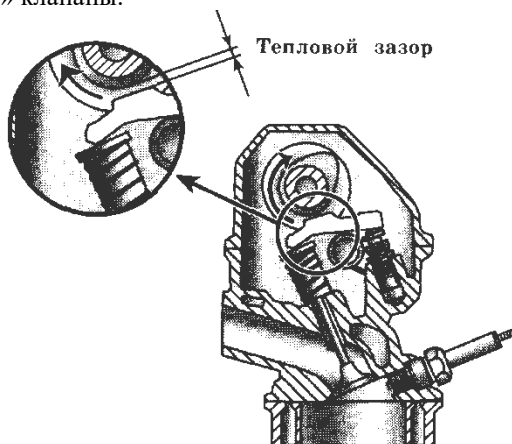


Рисунок 2.6 – Тепловой зазор газораспределительного механизма

контролировать правильность зазора в клапанах. Причем разговор идет о десятых долях миллиметра! Например, для двигателей ВАЗ, в зависимости от модели, тепловой зазор должен быть в пределах 0,15–0,35 мм.

При эксплуатации двигателя необходимо следить за *натяжением цепи или зубчатого ремня* привода распределительного вала и при необходимости его регулировать. Владельцам ВАЗ-2108 и 2109 с рабочим

объемом двигателя 1,3 литра следует быть особенно внимательными к состоянию ремня привода распределительного вала и вовремя его менять, не допуская обрыва изношенного ремня при движении. У этих двигателей, при выходе ремня из строя, возможна «встреча поршней с клапанами», за которой последует дорогостоящий ремонт с заменой деталей газораспределительного и кривошипно-шатунного механизмов двигателя.

В настоящее время в газораспределительных механизмах двигателей (рисунок 2.7 [20]) легковых автомобилей для привода впускных и выпускных клапанов находят широкое применение гидравлические толкатели, которые автоматически обеспечивают постоянный (беззазорный) контакт кулачков распределительного вала с клапанами, компенсируют износ сопрягаемых деталей (распределительного вала и клапанной группы) и исключают необходимость регулировки теплого зазора клапанов в эксплуатации.

Клапаны газораспределительного механизма приводятся в действие непосредственно кулачками распределительных валов через цилиндрические гидротолкатели (гидрокомпенсаторы зазора), которые расположены в направляющих отверстиях головки цилиндров по оси отверстий под клапана.

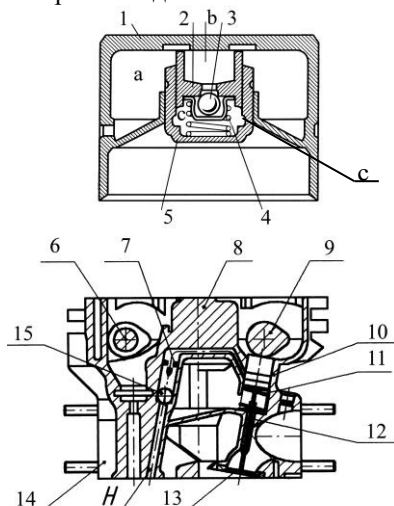


Рисунок 2.7 – Гидротолкатель:  
 1 – корпус; 2 – цилиндр; 3 – шариковый клапан; 4 – пружина; 5 – плунжер; 6 – распределительный вал; 7 – жиклер; 8 – разрез головки блока; 9 – кулачок; 10 – гидротолкатель; 11 – клапанная пружина; 12 – направляющая втулка; 13 – клапан; 14 – головка блока; 15 – обратный шариковый клапан; а – накопительная камера; б – поршневая камера; с – рабочая камера; Н – канал подачи смазки

Благодаря гидротолкателям уменьшаются стуки, механизм работает более плавно и четко, устраняются неисправности двигателя, которые могли быть при нарушении зазоров (прогары клапанов, потеря мощности и т.п.). В связи с отсутствием зазора не изменяются фазы газораспределения при износе деталей клапанного механизма. Кроме того, при техническом

обслуживании автомобиля не требуется регулировать зазор в клапанном механизме.

Гидротолкатель состоит из корпуса толкателя 1, цилиндра 2, плунжера 5 и обратного шарикового клапана 3, который поджат к отверстию в поршне пружиной. Поршень и плунжер разжимаются возвратной пружиной 4, находящейся между ними. Масло для работы гидротолкателей подводится из системы смазки по каналу *H*, а затем по каналам, выполненным на нижней плоскости корпуса подшипников. По этим же каналам подводится масло и для смазки шеек распределительных валов. Кулачки валов смазываются маслом, находящимся в ваннах головки цилиндров под кулачками. В канале *H* расположен обратный шариковый клапан 15, не допускающий слива масла из верхних каналов после остановки двигателя.

Гидравлический толкатель работает следующим образом.

Когда клапан закрыт, масло из канала *H* поступает в толкатель через канавку и отверстие в боковой поверхности. Масло проходит через паз, расположенный в верхней части толкателя и поступает в цилиндр толкателя. Пружина и масло, находящиеся между цилиндром 2 и плунжером 5, разжимает их и прижимает верхнюю плоскость корпуса толкателя 1 к кулачку, а нижнюю плоскость плунжера к торцу клапана, выбирая зазор в клапанном механизме. Жесткость этой пружины и давление масла намного меньше жесткости пружины клапана и поэтому клапан остается закрытым, когда толкатель касается затылочной части кулачка.

Когда на толкатель начинает воздействовать набегаящая часть кулачка, происходит короткий ускоряющий удар по корпусу толкателя, а т.к. шариковый клапан закрыт, то в камере «с» создается высокое давление. Поскольку жидкость (масло) в камере «с» практически несжимаема, узел цилиндр – плунжер становится жестким и передает усилие от кулачка на клапан. По мере дальнейшего поворота кулачка давление в камере «с» увеличивается и небольшая часть масла из камеры «с» перетекает в камеру «а» через зазор между поршнем и плунжером. Поэтому общая длина узла цилиндр – плунжер уменьшается, но не более, чем на 0,1 мм.

После закрытия клапана 13 начинается процесс выборки зазора в клапанном механизме. Силы от кулачка и клапана 15 уже не действуют на гидротолкатель. Возвратная пружина снова раздвигает цилиндр с плунжером, прижимая верхнюю плоскость корпуса толкателя 1 к кулачку, а нижнюю плоскость плунжера – к торцу клапана. При этом давление в камере «с» становится меньше, чем в камере «а», шариковый клапан открывается и в камеру «с» доливается масло из камеры «а».

**Особенности ГРМ дизельных двигателей.** Механизм привода клапанов также обычный, так же, как и привод распредвала, с тем отличием, что распредвал приводит в движение и топливный насос

высокого давления (ТНВД) на некоторых двигателях. Привод обычно осуществляется зубчатыми ремнями, цепями или шестернями. ТНВД приводится в движение промежуточной шестерней, которая обычно приводит в действие также и распредвал.

Распределительный вал открывает в определенной последовательности впускные и выпускные клапаны при помощи имеющихся на нем профильных кулачковых шайб. У нереверсивных двигателей распредвалы имеют только одинарные кулачковые шайбы, у реверсивных – сдвоенные, переднего и заднего хода для впускных и выпускных клапанов.

Кулачковые шайбы впускных и выпускных клапанов и ТНВД у нереверсивных двигателей изготовлены заодно с распредвалом и расположены в соответствии с фазами газораспределения и порядком работы цилиндров. У реверсивных дизелей кулачковые шайбы закреплены на распредвале. При набегании ролика штанги на выступ кулачковой шайбы клапаны открываются, а при сбегании ролика на цилиндрическую часть шайбы клапаны закрываются под воздействием пружины.

Дизельный двигатель требует внимательного отношения и «не прощает» забывчивости и беспечности – несоблюдение регламента смены зубчатого ремня ГРМ может привести к таким серьезным последствиям, что для их устранения понадобится дорогостоящий ремонт.

Согласно инструкциям на многие дизельные моторы, зубчатые ремни ГРМ подлежат замене через каждые 100 тыс. км, но практика показывает, что те, кто следуют этой рекомендации, очень рискуют – обрыв ремня ГРМ часто происходит и при гораздо меньшем пробеге, ведь помимо отработанных километров нужно еще учитывать и срок работы ремня, и влияние на него факторов окружающей среды, и главное – подвергался ли он контакту с маслом. Учитывая все эти поправки, можно рекомендовать производить замену ремня ГРМ не реже, чем через каждые 60 тыс. км пробега, а если на ремень попадало масло, то срок его службы может быть еще меньше. Помимо соблюдения этой периодичности необходимо также регулярно осматривать ремень на предмет его целостности. Неровные края ремня, трещинки у основания зуба являются сигналом к срочной замене ремня ГРМ, т.к. риск его разрыва при этом слишком велик.

Последствия обрыва зубчатого ремня ГРМ являются поистине катастрофическими для дизельного двигателя. При обрыве ремня ГРМ клапана ударяются о поршни, ломают распредвалы и коромысла. При этом часто головка блока полностью выходит из строя. Чтобы этого не случилось, необходимо неукоснительно соблюдать рекомендуемые нами правила эксплуатации дизельных двигателей. Вместе с зубчатым ремнем ГРМ рекомендуется менять и натяжной ролик, поскольку его поломка вызывает те же негативные последствия, что и обрыв ремня.

### **Контрольные вопросы**

- 1 *Каково назначение газораспределительного механизма?*
- 2 *Какие типы газораспределительных механизмов могут иметь двигатели?*
- 3 *Назовите детали газораспределительного механизма. Из каких материалов они изготовлены?*
- 4 *Опишите способы осуществления привода распределительного вала.*
- 5 *Какие основные неисправности газораспределительного механизма?*
- 6 *Как регулируются тепловые зазоры между коромыслами и стержнями клапанов?*
- 7 *Что называется фазами газораспределения? Зачем нужно перекрытие клапанов?*
- 8 *Для чего применяются гидравлические толкатели?*

### З а д а н и е № 3

## СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ И СМАЗКИ ДВИГАТЕЛЕЙ

**Цель работы:** изучение назначения, принципа действия, особенностей конструкции систем охлаждения и смазки двигателей.

**Оборудование и инструменты:** разрезные образцы двигателей ВАЗ-2105, КамАЗ-740; отдельные узлы и детали систем охлаждения и смазки; плакаты и видеоматериалы.

**Требуется:**

- 1 Изучить назначение системы охлаждения.
- 2 Привести схему, описать конструкцию и работу жидкостной системы охлаждения.
- 3 Изучить особенности системы охлаждения с электронным регулированием.
- 4 Изучить назначение системы смазки.
- 5 Привести схему, описать конструкцию и работу системы смазки.

### Краткие сведения из теории

**Назначение и характеристика системы охлаждения.** Системой охлаждения называется совокупность устройств, осуществляющих принудительный регулируемый отвод и передачу теплоты от деталей двигателя в окружающую среду.

Система охлаждения предназначена для поддержания оптимального температурного режима, обеспечивающего получение максимальной мощности, высокой экономичности и длительного срока службы двигателя.

При сгорании рабочей смеси температура в цилиндрах двигателя повышается до 2500 °С в среднем при работе двигателя и составляет 800–900 °С. Поэтому детали двигателя сильно нагреваются, и если их не охлаждать, то будут снижаться мощность двигателя, его экономичность, увеличиваться изнашивание деталей и может произойти поломка двигателя.

При чрезмерном охлаждении двигатель также теряет мощность, ухудшается его экономичность и возрастает изнашивание.

Для принудительного и регулируемого отвода теплоты в двигателях автомобилей применяют два типа системы охлаждения: жидкостная и воздушная. Тип системы охлаждения определяется теплоносителем (рабочим веществом), используемым для охлаждения двигателя.

Применение в двигателях различных систем охлаждения зависит от типа и назначения двигателя, его мощности и класса автомобиля.

В жидкостной системе охлаждения используются специальные охлаждающие жидкости – антифризы различных марок, имеющие температуру загустевания минус 40 °С и ниже. Антифризы содержат антикоррозионные и антивспенивающие присадки, исключая образование накипи. Они очень ядовиты и требуют осторожного обращения. По сравнению с водой антифризы имеют меньшую теплоемкость и поэтому отводят тепло от стенок цилиндров двигателя менее интенсивно. Это ускоряет прогрев двигателя и уменьшает изнашивание цилиндров, но в летнее время может привести к перегреву двигателя.

Оптимальным температурным режимом двигателя при жидкостной системе охлаждения считается такой, при котором температура охлаждающей жидкости в двигателе составляет 80–100 °С на всех режимах работы двигателя.

В *воздушной системе охлаждения* отвод теплоты от стенок камер сгорания и цилиндров двигателя осуществляется принудительно потоком воздуха, создаваемым мощным вентилятором. Для более интенсивного отвода теплоты от цилиндров и головок цилиндров они выполнены с оребрением.

По сравнению с воздушной жидкостная система охлаждения более эффективная, менее шумная, обеспечивает меньшую среднюю температуру деталей двигателя, улучшение наполнения цилиндров горючей смесью и более легкий пуск двигателя при низких температурах, а также использование жидкости для подогрева горючей смеси и отопления салона кузова автомобиля. Однако в системе возможно подтекание охлаждающей жидкости и имеется вероятность переохлаждения двигателя в зимнее время.

В двигателях автомобилей жидкостная система охлаждения получила наиболее широкое распространение.

**Конструкция и работа жидкостной системы охлаждения.** В двигателях автомобилей применяется закрытая (герметичная) жидкостная система охлаждения с принудительной циркуляцией охлаждающей жидкости (рисунок 3.1 [5]).

Внутренняя полость закрытой системы охлаждения не имеет постоянной связи с окружающей средой, а связь осуществляется через специальные клапаны (при определенном давлении или вакууме), находящиеся в пробках радиатора или расширительного бачка системы. Охлаждающая жидкость в такой системе закипает при 110–120 °С. Принудительная циркуляция охлаждающей жидкости в системе обеспечивается жидкостным насосом.

Система охлаждения двигателя состоит из рубашки охлаждения головки и блока цилиндров, радиатора, насоса, термостата, вентилятора, расширительного бачка, соединительных трубопроводов и сливных краников. Кроме того, в систему охлаждения входит отопитель салона кузова автомобиля. При непрогретом двигателе основной клапан термостата *19* закрыт, и охлаждающая жидкость не проходит через

радиатор 10. В этом случае жидкость нагнетается насосом 17 в рубашку охлаждения 8 блока и головки цилиндров двигателя. Из головки блока цилиндров через шланг 3 жидкость поступает к дополнительному клапану термостата и попадает вновь в насос. Вследствие циркуляции этой части жидкости двигатель быстро прогревается.

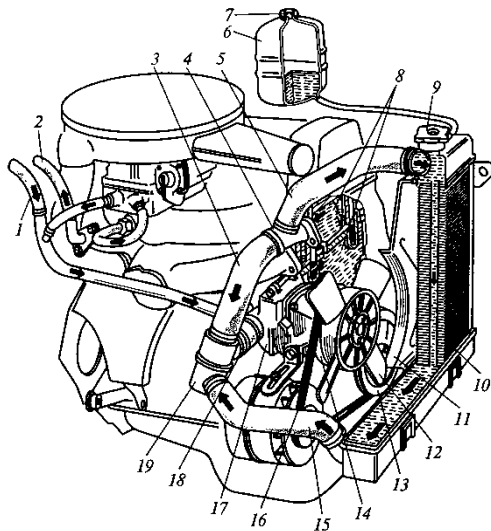


Рисунок 3.1 – Система охлаждения двигателя VAZ-2105:  
 1, 2, 3, 5, 15, 18 – шланги; 4 – патрубок; 6 – бачок;  
 7, 9 – пробки; 8 – рубашка охлаждения; 10 – радиатор;  
 11 – кожух; 12 – вентилятор; 13, 14 – шкивы; 16 – ремень;  
 17 – насос; 19 – термостат

Одновременно меньшая часть жидкости поступает из головки блока цилиндров в обогреватель (рубашку)

впускного трубопровода двигателя, а при открытом кране – в отопитель салона кузова автомобиля. При прогревом двигателе дополнительный клапан термостата закрыт, а основной клапан открыт. В этом случае большая часть жидкости из головки блока цилиндров попадает в радиатор, охлаждается в нем и через открытый основной клапан термостата поступает в насос. Меньшая часть жидкости, как и при непрогревом двигателя, циркулирует через обогреватель впускного трубопровода двигателя и отопитель салона кузова. В некотором интервале температур основной и дополнительный клапаны термостата открыты одновременно, и охлаждающая жидкость циркулирует в этом случае по двум направлениям (кругам циркуляции). Количество циркулирующей жидкости в каждом круге зависит от степени открытия клапанов термостата, чем обеспечивается автоматическое поддержание оптимального температурного режима двигателя. Расширительный бачок 6, заполненный охлаждающей жидкостью, сообщается с атмосферой через резиновый клапан, установленный в пробке 7 бачка. Бачок соединен шлангом с наливной горловиной радиатора, которая имеет пробку 9 с клапанами. Бачок компенсирует изменения объема охлаждающей жидкости, и в системе поддерживается постоянный объем циркулирующей жидкости. Для слива охлаждающей жидкости из системы охлаждения имеются два сливных отверстия с резьбовыми пробками, одно из которых находится в



нижнем бачке радиатора, а другое – в блоке цилиндров двигателя. Температура жидкости в системе контролируется указателем, датчик которого установлен в головке блока цилиндров двигателя.

*Жидкостный насос* обеспечивает принудительную циркуляцию жидкости в системе охлаждения двигателя. На двигателях автомобилей применяют лопастные насосы центробежного типа (рисунок 3.2 [5]).

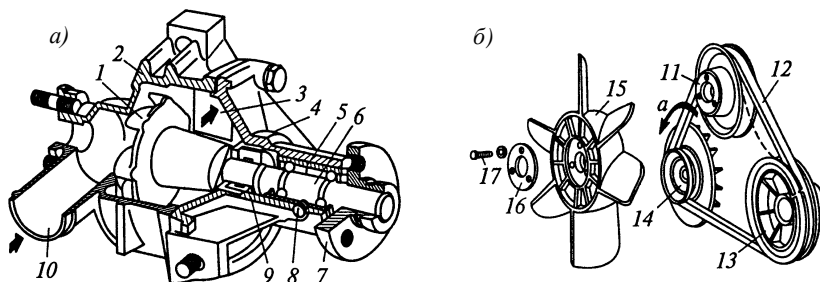


Рисунок 3.2 – Жидкостный насос (а) и вентилятор (б) двигателя:

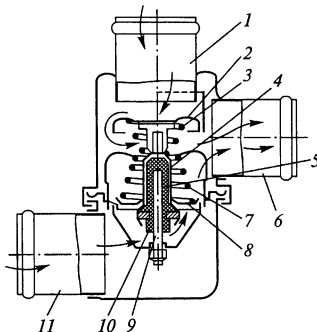
1 – крыльчатка; 2 – корпус; 3 – окно; 4 – крышка; 5 – подшипник; 6 – вал; 7 – ступица; 8 – винт; 9 – уплотнительное устройство; 10 – патрубок; 11, 13, 14 – шкивы; 12 – ремень; 15 – вентилятор; 16 – накладка; 17 – болт

Вал 6 насоса установлен в отлитой из алюминиевого сплава крышке 4 в двухрядном неразборном подшипнике 5. Подшипник размещен и зафиксирован в крышке стопорным винтом 8. На одном конце вала напрессована литая чугунная крыльчатка 1, а на другом конце – ступица 7 и шкив 11 вентилятора 15. При вращении вала насоса охлаждающая жидкость через патрубок 10 поступает к центру крыльчатки, захватывается ее лопастями, отбрасывается к корпусу 2 насоса под действием центробежной силы и через окно 3 в корпусе направляется в рубашку охлаждения блока цилиндров двигателя. Установленное на валу насоса уплотнительное устройство 9, состоящее из самоподжимной манжеты и графитокompозитного кольца, исключает попадание жидкости в подшипник вала. Привод насоса и вентилятора осуществляется клиновым ремнем 12 от шкива 13, который установлен на переднем конце коленчатого вала двигателя. С помощью этого ремня также вращается шкив 14 генератора. Нормальную работу насоса и вентилятора обеспечивает правильное натяжение ремня. Натяжение ремня регулируют путем перемещения генератора в сторону от двигателя (показано на рисунке 3.2, б стрелкой а). Насос корпусом 2, отлитым из алюминиевого сплава, крепится к фланцу блока цилиндров в передней части двигателя.

*Термостат* способствует ускорению прогрева двигателя и регулирует в определенных пределах количество охлаждающей жидкости, проходящей через радиатор. Термостат представляет собой автоматический клапан. В двигателях автомобилей применяют неразборные двухклапанные термостаты с твердым наполнителем.

Термостат (рисунок 3.3 [5]) имеет два входных патрубка *1* и *11*, выходной патрубок *6*, два клапана (основной *8*, дополнительный *2*) и чувствительный элемент. Термостат установлен перед входом в насос охлаждающей жидкости и соединяется с ним через патрубок *6*. Через патрубок *1* термостат соединяется с головкой блока цилиндров двигателя, а через патрубок *11* – с нижним бачком радиатора.

Рисунок 3.3 – Термостат:  
*1, 6, 11* – патрубки; *2, 8* – клапаны;  
*3, 7* – пружины; *4* – баллон; *5* – диафрагма;  
*9* – шток; *10* – наполнитель



Чувствительный элемент термостата состоит из баллона *4*, резиновой диафрагмы *5* и штока *9*. Внутри баллона между его стенкой и резиновой диафрагмой находится твердый наполнитель *10* (мелкокристаллический воск), обладающий высоким коэффициентом объемного расширения. Основной клапан *8* термостата с пружиной *7* начинает открываться при температуре охлаждающей жидкости более  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

При температуре менее  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$  основной клапан закрывает выход жидкости из радиатора, и она поступает из двигателя в насос, проходя через открытый дополнительный клапан *2* термостата с пружиной *3*. При возрастании температуры охлаждающей жидкости более  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$  в чувствительном элементе плавится твердый наполнитель, и объем его увеличивается. Вследствие этого шток *9* выходит из баллона *4*, и баллон перемещается вверх. Дополнительный клапан *2* при этом начинает закрываться и при температуре более  $94\text{ }^{\circ}\text{C}$  перекрывает проход охлаждающей жидкости от двигателя к насосу. Основной клапан *8* в этом случае открывается полностью, и охлаждающая жидкость циркулирует через радиатор.

*Расширительный бачок* служит для компенсации изменений объема охлаждающей жидкости при колебаниях ее температуры и для контроля

количества жидкости в системе охлаждения. Он также содержит некоторый запас охлаждающей жидкости на ее естественную убыль и возможные потери. На автомобилях применяют полупрозрачные пластмассовые бачки с заливной горловиной, закрываемой пластмассовой пробкой. Через горловину система заполняется охлаждающей жидкостью, а через клапаны, размещенные в пробке, осуществляется связь внутренней полости бачка и системы охлаждения с атмосферой. В пробке расширительных бачков часто имеется один резиновый клапан, срабатывающий при давлении, близком к атмосферному. При сливе охлаждающей жидкости из системы пробку снимают с расширительного бачка. Расширительный бачок размещается в подкапотном пространстве отделения двигателя, где крепится к кузову автомобиля.

*Радиатор* обеспечивает отвод теплоты охлаждающей жидкости в окружающую среду. На легковых автомобилях применяются трубчато-пластинчатые радиаторы.

Радиатор автомобиля обычно неразборный, имеет вертикальное расположение трубок и горизонтальное расположение охлаждающих пластин. Бачки радиатора и трубки – латунные, а охлаждающие пластины – стальные, луженые. Трубки и пластины образуют сердцевину радиатора. В верхнем бачке радиатора имеется горловина, через которую систему охлаждения заполняют жидкостью. Горловина герметично закрывается пробкой, имеющей два клапана – впускной и выпускной. Выпускной клапан открывается при избыточном давлении в системе 0,05 МПа, и закипевшая охлаждающая жидкость через патрубок и соединительный шланг выбрасывается в расширительный бачок. Впускной клапан не имеет пружины и обеспечивает связь внутренней полости системы охлаждения с окружающей средой через расширительный бачок и резиновый клапан в его пробке, который срабатывает при давлении, близком к атмосферному. Впускной клапан перепускает жидкость из расширительного бачка при уменьшении ее объема в системе (при охлаждении) и пропускает в расширительный бачок при увеличении объема (при нагревании жидкости). Радиатор установлен нижним бачком на кронштейне кузова на двух резиновых опорах, а сверху закреплен двумя болтами через стальные распорки и резиновые втулки. Для направления воздушного потока через радиатор и более эффективной работы вентилятора за радиатором установлен стальной кожух вентилятора, состоящий из двух половин. Радиатор не имеет жалюзи и утепляется в случае необходимости специальным съемным чехлом-утеплителем.

*Вентилятор* увеличивает скорость и количество воздуха, проходящего через радиатор. На двигателях автомобилей устанавливают четырех- и шестилопастные вентиляторы. Лопасти его имеют скругленные концы и расположены под углом к плоскости вращения вентилятора. Вентилятор

крепится накладкой и болтами к ступице и приводится во вращение от шкива коленчатого вала.

На некоторых двигателях применяется электроventильатор. Он состоит из электродвигателя и ventильатора. Включается и выключается электроventильатор автоматически датчиком в зависимости от температуры охлаждающей жидкости.

**Система охлаждения с электронным регулированием.** На параметры работы двигателя, среди прочего, существенно влияет оптимальный температурный режим охлаждающей жидкости. Повышенная температура охлаждающей жидкости при частичной нагрузке обеспечивает благоприятные условия для работы двигателя, что положительно влияет на расход топлива и токсичность отработавших газов. Благодаря пониженной температуре охлаждающей жидкости при полной нагрузке мощность двигателя увеличивается, вследствие охлаждения всасываемого воздуха и тем самым увеличения его количества, поступающего в двигатель.

Применение системы охлаждения с электронным регулированием температуры позволяет регулировать температуру жидкости при частичной нагрузке двигателя в пределах от 95 до 110 °С и при полной нагрузке – от 85 до 95 °С.

Система охлаждения двигателя с электронным регулированием оптимизирует температуру охлаждающей жидкости в соответствии с нагрузкой двигателя. Согласно программе оптимизации, заложенной в память блока управления двигателем, посредством действия термостата и ventильаторов достигается требуемая рабочая температура двигателя. Таким образом, температура охлаждающей жидкости приведена в соответствие с нагрузкой двигателя.

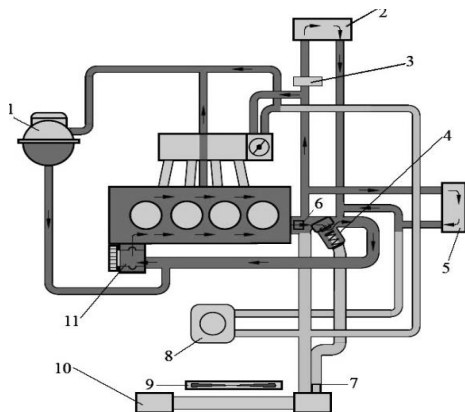
Схематично система охлаждения с электронным управлением показана на рисунке 3.4 [20]. Основными отличительными составляющими системы охлаждения с электронным регулированием от обычной является наличие распределителя охлаждающей жидкости с электронным термостатом.

В связи с введением электронного регулирования системы охлаждения в блок управления двигателем поступает следующая дополнительная информация:

- электропитание термостата (выходной сигнал);
- температура охлаждающей жидкости на выходе из радиатора (входной сигнал);
- управление ventильаторами радиатора (2 выходных сигнала);
- положение потенциометра у регулятора системы отопления (входной сигнал).

Рисунок 3.4 – Система охлаждения с электронным управлением:

1 – расширительный бачок; 2 – радиатор системы отопления; 3 – клапан отключения радиатора системы отопления; 4 – распределитель охлаждающей жидкости с электронным термостатом; 5 – масляный радиатор коробки передач; 6, 7 – датчики температуры охлаждающей жидкости на выходе ее из двигателя и из радиатора; 8 – масляный радиатор; 9 – вентиляторы; 10 – основной радиатор системы охлаждения; 11 – жидкостный насос



Распределитель представляет собой устройство для направления потока охлаждающей жидкости в малый или большой круг.

В термостате в отличие от обычных систем охлаждения установлен дополнительное нагревательное сопротивление. Управление термостатом в оптимизированной системе охлаждения двигателя (движение охлаждающей жидкости по малому или большому кругу) осуществляется в соответствии с трехмерными графиками зависимости оптимальной температуры охлаждающей жидкости от ряда факторов, основными из которых являются нагрузка двигателя, частота вращения коленчатого вала, скорость движения автомобиля и температура всасываемого воздуха. По этим графикам определяется величина номинальной температуры охлаждающей жидкости.

**Назначение и характеристика смазочной системы.** Смазочной называется система, обеспечивающая подачу масла к трущимся деталям двигателя. Она служит для уменьшения трения и изнашивания деталей двигателя, охлаждения и коррозионной защиты трущихся деталей и удаления с их поверхностей продуктов изнашивания.

В современных автомобильных двигателях обычно применяют комбинированную систему смазки, когда наиболее нагруженные детали (коренные и шатунные подшипники, подшипники распределительного вала и др.) смазываются под давлением, создаваемым масляным насосом, а остальные – путем разбрызгивания масла. Разбрызгивается масло коленчатым валом и другими вращающимися деталями. Пространство картера двигателя при этом заполняется мельчайшими частицами масла, которое, осаждаясь на деталях, проникает в зазоры между трущимися поверхностями.

При наличии в смазочной системе масляного радиатора охлаждение масла осуществляется и в масляном поддоне, и в масляном радиаторе,

который включается в работу при длительном движении автомобиля с высокими скоростями и при эксплуатации автомобиля летом.

В смазочной системе с открытой вентиляцией картера двигателя картерные газы, состоящие из горючей смеси и продуктов сгорания, удаляются в окружающую среду. При закрытой вентиляции картера двигателя картерные газы принудительно удаляются в цилиндры двигателя на догорание, что предотвращает попадание газов в салон кузова легкового автомобиля и уменьшает выброс ядовитых веществ в окружающую среду.

**Конструкция и работа смазочной системы.** На рисунке 3.5 [5] представлена смазочная система двигателя легкового автомобиля с закрытой вентиляцией картера двигателя. Она включает в себя масляный поддон, масляный насос с редукционным клапаном и маслоприемником, масляный фильтр, маслопроводы (каналы в головке и блоке цилиндров, коленчатом и распределительном валах), заливную горловину и указатель уровня масла.

Масло заливают в поддон 12 через горловину 3 и его количество контролируют специальным стержнем 8, конец которого находится в масляной ванне. При работе двигателя масло забирается из поддона насосом 10 через маслоприемник 11 и по приемному каналу в блоке цилиндров подается в фильтр 9, который включен в главную масляную магистраль 7 последовательно. Из фильтра масло через главную магистраль и канал в блоке цилиндров под давлением поступает соответственно к коренным подшипникам коленчатого вала и переднему подшипнику вала 1 привода масляного насоса, а также к заднему подшипнику по центральному каналу вала.

Максимальное давление масла, создаваемое насосом, ограничивается редукционным клапаном, установленным в масляном насосе.

При засорении фильтра масло поступает в главную масляную магистраль, минуя фильтр, через перепускной клапан, который установлен в фильтре. От коренных подшипников масло через внутренние каналы коленчатого вала подается к шатунным подшипникам и от них через отверстия в нижних головках шатунов разбрызгивается на стенки цилиндров.

Поршневые кольца и поршневые пальцы смазываются маслом, снимаемым со стенок цилиндров, и масляным туманом, находящимся внутри двигателя. К центральному опорному подшипнику распределительного вала масло из фильтра под давлением поступает через главную магистраль 7, канал 4 и канавку в опоре в центральный канал 2 распределительного вала и из него к другим опорным подшипникам и кулачкам вала.

Звездочка и цепь привода распределительного вала смазываются маслом, вытекающим из переднего опорного подшипника вала. Стержни клапанов, направляющие втулки и другие детали клапанов смазываются маслом, разбрызгиваемым механизмами двигателя при их работе. Отработавшее масло стекает в поддон картера двигателя. Давление масла в смазочной системе контролируется контрольной лампой 5, датчик 6 которой установлен на блоке цилиндров двигателя.

*Масляный поддон* является резервуаром для масла. Он закрывает двигатель снизу, и в нем масло охлаждается. Внутри поддона имеется специальная перегородка, уменьшающая колебания масла при движении автомобиля. Поддон крепится к нижнему торцу блока цилиндров (к картеру) через уплотнительную прокладку, изготовленную из пробкорезиновой смеси. Он имеет резьбовое отверстие с пробкой, предназначенное для слива масла.

*Масляный насос* подает масло под давлением к трущимся поверхностям деталей двигателя. На двигателях применяют масляные насосы шестеренного типа с установленным в насосе редукционным клапаном, отрегулированным на давление 0,45 МПа и не подлежащим регулировке в процессе эксплуатации.

В настоящее время в современных системах смазки используются пластинчатые, героторные насосы и насосы с маятниковыми золотниками.

*Масляный фильтр* очищает масло от твердых частиц (продуктов износа трущихся деталей, нагара и т.п.), так как они вызывают повышенное изнашивание деталей и засоряют масляные магистрали. На легковых автомобилях применяется масляный фильтр полнопоточный (пропускает все нагнетаемое масло), неразборный, с перепускным и противодренажным клапанами. В корпусе фильтра находится бумажный фильтрующий элемент со специальной вставкой из вязкого волокна. Нагнетаемое насосом масло поступает через отверстия в днище в наружную полость фильтра, проходит через поры фильтрующего элемента, очищается в нем и выходит в масляную

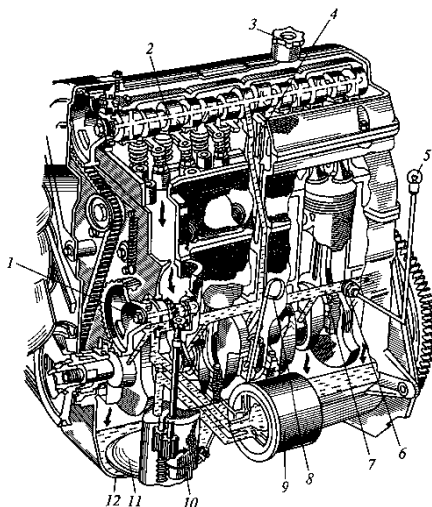


Рисунок 3.5 – Смазочная система двигателя легкового автомобиля:  
 1 – вал; 2, 4 – каналы; 3 – горловина; 5 – лампа;  
 6 – датчик; 7 – магистраль; 8 – стержень; 9 – фильтр;  
 10 – насос; 11 – маслоприемник; 12 – поддон

магистраль блока цилиндров из центральной части фильтра через отверстие. Вставка фильтрующего элемента очищает масло при пуске холодного двигателя, когда оно не может пройти через поры бумажного фильтрующего элемента. При сильном загрязнении фильтра, а также при повышенной вязкости масла (при низких температурах) открывается перепускной клапан масляного фильтра, имеющий пружину, и неочищенное масло из фильтра поступает в масляную магистраль. Противодренажный клапан, выполненный в виде манжеты из специальной маслостойкой резины, пропуская масло в фильтр, предотвращает вытекание его из смазочной системы в масляный поддон при неработающем двигателе. Это позволяет ускорить подачу масла к трущимся поверхностям деталей двигателя после его пуска.

Масляный фильтр крепится к блоку цилиндров на специальном резьбовом штуцере, для чего в днище фильтра имеется резьбовое отверстие. Резиновое кольцо, надетое на крышку, обеспечивает герметичность установки фильтра на блоке цилиндров двигателя. Для эффективной очистки масла фильтр заменяют при смене масла в двигателе.

На автомобилях широкое применение также имеют фильтры центробежной очистки масла, или центрифуги. В центрифуге очистка масла производится за счет центробежных сил, которые отбрасывают механические примеси к стенкам вращающегося ротора.

**Электронная система контроля уровня масла.** В современных автомобилях может отсутствовать щуп для контроля уровня масла в двигателе. Уровень масла в двигателях таких автомобилей определяется электронной системой контроля. Данные об уровне моторного масла отображаются на дисплее щитка приборов или на дисплее магнитолы (рисунок 3.6 [20]).

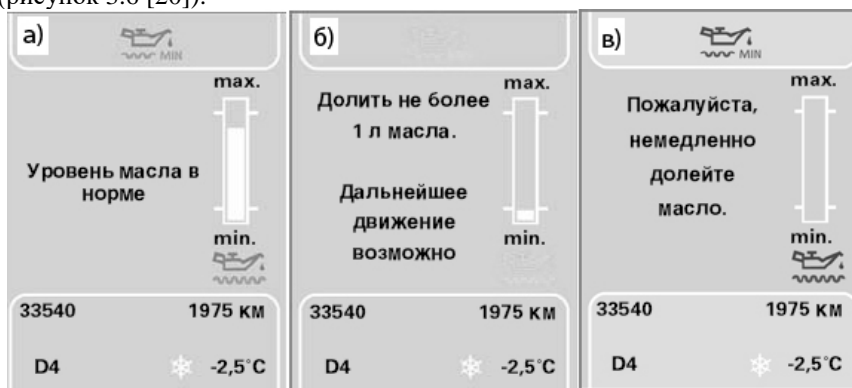


Рисунок 3.6 – Примеры сообщений на дисплее комбинации приборов

Возможно появление следующих сообщений:



– Уровень масла в норме (символ зелёного цвета) с указанием «Уровень масла в норме» (рисунок 3.6, а).

– Минимальный уровень масла (символ жёлтого цвета) с указанием «Долейте не более 1 л масла, дальнейшее движение возможно» (рисунок 3.6, б).

– Недолив (символ красного цвета) с указанием «Пожалуйста, немедленно долейте масло» (рисунок 3.6, в).

– Перелив (символ жёлтого цвета) с указанием «Пожалуйста, уменьшите уровень масла».

– Неисправность датчика уровня масла (символ жёлтого цвета) с указанием «Датчик неисправен».

В качестве датчиков уровня масла могут применяться термический или ультразвуковой.

Термический датчик работает по принципу нагреваемой проволочной нити. Уровень масла измеряется с помощью температурозависимого меандра на печатной плате. Меандр подогревается. Имеющееся количество масла определяет характеристики его охлаждения. Получающееся время охлаждения и есть величина уровня масла.

Информация, поступающая с датчика, используется для определения уровня и качества масла. При определении качества масла учитывается также и отложение частиц сажи в масле. Параметр отложения сажи определяется опытным путем и сохраняется в соответствующей характеристике. Во время движения происходит постоянное измерение температуры моторного масла и определение его уровня. Оба параметра при помощи общего сигнала с широтно-импульсной модуляцией передаются через блок управления двигателя на блок управления комбинации приборов.

Ультразвуковой датчик работает по принципу ультразвукового сигнала. Посылаемые ультразвуковые импульсы отражаются от границы раздела сред масло – воздух. На основании промежутка времени между посланным и вернувшимся импульсом и с учётом скорости звука и вычисляется уровень масла.

Сигнал от обоих датчиков обрабатывается встроенным в корпус датчиков электронным блоком.

Трубка, в которую до этого вставлялся маслоизмерительный щуп, по-прежнему устанавливается. Через неё на сервисном предприятии можно производить откачку масла.

### **Контрольные вопросы**

*1 Какое назначение имеет система охлаждения?*

*2 Назовите узлы, входящие в состав системы жидкостного охлаждения*

двигателя. Как производится заполнение системы и слив из нее охлаждающей жидкости?

3 Проанализируйте способы включения термостата в систему охлаждения. Опишите круги циркуляции жидкости в холодном и прогретом состояниях.

4 В чем особенности системы охлаждения с электронным регулированием?

5 Какое назначение имеет система смазки?

6 Назовите узлы, входящие в состав смазочной системы автомобиля. Как производится заполнение смазочной системы и слив из нее масла?

7 Какие особенности имеет электронная система контроля уровня масла?

## З а д а н и е № 4

### СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

**Цель работы:** изучение назначения, принципа действия и особенностей конструкции элементов системы питания бензиновых двигателей.

**Оборудование и инструменты:** разрезные образцы карбюраторов, отдельные узлы и детали системы питания, плакаты и видеоматериалы, иллюстрирующие устройство изучаемых систем.

**Требуется:**

- 1 Изучить и описать назначение и типы систем питания бензиновых двигателей.
- 2 Изучить систему питания карбюраторного двигателя автомобиля.
- 3 Привести схему и описать устройство и принцип действия системы впрыска L-Джетроник.
- 4 Изучить особенности электронной одноточечной системы впрыска (моно системы) Моно-Jetronic.
- 5 Изучить особенности электронной системы впрыска Мотроник.
- 6 Изучить особенности электронной системы непосредственного впрыска бензиновых двигателей.

### Краткие сведения из теории

#### 1 Назначение и характеристика системы питания

Системой питания называется совокупность приборов и устройств, обеспечивающих подачу топлива и воздуха к цилиндрам двигателя и отвод от цилиндров отработавших газов. Система питания служит для приготовления горючей смеси, необходимой для работы двигателя. *Горючей* называется смесь топлива и воздуха в определенных пропорциях.

Двигатели автомобилей работают на рабочей смеси. *Рабочей* называется смесь топлива, воздуха и отработавших газов, образующаяся в цилиндрах при работе двигателя.

В зависимости от места и способа приготовления горючей смеси двигатели автомобилей могут иметь различные системы питания (рисунок 4.1 [5]). Система питания с приготовлением горючей смеси в специальном приборе – карбюраторе применяется в бензиновых двигателях, которые называются карбюраторными. Для приготовления горючей смеси в карбюраторе используется пульверизационный способ. При этом способе капельки бензина, попадая из распылителя в движущийся со скоростью 50–150 м/с поток воздуха в смесительной камере карбюратора, размельчаются,

испаряются и, смешиваясь с воздухом, образуют горючую смесь. Полученная горючая смесь поступает в цилиндры двигателя.

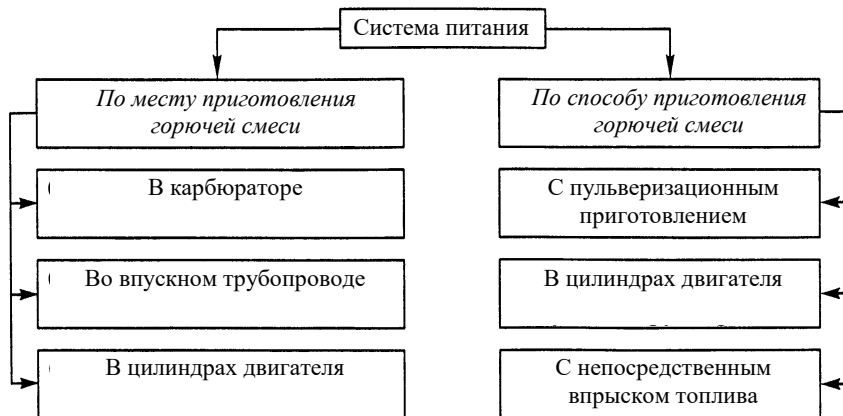


Рисунок 4.1 – Типы систем питания

Система питания с приготовлением горючей смеси во впускном трубопроводе также применяется в бензиновых двигателях. Для приготовления горючей смеси в быстро движущийся поток воздуха во впускном трубопроводе под давлением из форсунок впрыскивается мелкораспыленное топливо. Топливо перемешивается с воздухом, и образованная горючая смесь поступает в цилиндры двигателя.

Система питания с приготовлением горючей смеси непосредственно в цилиндрах двигателя применяется как в дизелях, так и в бензиновых двигателях. Приготовление горючей смеси происходит внутри цилиндров двигателя путем впрыска из форсунок под давлением мелкораспыленного топлива в сжимаемый в цилиндрах воздух. При этом, если в дизельных двигателях происходит самовоспламенение образованной рабочей смеси от сжатия, то в бензиновых двигателях рабочая смесь в цилиндрах воспламеняется принудительно от свечей зажигания. Система питания с впрыском топлива обеспечивает лучшее наполнение цилиндров двигателя горючей смесью и более качественную их очистку от отработавших газов. При этом впрыск топлива позволяет повысить степень сжатия и максимальную мощность бензиновых двигателей, уменьшить расход топлива и снизить токсичность отработавших газов. Однако системы питания с впрыском топлива сложнее по конструкции и обслуживанию в эксплуатации.

**Система питания карбюраторного двигателя автомобиля** состоит из топливного бака, топливного насоса, воздушного фильтра, карбюратора, топливопроводов, впускного и выпускного трубопроводов,

трубы глушителей, основного и дополнительного глушителей (рисунок 4.2 [5]).

Топливо из бака 6 подается насосом 7 по топливопроводам 5 в карбюратор 4. Через воздушный фильтр 1 в карбюратор поступает воздух. Приготовленная в карбюраторе горючая смесь подается в цилиндры двигателя по впускному трубопроводу 2. Отработавшие газы отводятся из цилиндров двигателя в окружающую среду через выпускной трубопровод 3, трубу 8 глушителей, основной 10 и дополнительный 9 глушители.

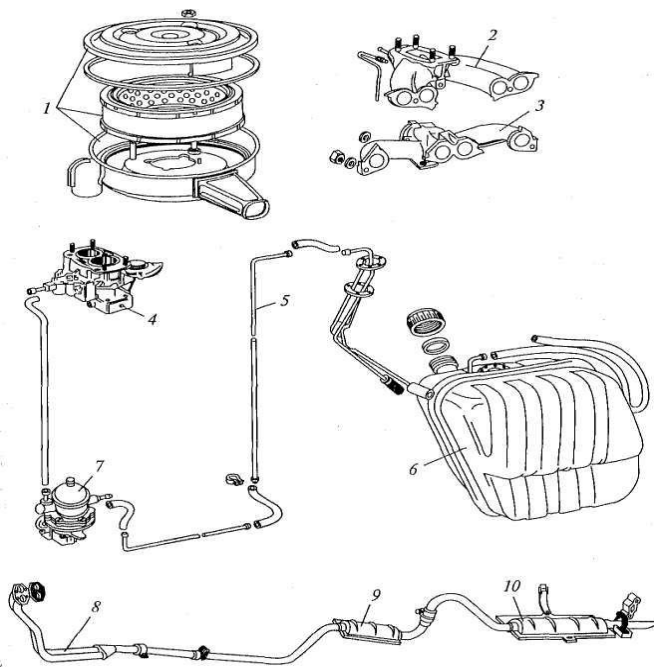


Рисунок 4.2 – Система питания бензинового двигателя:  
1 – воздушный фильтр; 2, 3 – трубопроводы; 4 – карбюратор; 5 – топливопровод; 6 – бак;  
7 – насос; 8 – труба; 9, 10 – глушители

В системе питания двигателя часто бывает установлен фильтр тонкой очистки топлива. Топливный бак соединен шлангом с сепаратором (специальным устройством), служащим для конденсации паров бензина, и сливным трубопроводом с карбюратором. На шланге сепаратора и сливном трубопроводе установлены обратные клапаны. Один клапан исключает слив топлива из бака через карбюратор при опрокидывании

автомобиля, а другой – связывает внутреннюю полость бака с атмосферой. Топливо подается в систему с обратным сливом его части из карбюратора (через калиброванное отверстие) в топливный бак, что обеспечивает постоянную циркуляцию топлива в системе. Постоянная циркуляция топлива исключает воздушные пробки в системе, улучшает ее работу и способствует дополнительному охлаждению двигателя.

*Топливный бак* служит для хранения запаса топлива, необходимого для определенного пробега автомобиля. На автомобилях применяют сварные, штампованные из стали топливные баки, оцинкованные для предохранения от коррозии, или пластмассовые. Наполненный бензином бак обеспечивает пробег автомобиля 350–400 км.

В топливных баках легковых автомобилей часто для увеличения жесткости и уменьшения колебаний топлива при движении внутри имеются специальные перегородки. Кроме того, в нижней части бака размещается противоотливное устройство, изготовленное в виде стакана диаметром 150 мм и высотой 80 мм. Это устройство предназначено для исключения перебоев в работе двигателя и его остановки при резком трогании с места или резком торможении, а также при движении автомобиля на больших скоростях на поворотах.

Форма топливного бака во многом зависит от его размещения на автомобиле. Бак может располагаться под полом кузова, в багажнике, под задним и за задним сиденьем, т.е. в местах, более защищенных от ударов при столкновениях. Прикрепляется топливный бак к кузову автомобиля.

*Топливный насос* служит для подачи топлива из топливного бака в карбюратор. На двигателях автомобилей устанавливают саморегулирующиеся топливные насосы диафрагменного типа.

В топливном насосе между верхней и нижней частями корпуса установлен блок диафрагм, который соединен со штоком. На штоке установлена пружина блока диафрагм. В верхней части корпуса насоса находятся всасывающий и нагнетательный клапаны. Привод насоса осуществляется толкателем от эксцентрика вала привода масляного насоса.

*Топливный фильтр тонкой очистки* очищает топливо, поступающее в карбюратор, от механических примесей. Очистка топлива необходима, чтобы не засорились каналы и жиклеры карбюратора, имеющие малые сечения. Фильтр тонкой очистки топлива может быть неразборным, с бумажным фильтрующим элементом, и разборным.

При очистке топливо сначала поступает в отстойник, где осаждаются наиболее крупные частицы примесей, а затем очищается, проходя через сетку внутрь стакана фильтрующего элемента.

Фильтры тонкой очистки топлива обычно устанавливаются между топливным насосом и карбюратором.

*Воздушный фильтр* очищает воздух, поступающий в карбюратор, от пыли и других примесей. Пыль содержит мельчайшие кристаллы твердого кварца, которые, оседая на смазываемые поверхности трущихся деталей двигателя, вызывают их интенсивное изнашивание.

На двигателях автомобилей применяют главным образом воздушные фильтры сухого типа со сменными бумажными или картонными фильтрующими элементами.

*Карбюратор* служит для приготовления горючей смеси (смесь бензина с воздухом) в количествах и по составу, соответствующих всем режимам работы двигателя. Он устанавливается на впускном трубопроводе двигателя. Простейший карбюратор (рисунок 4.3 [5]) состоит из поплавковой камеры 8 с поплавком 9 и игольчатым клапаном 10 и смесительной камеры, в которой находятся диффузор 3, распылитель 4 с жиклером 7 и дроссельная заслонка 5.

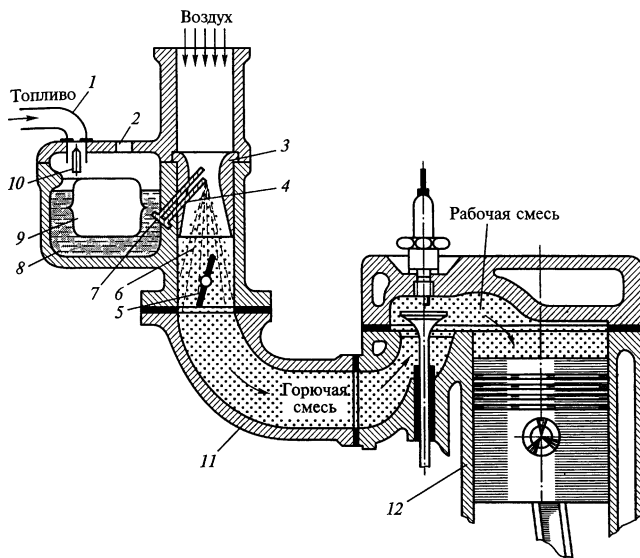


Рисунок 4.3 – Схема устройства и работы простейшего карбюратора:  
1 – топливопровод; 2 – отверстие связи с воздухом; 3 – диффузор; 4 – распылитель;  
5 – заслонка; 6 – смесительная камера; 7 – жиклер; 8 – поплавковая камера;  
9 – поплавок; 10 – клапан; 11 – трубопровод; 12 – цилиндр двигателя

Поплавковая камера содержит бензин, необходимый для приготовления горючей смеси. Поплавок с игольчатым клапаном поддерживают бензин в поплавковой камере и распылителе на постоянном уровне – на 1–1,5 мм ниже конца распылителя. Такой уровень обеспечивает хорошее

высасывание бензина и устраняет вытекание топлива из распылителя при неработающем двигателе. Если уровень бензина понижается, то поплавки с клапаном опускаются и бензин поступает в поплавковую камеру. Если уровень бензина достиг нормального, поплавок всплывает и клапан закрывает доступ бензина в поплавковую камеру.

Распылитель подает бензин в центр смесительной камеры карбюратора. Он представляет собой трубку, которая входит в смесительную камеру и через жиклер сообщается с поплавковой камерой. Жиклер пропускает определенное количество бензина, который поступает в распылитель. Он представляет собой пробку с калиброванным отверстием.

Смесительная камера служит для смешивания бензина с воздухом. Она представляет собой патрубок, один конец которого связан с впускным трубопроводом двигателя, а другой – с воздушным фильтром.

Диффузор служит для увеличения скорости потока воздуха в центре смесительной камеры, создавая вакуум у конца распылителя. Диффузор представляет собой патрубок, суженный внутри.

Дроссельная заслонка регулирует количество горючей смеси, поступающей из карбюратора в цилиндры двигателя. Карбюратор работает следующим образом.

При тактах впуска в смесительную камеру 6 поступает воздух. В диффузоре 3 скорость воздуха возрастает, и у конца распылителя 4 образуется вакуум. Вследствие этого бензин высасывается из распылителя и перемешивается с воздухом. Образовавшаяся горючая смесь поступает в цилиндры 12 двигателя через впускной трубопровод 11. При работе двигателя водитель автомобиля управляет дроссельной заслонкой 5. Управление производится из кабины с помощью педали. Дроссельная заслонка устанавливается в различные положения в зависимости от требуемой нагрузки на двигатель. В соответствии с положением дроссельной заслонки в цилиндры двигателя поступает различное количество горючей смеси. В результате двигатель развивает разную мощность, а автомобиль движется с различными скоростями.

Двигатель автомобиля имеет следующие пять режимов работы: пуск, холостой ход, средние (частичные) нагрузки, резкий переход со средней нагрузки на полную и полная нагрузка. На каждом режиме работы в цилиндры двигателя должна поступать горючая смесь в разном количестве и различного по составу качества. Только в этом случае двигатель будет работать устойчиво и иметь наилучшие показатели по мощности и экономичности. На всех указанных режимах работы двигателя простейший карбюратор не может обеспечить двигатель горючей смесью необходимого качества и в требуемом количестве. Поэтому простейший карбюратор



оборудуется дополнительными устройствами, которые обеспечивают нормальную работу двигателя на всех режимах.

К основным дополнительным устройствам карбюратора относятся пусковое устройство (воздушная заслонка), система холостого хода, главное дозирующее устройство, ускорительный насос и экономайзер. Пусковое устройство обеспечивает поступление топлива из распылителя в количестве, необходимом для пуска двигателя, система холостого хода – работу двигателя без нагрузки при малой частоте вращения коленчатого вала двигателя, главное дозирующее устройство – работу двигателя при частичных (средних) нагрузках двигателя. Ускорительный насос служит для автоматического обогащения горючей смеси при резком переходе с частичной нагрузки на полную с целью быстрого повышения мощности двигателя, а экономайзер – для автоматического обогащения горючей смеси при полной нагрузке двигателя.

**Системы впрыска бензиновых двигателей.** В настоящее время в системах питания бензиновых двигателей практически всеми производителями вместо карбюраторов применяются системы впрыска. Основными преимуществами системы впрыска по сравнению с карбюраторными системами являются:

- более равномерное распределение смеси по цилиндрам;
- отсутствие сопротивления воздуха на впуске, что улучшает наполняемость цилиндров воздухом и повышает мощность двигателя;
- высокая степень оптимизации работы двигателя на всех режимах его работы вследствие точной регулировки состава смеси.

Автомобильные двигатели оборудуются двумя видами систем впрыска:

- 1) во впускной трубопровод;
- 2) в цилиндры двигателя (непосредственный впрыск).

Системы впрыска во впускной трубопровод подразделяются:

- на механические системы непрерывного впрыска без электронного (К-Джетроник) и с электронным (КЕ-Джетроник) блоками управления;
- электронные системы многоточечного впрыска, у которых управление системами питания и зажигания осуществляется отдельными (Л-Джетроник) и одним (Мотроник) блоками управления;
- электронные системы одноточечного впрыска (Моно), впрыска сжиженного нефтяного и сжатого природного газов.

Учитывая практическое отсутствие во вторичном автомобильном рынке и в эксплуатации автомобилей с механическими системами непрерывного впрыска без электронного блока управления (типа К-Джетроник) и с ним (типа КЕ-Джетроник), в данном пособии эти системы не рассматриваются.

**Устройство и принцип действия системы впрыска Л-Джетроник.**

Система впрыска L-Джетроник является одной из первых систем электронного впрыска топлива (рисунок 4.4 [20]).

Основу системы составляет электронный блок управления (микро-ЭВМ). Количество впрыскиваемого топлива, определяемого временем открытия электромагнитной форсунки, зависит от сигнала подаваемого блоком управления. В блок управления поступает информация о частоте вращения

коленчатого вала от индукционного датчика прерывателя-распределителя; температуре двигателя от датчика температуры охлаждающей жидкости; качестве сгорания топливовоздушной смеси от кислородного датчика (лямбда-зонда), расположенного в выпускной системе двигателя; нагрузке двигателя от датчика расходомера воздуха; степени открытия дроссельной заслонки от датчика-выключателя дроссельной заслонки.

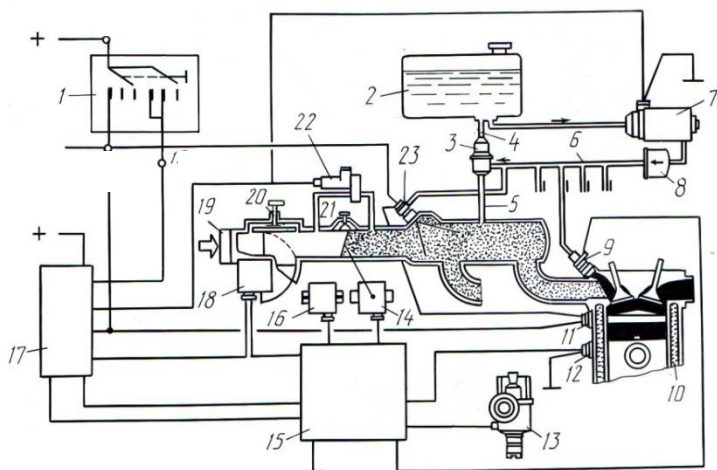


Рисунок 4.4 – Электронная система впрыска L-Джетроник:

1 – замок зажигания; 2 – топливный бак; 3 – регулятор давления; 4 – топливопровод обратного слива; 5 – трубопровод подвода разрежения; 6 – распределительная магистраль; 7 – топливный насос; 8 – топливный фильтр; 9 – рабочая электромагнитная форсунка; 10 – блок цилиндров двигателя; 11 – температурный датчик включения пусковой форсунки; 12 – датчик температуры охлаждающей жидкости; 13 – прерыватель-распределитель; 14 – потенциометр дроссельной заслонки; 15 – блок управления; 16 – высотный корректор; 17 – блок реле; 18 – расходомер воздуха; 19 – подвод воздуха; 20 – винт качества смеси (CO); 21 – винт регулировки частоты вращения коленчатого вала; 22 – клапан добавочного воздуха; 23 – пусковая форсунка

Основным параметром, определяющим дозировку топлива, является объем всасываемого воздуха, измеряемый расходомером воздуха. Поступающий воздушный поток отклоняет напорную измерительную заслонку расходомера воздуха, преодолевая усилие пружины, на определенный угол,

который преобразуется в электрическое напряжение посредством потенциометра. Соответствующий электрический сигнал передается на блок электронного управления, который определяет необходимое количество топлива в данный момент работы двигателя и выдает на электромагнитные клапаны рабочих форсунок импульсы времени подачи топлива. Топливо из распределительной магистрали поступает к электромагнитным форсункам. Впрыск топлива через форсунки, в зависимости от особенностей системы впрыска, может быть параллельным (топливо впрыскивается одновременно всеми форсунками) и последовательным (топливо впрыскивается по порядку работы двигателя перед тактом впуска, аналогично работе системы зажигания). Независимо от положения впускных клапанов, форсунки впрыскивают топливо за один или два оборота коленчатого вала двигателя (за цикл, за два такта). Если впускной клапан в момент впрыска закрыт, топливо накапливается в пространстве перед клапаном и поступает в цилиндр при следующем его открытии одновременно с воздухом.

Последовательный впрыск топлива во впускной коллектор осуществляется до впускного канала каждого из цилиндров. Как правило, впрыск топлива осуществляется перед впускным клапаном, до того как он будет открыт. Длительность впрыска определяется блоком управления двигателем.

Клапан дополнительной подачи воздуха, установленный в воздушном канале, выполненном параллельно дроссельной заслонке, подводит к двигателю добавочный воздух при холодном пуске и прогреве двигателя, что приводит к увеличению частоты вращения коленчатого вала. Для ускорения прогрева используются повышенные обороты холостого хода (более 1000 об/мин).

Для облегчения пуска холодного двигателя применяется электромагнитная пусковая форсунка, продолжительность открытия которой изменяется в зависимости от температуры охлаждающей жидкости. При запуске холодного двигателя в цилиндры поступает повышенное количество топлива, в то время как дроссельная заслонка прикрыта и воздуха для работы двигателя недостаточно. В это время по сигналу блока управления открывается клапан дополнительной подачи воздуха, подающий воздух во впускной трубопровод, минуя дроссельную заслонку, что обеспечивает устойчивую работу двигателя во время прогрева.

*Топливный насос.* В системах впрыска бензиновых двигателей применяются преимущественно электрические насосы шибберного типа с рабочими органами в виде роликов (рисунок 4.5 [20]).

Насос и электродвигатель установлены в корпусе и погружены в топливо. Электродвигатель охлаждается топливом, при этом опасность взрыва исключена ввиду отсутствия здесь горючей смеси. Реле топливного насоса

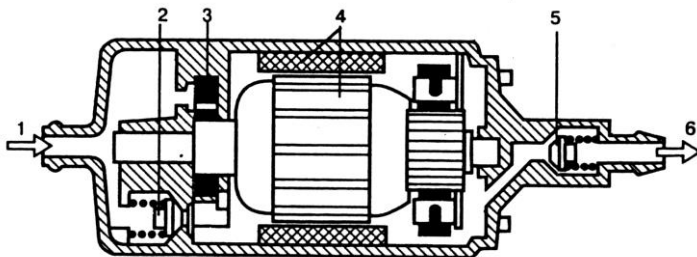


Рисунок. 4.5 – Электрический насос бензиновой системы впрыска топлива:

1 – вход бензина; 2 – предохранительный клапан; 3 – насос; 4 – якорь;  
5 – обратный клапан; 6 – выход бензина

прерывает цепь напряжения питания топливного насоса в режиме, когда двигатель не работает, а зажигание включено.

Насос состоит из герметично закрытого корпуса, внутри которого установлен непосредственно сам насос 3 и электродвигателя 4, приводящего во вращение насос. Редукционный клапан 2 предохраняет систему от чрезмерного повышения давления, а обратный клапан 5 препятствует стеканию топлива в бак после остановки насоса.

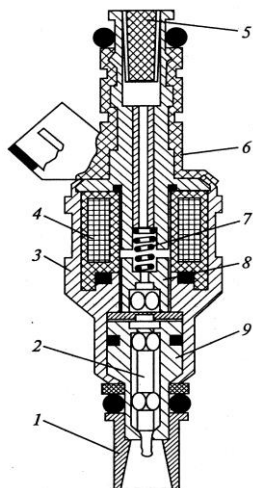


Рисунок 4.6 – Форсунка электронной системы впрыска:

1 – насадка; 2 – игла;  
3, 9 – корпуса; 4 – обмотка катушки; 5 – фильтр;  
6 – крышка; 7 – пружина;  
8 – сердечник

Форсунка (рисунок 4.6 [20]) представляет собой электромагнитный клапан. Она предназначена для впрыска дозированного количества топлива, необходимого для приготовления горючей смеси при различных режимах работы двигателя. Дозирование количества топлива зависит от длительности электрического импульса, поступающего в обмотку катушки электромагнита форсунки. Впрыск топлива форсункой синхронизирован с положением поршня в цилиндре двигателя.

Форсунка состоит из корпуса 3, крышки 6, обмотки катушки 4, электромагнита, сердечника 8 электромагнита, иглы 2 запорного клапана, корпуса 9 распылителя, насадки 1 распылителя и фильтра 5. При работе двигателя топливо под давлением поступает в форсунку через фильтр 5 и проходит к запорному клапану, который находится в закрытом положении под действием пружины 7.

При поступлении электрического импульса в обмотку катушки 4 электромагнита возникает магнитное поле, которое притягивает сердечник 8

и вместе с ним иглу 2 запорного клапана. При этом отверстие в корпусе 9 распылителя открывается, и топливо под давлением впрыскивается в распыленном виде во впускной трубопровод.

После прекращения поступления электрического импульса в обмотку катушки электромагнита магнитное поле исчезает, и под действием пружины 7 сердечник 8 электромагнита и игла 2 запорного клапана возвращаются в исходное положение. Отверстие в корпусе 9 распылителя закрывается, и впрыск топлива из форсунки прекращается.

*Пусковая форсунка* (рисунок 4.7 [20]) предназначена для запуска холодного двигателя и приводится в действие с помощью электромагнита.

Электромагнитная пусковая форсунка работает совместно с *тепловым реле времени*, которое управляет ее электрической цепью в зависимости от температуры двигателя и продолжительности его запуска. В более совершенных

системах впрыска пусковая форсунка включается по сигналам блока управления или может отсутствовать, обогащение топливоздушной смеси при холодном запуске двигателя осуществляется рабочими форсунками.

*Регулятор давления топлива* поддерживает давление в топливопроводе и форсунках работающего двигателя в пределах  $0,028-0,033 \text{ кН/см}^2$ , что необходимо для приготовления горючей смеси требуемого качества на всех режимах работы двигателя.

*Расходомеры воздуха и датчики*, применяемые в системах впрыска бензиновых двигателей, имеют распространение и в дизельной топливной аппаратуре с электронным управлением.

*Расходомер с поворотными заслонками*. Он расположен между воздухоочистителем и корпусом дроссельной заслонки. Принцип действия расходомера основан на так называемом сопротивлении среды. Он измеряет усилие, действующее на заслонку, которую поток воздуха, поступающего в двигатель, заставляет поворачиваться на определенный угол, преодолевая усилие спиральной пружины.

Параллельно с электрической цепью расходомера воздуха включен датчик температуры всасываемого воздуха. Он представляет собой

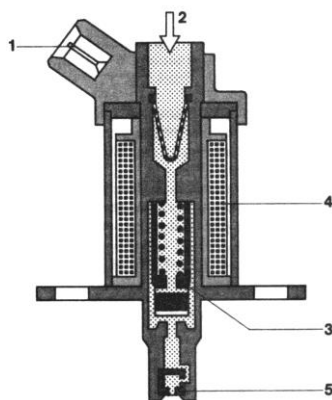


Рисунок 4.7 – Пусковая форсунка в режиме впрыска:

- 1 – колодка электрического подключения; 2 – канал подвода топлива с фильтрующей сеткой;
- 3 – электромагнитный якорь;
- 4 – обмотка электромагнита;
- 5 – центробежный распылитель

резистор с отрицательным температурным коэффициентом, т. е. его сопротивление уменьшается при увеличении температуры. Сигналы, поступающие от датчика, изменяют выходной сигнал расходомера в зависимости от температуры поступающего воздуха.

*Расходомер воздуха с нагреваемой нитью.* Преимущество таких расходомеров – отсутствие механически подвижных деталей, что определяет их большую долговечность. Его устанавливают между воздушным фильтром и дроссельной заслонкой, и он определяет массу всасываемого воздуха в килограммах в час. Датчики с нагреваемой нитью и нагреваемой пленкой имеют один и тот же принцип работы. Расположенный в воздушном потоке и нагреваемый электрическим током проводник (платиновая нить или токопроводящая полимерная пленка) охлаждается обтекающим его воздухом.

Нить нагревается электрическим током, и температура ее поддерживается постоянной. Если нить охлаждается, то проходящий через нее ток увеличивается до тех пор, пока температура нити не восстанавливается до первоначальной величины. Изменение силы тока воспринимается в блоке управления и является измеряемым параметром для определения расхода всасываемого воздуха. Встроенный датчик температуры служит для того, чтобы температура всасываемого воздуха не искажала результаты измерений.

*Расходомер воздуха с пленочным термоанемометром.* Он устанавливается во впускном канале за воздушным фильтром. Возможен также вариант встроенного измерительного патрубка, который устанавливается внутри воздушного фильтра.

Воздух, входящий во впускной коллектор, обтекает чувствительный элемент датчика, который вместе с вычислительным контуром является основным компонентом датчика. В датчик может также быть вмонтирован температурный датчик для выполнения вспомогательных функций. Он располагается в пластмассовом корпусе и не является обязательным для измерения массового расхода воздуха.

*Клапан добавочного воздуха (стабилизации частоты вращения коленчатого вала на холостом ходу).* Такие клапана предназначены для подачи дополнительного воздуха при пуске холодного двигателя и поддержания оптимальной частоты вращения коленчатого вала двигателя при его работе на холостом ходу. Изменение частоты вращения коленчатого вала корректируется в зависимости от колебаний нагрузки на двигатель (включение кондиционера воздуха, переключение передач автоматической трансмиссии), при прогреве холодного двигателя, когда во впускной коллектор из форсунок поступает повышенная порция топлива.

*Датчик давления воздуха в коллекторе.* Отдельные системы с электронным управлением впрыска топлива содержат датчик давления воздуха в коллекторе, определяющий нагрузку двигателя и количество

перепускаемых газов при рециркуляции. Помимо этого по сигналу датчика определяется нагрузка двигателя при пуске, так как измеритель расхода воздуха работает на этом режиме недостаточно точно из-за сильных пульсаций во впускной системе.

Датчик соединен вакуумным шлангом с впускным коллектором. Разрежение в коллекторе действует на мембрану. На мембране находятся тензорезисторы, сопротивление которых изменяется при деформации мембраны. Измеряемое давление при этом сравнивается с эталонным разрежением под мембраной. Мембрана прогибается в зависимости от давления во впускном трубопроводе, при этом изменяется напряжение на выходе датчика, создаваемое в результате изменения сопротивления тензорезисторов. Это напряжение используется в блоке управления для определения величины давления во впускном трубопроводе.

*Датчик температуры воздуха.* Он расположен во впускном кожухе или в корпусе датчика расхода воздуха и измеряет температуру воздуха перед входом во впускной коллектор. Поскольку плотность воздуха обратно пропорциональна его температуре, показания датчика позволяют БЭУ более точно определять массу воздуха, подаваемого в двигатель.

*Потенциометрический контактный датчик положения дроссельной заслонки.* Датчик положения дроссельной заслонки представляет собой потенциометр, на котором смонтированы контакты закрытого положения заслонки, соответствующего холостому ходу. Потенциометр позволяет БЭУ определять положение и скорость перемещения заслонки, а контактный датчик сигнализирует о достижении двигателем состояния холостого хода. Датчики имеют общую точку заземления через БЭУ.

*Лямбда-регулирование.* Для более точного регулирования горючей смеси в зависимости от качества сгорания (наличия свободного кислорода) и более высокой степени очистки отработавших газов необходима регулировка коэффициента избытка воздуха. С этой целью в двигателях применяют системы, основой которых является специальный датчик, определяющий наличие кислорода в отработавших газах (лямбда-зонд), устанавливаемый в выпускной системе (до нейтрализатора, если он установлен). Такие системы называют системами с обратной связью.

Датчик кислорода (рисунок 4.8 [20]) представляет собой элемент из порошка двуокиси циркония, спеченного в форме пробирки, наружная и внутренняя поверхность которой покрыты пористой платиной или ее сплавом, что выполняет роль катализатора и токопроводящих электродов. Внешняя поверхность датчика

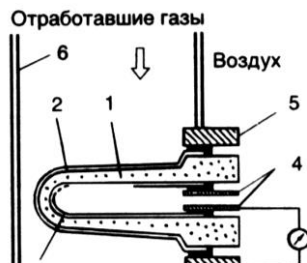


Рисунок 4.8 – Датчик кислорода:

- 1 – твердый электролит двуокиси циркония; 2, 3 – платиновые наружный и внутренний электроды; 4 – контакты; 5 – корпусной контакт; 6 – выпуск отработавших газов

покрыта тонким защитным слоем керамики. Двоокись циркония при высоких температурах приобретает свойство электролита, а датчик становится гальваническим элементом. Внешняя поверхность датчика соприкасается с отработавшими газами, а внутренняя – с атмосферным воздухом.

Согласно европейскому законодательству (Евро-III, Евро-IV), бортовая диагностика должна контролировать состояние нейтрализатора и при неисправности включать диагностическую лампу. Для выполнения этого условия на выходе из нейтрализатора устанавливают второй датчик кислорода.

Датчики кислорода бывают одно-, двух-, трех- и четырехпроводные. Одно- и двухпроводные датчики применялись в самых первых системах впрыска с обратной связью (лямбда-регулируемым). Однопроводный датчик имеет только один провод, который является сигнальным. Земля этого датчика выведена на корпус и приходит на массу двигателя через резьбовое соединение. Двухпроводный датчик отличается от однопроводного наличием отдельного земляного провода сигнальной цепи. Недостатком таких датчиков является рабочий диапазон температуры датчика, который начинается от 300 °С. До достижения этой температуры датчик не работает и не выдает сигнала. Поэтому датчик такого типа устанавливается как можно ближе к цилиндрам двигателя, чтобы он подогревался и обтекался наиболее горячим потоком выхлопных газов. Процесс нагрева датчика затягивается, и это вносит задержку в момент включения обратной связи в работу контроллера. Кроме того, использование металла выпускного трубопровода в качестве проводника сигнала (земля) требует нанесения на резьбу специальной токопроводящей смазки при установке датчика и увеличивает вероятность сбоя (отсутствия контакта) в цепи обратной связи. Указанных недостатков лишены трех- и четырехпроводные кислородные датчики. В трехпроводный датчик добавлен специальный нагревательный элемент, который включен, как правило, всегда при работе двигателя и, тем самым, сокращает время выхода датчика на рабочую температуру. Его можно устанавливать на удалении от выхлопного коллектора, рядом с катализатором. Однако остается один недостаток – токопроводящий выхлопной коллектор и необходимость в токопроводящей смазке. Этому недостатка лишен четырехпроводный датчик кислорода – у него два провода служат на подогрев, а два – сигнальные.

*Фильтры.* В системах впрыска бензиновых двигателей применяются фильтры с бумажным фильтрующим элементом, за которым находится дополнительная сетка. Благодаря такой комбинации достигается высокая степень очистки. Топливо фильтруется в бумажном фильтрующем элементе, а сетка служит для задержки частиц фильтра, которые могут



отрываться в процессе эксплуатации, поэтому показанное на корпусе фильтра стрелкой направление подачи топлива должно строго соблюдаться. Предполагая средний уровень загрязненности топлива и в зависимости от объема фильтра, срок службы обычно составляет от 30000 до 80000 км пробега.

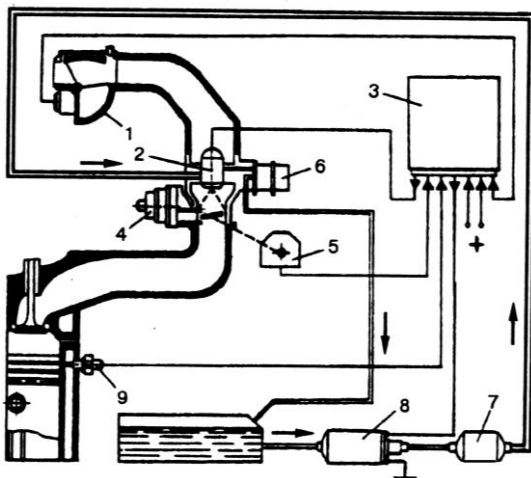
*Датчик фаз.* Такой датчик обычно расположен на заглушке головки цилиндров. Принцип действия датчика основан на эффекте Холла. На распределительном валу есть специальный штифт. Когда штифт проходит напротив торца датчика, датчик выдает на контроллер импульс напряжения низкого уровня (около 0 В), что соответствует положению поршня 1-го цилиндра в такте сжатия.

Сигнал датчика фаз используется контроллером для организации последовательного впрыска топлива в соответствии с порядком работы цилиндров двигателя. При возникновении неисправности цепей или самого датчика фаз контроллер заносит в свою память ее код и включает сигнализатор.

**Устройство электронной одноточечной системы впрыска (моносистемы).** Кроме распределённого впрыска в бензиновых двигателях применяется также центральный впрыск (одноточечные моносистемы). Моносистема впрыска представляет собой электронно-управляемую систему впрыска, в которой топливо впрыскивается во впускной трубопровод электромагнитной форсункой, расположенной перед дроссельной заслонкой. Система имеет одну на весь двигатель (греческое монос – один) магнитоэлектрическую форсунку; топливо, как и в системах "L-Jetronic", впрыскивается с интервалами. Распределение топливовоздушной смеси по цилиндрам происходит, как и в случае применения карбюратора, – через впускной трубопровод. Конструкция системы центрального впрыска схематично представлена на рисунке 4.9 [20].

Рисунок 4.9 – Схема системы Mono-Jetronic:

- 1 – измеритель расхода воздуха;
- 2 – форсунка;
- 3 – блок управления;
- 4 – клапан добавочного воздуха;
- 5 – датчик положения дроссельной заслонки;
- 6 – регулятор давления топлива в системе;
- 7 – топливный фильтр;
- 8 – топливный насос;
- 9 – датчик температуры охлаждающей жидкости



Система подачи топлива из бака здесь аналогична применяемой на системах распределенного впрыска. Топливо из бака засасывается насосом 8 погружного или выносного типа и под давлением подается к фильтру тонкой очистки 7, а затем к т.н. моноблоку дроссельной заслонки, где расположена электромагнитная форсунка 2, распыливающая топливо в зону над дроссельной заслонкой. Количество подаваемого топлива во впускной трубопровод зависит от величины поднятия иглы форсунки, которая в свою очередь определяется блоком управления по напряжению, подаваемому в обмотку форсунки.

Если двигатель V-образный, в моноблоке располагаются две форсунки, каждая из которых распыляет топливо над своей дроссельной заслонкой (эта конструкция применяется, в основном, на автомобилях американского производства). При такой схеме используется впускной коллектор, аналогичный карбюраторным системам. Этим системам характерны основные недостатки систем центрального впрыска: неравномерное распределение топливовоздушной смеси по цилиндрам и образование топливной пленки на стенках впускных трубопроводов. Тем не менее, благодаря совершенным алгоритмам управления эти недостатки удается в значительной степени скомпенсировать.

Несомненным преимуществом данных систем является их относительная простота и меньшая, по сравнению с многоточечными системами, стоимость. В условиях эксплуатации такие системы более надежны. Например, форсунки в гораздо меньшей степени подвержены загрязнению и закоксовыванию, а низкое давление в системе позволяет во многих случаях применять бензонасосы турбинного типа, которые имеют больший ресурс.

Система Mono-Jetronic не имеет расходомера воздуха, поэтому соотношение масс воздуха и топлива здесь менее точное и определяется только положением дроссельной заслонки, температурой всасываемого воздуха и частотой вращения коленчатого вала. Устройство, определяющее положение дроссельной заслонки, представляет собой в этой системе не выключатель с контактами (холостого хода, частичной нагрузки, полной нагрузки), а потенциометр, который информирует электронный блок управления о положении заслонки в данный момент времени.

Основное дозирование топлива осуществляется по трем параметрам: положению дроссельной заслонки, температуре всасываемого воздуха и частоте вращения коленчатого вала двигателя. Корректировка дозирования при холодном пуске и прогреве осуществляется электронным блоком управления по импульсам, получаемым от датчиков температуры всасываемого воздуха, охлаждающей жидкости и потенциометра дроссельной заслонки. Последний корректирует дозировку и при полной нагрузке. Корректировка по токсичности отработавших газов идет по сигналам лямбда-зонда. Изменение дозирования происходит за счет увеличения или уменьшения времени впрыска при постоянном давлении топлива.

Электронный блок управления сглаживает колебания напряжения бортовой сети и осуществляет регулировку холостого хода, которая достигается вращением дроссельной заслонки специальным электродвигателем. При этом увеличивается или уменьшается количество воздуха в зависимости от отклонения мгновенного значения частоты вращения коленчатого вала от номинального значения, заложенного в память электронного блока управления. Блоком управления воспринимается и скорость вращения дроссельной заслонки. При режиме ускорения рабочая смесь обогащается.

#### **Устройство электронной системы впрыска Мотроник.**

Производительность современных микропроцессоров позволяет осуществлять управление функциями впрыска топлива и зажигания посредством единого электронного блока управления. Благодаря этому снижается стоимость аппаратуры и, кроме того, используется общий источник питания. Реализовать эту рациональную идею стало возможно, т.к. многие из входных сигналов пригодны для регулирования как впрыска, так и зажигания. Использование единого электронного устройства повышает надежность системы управления двигателем и позволяет уменьшить затраты на сборку. На практике это означает отказ от механического и пневматического регулирования опережения зажигания. Вместо него используется бесконтактная, полностью электронная, управляемая микропроцессором система зажигания, которая

функционирует на основе информации, поступающей от индукционного датчика частоты вращения и углового положения коленчатого вала. Микропроцессор электронного блока управления преобразует поступающую информацию в так называемые параметрические поверхности (трехмерные графические характеристики), которые учитывают действия водителя и нагрузку на двигатель.

Для реализации возможно большего числа функций управления требуется разнообразная входная информация. Одна из разновидностей электронной системы управления представлена на рисунке 4.10 [20].

В систему впрыска Мотроник могут поступать следующие данные:

- включено или выключено зажигание;
- положение распределительного вала;
- частота вращения коленчатого вала;
- скорость движения автомобиля;
- диапазон изменения передаточного отношения (в случае наличия автоматической трансмиссии);
- номер включенной передачи;
- информация о включении кондиционера и т. п.;
- напряжение аккумуляторной батареи;
- температура воздуха на впуске;
- расход воздуха;
- угловое положение дроссельной заслонки;
- напряжение сигнала кислородного датчика;
- сигнал датчика детонации.

Входные каскады электронного блока управления осуществляют подготовку поступивших от датчиков сигналов, характеризующих режимные параметры, микропроцессор обрабатывает эти данные, определяет рабочий режим двигателя и производит расчет параметров необходимых управляющих сигналов, которые передаются на выходные каскады усиления, а затем поступают к исполнительным устройствам. Исполнительные устройства воздействуют на характеристики систем питания и зажигания, обеспечивая точное дозирование топлива и оптимальный момент зажигания.

Датчиками системы Мотроник являются датчики, аналогичные описанным для системы впрыска *L*-Джетроник. Однако ввиду отсутствия прерывателя-распределителя для определения частоты вращения коленчатого вала здесь применяется индукционный датчик.

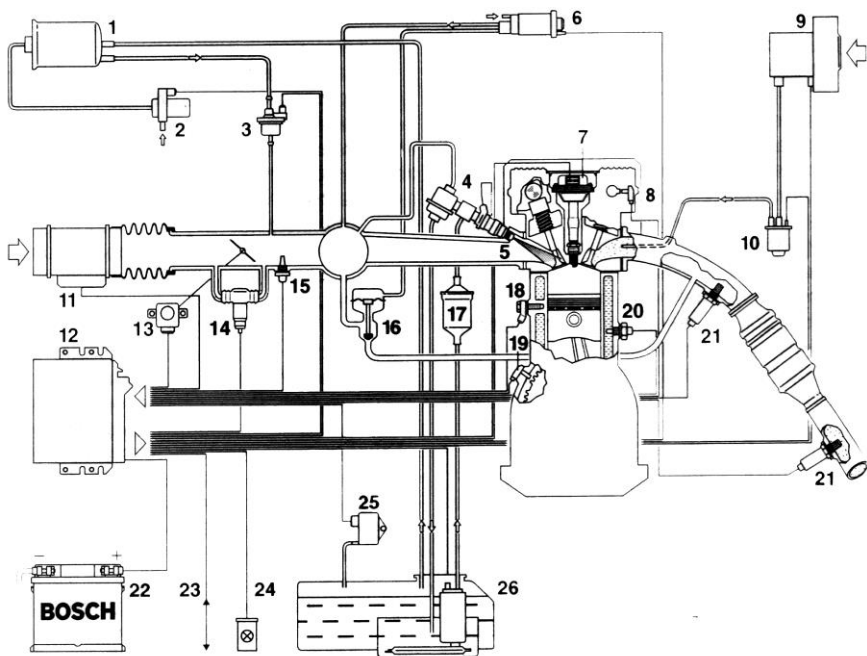


Рисунок 4.10 – Схема системы Motronic с встроенной системой диагностики:  
 1 – адсорбер; 2, 3 – клапаны впуска воздуха и регенерации продувки; 4 – регулятор давления топлива; 5 – форсунка; 6 – регулятор давления; 7 – катушка-свеча зажигания; 8 – датчик фазы; 9 – вспомогательный воздушный насос для подачи дополнительных порций воздуха; 10 – вспомогательный воздушный клапан; 11 – расходомер воздуха; 12 – блок управления; 13 – датчик положения дроссельной заслонки; 14 – регулятор холостого хода; 15 – датчик температуры воздуха; 16 – клапан системы рециркуляции отработавших газов; 17 – топливный фильтр; 18–20 датчики детонации, частоты вращения коленчатого вала и температуры охлаждающей жидкости; 21 – лямбда-зонд (кислородный датчик); 22 – аккумуляторная батарея; 23 – диагностический разъем; 24 – диагностическая лампочка; 25 – датчик дифференциального давления; 26 – электрический топливный насос в топливном баке

В системах Motronic предусмотрены также дополнительные функции системы впрыска. Необходимость в дополнительных функциях управления и регулирования обусловлена жесткими требованиями, предъявляемыми к составу отработавших газов (ОГ), а также стремлением обеспечить наибольший комфорт и точное соответствие мощности двигателя условиям движения. В настоящее время используются следующие дополнительные функции:

- регулирование частоты вращения коленчатого вала на холостом ходу;
- регулирование топливоподачи с обратной связью по составу смеси;
- управление углом опережения зажигания по детонации;
- рециркуляция ОГ для снижения выброса с отработавшими газами

оксидов азота ( $\text{NO}_x$ );

- управление турбокомпрессором;
- управление длиной впускных каналов;
- регулирование фаз газораспределения соответствующим воздействием на газораспределительный механизм;
- ограничение подачи топлива при достижении заданной частоты вращения коленчатого вала.

Если система управления и регулирования наделена этими разнообразными функциями, речь идет уже не столько об управлении двигателем, сколько об управлении автомобилем в целом, ибо командные сигналы вмешиваются в функционирование и других узлов автомобиля. При этом становится возможным реализовать связь управляющего устройства с автоматической коробкой передач, что, в частности, способствует уменьшению ударных нагрузок при переключении передач, создавая благоприятный режим эксплуатации. Оказывается возможным также регулирование крутящего момента на ведущих колесах. Кроме того, можно обеспечить и управление функционированием регуляторов скорости автомобиля, которые в будущем станут весьма сложными устройствами, выполняющими при помощи радара автоматические функции управления движением с целью максимального облегчения вождения.

Общим для любых систем впрыска с электронным управлением является наличие датчика положения дроссельной заслонки, который в простейших системах служит основным источником информации о нагрузке двигателя. Вместе с тем большое значение имеет датчик давления, пневматически соединенный с впускным трубопроводом и регистрирующий абсолютное давление в нем. Для определения нагрузки двигателя особенно важно измерение количества проходящего через впускную систему воздуха. В системах впрыска Motronic в зависимости от марки и модели автомобиля могут применяться следующие датчики расхода воздуха:

- объемные расходомеры воздуха (LMM);
- термоанемометрические массовые расходомеры воздуха с нагреваемой нитью (LHM);
- термоанемометрические массовые расходомеры воздуха с нагреваемой пленкой (HFМ).

### **Контрольные вопросы**

*1 Как подразделяются системы питания в зависимости от места и способа приготовления рабочей смеси?*

*2 Назовите узлы, входящие в состав системы питания карбюраторного двигателя автомобиля.*

*3 Какие преимущества имеют системы впрыска по сравнению с карбюраторными системами?*

*4 Как подразделяются системы впрыска топлива?*

*5 Какие расходомеры и датчики применяются в системах впрыска?*

*6 Какие особенности имеет система Mono-Jetronic?*

*7 Какие данные могут поступать в систему впрыска Мотроник?*

*8 Какие предусмотрены дополнительные функции системы впрыска Мотроник?*

## З а д а н и е № 5

### СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

**Цель работы:** изучение назначения, принципа действия и особенностей конструкции элементов системы питания дизельных двигателей.

**Оборудование и инструменты:** отдельные узлы и детали системы питания, плакаты и видеоматериалы, иллюстрирующие устройство изучаемых систем.

**Требуется:**

- 1 Изучить и описать типы систем питания дизельных двигателей.
- 2 Изучить устройство топливной системы питания дизельных двигателей с топливными насосами высокого давления и рядным расположением плунжерных пар.
- 3 Привести схему и описать систему питания двигателя топливом автобуса МАЗ-103.

### Краткие сведения из теории

**Типы систем питания дизельных двигателей.** К системе питания дизелей относятся топливо- и воздухоподводящая аппаратура, выпускной газопровод и глушитель шума отработавших газов. В четырехтактных дизелях широкое распространение получила топливоподводящая аппаратура разделенного типа, у которой топливный насос высокого давления и форсунки конструктивно выполнены отдельно и соединены топливопроводами. Топливоподача осуществляется по двум основным магистралям: низкого и высокого давления. Назначение механизмов и узлов магистрали низкого давления состоит в хранении топлива, его фильтрации и подачи под малым давлением к насосу высокого давления. Механизмы и узлы магистрали высокого давления обеспечивают подачу и впрыскивание необходимого количества топлива в цилиндры двигателя.

В настоящее время для питания дизельных двигателей легковых автомобилей применяются следующие топливные системы:

- с топливными насосами высокого давления, имеющими рядное расположение плунжерных пар без электронного управления и с электронным управлением;
- с одноплунжерными распределительными топливными насосами высокого давления без электронного управления и с электронным управлением;
- аккумуляторные с электронным управлением «коммон рейл»;
- топливные с насос-форсунками;
- топливные насос – форсунка – трубопровод;



– газодизельные.

Развитие систем питания дизельных двигателей с электронным управлением связано главным образом с экологическими нормами, принятыми в большинстве развитых стран мира.

**Устройство топливной системы питания дизельных двигателей с топливными насосами высокого давления и рядным расположением плунжерных пар.** Основными механизмами и узлами топливной аппаратуры дизелей с рядным расположением плунжерных пар являются: топливный насос высокого давления (ТНВД) 4 (рисунок 5.1), топливоподкачивающий насос 5 низкого давления, муфта 3 опережения впрыска топлива, форсунки 9, расположенные в головках цилиндров, топливный бак 1, фильтр 2 тонкой очистки топлива с перепускным клапаном, топливопроводы низкого и высокого давления, топливопроводы слива топлива и свечи накала 11.

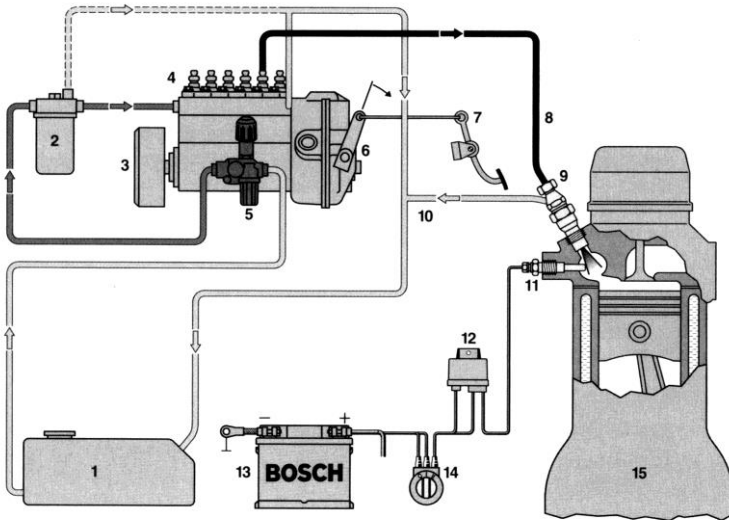


Рисунок 5.1 – Схема системы питания дизельных двигателей с рядным расположением плунжерных пар:

- 1 – топливный бак; 2 – топливный фильтр; 3 – муфта опережения впрыска; 4 – ТНВД;
- 5 – топливоподкачивающий насос; 6 – рычаг привода рейки; 7 – педаль подачи топлива;
- 8 – топливопровод высокого давления; 9 – форсунка; 10 – топливопроводы слива топлива;
- 11 – свеча накаливания; 12 – реле свечи накала; 13 – АКБ; 14 – выключатель свечей накала и стартера; 15 – двигатель

Взаимодействие механизмов и узлов топливной аппаратуры, а также циркуляция топлива в них происходят следующим образом. Топливоподкачивающий насос 5 низкого давления через топливопровод низкого давления забирает топливо из бака 1 и нагнетает его по топливопроводу

низкого давления в фильтр 2. Из фильтра по топливопроводу топливо поступает к насосу высокого давления, откуда оно под большим давлением по топливопроводам высокого давления подается в соответствии с порядком работы дизеля к его форсункам 9, через которые впрыскивается в цилиндры с точностью  $0,5^\circ$  по углу поворота коленчатого вала. Для обеспечения надежного запуска двигателя поступающий в цилиндры воздух подогревается свечами накаливания 11, которые кратковременно включаются при повороте выключателя 14.

*Топливные фильтры.* Они предназначены для очистки топлива от твердых частиц, а также предохраняют топливо от компонентов, вызывающих износ агрегатов системы впрыска, поэтому должны быть достаточно емкими, чтобы собирать большое количество отсеиваемых частиц и обеспечивать длительные интервалы между техническими обслуживаниями. Если фильтр забивается, подача топлива снижается, и мощность двигателя падает.

Фильтр грубой очистки топлива предназначается, главным образом, для фильтрации крупных частиц и чаще всего представляет собой сетку с шагом в 300 мкм.

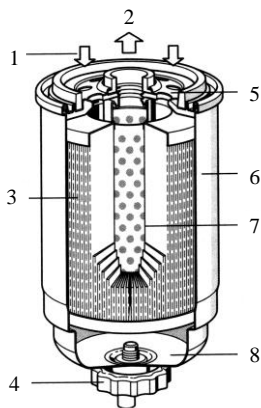


Рисунок 5.2 – Фильтр тонкой очистки топлива:

- 1 – подвод топлива; 2 – отвод очищенного топлива;
- 3 – фильтрующий элемент;
- 4 – сливная пробка;
- 5 – крышка; 6 – корпус;
- 7 – распорная трубка;
- 8 – водосборник

Фильтр тонкой очистки топлива расположен на топливной магистрали перед топливоподкачивающим насосом или ТНВД. Фильтрация происходит за счет протекания топлива через сменные фильтрующие элементы 3 (рисунок 5.2), выполненные из прессованных материалов или многослойных синтетических микроволокон. Возможны также конструкции, состоящие из двух фильтров, соединенных либо параллельно для увеличения емкости, либо последовательно, что позволяет проводить ступенчатую очистку топлива или соединять в единый агрегат фильтры грубой и тонкой очистки. Все больше используются конструкции фильтров, в которых меняется только фильтрующий элемент.

Топливо может содержать влагу в виде капель воды или в виде эмульсии воды с топливом (например, конденсат, возникающий при перепадах температуры в топливном баке). Естественно, вода не должна попадать в систему впрыска топлива.

Из-за различного поверхностного натяжения воды и топлива на фильтрующих элементах образуются капельки воды. Они накапливаются в водосборнике 8. Для удаления свободной влаги

может применяться отдельный влагоотделитель-сепаратор, в котором капли воды отделяются от топлива под действием центробежной силы. Контролируют наличие воды специальные датчики.

Для предотвращения закупоривания пор фильтрующих элементов кристаллами парафина, образующимися в топливе при зимней эксплуатации, в топливных фильтрах применяется предварительный подогрев топлива. В большинстве случаев предварительный подогрев топлива осуществляется с помощью электронагревательных элементов, охлаждающей жидкости или топлива, поступающего из системы обратного слива.

*Свечи накаливания.* В дизельных двигателях топливо воспламеняется от высокой температуры сжатого воздуха. При запуске двигателя, особенно при низкой температуре окружающего воздуха, температура в камере сгорания недостаточна для надежного самовоспламенения топлива. Для обеспечения надежного запуска дизельного двигателя в его конструкции предусмотрена система предварительного разогрева с использованием свечей накаливания. Свечи накаливания разогревают воздух в зоне впрыска топлива до температуры 850–1000 °С за 3–4 с, что позволяет значительно улучшить условия запуска и после запуска в течение нескольких минут подогревать поступающий воздух при прогреве охлаждающей жидкости до 75 °С.

Свечи подразделяются на штифтовые с нагреваемой спиралью и керамические. В *штифтовой* свече штифт накаливания герметично запрессовывается в корпус 5 (рисунок 5.3), обеспечивая хорошее газовое уплотнение. Штифт состоит из термостойкого стержня 4 накаливания, внутри которого в уплотненном наполнителе 9 из порошка оксида магния находится спиральная нить накаливания. Эта нить состоит из двух последовательно соединенных резисторов: размещенной на конце трубки накаливания нагревательной спирали и регулирующей спирали. Нагревательная спираль имеет практически независимое от температуры сопротивление, а регулирующая обладает положительным температурным коэффициентом. При работе свеча накаливания нагревается до температуры 850 °С и сохраняет накал в течение от 4 с до 2 мин в зависимости от типа свечи и температуры двигателя. Подаваемое топливо при этом нагревается до оптимальной температуры горения.

Продолжительность периода подогрева регулируется блоком управления свечи накаливания, который контролирует температуру двигателя через температурный датчик охлаждающей жидкости и изменяет время подогрева.

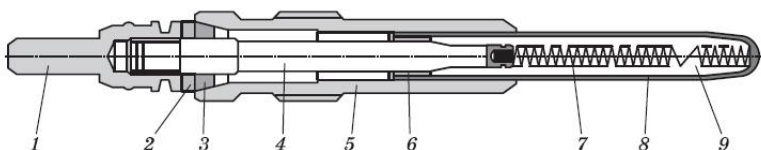


Рисунок 5.3 – Штифтовая свеча накала:

1 – штекер подачи электрического напряжения; 2 – изолирующая шайба; 3 – двойное уплотнение; 4 – стержень; 5 – корпус; 6 – уплотнение защитной оболочки; 7 – нагревательная спираль; 8 – трубка накаливания; 9 – наполнитель

Установленная на панели контрольная лампочка сообщает водителю, что происходит подогрев. Лампочка гаснет после окончания подогрева, что свидетельствует о возможности запуска двигателя. После запуска двигателя свеча накаливания в зависимости от температуры двигателя может работать еще некоторое время. Это помогает улучшить сгорание топлива, пока двигатель прогревается, и уменьшает выбросы токсичных веществ с отработавшими газами. Обычно подогрев включается ключом зажигания, поворотом во второе положение. Однако некоторые модели автомобилей оборудованы системой предпускового подогрева, которая включается только тогда, когда открыта водительская дверь.

Основными элементами *керамической* свечи накаливания являются контакт, корпус свечи и нагревательный стержень, выполненный из керамики. Нагревательный стержень состоит из изолирующего защитного керамического слоя и внутреннего керамического нагревательного элемента, заменяющего собой нагревательную и регулировочную спираль обычных металлических свечей накаливания. Керамические свечи накаливания в течение 2 с достигают температуры примерно 1000 °С, что обеспечивает такой же быстрый пуск двигателя, как у бензинового ДВС, без присущей дизельным двигателям «раскачки».

Основными преимуществами керамических свечей накаливания, относительно металлических свечей являются лучшая работа в условиях холодного пуска за счёт высокой температуры предварительного и последующего накаливания, меньшая токсичность ОГ благодаря более высокой температуре накаливания и больший срок службы. По сравнению с металлическими свечами накаливания керамические свечи при одинаковой потребности в напряжении обеспечивают гораздо более высокие температуры накала.

*Топливный насос высокого давления.* Примером рядного топливного насоса высокого давления, применяемого на легковых автомобилях, является насос дизеля Мерседес-190, состоящий из нескольких одинаковых секций (рисунок 5.4). В передней части этого насоса расположен

вакуумный насос 14, приводимый в движение эксцентриком 2, расположенным на торце кулачкового вала.

В нижней части корпуса насоса установлен кулачковый вал, который соединяется со звездочкой привода через муфту опережения впрыска.

На кулачковом валу имеются профилированные кулачки для каждой насосной секции и эксцентрик для приведения в движение насоса низкого давления, который крепится к привалочной плоскости насоса высокого давления.

В перегородке корпуса против каждого кулачка установлены роликовые толкатели 14 (рисунк 5.5). Оси роликов своими концами входят в пазы корпуса насоса, предотвращая проворачивание толкателей.

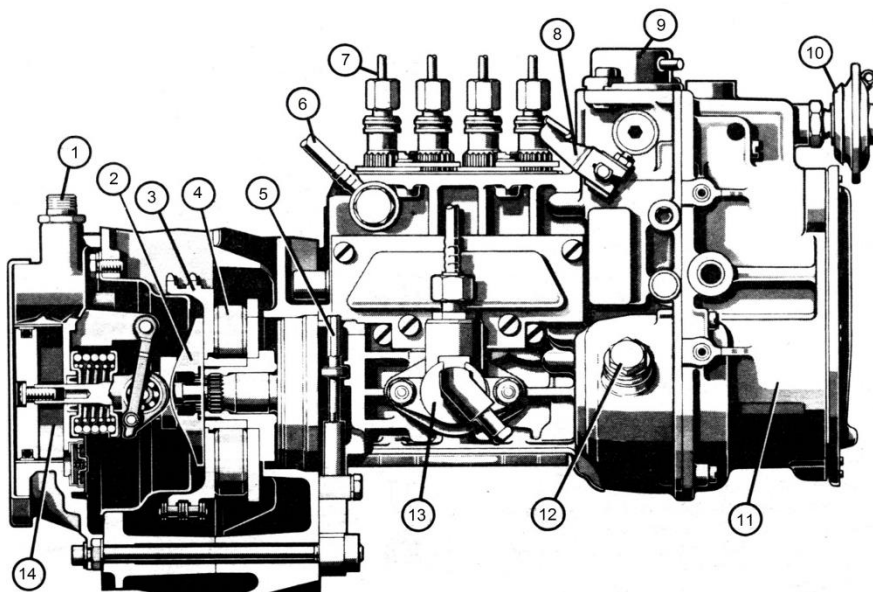


Рисунок 5.4 – Топливный насос высокого давления Мерседес:

1 – штуцер подключения вакуумного усилителя тормозов; 2 – эксцентрик привода вакуумного насоса; 3 – звездочка приводной цепи; 4 – автоматическая муфта опережения впрыска; 5 – винт установки начала впрыска; 6 – подвод топлива; 7 – трубопровод высокого давления; 8 – рычаг перекрытия подачи топлива; 9, 10 – вакуумные камеры и увеличения частоты вращения коленчатого вала; 11 – регулятор частоты вращения; 12 – пробка для установки приспособления регулировки начала впрыска; 13 – топливоподкачивающий насос; 14 – вакуумный насос

Насосные секции установлены в верхней части корпуса и крепятся винтами. Основной частью каждой насосной секции является плунжерная пара, состоящая из плунжера 8 и гильзы 7. Плунжерную пару изготавливают

из хромомолибденовой стали и подвергают закалке до высокой твердости. После окончательной обработки подбором производят сборку плунжеров и гильз так, чтобы обеспечить в соединении зазор, равный 3–5 мкм. Этим достигается максимальная плотность сопряжения взаимодействующих деталей, обеспечивающих давление впрыскивания топлива до 12 кН/см<sup>2</sup>.

Сверху каждой плунжерной пары установлен нагнетательный клапан 6, размещенный в корпусе 5.

При вращении кулачкового вала 15 насоса выступ кулачка набегает на роликовый толкатель 14, который через регулировочный болт воздействует на плунжер 8 и перемещает его вверх. Когда выступ кулачка выходит из-под ролика толкателя, пружина 11, упирающаяся в тарелки, возвращает плунжер в первоначальное положение. Рейка 9 входит в зацепление с зубчатым венцом поворотной втулки 2, надетой на гильзу.

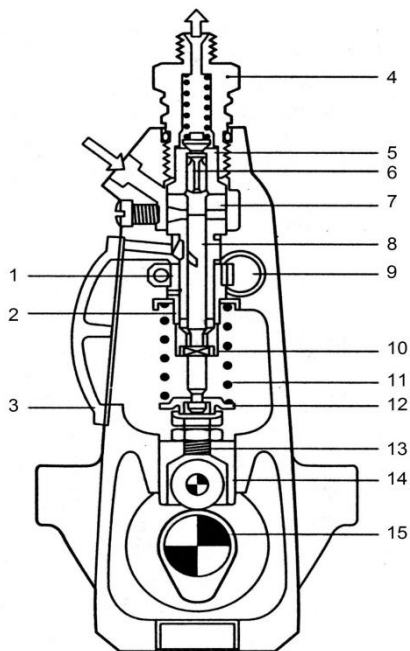


Рисунок 5.5 – Секция рядного ТНВД:

- 1 – зубчатый сектор; 2 – регулирующая поворотная втулка плунжера; 3 – боковая крышка; 4 – штуцер нагнетательного клапана; 5 – корпус нагнетательного клапана;
- 6 – нагнетательный клапан; 7 – гильза плунжера; 8 – плунжер; 9 – рейка ТНВД; 10 – поводок плунжера; 11 – возвратная пружина плунжера; 12 – нижняя тарелка возвратной пружины; 13 – регулировочный болт; 14 – роликовый толкатель; 15 – кулачковый вал

Регулирование состава топливоздушной смеси в дизельном двигателе происходит изменением подачи топлива при неизменном количестве воздуха, в отличие от бензиновых двигателей, где изменяется и то, и другое. В рядных ТНВД изменение подачи топлива обычно осуществляется за счет рейки, однако изменение подачи может осуществляться и за счет золотника, который перемещается по плунжеру. В рассматриваемом ТНВД при перемещении рейки 9 вдоль ее оси втулка 2 поворачивается на гильзе и,

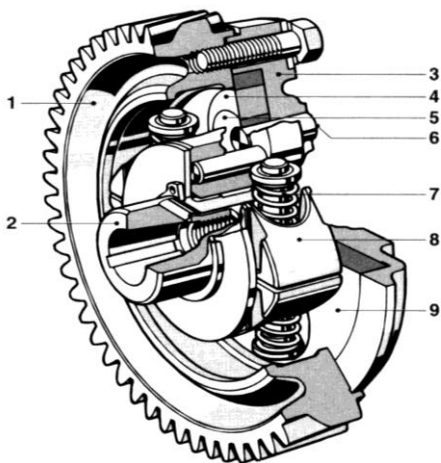
действуя на выступы плунжера, поворачивает его, в результате чего изменяется количество топлива, подаваемого к форсункам. Ход рейки ограничивается стопорным винтом, входящим в ее продольный паз. Задний конец рейки соединен с тягой регулятора частоты вращения коленчатого вала, установленного в корпусе ТНВД.

*Муфта опережения впрыска топлива.* Подача топлива в цилиндры двигателя зависит от его режима работы и может изменяться. Для опережения впрыскивания топлива в цилиндры дизеля в зависимости от частоты вращения его коленчатого вала в передней части насоса установлена центробежная муфта.

В момент впрыска топлива через нагнетательный клапан ТНВД игла форсунки приподнимается за счет волны давления, которая передается со скоростью звука по трубопроводам высокого давления. Необходимое время для передачи давления всегда одинаково и не зависит от частоты вращения коленчатого вала двигателя, это же характерно и для воспламенения топлива. Независимо от частоты вращения максимальное давление при сгорании достигается всегда в одинаковое время. При работе двигателя на высокой частоте вращения коленчатого вала без коррекции угла опережения впрыска происходило бы запаздывание впрыска. Поэтому с увеличением частоты вращения коленчатого вала необходимо несколько раньше производить впрыск топлива, чтобы достичь оптимального процесса сгорания.

Опережение момента впрыска топлива (начала подачи топлива) осуществляется автоматической муфтой опережения впрыска в зависимости от частоты вращения коленчатого вала. Она состоит из двух полумуфт – ведущей 1 и ведомой 2 (рисунок 5.6). Обе полумуфты подвижно соединены между собой через эксцентриковый элемент 5, состоящий из компенсирующих и регулировочных эксцентриков, которые направляются штифтом, жестко связанным с корпусом. Внутренняя полумуфта жестко связана с кулачковым валом насоса высокого давления. К наружной полумуфте прикреплен привод ТНВД (звездочка, шестерня). Внутри муфты опережения впрыска расположены центробежные грузы 8, которые соединены с эксцентриковыми элементами 5 и удерживаются в исходном положении пружинами с переменной жесткостью 7.

Рисунок 5.6 – Муфта опережения впрыска:  
 1, 2 – полумуфта – ведущая (приводная шестерня) и ведомая (ступица); 3 – корпус муфты; 4, 5 – эксцентрики регулировочный и дополнительный; 6 – палец;  
 7 – пружина; 8 – груз; 9 – опорная шайба



На небольшой частоте вращения коленчатого вала двигателя центробежные грузы сжаты за счет сил стягивающих пружин, при этом ведущая и ведомая полумуфты не имеют угла расхождения. По мере увеличения частоты вращения коленчатого вала возрастают центробежные силы, действующие на грузы. Под действием этих сил преодолевается противодействие пружин и грузы расходятся. Грузы, воздействуя на эксцентриковый элемент, поворачивают ведомую полумуфту, связанную с кулачковым валом, на определенный угол, что приводит к угловому смещению кулачкового вала насоса (по направлению вращения) относительно привода насоса. Следовательно, угол опережения впрыска топлива увеличивается. При снижении частоты вращения коленчатого вала центробежная сила грузов уменьшается и под действием пружин ведомая полумуфта поворачивается относительно ведущей в сторону, противоположную вращению кулачкового вала насоса, в результате чего угол опережения впрыска уменьшается.

*Регуляторы частоты вращения.* В отличие от бензинового двигателя дизельный не имеет во впускном трубопроводе дроссельной заслонки, позволяющей четко регулировать частоту вращения коленчатого вала за счет изменения подачи воздуха с одновременным изменением подачи топлива. У дизельного двигателя не существует положения управляющей рейки, которое бы позволило двигателю поддерживать определенную частоту вращения коленчатого вала двигателя без помощи регулятора. Например, при запуске холодного двигателя и его работе на холостом ходу, потери на трение кривошипно-шатунного, газораспределительного и других механизмов и приводимых от двигателя агрегатов начинают снижаться, а количество подаваемого топлива будет постоянным. При



отсутствии регулятора частота вращения будет увеличиваться и может достичь критической точки, при которой может произойти разрушение двигателя. Регуляторы частоты вращения коленчатого вала двигателя устанавливаются на насосе высокого давления и приводятся в действие от кулачкового вала. Его работа основана, как и в автоматической муфте опережения впрыска, на использовании центробежных сил. Например, при заданном положении педали управления подачи топлива и возникновении дополнительного сопротивления движению (на подъеме) частота вращения коленчатого вала двигателя будет уменьшаться, а скорость автомобиля падать. Чтобы ее поддержать на заданном уровне, необходимо повысить крутящий момент двигателя. Это может быть достигнуто увеличением количества топлива, впрыскиваемого в цилиндры двигателя. Регулятор воспринимает снижение частоты вращения коленчатого вала и автоматически увеличивает подачу топлива насосом высокого давления, благодаря чему скорость автомобиля восстанавливается до заданного значения.

Аналогичным образом регулятор изменяет подачу топлива при уменьшении нагрузки на двигатель, только в этом случае управляющее воздействие регулятора сводится к уменьшению количества впрыскиваемого топлива. В результате при снижении нагрузки на двигатель происходит уменьшение скорости движения и доведение ее до заданного уровня. Таким образом, регулятор автоматически изменяет подачу топлива при изменении нагрузки на двигатель и обеспечивает установку любого выбранного скоростного режима при отклонениях от него в пределах 10–20 %.

Различают двухрежимный и всережимные регуляторы частоты вращения коленчатого вала. Двухрежимный регулятор (типа RQ) поддерживает определенную частоту вращения коленчатого вала на режимах минимальной и максимальной частоты вращения коленчатого вала. Всережимный регулятор (типа RSV) поддерживает необходимую частоту вращения на всех режимах работы двигателя.

Всережимные регуляторы, устанавливаемые на небольших высокооборотных двигателях, позволяют поддерживать частоту вращения коленчатого вала в пределах 6–10 %.

В топливных насосах применяют регуляторы с различными принципами работы: механические, пневматические, гидравлические и комбинированные. Для автомобильных двигателей наиболее широко применяют механические центробежные регуляторы и реже – пневматические регуляторы.

*Топливоподкачивающий насос.* Топливо, которое на пути к насосу высокого давления должно преодолеть сопротивление топливопроводов и

фильтров, подается из бака топливоподкачивающим насосом низкого давления. Избыточное давление, поддерживаемое в системе с помощью топливоподкачивающего насоса, препятствует выделению пузырьков воздуха и паров легких фракций, входящих в состав топлива, что особенно важно в летний период эксплуатации, когда температура в баке повышается до 70–80 °С. Производительность топливоподкачивающего насоса влияет на процесс дозирования топлива. При ее увеличении повышается стабильность процесса топливоподачи от цикла к циклу и равномерность подачи по секциям насоса. Величина производительности выбирается также из условия обеспечения достаточного охлаждения корпуса насоса высокого давления.

Производительность топливоподкачивающего насоса обычно превышает расход топлива на номинальном режиме дизеля в несколько раз. В топливных системах с рядными ТНВД, как правило, используются топливоподкачивающие насосы поршневого типа с механическим приводом, устанавливаемые на корпусе насоса высокого давления. Привод осуществляется от отдельного кулачка или эксцентрика, изготовленных заодно с кулачковым валом. Иногда используются автономные насосы с электрическим приводом, главным образом роторного типа. Для рядных ТНВД с двигателями небольшого рабочего объема применяют топливоподкачивающий насос однократного действия, для двигателей больших рабочих объемов с большими цикловыми подачами – насос двойного действия.

Топливоподкачивающий насос однократного действия (рисунок 5.7) состоит из корпуса, в котором размещены шток, поршень и клапана.

На входе и выходе топлива в корпусе в корпусе насоса установлены впускной 5 и выпускной 1 клапаны с пружинами. Привод насоса осуществляется от эксцентрика 3 кулачкового вала ТНВД. Усилие через толкатель передается на привод поршня топливоподкачивающего насоса. Обратный

ход поршня осуществляется под действием пружины 6. Принцип работы такого насоса заключается в следующем. При сбегании эксцентрика 3 (рисунок 5.7, а) с толкателя 2 давление на поршень 4 со стороны толкателя пропадает, и под действием пружины 6 поршень перемещается вверх. Впускной клапан 5 при этом закрывается, а выпускной 1 открывается, и топливо поступает к ТНВД. При набегании эксцентрика 3 кулачкового вала на шток 2 (рисунок 5.7, б) поршень 4 движется вниз. Топливо, находящееся под давлением, открывает впускной клапан 5 и поступает через прорези в поршне в полость, находящуюся над поршнем.

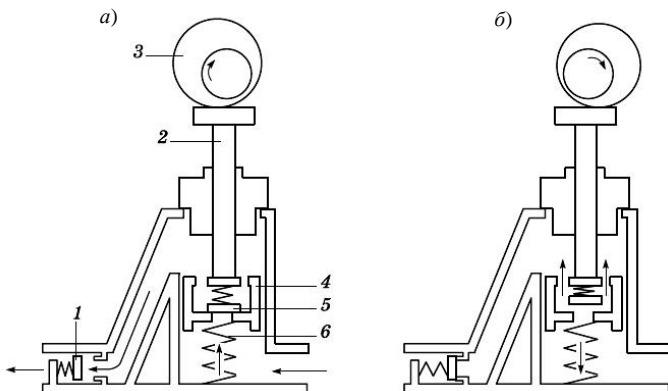


Рисунок 5.7 – Топливоподкачивающий насос однократного действия:  
*а* – нагнетание топлива; *б* – всасывание топлива

Для заполнения топливом и прокачки всей системы перед пуском двигателя, после ремонта или проведения профилактических работ по системе питания применяется ручной подкачивающий насос низкого давления. Он крепится, как правило, на корпусе топливоподкачивающего насоса непосредственно над его всасывающим клапаном, но если при этом затрудняется доступ к нему, ручной насос устанавливается отдельно в магистрали.

**Система питания двигателя топливом автобуса МАЗ-103.** Служит для подачи, фильтрации и точного дозирования топлива при различных режимах работы двигателя (рисунок 5.8).

Топливо из топливного бака *11* при работе двигателя засасывается топливоподкачивающим насосом *19* через фильтр грубой очистки топлива *7* и ручной топливоподкачивающий насос *9*. Из топливоподкачивающего насоса *19* топливо поступает в фильтр тонкой очистки топлива *1* и затем по трубопроводу *2* – в топливный насос высокого давления *3*, который в соответствии с порядком работы цилиндров двигателя подает топливо по топливопроводам высокого давления *4* к форсункам *5*. Избыточное топливо, а вместе с ним попавший в систему воздух, отводятся через перепускной клапан *6* топливного насоса высокого давления по топливопроводу *8* в топливный бак. Перепускной клапан обеспечивает постоянное давление в каналах ТНВД независимо от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Топливо, просочившееся между иглой и распылителем форсунки, по сливным топливопроводам сливается в бак.

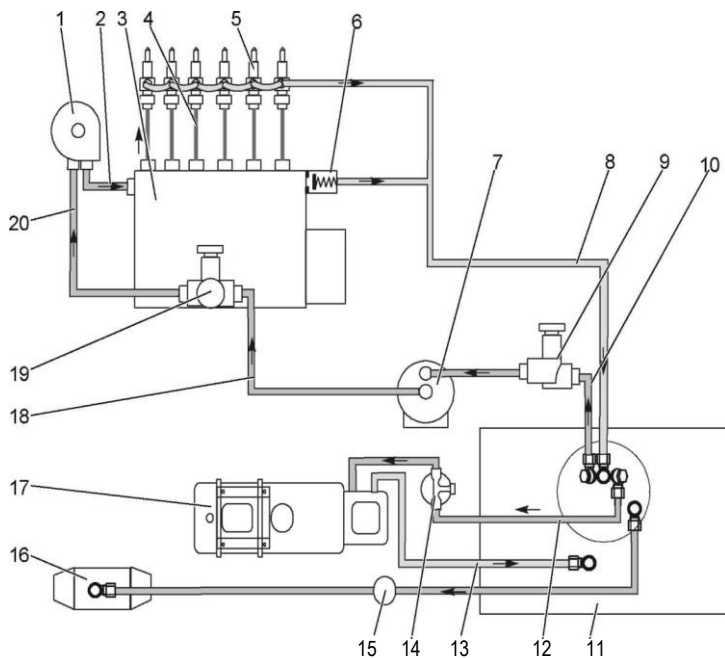


Рисунок 5.8 – Схема системы питания топливом:

- 1 – фильтр тонкой очистки топлива; 2, 10, 18, 20 – топливопроводы низкого давления; 3 – ТНВД; 4 – топливопроводы высокого давления; 5 – форсунки; 6 – перепускной клапан; 7 – фильтр грубой очистки топлива; 8 – сливной топливопровод; 9 – ручной топливоподкачивающий насос; 11 – топливный бак; 12 – топливопровод питания ПЖД; 13 – сливной топливопровод ПЖД; 14 – фильтр топливный ПЖД; 15 – электромагнитный топливный насос воздушного отопителя; 16 – воздушный отопитель; 17 – подогреватель жидкостный (ПЖД); 19 – топливоподкачивающий насос низкого давления

**Топливный бак** состоит из корпуса, заливной горловины с сетчатым фильтром и топливозаборника. Внутри топливного бака имеются перегородки, препятствующие взбалтыванию топлива и образованию пены, а также увеличивающие жесткость бака. В нижней части бака предусмотрена пробка для слива отстоя. Расход топлива в баке контролируют по прибору, находящемуся на щитке приборов и связанному с реостатным датчиком уровня топлива, установленным в топливном баке.

Заливная горловина закрыта герметичной пробкой топливного бака с прокладкой. В пробке топливного бака установлены два клапана: впускной и выпускной. Выпускной клапан должен открываться при давлении 5,69–17,99 кПа, впускной – при разрежении 1,6–3,47 кПа.

**Топливозаборник** состоит из корпуса, двух топливозаборных трубок

и сетчатого фильтра. Полиамидные топливопроводы низкого давления уложены в защитные оболочки и закреплены на каркасе.

**Фильтр грубой очистки топлива** предназначен для предварительной очистки топлива, поступающего в топливоподкачивающий насос. Фильтр установлен на всасывающей магистрали системы питания и крепится на двигателе или кронштейне каркаса.

Фильтр состоит из корпуса, стакана, фильтрующей сетки, успокоителя, отражателя и распределителя. Корпус соединен со стаканом болтами и гайками и уплотнен резиновым уплотнительным кольцом. Снизу в стакан ввернута сливная пробка. Топливо, поступающее из топливного бака через подводящий штуцер, подается к распределителю и стекает в стакан. Крупные посторонние частицы и вода собираются в нижней части стакана. Из верхней части через сетчатый фильтр топливо идет к отводящему штуцеру, и далее, по топливопроводу – к топливоподкачивающему насосу.

### **Контрольные вопросы**

- 1 Какие применяются топливные системы для питания дизельных двигателей автомобилей?*
- 2 Что входит в устройство топливной системы питания дизельных двигателей?*
- 3 Какие функции выполняет фильтр тонкой очистки топлива?*
- 4 Для чего предназначены свечи накаливания?*
- 5 Для чего применяется муфта опережения впрыска топлива?*
- 6 Для чего применяется регулятор частоты вращения коленчатого вала?*
- 7 Какие функции выполняет топливоподкачивающий насос?*
- 8 Что входит в систему питания двигателя топливом автобуса МАЗ-103?*

## З а д а н и е № 6

### СЦЕПЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ И ИХ ПРИВОДЫ

**Цель работы:** изучение конструкции и принципа работы фрикционных дисковых сцеплений с периферийными витыми пружинами и с центральной диафрагменной пружиной и их приводов.

**Оборудование и инструменты:** разрезные механизмы и макеты сцеплений автомобилей ЗИЛ-4314, КамАЗ-5320, МАЗ-5335 и автобусов МАЗ (ЯМЗ-182), плакаты и видеоматериалы, иллюстрирующие устройство изучаемых механизмов.

**Требуется:**

- 1 Описать устройство и принцип действия фрикционного однодискового сцепления.
- 2 Описать устройство, принцип действия, привести схему гидравлического привода выключения сцепления и механизма сцепления.
- 3 Изучить конструктивные особенности сцеплений грузовых автомобилей и автобусов.
- 4 Описать основные неисправности сцепления.

#### Краткие сведения из теории

**Назначение и типы сцепления.** С ц е п л е н и е м называется силовая муфта, в которой передача крутящего момента обеспечивается силами трения, гидродинамическими силами или электромагнитным полем. Такие муфты называются соответственно фрикционными, гидравлическими и электромагнитными.

Сцепление служит для временного разъединения двигателя и трансмиссии и плавного их соединения. Временное разъединение двигателя и трансмиссии необходимо при переключении передач, торможении и остановке автомобиля, а плавное соединение – после переключения передач и при трогании автомобиля с места.

При движении автомобиля сцепление во включенном состоянии передает крутящий момент от двигателя к коробке передач и предохраняет механизмы трансмиссии от возникающих в ней динамических нагрузок, например, при экстренном (аварийном) торможении, резком включении сцепления, неравномерной работе двигателя и резком снижении частоты вращения коленчатого вала, наезде колес на неровности дороги и т. д.

На автомобилях применяются различные типы сцеплений, классификация которых приведена на рисунке 6.1 [5]. Конструкция сцепления определяется числом ведомых дисков, типом и расположением

нажимных пружин.

Все сцепления, кроме центробежных, являются постоянно замкнутыми, т.е. постоянно включенными; их выключает водитель при переключении передач, торможении и остановке автомобиля.

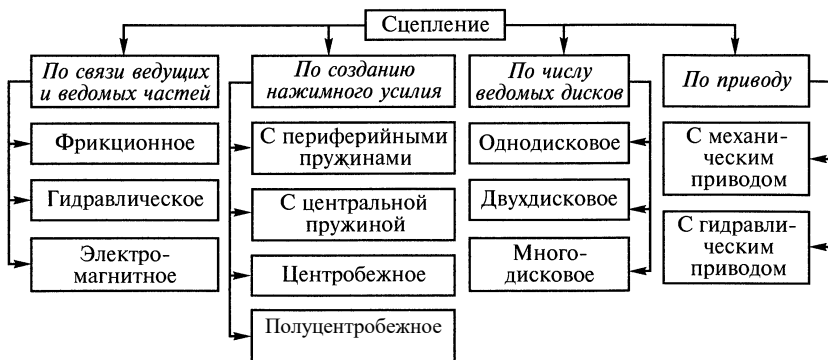


Рисунок 6.1 – Типы сцеплений

*Однодисковое* сцепление применяют на легковых автомобилях, автобусах и грузовых автомобилях малой и средней, а иногда и большой грузоподъемности. *Двухдисковое* сцепление устанавливают на грузовых автомобилях большой грузоподъемности и автобусах большой вместимости. *Многодисковое* сцепление используют очень редко – только на автомобилях большой грузоподъемности.

*Гидравлическое* сцепление (гидромуфта) в качестве отдельного механизма на современных автомобилях не применяют. Раньше его использовали в трансмиссиях автомобилей, но только совместно с последовательно установленным фрикционным сцеплением.

*Электромагнитное* сцепление применялось на некоторых автомобилях, но широкого распространения не получило в связи со сложностью конструкции.

На автомобилях наибольшее применение получило *фрикционное* сцепление. Плавное включение сцепления исключает резкое нарастание крутящего момента в трансмиссии. Фрикционные сцепления передают крутящий момент за счет сил трения, возникающих между ведущей и ведомой частями сцепления при их прижатии друг к другу. Пары трения, выполняемые в виде дисков, работают при отсутствии смазочного материала; нажимное усилие создается с помощью периферийных витых пружин или центральной пружины. Нормальное состояние сцепления – замкнутое (включенное сцепление).

Кратковременное его выключение осуществляют с помощью привода

сцепления нажатием на педаль управления.

*Требования к сцеплению:*

- 1 Обеспечение передачи максимального крутящего момента двигателя.
- 2 Чистота выключения, полнота и плавность включения.
- 3 Предохранение трансмиссии от перегрузок.
- 4 Хороший отвод тепла.
- 5 Уравновешенность осевых усилий.
- 6 Гашение крутильных колебаний.
- 7 Наименьшая инерционная масса ведомых деталей.

Крутящий момент, при котором происходит пробуксовка полностью включенного сцепления, называется *моментом трения* сцепления. В процессе эксплуатации автомобиля момент трения изменяется вследствие изнашивания и замасливания трущихся поверхностей дисков. Для надежной передачи максимального крутящего момента двигателя момент трения должен его превышать. Отношение этих моментов называется *коэффициентом запаса* сцепления и составляет для легковых автомобилей 1,2–1,75, грузовых – 1,5–2,2, автомобилей повышенной и высокой проходимости – 1,8–3,0.

При недостаточно полном (чистом) выключении ведомый и ведущий диски разводятся не полностью, сцепление «ведет» (буксует). Детали сцепления интенсивно нагреваются и изнашиваются; переключение передач затруднено и происходит с шумом. Недостаточно полное включение сцепления не позволяет обеспечивать требуемое усилие нажимных пружин и передачу максимального крутящего момента двигателя.

При резком включении сцепления (наиболее неблагоприятный случай – бросок педали сцепления) за десятые доли секунды ведомой части сцепления сообщается как крутящий момент коленчатого вала двигателя, так и кинетическая энергия его вращающихся частей, в частности маховика. Динамические нагрузки, которые возникают при этом в трансмиссии, могут в 3–4 раза превышать максимальный крутящий момент двигателя.

При буксовании сцепления в его трущихся элементах выделяется теплота. Так, при одном включении сцепления температура его нажимного диска повышается на 7–15 °С. Перегрев приводит к короблению деталей, отпуску нажимных пружин, уменьшению коэффициента трения фрикционных поверхностей дисков.

Неравномерность вращения коленчатого вала двигателя может вызывать повышение нагруженности деталей трансмиссии и шум при их работе вследствие возникновения крутильных колебаний и резонанса при совпадении частот вынужденных и собственных колебаний элементов трансмиссии. Уменьшить колебания можно за счет изменения упругой характеристики трансмиссии, чтобы исключить резонанс на эксплуатационных режимах, и введения в нее элемента, рассеивающего энергию колебаний. В сцеплении устанавливают гаситель крутильных



колебаний – демпфер сцепления, который может влиять на частоту и амплитуду колебаний.

Уменьшение инерционной массы ведомых частей сцепления способствует более быстрому выравниванию окружных скоростей сопрягаемых элементов в коробке передач и тем самым уменьшению времени переключения передач и снижению нагрузок на синхронизаторы.

**Принцип работы фрикционного сцепления.** Механизм сцепления представляет собой устройство, в котором происходит передача крутящего момента за счет работы сил трения. Механизм сцепления позволяет кратковременно разъединять двигатель и коробку передач, а затем вновь плавно их соединять. Элементы механизма заключены в картер сцепления, который крепится к картеру двигателя.

Механизм сцепления состоит:

- из картера и кожуха;
- ведущего диска (которым является маховик коленчатого вала двигателя);
- нажимного диска с пружинами;
- ведомого диска со специальными износостойкими накладками.

**В е д о м ы й д и с к**, связанный с первичным валом коробки передач, постоянно прижат к маховику нажимным диском под воздействием очень сильных пружин. За счет огромных сил трения между маховиком, ведомым и нажимным дисками все это вместе, как единое целое, вращается при работе двигателя. Но это только тогда, когда водитель не трогает педаль сцепления, независимо от того, движется или стоит на месте его автомобиль.

Для выключения сцепления водитель нажимает на педаль, при этом нажимной диск отходит от маховика и освобождает ведомый диск, прерывая передачу крутящего момента от двигателя к коробке передач (рисунок 6.2 [10]). Нажимать на педаль сцепления следует достаточно быстрым, но не резким, спокойным движением до конца хода педали.

Для начала движения машины необходимо прижать ведомый диск, связанный с ведущими колесами (через первичный вал коробки передач и другие составляющие трансмиссии), к вращающемуся маховику, то есть включить сцепление (рисунок 6.3 [10]). И это сложная задача, так как угловая скорость вращения маховика составляет 20–25 оборотов в секунду, а скорость вращения ведущих колес – ноль.

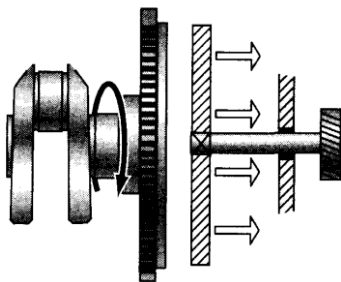


Рисунок 6.2 – Сцепление выключено

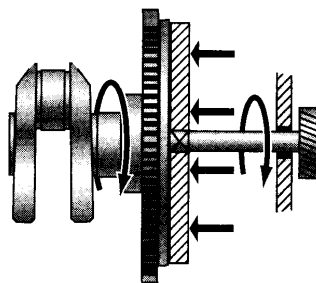


Рисунок 6.3 – Сцепление включено

Педа л ь с ц е п л е н и я отпускается правильно в три этапа.

*На первом этапе* работы по включению сцепления приотпускается педаль, то есть дается возможность пружинам нажимного диска подвести ведомый диск к маховику до их легкого соприкосновения. За счет сил трения диск, проскальзывая некоторое время относительно маховика, тоже начнет вращаться, а автомобиль потихоньку начинает движение.

*На втором этапе* педаль сцепления необходимо удерживать в средней позиции для того, чтобы скорость вращения маховика и диска уравнились. Автомобиль при этом немного увеличивает скорость движения.

*На третьем этапе* необходимо полностью отпустить педаль сцепления и убрать с нее ногу. Маховик вместе с нажимным и ведомым дисками уже вращаются вместе без проскальзывания и с одинаковой скоростью, полностью передавая крутящий момент к коробке передач и далее на ведущие колеса автомобиля, что соответствует состоянию механизма сцепления – включено.

Если в начале движения педаль сцепления резко бросить, то автомобиль несколько раз дернется вперед, а двигатель заглохнет. В худшем случае может произойти поломка двигателя или агрегатов трансмиссии, так как в этот момент возникает сильная ударная волна, которая многократно увеличивает нагрузки на все детали двигателя и агрегаты трансмиссии.

Действия водителя по выключению и включению сцепления в течение поездки (при стартах автомобиля, остановках и переключениях передач) повторяются многократно, особенно в условиях городского движения. Если правильно освоить работу педалью сцепления в три этапа, то это обеспечит плавность хода автомобиля, комфорт пассажирам и увеличит ресурс не только деталей сцепления, но и всего автомобиля в целом.

**Устройство фрикционного однодискового сцепления.** Ф р и к ц и о н н ы м с ц е п л е н и е м называется дисковая муфта, в которой крутящий момент передается силами сухого трения.

На современных автомобилях широко распространено однодисковое сухое сцепление, в котором для передачи крутящего момента применяется

один ведомый диск.

Однодисковое сцепление (рисунок 6.4 [6]) состоит из ведущих и ведомых деталей, а также деталей включения и выключения сцепления.

Ведущими деталями являются маховик 3 двигателя, кожух 1 и нажимной диск 2, ведомыми – ведомый диск 4, деталями включения – пружины 6, деталями выключения – рычаги 12 и муфта с подшипником 7. Кожух 1 прикреплен болтами к маховику. Нажимной диск 2 соединен с кожухом упругими пластинами 5. Это обеспечивает передачу крутящего момента от кожуха на нажимной диск и перемещение нажимного диска в осевом направлении при включении и выключении сцепления. Ведомый диск 4 установлен на шлицах первичного (ведущего) вала 9 коробки передач.

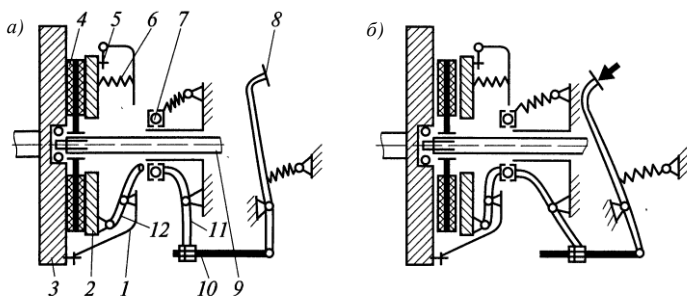


Рисунок 6.4 – Однодисковое фрикционное сцепление:

*a* – включено; *б* – выключено; 1 – кожух; 2 – нажимной диск; 3 – маховик; 4 – ведомый диск; 5 – пластина; 6 – пружина; 7 – подшипник; 8 – педаль; 9 – вал; 10 – тяга; 11 – вилка; 12 – рычаг

В привод сцепления входят педаль 8, тяга 10, вилка 11 и муфта с выжимным подшипником 7. При отпущенной педали 8 (см. рисунок 6.4, *a*) сцепление включено, так как ведомый диск 4 прижат к маховику 3 нажимным диском 2 усилием пружин 6. Сцепление передает крутящий момент от ведущих деталей к ведомым через поверхности трения ведомого диска с маховиком и нажимным диском. При нажатии на педаль 8 (см. рисунок 6.4, *б*) сцепление выключается, так как муфта с выжимным подшипником 7 перемещается к маховику, поворачивает рычаг 12, который отодвигает нажимной диск 2 от ведомого диска 4. В этом случае ведущие и ведомые детали сцепления разъединены, и сцепление не передает крутящий момент.

Однодисковые сцепления просты по конструкции, дешевы в изготовлении, надежны в работе, обеспечивают хороший отвод теплоты от трущихся поверхностей, чистоту выключения и плавность включения, удобны в обслуживании, при эксплуатации и ремонте.

Сжатие ведущих и ведомых деталей сцепления может осуществляться несколькими цилиндрическими пружинами, равномерно расположенными

по периферии нажимного диска, одной диафрагменной пружиной или конусной пружиной, установленной в центре нажимного диска.

#### **Однодисковое сцепление с периферийным расположением пружин.**

На автомобилях ЗИЛ-4314Ш, -5301 «Бычок», ГАЗ-3307, -3102, -3110 «Волга», автобусах ПАЗ-3205, ГАЗ-2217 «Соболь» и других устанавливают однодисковые фрикционные сцепления с периферийными нажимными пружинами.

В качестве нажимного устройства в таких сцеплениях может использоваться несколько цилиндрических пружин с периферийным расположением по окружности нажимного диска. Сцепление с такими пружинами отличается достаточно высоким нажимным усилием и простотой обслуживания. Сцепления автомобилей ЗИЛ-431410 и ЗИЛ-5301 имеют одинаковое устройство (рисунок 6.5 [24]).

Рассмотрим устройство гасителя крутильных колебаний. К ведомому диску 3 заклепками крепится стальное кольцо 27, на котором с обеих сторон размещено восемь пар стальных фрикционных пластин 25. Два стальных диска 23 ступицы с прямоугольными окнами жестко крепятся к фланцам ступицы 24 ведомого диска вместе с маслоотражателями 26. Диски 23 конструктивно выполнены так, что они с некоторым усилием прижимаются к фрикционным пластинам 25. Восемь пружин 28 установлены в прямоугольных окнах, расположенных по окружности стальных дисков 23 и стального кольца 27. Концы пружин упираются в стальные пластины, размещенные в прямоугольных окнах.

При такой установке пружин ведомый диск 3 центрируется по наружному диаметру ступицы 24 и может поворачиваться вокруг нее на определенный угол в обе стороны, сжимая при этом демпферные пружины 28. Угол поворота ведомого диска ограничивается сжатием пружин до соприкосновения витков. При перемещении ведомого диска возникает сила трения между стальными дисками 23 и фрикционными пластинами 25, что приводит к гашению (уменьшению) крутильных колебаний, возникающих на валах трансмиссии при резких изменениях их частоты вращения. Гаситель крутильных колебаний способствует также более плавному нарастанию сил трения и крутящего момента во фрикционном сопряжении сцепления в момент начала движения автомобиля или при переключении передач, обеспечивая тем самым (даже при быстром отпускании педали сцепления) сравнительно легкое включение сцепления. Управление сцеплением осуществляется при помощи механизма выключения, привод которого может быть механическим или гидравлическим. Для облегчения пользования сцеплением иногда в механический привод встраивают вакуумный или пневматический усилитель (автомобиль МАЗ-5335).

Механизм выключения сцепления состоит из муфты 11 с выжимным подшипником 9 и четырех рычагов 5. Перемещение муфты с подшипником по направляющей осуществляется вилкой 12 выключения сцепления, к которой муфта прижимается оттяжной пружиной 10. При этом выжимной подшипник 9 отжимается от рычагов 5 на 1,5–3 мм, что соответствует свободному ходу педали сцепления 35–50 мм (см. рисунок 6.5, б).

При меньшем зазоре подшипник во время работы двигателя может постоянно или периодически нажимать на рычаги, вызывая пробуксовку сцепления и увеличивая тем самым изнашивание фрикционных накладок и подшипника. При большом зазоре сцепление полностью не выключается, в результате чего появляется шум зубчатых колес в коробке передач при переключениях с одной передачи на другую. Зазор регулируют гайкой 22, изменяя рабочую длину тяги 20 с установленной на ней пружиной.

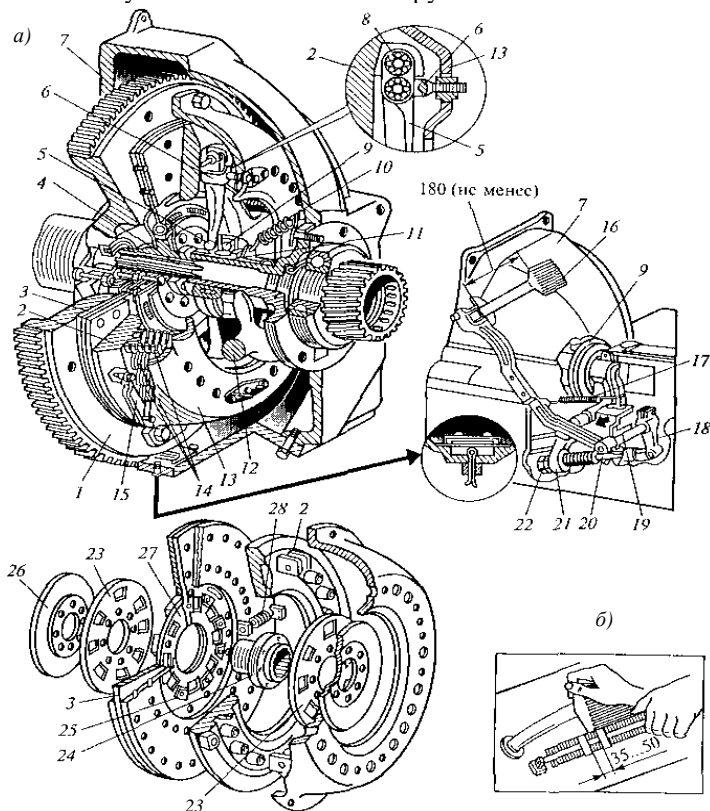


Рисунок 6.5 – Сцепление автомобиля ЗИЛ-4314:

*a* – устройство; *б* – свободный ход сцепления; 1 – маховик; 2, 3 – нажимной и ведомый диски; 4 – ведущий вал; 5 – рычаги выключения сцепления; 6 – опорные вилки рычагов; 7 – картер сцепления; 8, 9 – игольчатый и выжимной подшипники; 10 – оттяжная пружина муфты выключения; 11, 12 – муфта и вилка выключения; 13 – кожух; 14, 15 – нажимные и пластинчатые пружины; 16 – педаль; 17 – оттяжная пружина педали; 18 – рычаги привода выключения сцепления; 19 – вал педали; 20 – тяга; 21 – рычаг; 22 – гайка регулировочная; 23 – диски ступицы; 24 – ступица; 25 – фрикционная пластина; 26 – маслоотражатель; 27 – стальное кольцо; 28 – демпферная пружина

**Однодисковые сцепления с мембранной пружиной.** Мембранная пружина применяется в сцеплениях автомобилей семейств «Москвич» и ВАЗ, а

также в сцеплениях грузовых автомобилей особо малой массы. Особенностью такого сцепления является то, что в нем функции нажимных пружин и рычагов, отводящих нажимной диск, выполняет мембранная пружина. В свободном состоянии она имеет форму тарельчатого диска в виде усеченного конуса. От отверстия у вершины конуса идут радиальные прорези, образующие 18 лепестков, выполняющих роль выжимных рычагов сцепления. К преимуществам такой пружины следует отнести ее способность создавать более равномерное и постоянное давление на нажимной диск, а также поддержания заданного крутящего момента во фрикционном сопряжении по мере изнашивания накладок ведомого диска.

Сцепление с мембранной пружиной (рисунок 6.6 [24]) состоит из двух неразборных в процессе эксплуатации частей. В одну из них входит кожух 7 с установленными в нем мембранной пружиной 8 и нажимным диском 3, а в другую – ведомый диск 2 с гасителем крутильных колебаний. Кожух центрируется относительно маховика 1 на штифтах и крепится к нему болтами. Крутящий момент от кожуха к нажимному диску передается через три упругие пластины. С внутренней стороны кожуха при помощи ступенчатых заклепок 6 установлены два кольца 5, которые являются опорами для мембранной пружины 8. Располагаясь между кольцами, она имеет возможность прогибаться относительно них.

При включенном сцеплении (см. рисунок 6.6, *б*) мембранная пружина 8 благодаря своей форме и установке между опорными кольцами нагружает нажимной диск 3, надежно зажимая ведомый диск между ним и плоскостью маховика, в результате чего крутящий момент передается на ведущий вал 10 (см. рисунок 6.6, *а*) коробки передач. При нажатии на педаль сцепления вилка 11 выключения сцепления перемещает специальное фрикционное кольцо и расположенный на муфте выжимной подшипник 9, который через мембранную пружину перемещается в сторону маховика (см. рисунок 6.6, *в*). При этом наружная часть мембраны удаляется от него и при помощи фиксаторов 4 перемещает за собой нажимной диск, освобождая при этом ведомый диск. Передача крутящего момента на ведущий вал коробки передач прекращается.

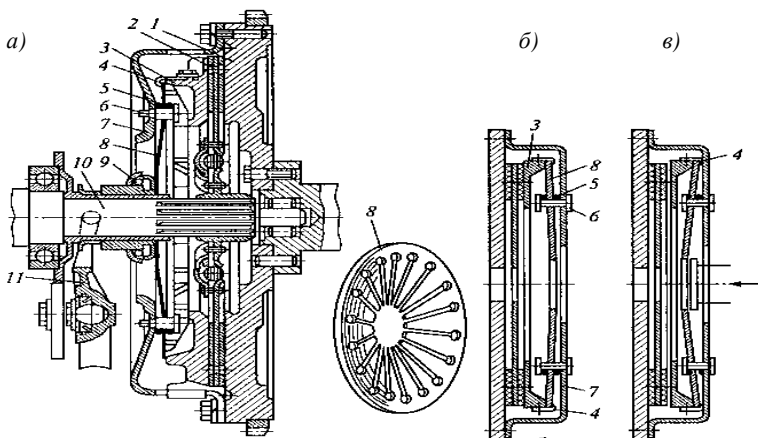


Рисунок 6.6 – Сцепление с мембранной пружиной:

*a* – продольный разрез; *б* – сцепление включено; *в* – сцепление выключено; 1 – маховик; 2 – ведомый диск; 3 – нажимной диск; 4 – фиксаторы; 5 – опорные кольца; 6 – заклепки; 7 – кожух; 8 – мембранная пружина; 9 – выжимкой подшипник; 10 – ведущий вал; 11 – вилка выключения сцепления

Широкое распространение на легковых автомобилях и автобусах получил гидравлический привод сцепления, так как он обеспечивает более плавное нарастание момента трения между фрикционными поверхностями деталей сцепления в момент начала движения автомобиля, а также при переключении передач.

На автобусах МАЗ применяется одно из нижеперечисленных сцеплений.

Сцепление «Trnava MFZ-420» (Словакия) – сухое, фрикционное, однодисковое, с диафрагменной вытяжной пружиной, устанавливается на автобусах МАЗ-103 с двигателем ММЗ (рисунок 6.7). Сцепление этой марки имеет конструкцию, аналогичную сцеплению ЯМЗ-182 с некоторыми особенностями.

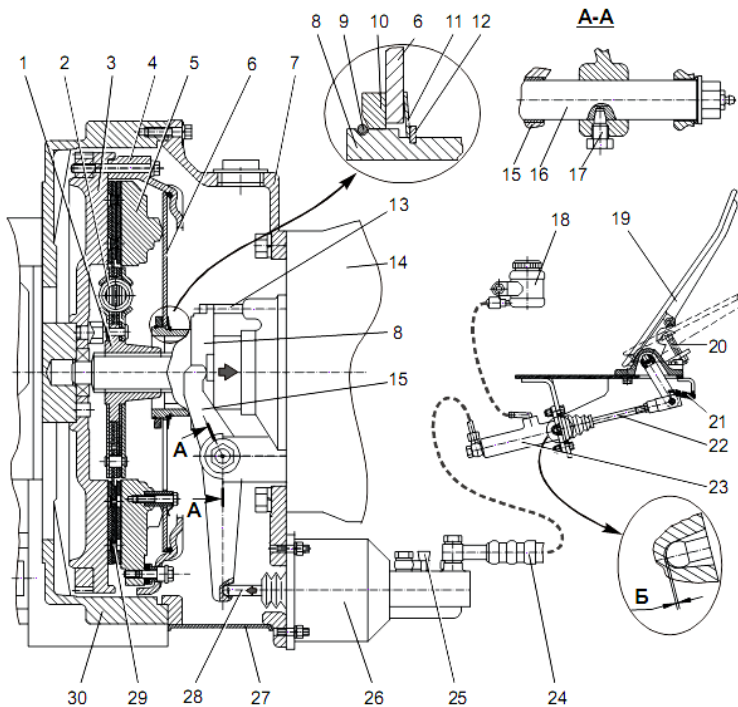


Рисунок 6.7 – Сцепление Tnava MFZ-420 и его привод:

- 1 – ступица ведомого диска; 2 – пружина гасителя крутильных колебаний; 3 – маховик;  
 4 – кожух сцепления; 5 – нажимной диск; 6 – диафрагменная пружина; 7 – картер сцепления;  
 8 – муфта выключения; 9, 12 – стопорное кольцо; 10 – упорное кольцо; 11 – пружинная шайба;  
 13 – направляющая; 14 – коробка передач; 15 – рычаг-вилка; 16 – валик; 17 – болт; 18 – бачок;  
 19 – педаль сцепления; 20 – подпедальный упор; 21 – оттяжная пружина; 22 – толкатель;  
 23 – подпедальный цилиндр; 24 – шланг; 25 – клапан удаления воздуха; 26 – пневмогидроусилитель; 27 – крышка; 28 – толкатель; 29 – ведомый диск; 30 – двигатель

Ведомый диск 29 (см. рисунок 6.7 [4]) снабжен гасителем крутильных колебаний с двумя степенями демпфирования. Муфта выключения 8 соединяется с диафрагменной пружиной 6 с помощью замкового устройства, которое состоит из упорного кольца 10, пружинной шайбы 11 и двух стопорных колец 9 и 12. При такой конструкции замкового устройства муфта как при снятии, так и при установке коробки передач остается на диафрагменной пружине. При снятии коробки необходимо предварительно вывернуть болт 17, вынуть валик 16 и вилку выключения 15. Проворачивание муфты выключения 8 предотвращается направляющей 13.

Сцепление «Sachs MFZ-430» (Германия) – сухое, фрикционное, однодисковое, с диафрагменной вытяжной пружиной, устанавливается на



автобусах МАЗ-152 с двигателем OM 501 LA и автобусах МАЗ-103 (кроме автобусов с двигателем ММЗ).

Ведомый диск сцепления снабжен гасителем крутильных колебаний с тремя степенями демпфирования. Втулка муфты выключения 1 (рисунок 6.8 [4]) соединяется с диафрагменной пружиной 4 с помощью замкового устройства, которое состоит из упорных полуколец 2, пружинного кольца 3 и замковой булавки 5.

При установке коробки передач булавка должна находиться в расстегнутом состоянии, при котором ее внутренний диаметр больше наружного диаметра втулки муфты выключения 1. После установки коробки передач необходимо муфту переместить в сторону маховика до упора и в этом положении застегнуть булавку. Для отсоединения муфты выключения от сцепления достаточно расстегнуть булавку и переместить муфту в сторону коробки передач. Замковое устройство монтируется на диафрагменную пружину при сборке сцепления. Штампованные полукольца 2 устанавливаются в центральное отверстие диафрагменной пружины 4 и распираются пружинным кольцом 3. Замковая булавка 5 устанавливается в отверстия полуколец. Муфта выключения сцепления постоянно находится на крышке первичного вала коробки передач.

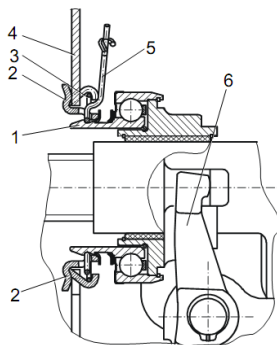


Рисунок 6.8 – Соединение муфты со сцеплением Sachs MFZ 430;

1 – втулка муфты; 2 – упорные полукольца; 3 – пружинное кольцо; 4 – диафрагменная пружина; 5 – замковая булавка; 6 – вилка выключения сцепления

*Сцепление ЯМЗ-182* (Россия) – сухое, фрикционное, однодисковое, с диафрагменной вытяжной пружиной устанавливается на автобусах МАЗ-104 и МАЗ-152 с двигателями ЯМЗ-236 HE.

Сцепление установлено в картере сцепления 20 (рисунок 6.9 [4]), который по передней привалочной поверхности соединен болтами с двигателем 1, а с задней стороны к нему крепится коробка передач.

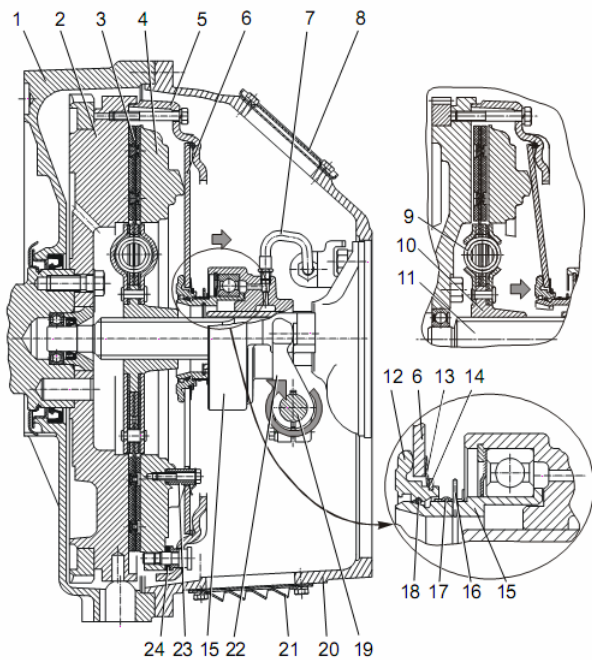


Рисунок 6.9 – Сцепление ЯМЗ-182:

- 1 – двигатель; 2 – маховик; 3, 4 – ведомый и нажимной диски; 5 – кожух; 6 – диафрагменная пружина; 7 – шланг; 8 – крышка; 9 – пружина; 10 – ступица ведомого диска; 11 – первичный вал коробки передач; 12, 16, 17 – упорное, предохранительное и замковое кольцо; 13 – пружинная шайба; 14, 18 – стопорные кольца; 15 – муфта выключения с подшипником; 19 – валик; 20 – картер сцепления; 21 – крышка; 22 – вилка выключения; 23 – втулка; 24 – пакет пластин

Механизм выключения сцепления состоит из муфты выключения с подшипником 15, вилки 22 и валика 19. Муфта соединена с диафрагменной пружиной 6 через упорное кольцо 12 с помощью запорного устройства. Упорное кольцо 12 устанавливается на диафрагменную пружину при сборке нажимного диска с кожухом и удерживается пружинной шайбой 13 со стопорным кольцом 14.

Сцепление ЯМЗ-183 отличается от сцепления ЯМЗ-182 только усилием диафрагменной пружины и устанавливается на автобусах МАЗ-104С и МАЗ-152 с двигателем ЯМЗ-7601.

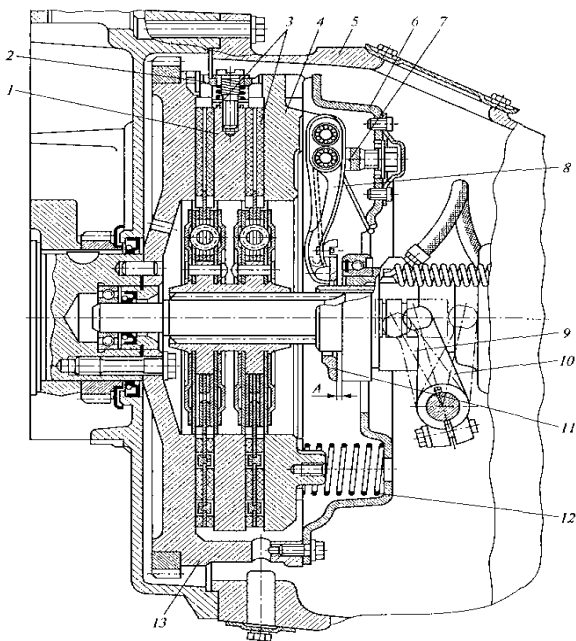
**Двухдисковые сцепления.** На автомобилях КамАЗ-5320, «Урал-4320», МАЗ-5335, автобусах ЛАЗ-4202 и других устанавливают двухдисковые фрикционные сцепления с периферийным расположением пружин.

Сцепление автомобиля КамАЗ-5320 (рисунок 6.10 [24]) установлено в картере 5. К ведущим деталям сцепления относятся маховик 13, ведущий диск 1, нажимной диск 4 и кожух 6.

Ведущий и нажимной диски имеют на наружной поверхности по четыре шипа, которые входят в пазы приливов, расположенных на цилиндрической поверхности маховика, и передают на ведомые диски крутящий момент от двигателя. Одновременно обеспечивается возможность осевого перемещения дисков 1 и 4.

Рисунок 6.10 – Сцепление автомобилей семейства КамАЗ:

- 1 – ведущий диск; 2 – механизм самоустановки ведущего диска; 3 – ведомые диски;  
 4 – нажимной диск; 5 – картер;  
 6 – кожух; 7 – опорная вилка;  
 8 – рычаг выключения; 9 – муфта выключения;  
 10 – вилка выключения сцепления; 11 – упорное кольцо;  
 12 – нажимная пружина;  
 13 – маховик; А – зазор



К ведомым деталям сцепления относятся два ведомых диска 3 с фрикционными накладками и гасителями крутильных колебаний в сборе. Ступицы ведомых дисков установлены на шлицах ведущего вала коробки передач или делителя. Между кожухом 6 и нажимным диском 4 установлены нажимные пружины 12, под действием которых ведомые диски 3 зажимаются между нажимным диском 4 и маховиком 13.

Механизм выключения сцепления состоит из рычагов 8, соединенных наружными концами с нажимным диском 4, а в средней части – с опорными вилками 7, которые установлены в кожухе 6, упорного кольца 11 рычагов выключения сцепления, муфты 9 выключения с подшипником и вилки выключения 10.

При включенном сцеплении крутящий момент передается от маховика через шипы на средний ведущий и нажимной диски, затем – на фрикционные накладки ведомых дисков и через гасители крутильных колебаний – на их ступицы, которые установлены на ведущем валу коробки передач. Когда сцепление включено, упорное кольцо 11 рычагов выключения отходит от подшипника муфты 9 выключения. При этом образуется зазор, равный 3,0–3,2 мм, который обеспечивает полноту включения сцепления.

При выключении сцепления муфта выключения с подшипником 9 через упорное кольцо 11 воздействует на внутренние концы рычагов 8,

которые поворачиваются на игольчатых подшипниках опорных вилок 7. Наружные концы рычагов при этом оттягивают нажимной диск 4 от заднего ведомого диска 3.

Средний ведущий диск 1 при помощи автоматического рычажного механизма 2, смонтированного на диске, самоустанавливается в среднее положение между торцами нажимного диска 4 и маховика 13, освобождая передний ведомый диск 3. Таким образом, между ведущими и ведомыми дисками сцепления при полном его выключении образуются зазоры, которые обеспечивают разъединение ведущих и ведомых деталей.

В двухдисковом фрикционном сцеплении грузовых автомобилей МАЗ (рисунок 6.11 [24]) сжатие маховика 1, нажимного 18, среднего ведущего 3 и двух ведомых 2 дисков осуществляется периферийными цилиндрическими пружинами 16, равномерно расположенными в два ряда по окружности. Каждый ряд включает по 14 пружин.

Ведомые диски включают в себя гасители крутильных колебаний, каждый из которых имеет по шесть цилиндрических пружин 5 и по два стальных фрикционных кольца 4. Средний ведущий и нажимной диски направляющими выступами входят в пазы маховика, пружины 6 расположены между маховиком и средним диском. При выключении сцепления они перемещают средний диск на необходимую величину, которая регулируется четырьмя штоками 7. Четыре рычага 9 выключения сцепления установлены в вилках 10, закрепленных в кожухе 15 сферическими гайками 11. К внутренним концам рычагов присоединено кольцо 14, в которое при выключении сцепления упирается выжимной подшипник 13 муфты выключения.

Смазывание муфты и подшипника производится через гибкий шланг из масленки, закрепленной на картере 12. В верхней и нижней частях картера сцепления находятся люки с крышками 8 и 17. Нижняя крышка 17 имеет вентиляционные отверстия.

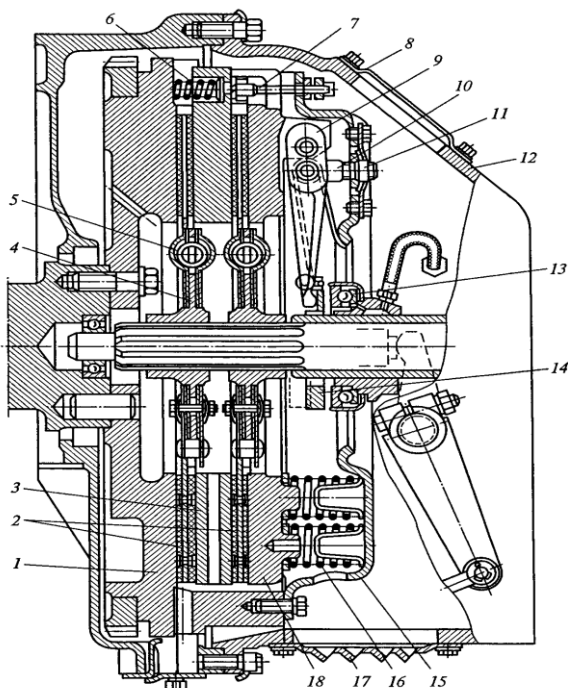
Привод сцепления – механический с пневматическим усилителем. Пневмоусилитель состоит из клапана управления и силового цилиндра. Клапан управления включен в механический привод сцепления последовательно. Это обеспечивает действие усилителя пропорционально силе давления на педали сцепления и позволяет выключать сцепление одним механическим приводом при неработающем пневмоусилителе.

**Привод выключения сцепления.** Для передачи усилия от водителя к некому механизму или от одного агрегата к другому без «посредников» не обойтись. Поэтому в автомобиле существует привод механизмов. Практически каждый механизм имеет свой привод, посредством которого он и приводится в действие. Привод может состоять из большого количества отдельных узлов и деталей. Привод фрикционного сцепления может быть механическим, гидравлическим или электромагнитным. Наиболее применимы механический и гидравлический п р и в о д ы .

*Механический* привод сцепления прост по конструкции и надежен в работе, однако имеет меньший КПД, чем гидравлический.

Рисунок 6.11 – Сцепление грузовых автомобилей МАЗ:

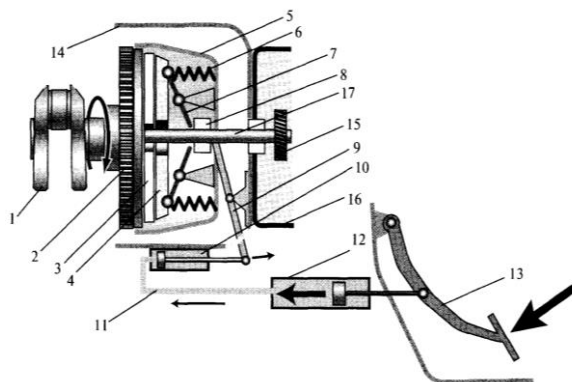
- 1 – маховик; 2 – ведомые диски; 3 – ведущий диск;
- 4, 14 – кольца; 5, 6, 16 – пружины; 7 – шток;
- 8, 17 – крышки; 9 – рычаг;
- 10 – вилка; 11 – гайка;
- 12 – картер; 13 – подшипник; 15 – кожух;
- 18 – нажимной диск



Привод механизма выключения сцепления (см. рисунок 6.5), смонтирован на левом лонжероне рамы и соединен при помощи рычагов и тяг с вилкой 12 выключения сцепления. При нажатии на педаль 16 сцепления ее вал 19 поворачивается и через рычаг 18, тягу 20 к рычагу 21 действует на вилку 12 выключения, а через нее – на муфту 11 и выжимной подшипник. В результате этого муфта вместе с подшипником перемещается и нажимает на внутренние концы рычагов 5, которые, опираясь средней частью на пальцы опорной вилки 6, отводят своими наружными концами нажимной диск от ведомого. После прекращения нажатия на педаль и плавном ее отпуске муфта с подшипником и педаль привода под действием оттяжной пружины 17 возвращаются в исходное положение. В момент включения сцепления крутящий момент от маховика передается к кожуху 13, а от него – через четыре пары пластинчатых пружин 15 на нажимной диск. При этом под действием нажимных пружин 14 ведомый диск надежно зажимается между рабочими плоскостями маховика и нажимного диска. Таким образом передается крутящий момент от маховика двигателя через ведомый диск и его

шлицевое соединение в коробку передач и далее к другим агрегатам трансмиссии.

*Гидравлический* привод обеспечивает более плавное включение сцепления и уменьшает усилие, необходимое для выключения сцепления, но сложнее по конструкции и в обслуживании, менее надежен в работе, требует больших затрат при изготовлении и в эксплуатации. Привод выключения сцепления (гидравлического типа) состоит (рисунок 6.12 [10]) из педали, вилки выключения сцепления, главного цилиндра, нажимного подшипника, рабочего цилиндра и трубопроводов.



1 – коленчатый вал;  
2 – маховик; 3, 4 – ведомый и нажимной диски; 5 – кожух сцепления; 6 – нажимные пружины; 7 – отжимные рычаги; 8 – нажимной подшипник; 9 – вилка выключения сцепления; 10, 12 – рабочий и главный цилиндры; 11 – трубопровод; 13, 14 – педаль и картер сцепления; 15 – шестерня первичного вала; 16 – картер коробки передач; 17 – первичный вал коробки передач

Рисунок 6.12 – Схема гидравлического привода выключения сцепления и механизма сцепления

При нажатии на педаль сцепления усилие ноги водителя через шток и поршень передается жидкости, которая, в свою очередь, передает давление от поршня главного цилиндра на поршень рабочего. Далее шток рабочего цилиндра перемещает вилку выключения сцепления и нажимной подшипник, который передает усилие на механизм сцепления. Когда же водитель отпускает педаль, то под воздействием возвратных пружин все детали привода занимают исходные позиции.

В гидравлическом приводе сцепления автомобилей ВАЗ применяется тормозная жидкость. При покупке тормозной жидкости стоит прочитать, что написано на этикетке флакона: можно ли ее смешивать с той жидкостью, которая уже залита в гидропривод сцепления вашего автомобиля? Как правило, ответ бывает положительным, но существуют жидкости, которые не подлежат смешиванию с другими. На переднеприводных автомобилях ВАЗ используется механический привод, где педаль сцепления связана с вилкой выключения с помощью металлического троса. Для облегчения управления сцеплением в приводах часто применяют усилители: механические в виде сервопружин,

пневматические и вакуумные.

*Привод двухдискового сцепления.* Включение в гидравлический привод усилителя позволило существенно облегчить выключение и удержание в выключенном состоянии сцепления.

При нажатии на педаль 1 (рисунок 6.13, а) при выключении сцепления усилие через рычаг и шток передается к главному цилиндру 2, откуда жидкость под давлением по трубопроводу 10 поступает в корпус следящего устройства 4, которое при этом обеспечивает пропуск сжатого воздуха, поступающего по воздухопроводу 5 в цилиндр пневмоусилителя 3. Одновременно от главного цилиндра 2 жидкость под давлением поступает в рабочий цилиндр усилителя. Следящее устройство 4, цилиндр пневмоусилителя и рабочий цилиндр 6 выполнены в одном агрегате – пневмогидравлическом усилителе. Схема привода двухдискового сцепления автомобилей КамАЗ приведена на рисунке 6.13 [24].

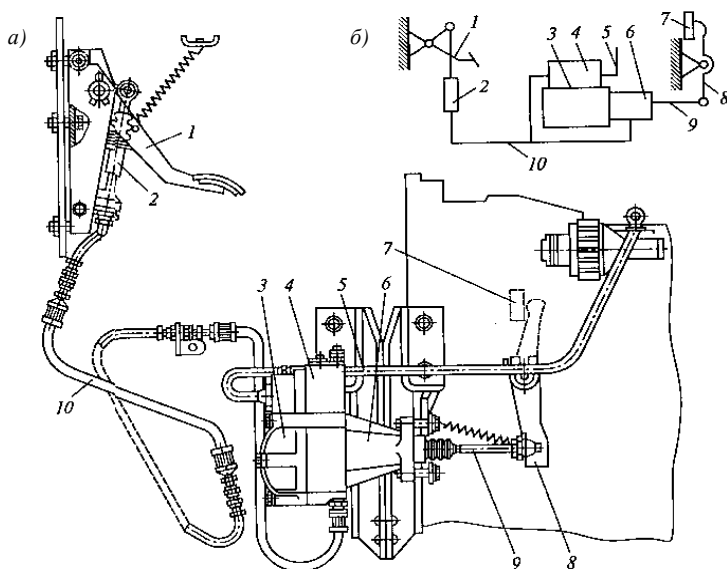


Рисунок 6.13 – Привод сцепления автомобилей семейства КамАЗ:

- а – устройство привода сцепления; б – схема включения усилителя в гидропривод; 1 – педаль; 2 – главный цилиндр; 3 – пневмоусилитель; 4 – следящее устройство; 5 – воздухопровод; 6 – рабочий цилиндр усилителя; 7 – выжимной подшипник; 8 – рычаг; 9 – шток; 10 – жидкостной трубопровод

Суммарное усилие, определяемое давлением воздуха в цилиндре пневмоусилителя и давлением жидкости в рабочем цилиндре, передается на шток 9 и через рычаг 8, вал и вилку выключения сцепления обеспечивает

перемещение муфты с выжимным подшипником 7 для выключения сцепления. Принципиальная схема включения усилителя в гидропривод показана на рисунке 6.13, б.

**Основные неисправности сцепления.** Сцепление «ведет» (выключается не полностью) из-за большого свободного хода педали сцепления, наличия воздуха в гидроприводе, перекоса нажимного подшипника, коробления ведомого диска или поломки пружин. Для устранения неисправности следует отрегулировать свободный ход педали, удалить воздух из гидропривода, заменить неработоспособные диски и пружины.

*Сцепление «пробуксовывает»* (включается не полностью) из-за малого свободного хода педали, замазывания или износа фрикционных накладок ведомого диска, поломки пружин. Для устранения неисправности необходимо отрегулировать свободный ход педали, промыть или поменять диски, пружины.

*Сцепление включается резко* вследствие заеданий в механизме привода, задирах на рабочих поверхностях дисков, маховика и разрушения фрикционных накладок ведомого диска. Для устранения неисправности следует заменить неисправные узлы привода, устранить задиры на поверхностях дисков, заменить ведомый диск.

*Подтекание тормозной жидкости в приводе выключения сцепления* возможно из главного или рабочего цилиндров, а также в соединительных трубках. Для устранения неисправности следует визуально определить место утечки и заменить неисправные узлы, с последующей прокачкой всего гидропривода (удалить из него воздух).

При эксплуатации автомобиля необходимо периодически проверять уровень в бачке, питающем жидкостью гидравлический привод сцепления. Если уровень окажется меньше нормы, то его обязательно следует восстановить, долив тормозной жидкости. В противном случае, если уровень понизится до нуля, усилие ноги на педали сцепления не будет передаваться.

Пониженный уровень жидкости или неправильная регулировка сцепления может привести к тому, что передачи в автомобиле будут включаться с огромным усилием или вообще включаться не будут. А если при полностью нажатой педали сцепления все-таки удастся включить первую передачу, то автомобиль самопроизвольно начнет медленное движение. Описанная неисправность называется «сцепление ведет». В то время как ведомый диск сцепления не должен иметь контакта с маховиком, он все-таки за него немного цепляется, и соответственно часть крутящего момента передается на первичный вал коробки передач и далее на ведущие колеса.

В процессе эксплуатации боковые поверхности ведомого диска



изнашиваются, однако наступает момент, когда передача включена и педаль сцепления полностью отпущена, но износ накладок ведомого диска оказался настолько велик, что теперь он не зажимается между маховиком и нажимным диском с должным усилием и, пробуксовывая, не передает крутящий момент от двигателя к трансмиссии. Описанная неисправность имеет название «*сцепление пробуксовывает*».

При нормальной грамотной эксплуатации автомобиля замена ведомого диска сцепления требуется после 80 тыс. км пробега и более. Однако не все водители являются мастерами вождения, и поэтому износ диска может наступить значительно раньше.

Начало критического износа легко определить, двигаясь на четвертой передаче со скоростью 40–45 км/ч. Если при активном нажатии на педаль газа обороты двигателя начинают увеличиваться, а машина продолжает движение с прежней скоростью и возникает специфический запах «подгорающих» накладок диска, то необходима замена ведомого диска.

Если что-то «шелестит» в районе сцепления и перестает «шелестеть» при полностью нажатой педали сцепления, то этот звук предупреждает об износе и необходимости замены выжимного подшипника.

Грамотная эксплуатация во многом зависит от стиля вождения. Резкие старты и ускорения машины, постоянное «держание» ноги на педали сцепления при движении ведут к износу не только сцепления, но и других агрегатов автомобиля.

Укорачивает срок службы также находящаяся в нажатом состоянии педаль сцепления на все время остановки перед красным сигналом светофора. Грамотным ожиданием разрешающего сигнала светофора, по многим причинам, будет нейтральная передача и полностью отпущенная педаль сцепления.

Грубая работа педалями, движение с максимальными нагрузками, на большой скорости, а также по плохой дороге на современных автомобилях с мощным двигателем укорачивают срок службы всех частей автомобиля и сцепления в том числе.

### **Контрольные вопросы**

- 1 Для чего предназначено сцепление?*
- 2 Какие бывают типы сцепления?*
- 3 Какие требования предъявляются к фрикционному сцеплению?*
- 4 Что понимается под коэффициентом запаса сцепления?*
- 5 Назовите конструктивные меры, способствующие повышению плавности включения сцепления.*
- 6 Опишите принцип работы фрикционного сцепления.*
- 7 Опишите способ передачи крутящего момента нажимному диску сцепления.*
- 8 Опишите назначение и устройство гасителя крутильных колебаний.*
- 9 Какие типы усилителей и с какой целью применяются в приводах управления*

*сцеплениями?*

*10 Какие сцепления принимаются на автобусах МАЗ?*

*11 Назовите основные неисправности сцепления.*

## З а д а н и е № 7

### КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ АВТОМОБИЛЕЙ

**Цель работы:** изучение конструкции и принципа работы механических и гидромеханических коробок передач.

**Оборудование и инструменты:** разрезные механизмы и макеты коробок передач и синхронизаторов автомобилей ВАЗ, ГАЗ, МАЗ и автобусов МАЗ; плакаты и видеоматериалы, иллюстрирующие конструкции изучаемых механизмов.

**Требуется:**

- 1 Описать назначение и типы коробок передач.
- 2 Привести кинематическую схему трехвальной коробки передач и пояснить принцип действия.
- 3 Изучить схемы и конструктивные особенности коробок передач современных автомобилей и автобусов.
- 4 Изучить устройство, схему и принцип работы гидротрансформатора.
- 5 Привести схему и описать устройство гидромеханической коробки передач.
- 6 Изучить устройство и режим работы гидромеханических передачи автобусов МАЗ.

### Краткие сведения из теории

**Назначение и типы коробок передач.** *Коробкой передач* называется механизм трансмиссии, изменяющий при движении автомобиля соотношение между скоростями вращения коленчатого вала двигателя и ведущих колес. Коробка передач служит для изменения крутящего момента на ведущих колесах автомобиля, длительного разъединения двигателя и трансмиссии и получения заднего хода.

Крутящий момент на ведущих колесах необходимо изменять в соответствии с дорожными условиями для обеспечения оптимальной скорости и проходимости автомобиля, а также для наиболее экономичной работы двигателя. Двигатель и трансмиссию необходимо разъединять на продолжительное время при работе двигателя на холостом ходу. Задний ход автомобиля требуется для совершения автомобилем определенных маневров.

Изменение крутящего момента на ведущих колесах и скорости движения автомобиля осуществляется путем увеличения или уменьшения передаточного числа коробки передач, представляющего собой отношение

скорости вращения ведущего вала к скорости вращения ведомого вала. Наличие коробки передач в трансмиссии позволяет повысить тягово-скоростные свойства, топливную экономичность и проходимость автомобиля.

В зависимости от типа и назначения автомобилей на них применяются различные типы коробок передач, классификация которых представлена на рисунке 7.1 [6].



Рисунок 7.1 – Типы коробок передач, классифицированных по различным признакам

По характеру изменения передаточного числа различают ступенчатые, бесступенчатые и комбинированные коробки передач.

*Ступенчатые* коробки классифицируют:

- по числу передач переднего хода (двух-, трехступенчатые и т. д.);
- подвижности осей зубчатых колес (вальные, с неподвижными осями колес и планетарные – с подвижными);
- расположению валов (соосные и несоосные, в соответствии с расположением ведущего и ведомого валов);
- числу валов (двух-, трех- и многовальные);
- числу редукторов (простые – с одним редуктором, составные – с двумя или тремя редукторами).

*Конструкция коробки передач* определяется главным образом количеством передач и способом их переключения, числом и расположением валов. Наибольшее распространение получили механические ступенчатые двух- и трехвальные коробки передач с механическим принудительным (неавтоматическим) приводом.

*Двухвальные коробки передач* (рисунок 7.2, а [1]) применяют на автомобилях малой грузоподъемности. Силовой поток передается через одну пару зубчатых колес, что обеспечивает высокий КПД передачи. Однако, поскольку ведущий и ведомый валы несоосны, эти коробки не позволяют получить прямую передачу.

*Трехвальные коробки передач* (рисунок 7.2, б [1]) имеют ведущий (первичный), промежуточный и ведомый (вторичный) валы. Ведущий и ведомый валы располагают соосно, что обеспечивает КПД прямой передачи, близкий к единице. Зубчатые колеса и другие вращающиеся детали практически не нагружены и не подвергаются изнашиванию. На непрямых передачах переднего хода силовой поток передается двумя

парами зубчатых колес. Поэтому снижается КПД коробки, но уменьшаются ее размеры по сравнению с двухвальной коробкой передач. Трехвальные соосные коробки передач получили наибольшее распространение.

*Составные коробки передач* (рисунок 7.2, в [1]) применяют на тяжелых грузовиках. Они имеют основную коробку передач (обычно трехвальную соосную) и дополнительные редукторы, позволяющие удвоить число ее передач.

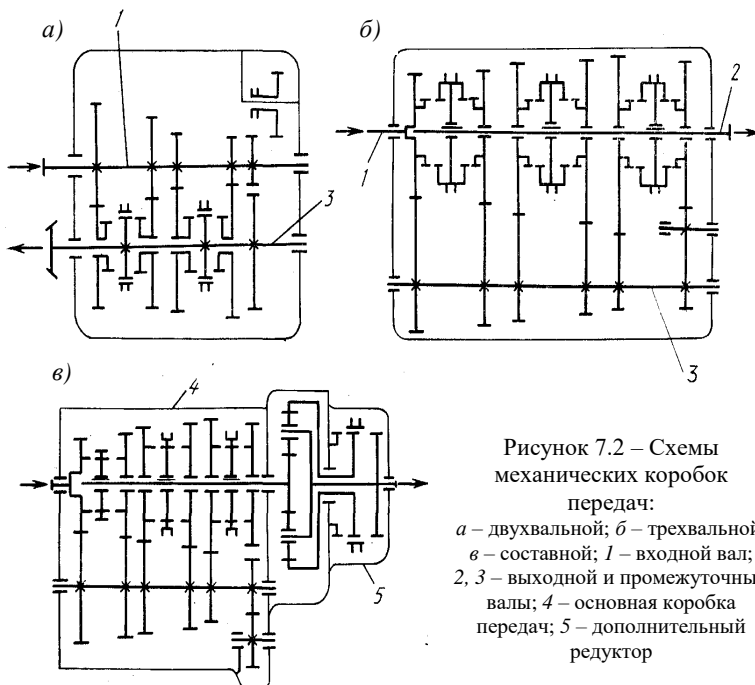


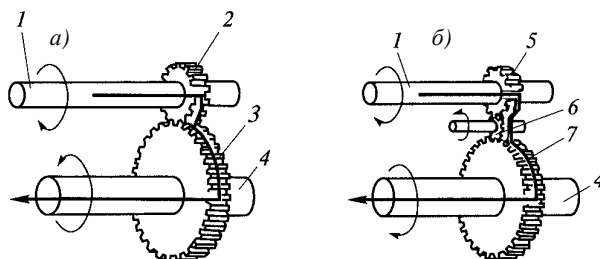
Рисунок 7.2 – Схемы механических коробок передач:  
 а – двухвальной; б – трехвальной;  
 в – составной; 1 – входной вал;  
 2, 3 – выходной и промежуточный валы; 4 – основная коробка передач; 5 – дополнительный редуктор

Двухвальные коробки передач применяются в передне- и заднеприводных (с задним расположением двигателя) легковых автомобилях. Эти коробки просты по конструкции, имеют небольшую массу и высокий КПД. Конструктивно они объединены в одном блоке с двигателем, сцеплением, главной передачей и дифференциалом.

Конструкция двухвальной коробки передач во многом зависит от того, какое расположение на автомобиле имеют двигатель и коробка передач – продольное или поперечное. При поперечном расположении применяется цилиндрическая главная передача и дистанционный привод переключения передач, при продольном – коническая или гипоидная главная передача и непосредственный привод переключения передач.

В двухвальной коробке передач на любой передаче, кроме заднего хода, крутящий момент двигателя передается двумя шестернями 2 и 3 (рисунок 7.3 [6]) непосредственно с первичного вала 1 на вторичный вал 4, который соединен с ведущими колесами автомобиля. Движение автомобиля задним ходом обеспечивается промежуточной шестерней 6, которая вводится в зацепление между шестернями 5 и 7. В результате этого вторичный вал коробки передач вращается в сторону, противоположную вращению первичного вала 1.

Рисунок 7.3 – Схема работы двухвальной коробки передач:  
*а* – движение вперед;  
*б* – движение задним ходом;  
 1, 4 – первичный и вторичный валы; 2, 3, 5–7 – шестерни



Конструкция двухвальной коробки передач, применяемая на переднеприводных легковых автомобилях ВАЗ, представлена на рисунке 7.4 [6].

Коробка передач – механическая, четырехступенчатая, трехходовая, с постоянным зацеплением шестерен, с синхронизаторами и ручным управлением.

Картер 18 коробки передач, отлитый из алюминиевого сплава, соединен шпильками с картером 17 сцепления и образует с ним единый картер, в котором размещены первичный и вторичный валы с шестернями и синхронизаторами, главная передача и межколесный дифференциал. Главная передача – одинарная, цилиндрическая, косозубая. Дифференциал – конический, двухсателлитный, симметричный, малого трения. Картер коробки передач сзади закрыт крышкой 27, в которой установлен сапун 1 для связи внутренней полости коробки передач с атмосферой.

Первичный вал 2 представляет собой блок ведущих шестерен I–IV передач и заднего хода. Вал вращается в двух подшипниках, один из которых установлен в картере коробки передач, а другой – в картере сцепления. Вторичный вал 8 изготовлен вместе с ведущей шестерней 7 главной передачи. Он вращается в двух подшипниках, установленных в картере сцепления и в картере коробки передач. На вторичном валу свободно установлены ведомые шестерни 23–26 соответственно I–IV передач, находящиеся в постоянном зацеплении с соответствующими ведущими шестернями первичного вала. На вторичном валу жестко

закреплены ступицы синхронизаторов 3 и 6. На скользящей муфте синхронизатора имеется зубчатый венец 5 для включения заднего хода. Промежуточная шестерня 35 заднего хода свободно установлена на оси 34, которая закреплена в картерах коробки передач и сцепления. При включении I и II передач синхронизатор 6 соединяет соответственно шестерни 23 и 24 с вторичным валом коробки передач, а при включении III и IV передач синхронизатор 3 соединяет с вторичным валом соответственно шестерни 25 и 26. Задний ход включается вилкой 36 путем введения в зацепление шестерни 35 с шестерней 4 и зубчатым венцом 5.

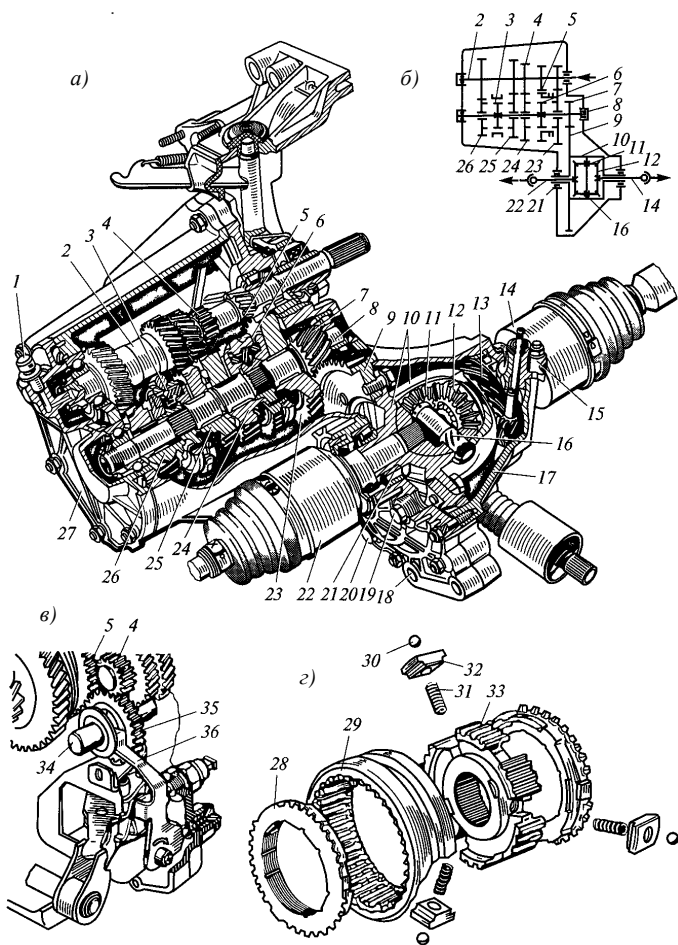


Рисунок 7.4 – Коробка передач переднеприводных легковых автомобилей ВАЗ:

*a* – общий вид; *б* – схема; *в* – включение заднего хода; *г* – детали синхронизатора; *1* – сапун; *2* – первичный вал; *3, 6* – синхронизаторы; *4, 7, 9, 12, 13, 23–26, 35* – шестерни; *5* – зубчатый венец; *8* – вторичный вал; *10* – корпус; *11* – сателлит; *14, 22* – шарниры; *15* – привод спидометра; *16, 34* – оси; *17, 18* – картеры; *19, 20* – пробки; *21* – подшипник; *27* – крышка; *28* – кольцо; *29* – муфта; *30* – фиксатор; *31* – пружина; *32* – сухарь; *33* – ступица; *36* – вилка

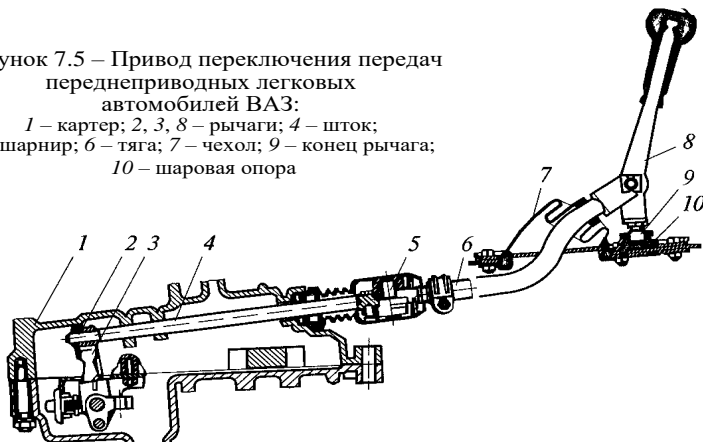
Синхронизатор состоит из ступицы *33*, скользящей муфты *29*, блокирующих колец *28*, сухарей *32* с шариковыми фиксаторами *30* и пружинами *31*. Ступица синхронизатора жестко крепится на вторичном валу коробки передач и имеет наружные шлицы, на которых установлена скользящая муфта *29* и шесть пазов, в трех из которых размещаются сухари с фиксаторами. Бронзовое блокирующее кольцо *28* имеет внутреннюю коническую поверхность, наружные зубья со скосами и шесть выступов. Выступы кольца входят в пазы ступицы с боковым зазором, ограничивающим поворот кольца относительно ступицы. На конической поверхности кольца нарезаны резьба и канавки, которые предназначены для разрыва масляной пленки. Передача включается после уравнивания угловых скоростей вторичного вала и свободно вращающейся на ней шестерни включаемой передачи за счет трения между коническими поверхностями блокирующего кольца и шестерни. В этом случае зубья скользящей муфты входят в зацепление с зубчатым венцом синхронизатора, выполненным на шестерне, которая и стопорится на вторичном валу. Ведущая шестерня *7* главной передачи находится в постоянном зацеплении с ведомой шестерней *9*, прикрепленной болтами к корпусу дифференциала *10*, который установлен в подшипниках *21*. Внутри корпуса дифференциала установлена ось *16* с двумя сателлитами *11*, находящимися в постоянном зацеплении с шестернями *12*, которые связаны с шлицевыми хвостовиками внутренних шарниров *14* и *22* привода передних ведущих колес. На корпусе дифференциала установлена ведущая пластмассовая шестерня *13* привода спидометра *15*.

Коробка передач имеет механический привод переключения передач (рисунок 7.5 [6]). Он состоит из рычага со сферическим концом *9*, шаровой опоры *10*, тяги *6*, соединительного шарнира *5*, штока *4* и механизмов выбора и переключения передач. Рычаг переключения передач закреплен на полу кузова автомобиля.



Рисунок 7.5 – Привод переключения передач переднеприводных легковых автомобилей ВАЗ;

- 1 – картер; 2, 3, 8 – рычаги; 4 – шток;  
5 – шарнир; 6 – тяга; 7 – чехол; 9 – конец рычага;  
10 – шаровая опора



Отверстие в полу для тяги 6 закрыто резиновым чехлом 7. На конце штока 4 установлен рычаг 2, который связан с трехплечим рычагом 3 механизма выбора передач, выполненного отдельным узлом и размещенного в картере 1 сцепления. В привод переключения передач входят также три штока с закрепленными на них вилками и шариковые фиксаторы штоков.

Коробка передач вместе с картером сцепления крепится к блоку цилиндров двигателя. В коробку через резьбовое отверстие с пробкой 19 (см. рисунок 7.4) заливается моторное масло. Масло из коробки передач сливают через резьбовое отверстие с пробкой 20.

Заднеприводные автомобили семейства ВАЗ имеют трехвальную коробку передач, устройство которой приведен на рисунке 7.6 [1]. Эта коробка передач четырехступенчатая, включающая в себя первичный 3, вторичный 8 и промежуточный 23 валы с зубчатыми колесами, ось 36 с промежуточной шестерней заднего хода 37. Эти элементы размещены в алюминиевом картере 4, установленном на картере сцепления 1, закрытом снизу крышкой 24. Переключение передач осуществляется с помощью механического привода, находящегося в задней крышке 12. Один конец ведущего вала 3 опирается на шарикоподшипник в выточке маховика и шлицами соединен с ведущим диском сцепления. На другом конце ведущего вала имеется заодно с ним изготовленная шестерня 5, находящаяся в постоянном зацеплении с колесом 27 промежуточного вала. Рядом с шестерней 5 на вал напрессован зубчатый венец синхронизатора 6. Промежуточный вал 23 изготовлен заодно с колесом 27 постоянного зацепления, колесами первой 22, второй 25 и третьей 26 передач. На конце вала находится ведущая шестерня 21 заднего хода. На ведомом валу 8 свободно установлены две шестерни – третьей 7 и

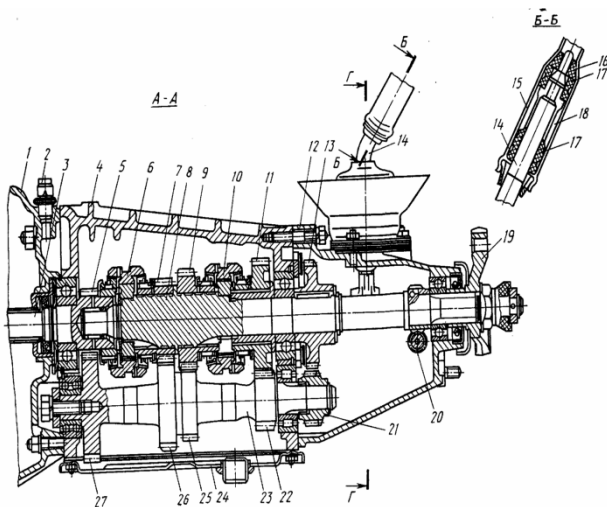
второй 9 передач, а на втулке, закрепленной на валу, – шестерня 11 первой передачи. Все шестерни снабжены зубчатыми венцами для соединения с муфтой синхронизатора и находятся в постоянном зацеплении с соответствующими зубчатыми колесами промежуточного вала. Для улучшения условий смазывания в шестернях выполнены радиальные отверстия, а на валу – продольные канавки. На конце вала 8 находится ведомая шестерня 13 заднего хода, закрепленная стопорным кольцом. На хвостовике вала размещены шестерня привода спидометра 20 и фланец 19 карданной передачи. Сообщение картера с атмосферой осуществляется через сапун 2.

Передачи переднего хода включаются двумя одинаковыми по устройству синхронизаторами 10 и 6, установленными на ведомом валу. Для включения передачи заднего хода на оси 36 на металлокерамической втулке установлена подвижная шестерня 37, входящая при перемещении в зацепление с шестернями 21 и 13 промежуточного и ведомого валов и обеспечивающая изменение направления вращения ведомого вала. Шестерни передачи заднего хода – прямозубые.

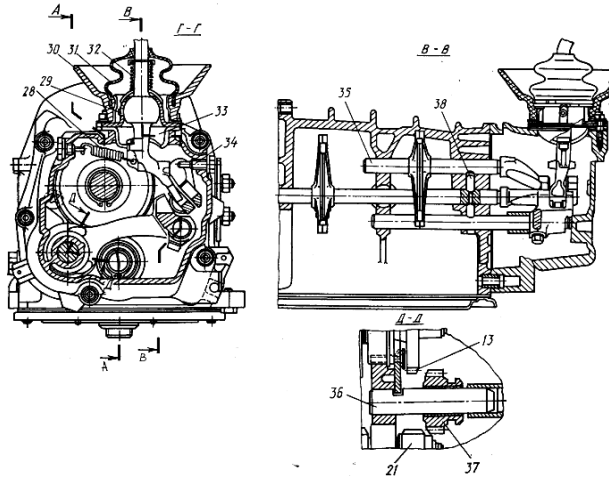
Рисунок 7.6 –

Трехвальная коробка передач:

1 – картер сцепления; 2, 12 – болты крепления; 3, 8, 23 – первичный, вторичный и промежуточный валы; 4 – картер коробки; 5, 7, 9, 11, 13, 21, 37 – шестерни; 6, 10 – синхронизаторы; 14 – рычаг, 15 – стержень рукоятки; 16 – упорные кольца; 17 – резиновые втулки; 18 – дистанционная втулка; 19 – фланец карданной передачи; 20 – шестерня привода спидометра; 22, 25, 26, 27 – колеса первой, второй, третьей передач и промежуточного вала; 24 – крышка картера сцепления; 28 – пружина; 29 – шаровая опора; 30 – резиновая манжета; 31 – резиновый чехол; 32 – пружина шаровой опоры; 33 – кулиса; 34 – ограничительный болт; 35 – переключающий стержень; 36 – ось заднего



хода; 38 – штифт



Переключение передач осуществляют с помощью рычага 14, рукоятка которого расположена с правой стороны от сиденья водителя. Рычаг установлен на шаровой опоре 29 в кронштейне, прикрепленном к приливу задней крышки картера коробки передач. Рычаг 14, удерживаемый пружиной 32, закрыт резиновым чехлом 31 и уплотнен в полу кабины автомобиля резиновой манжетой 30. Рычаг состоит из стержня 15 рукоятки, соединенного с рычагом 14 с помощью гасителя колебаний, включающего в себя дистанционную втулку 18, резиновые втулки 17 и упорные кольца 16. Демпфер уменьшает колебания рукоятки переключения передач при движении автомобиля. Нижний изогнутый конец рычага 14 проходит через вырезы кулисы 33. Его хвостовик входит в пазы головок трех переключающих стержней 35, установленных подвижно в отверстиях, имеющихся в стенках картера. Вилки, закрепленные на стержнях, охватывают выточки подвижных муфт двух синхронизаторов включения передних передач и выточку подвижной шестерни заднего хода. В нейтральном положении рычаг удерживается пружиной 28, присоединенной к нижнему концу рычага и ушку пробки, ввернутой в стенку картера. Крайние положения головки рычага фиксируются с одной стороны ограничительным болтом 34, с другой – вырезом кулисы.

В отверстиях между стержнями установлены два штифта 38, а в отверстии, имеющемся в среднем стержне, – передвижной толкатель. Штифты и толкатель служат замком, исключая одновременное включение двух передач. Самопроизвольное перемещение стержней предотвращается шариковыми фиксаторами с пружинами, находящимися в отверстиях над стержнями.

Синхронизатор (рисунок 7.7 [1]) имеет подвижную каретку 3 с зубчатыми венцами 9, 11 и диском, связанным с вилкой переключения передач. В диске выполнены отверстия с фасками для трех разрезных пальцев 2 фиксаторов и трех блокирующих пальцев 10, соединяющих конусные кольца 1 и 5.

При нейтральном положении вилки переключения фиксаторы пружин 4 удерживают кольца 1 и 5 на одинаковых расстояниях от диска каретки благодаря наличию кольцевых выточек с фасками на наружной поверхности пальцев 2. Пальцы 10 расположены в отверстиях диска с кольцевым зазором (см. рисунок 7.7, б).

Работа синхронизатора основана на использовании сил трения. Передача включается только после предварительного уравнивания угловых скоростей вала коробки передач и свободно вращающейся на нем шестерни включаемой передачи за счет трения между коническими поверхностями колец синхронизатора и шестерни. В этом случае зубья скользящей муфты входят в зацепление с зубчатым венцом синхронизатора, выполненном на шестерне. Свободно вращающаяся шестерня соединяется с валом, и передача включается.

При включении передачи (например, третьей) каретка 3 перемещается вправо, и пальцы фиксаторов 2 прижимают конусное кольцо 5 к конусу 6 зубчатого колеса 7. Поскольку скорости вращения деталей различны, на конусных поверхностях возникает момент трения, что обеспечивает поворот колец 1 и 5 относительно каретки. При этом фаски выточек пальцев блокируются с фасками отверстий диска, препятствуя включению передачи (см. рисунок 7.7, в). Когда

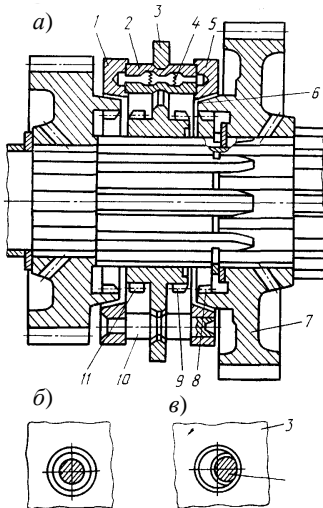


Рисунок 7.7 – Синхронизатор коробки передач грузового автомобиля:

- a* – конструкция; *б* – нейтральное положение блокирующего пальца; *в* – положение пальца при блокировке включения; 1, 5 – удерживающие кольца; 2, 10 – пальцы фиксаторов; 3 – каретка; 4 – пружина; 6 – конус; 7 – зубчатая шестерня; 8 – внутренний венец шестерни; 9, 11 – зубчатые венцы

скорости вращения сопрягаемых деталей становятся одинаковыми, каретка перемещается вправо, а зубчатый венец 9 плавно входит в зацепление с внутренним венцом 8 шестерни 7.

В трехвальной коробке передач (рисунок 7.8 [5]) на любой передаче, кроме прямой и заднего хода, крутящий момент двигателя с первичного вала 1 передается через шестерни 2 и 7 постоянного зацепления, промежуточный вал 5 и шестерни 6 и 3 на вторичный вал 4, соединенный с ведущими колесами автомобиля. При этом крутящий момент на промежуточном валу 5 больше крутящего момента на первичном валу 1, так как диаметр и число зубьев шестерни 7 больше, чем у шестерни 2. В то же время крутящий момент на вторичном валу 4 будет больше, чем на промежуточном валу 5.

При включении прямой передачи крутящий момент передается непосредственно с первичного вала 1 на вторичный вал 4. При включении передачи заднего хода промежуточная шестерня 9 вводится в зацепление между шестернями 8 и 10. Вследствие этого вторичный вал 4 коробки передач вращается в сторону, противоположную вращению первичного вала 1, и обеспечивается движение автомобиля задним ходом.

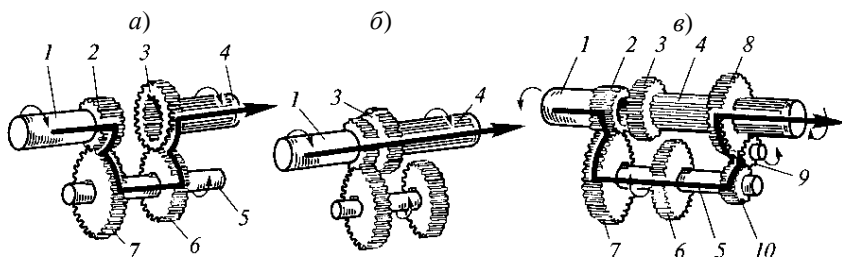


Рисунок 7.8 – Схема работы трехвальной коробки передач:

*а, б* – движение вперед; *в* – движение задним ходом; 1 – первичный вал; 2, 3, 6–10 – шестерни; 4, 5 – вторичный и промежуточный валы

На рисунке 7.9 [5] представлена коробка передач ЯМЗ-236 грузовых автомобилей МАЗ. Коробка передач трехвальная, пятиступенчатая, с синхронизаторами и с неавтоматическим дистанционным управлением.

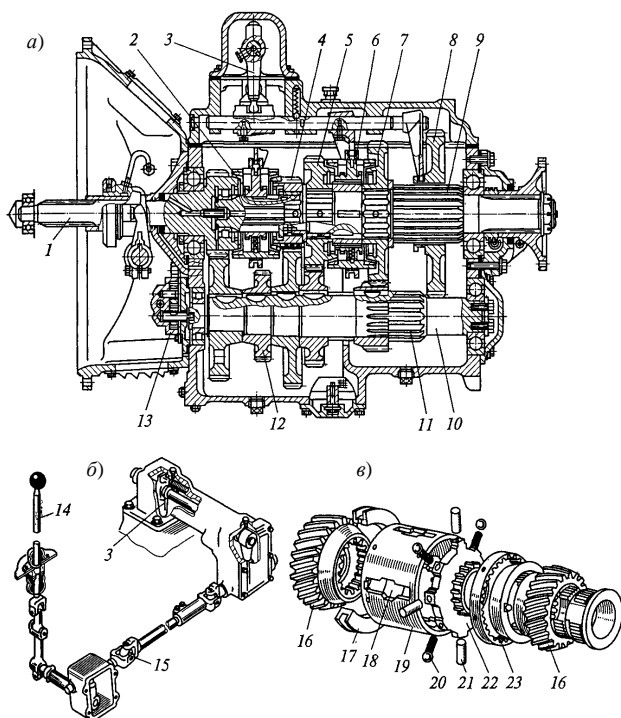


Рисунок 7.9 –  
Коробка передач  
грузовых  
автомобилей МАЗ:  
а – продольный разрез;  
б – привод; в –  
синхронизатор; 1, 9, 10  
– первичный,  
вторичный и  
промежуточный валы;  
2, 6 – синхронизаторы;  
3, 14 – рычаги; 4, 5, 7, 8,  
11, 12, 16 – шестерни;  
13 – насос; 15 – шарнир;  
17, 23 – кольца;  
18 – прорезь; 19 –  
корпус; 20 – фиксатор;  
21 – штифт; 22 – муфта

Высшая V передача в коробке передач повышающая, а IV – прямая. Повышающая передача используется при движении по хорошим дорогам, а также при движении автомобиля с неполной нагрузкой. При этом уменьшается расход топлива и повышается долговечность двигателя, так как на повышающей передаче обеспечивается работа двигателя с меньшей частотой вращения коленчатого вала.

Первичный вал 1 выполнен вместе с шестерней постоянного зацепления, а промежуточный вал 10 – с шестерней 11 первой передачи. Остальные шестерни, в том числе и шестерня 12 отбора мощности, закреплены на промежуточном валу при помощи шпонок.

На вторичном валу установлены шестерни первой 8 передачи и заднего хода, второй 7, третьей 5 и пятой 4 передач, а также синхронизаторы 2 и 6. Внутри вторичного вала выполнен осевой канал, в который поступает масло для смазывания втулок, свободно установленных на валу шестерней II, III и V передач. Масло в канал нагнетается шестеренным насосом 13, который приводится в движение от промежуточного вала. Все шестерни коробки передач, кроме

шестерни I передачи и заднего хода, – косозубые и находятся в постоянном зацеплении. Шестерни I передачи и заднего хода – прямозубые.

При включении I передачи шестерня 8 вводится в зацепление с шестерней 11 промежуточного вала, а при включении заднего хода – с блоком шестерен заднего хода, установленным в картере коробки передач на оси на игольчатых подшипниках. Включение II и III передач осуществляется синхронизатором 6, а IV и V передач – синхронизатором 2. Синхронизаторы имеют одинаковую конструкцию и отличаются только размерами – синхронизатор II и III передач больше синхронизатора IV и V передач.

Синхронизатор состоит из муфты 22 и корпуса 19. Муфта имеет внутренние шлицы, два наружных зубчатых венца и выступы, в которых размещаются шариковые фиксаторы 20 с пружинами и штифты 21. Корпус имеет фигурные прорези 18, и внутри него с обоих концов запрессованы бронзовые конические кольца 23. Муфта находится внутри корпуса и соединяется с ним шариковыми фиксаторами, а ее выступы проходят через фигурные прорези. Штифтами муфта соединена с кольцом 17, связанным с вилкой переключения передач. Шестерни 16 передач, включаемых синхронизатором, имеют наружные конусные поверхности и внутренние зубчатые венцы, соответствующие наружным зубчатым венцам муфты синхронизатора.

При переключении передачи передвигается муфта 22 и вместе с ней корпус 19 синхронизатора. Конусной поверхностью кольцо 23 прижимается к конусной поверхности шестерни 16, свободно вращающейся на вторичном валу. От трения, возникающего между поверхностями, корпус повернется на некоторый угол, и его выступы упрутся в края фигурных прорезей, препятствуя передвижению муфты. После выравнивания скоростей вращения муфты и шестерни корпус повернется в исходное положение, не препятствуя продвижению муфты. При дальнейшем перемещении муфты ее зубчатый венец войдет в зацепление с зубчатым венцом шестерни, и передача будет бесшумно включена. Выключение передачи производится передвижением муфты в исходное положение относительно корпуса синхронизатора, вследствие чего зубчатые венцы муфты и шестерни включенной передачи разъединяются.

Управление коробкой передач – неавтоматическое дистанционное. Рычаг 14 переключения передач соединяется с коробкой передач механическим приводом, включающим тяги, валики и карданные шарниры 15. Привод соединен с рычагом 3 механизма переключения, находящегося в крышке коробки передач. Конец рычага входит в пазы головок ползунов с вилками переключения. Механизм переключения также включает

пружинные шариковые фиксаторы, плунжерный замок со штифтом и пружинный предохранитель. Фиксаторы исключают самопроизвольное выключение передач, замок – одновременное включение двух передач, а предохранитель – ошибочное включение заднего хода при включении I передачи.

**На автобусах МАЗ** может быть установлена одна из нижеперечисленных коробок передач:

*ЯМЗ-236 Л* – механическая, трёхходовая, пятиступенчатая, с синхронизаторами на всех передачах переднего хода, кроме первой;

*ЯМЗ-238 М5* – механическая, восьмиступенчатая трехвальная основная коробка с двухступенчатым вальным демультипликатором, с синхронизаторами на всех передачах переднего хода;

*Praga 5 PS 114.57, Praga 5 PS 114.58* – механическая, трёхходовая, пятиступенчатая, с синхронизаторами на всех передачах переднего хода, кроме первой;

*ZF 6S 1701 BO* – механическая, четырехходовая, шестиступенчатая, с синхронизаторами на всех передачах переднего хода, с тормозом-замедлителем;

*ZF S6-85* – механическая, четырёхходовая, шестиступенчатая, с синхронизаторами на всех передачах переднего хода;

*Voit Diwa D 851.3E* – гидромеханическая, трёхступенчатая со встроенным гидравлическим тормозом-замедлителем;

*Voit Diwa D 854.3E* – гидромеханическая, четырёхступенчатая со встроенным гидравлическим тормозом-замедлителем.

Привод управления коробкой передач – дистанционный, механический. Он состоит из рычага переключения передач, установленного на полу автобуса, и передающего механизма, включающего валопровод, подвешенный на скользящих сферических опорах, реактивных тяг и устройства для согласования движений рычага переключения передач и валика механизма переключения передач. Для включения передачи необходимо совершить два движения – выбора и включения передачи. При движении выбора рычаг переключения передач совершает качание относительно оси сферического подшипника в обе стороны перпендикулярно продольной оси автобуса. На автобусах, оснащенных КП ЯМЗ-238М5, которая состоит из основной четырехступенчатой и дополнительной двухступенчатой коробок, переключение передач в основной коробке производится с помощью механизма дистанционного управления, аналогичного по конструкции механизму, описанному выше. Дополнительная коробка управляется



переключателем диапазонов, расположенным под рукояткой рычага переключения передач. При опущенном переключателе диапазонов 2 включается высший диапазон, при поднятом – низший.

**Четырехвальная шестиступенчатая коробка передач.** Особое внимание уделяется компактности коробок передач и их способности вписаться в отводимое для них пространство. Примером удачной в данном отношении конструкции является коробка передач модели «0A5 Volkswagen» (рисунок 7.10 [20]). Она отличается малой длиной, благодаря чему легко вписывается в затесненное подкапотное пространство

автомобилей с поперечным размещением силовых агрегатов в передней части кузова. Существенное снижение длины коробки передач достигается в результате применения четырехвальной конструкции, позволяющей разместить шестерни в ограниченном по длине пространстве.

Механическая коробка передач выполнена по четырехвальной схеме с тройной синхронизацией I и II передач, с двойной синхронизацией III передачи и с одинарной синхронизацией IV, V и VI передач. Коробка передач и главная передача с дифференциалом имеют общий картер. К передней части картера коробки передач присоединен картер сцепления. На заднюю часть картера коробки передач установлена стальная штампованная крышка.

Передачи переднего хода включаются осевым перемещением муфт синхронизаторов, установленных на валах. Механизм переключения

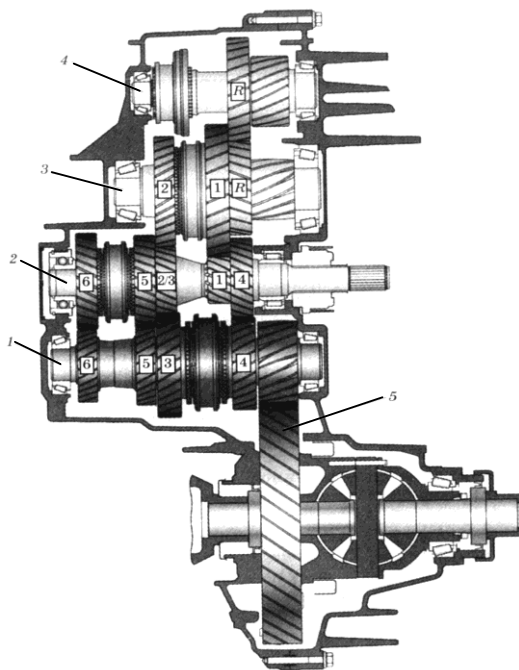


Рисунок 7.10 – Четырехвальная шестиступенчатая коробка передач:

1, 3, 4 – второй, первый и третий вторичные валы;  
2 – первичный вал; 5 – шестерня главной передачи;

R – шестерни передачи заднего хода (номера обозначены шестерни соответствующих передач)

передач расположен внутри картера коробки передач с его левой стороны. Снаружи находятся два рычага механизма – рычаг выбора передачи и рычаг переключения.

Крутящий момент с первичного вала на главную передачу передается через один из трех вторичных валов, концевые шестерни которых постоянно находятся в зацеплении с ведомой шестерней главной передачи.

При включенной передаче заднего хода крутящий момент передается через шестерню первой передачи, вращающуюся на втором вторичном валу. К шестерне первой передачи приварена шестерня передачи заднего хода, через которую крутящий момент передается на третий вторичный вал и далее на главную передачу.

Привод управления механической коробкой передач состоит из кулисы рычага переключения передач с шаровой опорой, установленной на основании кузова, двух тросов переключения и выбора передач, а также механизма, установленного в картере коробки передач. Для обеспечения четкого включения передач рычаг переключения передач механизма переключения изготовлен за одно целое с массивным противовесом. Тросы выбора и переключения передач конструктивно отличаются друг от друга и невзаимозаменяемы.

**Коробка передач с двойным сцеплением.** Производители современных автомобилей в целях повышения экономичности и комфорта внедряют в производство коробки передач, не уступающие по комфорту электрогидравлическим, но обладающие меньшими потерями на привод трансмиссии. К таким коробкам передач можно отнести завоевывающие автомобильный рынок коробки с двойным сцеплением DSG.

В коробке передач с двойным сцеплением условно объединены две коробки, причем каждая со своим сцеплением. Одна коробка отвечает за включение нечетных передач (первой, третьей и пятой), другая – четных (второй, четвертой и шестой), что позволяет включить две передачи одновременно). Такая коробка передач называется преселективной.

Коробка передач построена на базе шестиступенчатой трехвальной коробки. На верхнем ведомом валу установлены шестерни задней, пятой и шестой передач (рисунки 7.11 и 7.12 [20]), на нижнем – шестерни передач с первой по четвертую.

В этой коробке два первичных вала. Каждый вал имеет свой пакет сцеплений, представляющий собой два пакета фрикционов, погруженных в масляную ванну. Функцию отвода тепла от пар трения выполняет масло. Циркуляцию его обеспечивает масляный насос, аналогичный тем, которые

устанавливаются на гидромеханических автоматических коробках передач. Охлаждение масла и его очищение от продуктов трения происходит в масляном фильтре и охладителе масла.

Переключение передач осуществляется через гидроцилиндры, воздействующие на штоки. При этом теряется часть энергии, однако не больше той, которую теряет гидротрансформатор в автоматической коробке передач до блокировки.

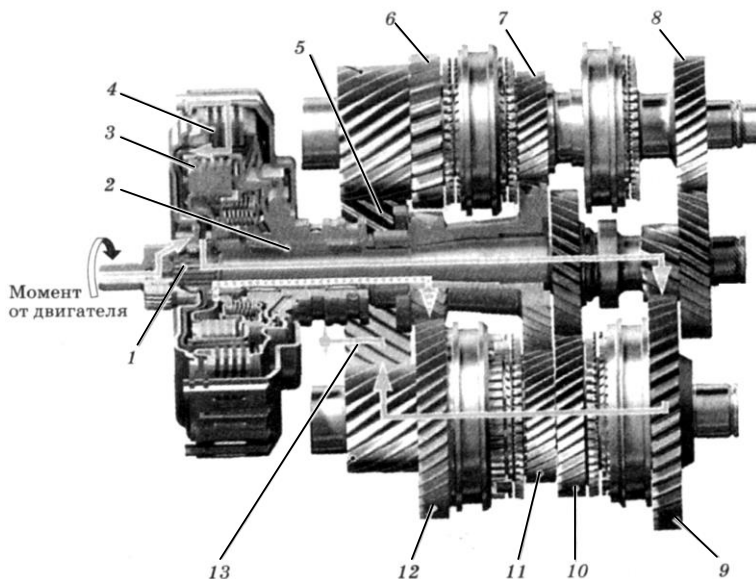


Рисунок 7.11 – Схема коробки передач с двойным сцеплением (работа на первой передаче):

1, 2 – внутренний и наружный первичные валы; 3, 4 – многодисковые муфты сцепления четных и нечетных передач; 5 – главная передача (на пятой, шестой передачах и передаче заднего хода); 6 – шестерня передачи заднего хода; 7–12 – шестерни соответственно шестой, пятой, первой, третьей, четвертой и второй передач; 13 – главная передача

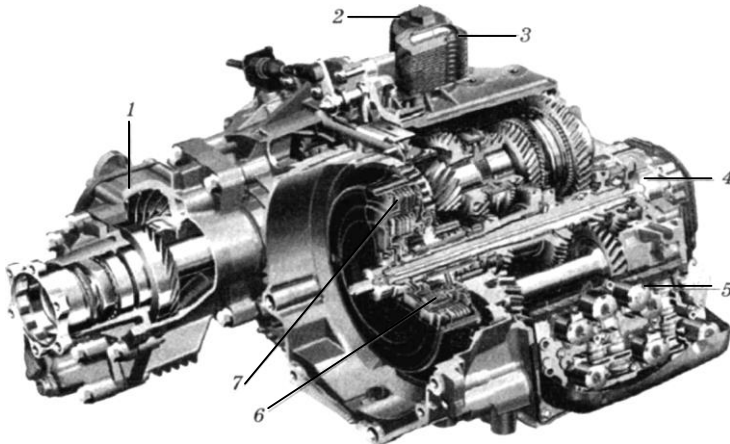


Рисунок 7.12 – Общий вид коробки передач DSG:

1 – главная передача; 2 – масляный фильтр; 3 – охладитель масла; 4 – масляный насос; 5 – система управления коробкой передач; 6, 7 – многодисковые муфты включения нечетных и четных передач

В качестве управляющего звена в конструкцию введена специальная система управления. По сути, это не что иное, как замена традиционной гидромеханической коробки передач, в состав которой входят звено, обеспечивающее бесступенчатое изменение крутящего момента (гидротрансформатор), и набор планетарных рядов.

На наружном первичном валу находятся шестерни четных передач (второй, четвертой и шестой). Внутри наружного первичного вала проходит внутренний первичный вал, на котором расположены шестерни нечетных передач (первой, третьей, пятой) и заднего хода.

Коробка передач с двойным сцеплением обеспечивает переключение передач без разрыва потока мощности. Достигается это следующим образом. В коробке DSG одновременно включены две передачи. В обычных конструкциях такое положение ведет к неминуемой аварийной поломке, но в коробке передач этого не происходит. Работает только то зубчатое зацепление, ведущий вал которого соединен с включенным в данный момент сцеплением. Диски же другого сцепления разомкнуты, и поэтому вторая пара шестерен не работает. При достижении необходимой частоты вращения коленчатого вала электронный блок управления определяет необходимый момент переключения, при этом два гидропривода одновременно отпускают первое сцепление и замыкают второе. Работавшее до этого сцепление выключается и включается второе. Поток мощности при этом практически без разрыва передается дальше по кинематической цепочке.

Теперь активна уже вторая передача, и коробка заранее вводит в

зацепление шестерни следующей, третьей, передачи. Как только настанет очередной необходимый момент переключения, электронный блок отдаст команды, и коробка, синхронно манипулируя двумя сцеплениями, плавно передаст крутящий момент от второй к третьей и т.д. до шестой передачи. Причем одновременно с шестой передачей коробка сразу может включить и пятую – на тот случай, если частота вращения коленчатого вала двигателя упадет и понадобится больше тяги.

На рисунке 7.11 идет разгон на первой передаче, шестерни второй уже находятся в зацеплении, но вращаются вхолостую, так как сцепление наружного первичного вала разомкнуто.

На рисунке 7.13 [20] упрощенно отображены механические связи в коробке DSG.

Крутящий момент с коленчатого вала двигателя передается на двухмассовый маховик. Далее передача крутящего момента производится через разъемное шлицевое соединение маховика с входной ступицей коробки передач. Входная ступица жестко соединена с ведущим диском сдвоенного сцепления, который посредством корпуса многодисковой муфты 2 соединен с главной ступицей сцепления. С этой же ступицей соединен корпус муфты 4.

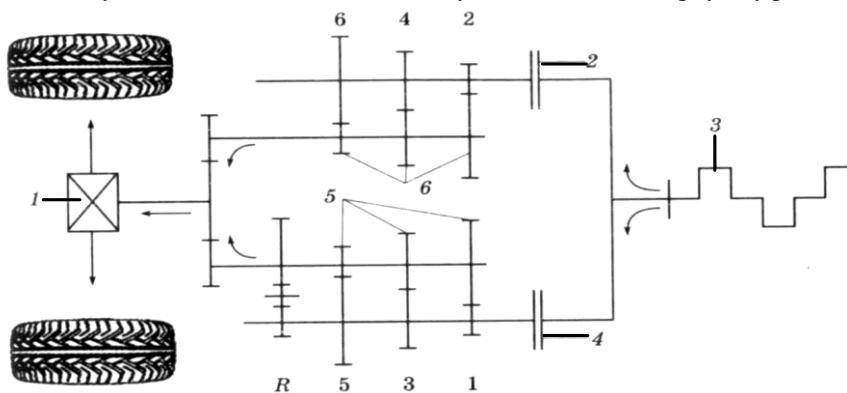


Рисунок 7.13 – Схема механических связей в коробке DSG:

1 – ведущий мост; 2, 4 – многодисковые муфты сцепления четных и нечетных передач;  
3 – двигатель; 5, 6 – четные и нечетные передачи; R – передача заднего хода

Крутящий момент подводится к каждой из муфт через ее корпус. Если муфта замкнута, крутящий момент передается на ее ступицу и далее на соединенный с ней первичный вал.

Многодисковые муфты (рисунок 7.14 [20]) передают крутящий момент только за счет сил трения между дисками. Многодисковая муфта 9 образует внешнюю часть блока муфт сцепления. Она служит для передачи крутящего

момента на первичный вал 1, обслуживающий первую, третью и пятую передачи, а также передачу заднего хода.

Муфта 9 включения нечетных передач замыкается под давлением масла, подводимого в ее гидроцилиндр 4. Перемещающийся под давлением масла поршень 5 сжимает пакет дисков муфты 9. В результате этого крутящий момент передается на диски, вращающиеся вместе с ее ступицей и соединенным с ней внутренним первичным валом 1. При размыкании муфты поршень 5 отжимается диафрагменной пружиной 13 в исходное положение.

Многодисковая муфта 12 включения четных передач образует внутреннюю часть блока муфт сцепления. Она служит для передачи крутящего момента на наружный первичный вал 2, обслуживающий вторую, четвертую и шестую передачи.

Муфта 12 замыкается под давлением масла, подводимого в ее гидроцилиндр 6. При этом перемещающийся под давлением масла поршень 3 сжимает пакет дисков муфты 12, обеспечивая передачу крутящего момента на наружный первичный вал 2. При размыкании муфты поршень 3 отжимается в исходное положение винтовыми пружинами 10.

Независимо от того, в каком режиме работает трансмиссия – автоматическом или ручном, управляет коробкой передач компьютерный блок управления. Поэтому даже при ручном способе переключения передач с помощью рычага 3 управления (рисунок 7.15 [20]) либо сдвига вперед или назад клавиш-лепестков 2, расположенных на рулевом колесе, водитель всего лишь передает сигнал электронному блоку управления.

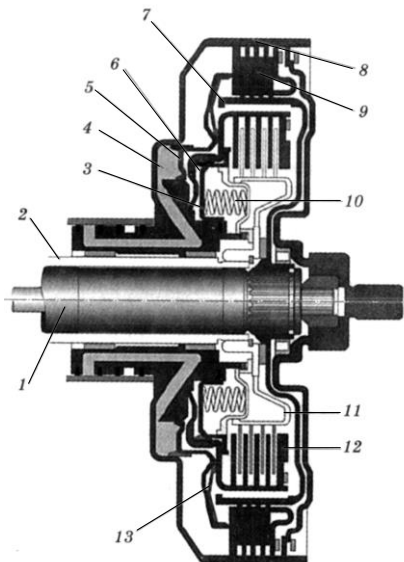
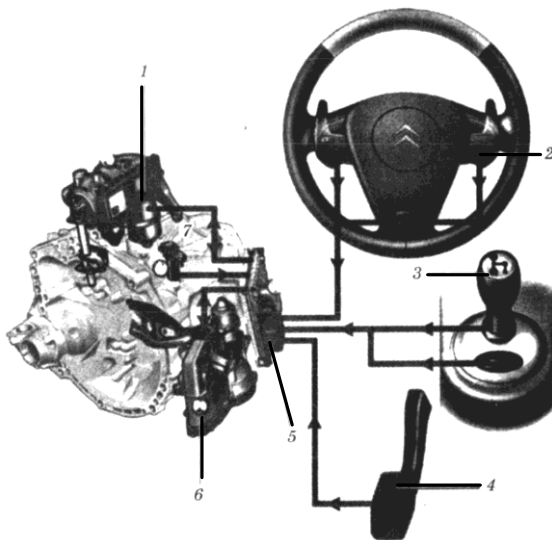


Рисунок 7.14 – Многодисковая муфта:  
 1, 2 – внутренний и наружный первичные валы;  
 3 – поршень включения многодисковой муфты четных передач; 4, 6 – гидроцилиндры многодисковой муфты включения нечетных и четных передач; 5 – поршень включения многодисковой муфты нечетных передач; 7, 11 – ступицы муфты включения нечетных и четных передач; 8 – корпус муфты включения нечетных передач; 9, 12 – многодисковые муфты включения нечетных и четных передач; 10 – винтовая пружина; 13 – диафрагменная пружина.

Рисунок 7.15 –  
 Управление коробкой передач с двойным сцеплением:  
 1, 7 – элементы механизма переключения передач; 2 – лепестки ручного переключения передач; 3 – рычаг управления; 4 – педаль тормоза; 5 – датчик частоты вращения первичного вала; 6 – сервопривод выключения сцепления



Фиксированных положений рычага или лепестков нет, они всегда возвращаются в первоначальное положение. Для выбора решения блок управления использует информацию от датчиков, которые анализируют

режимы работы двигателя, отслеживают скорость и ускорение, с которыми движется автомобиль, определяют положение рулевого колеса, педали акселератора. Управление коробкой передач осуществляется по командам блока управления. Педаль сцепления отсутствует. Включают-выключают сцепления и вводят шестерни в зацепление сервоприводы б, которые могут включать диски сцепления в мягком или жестком режиме в зависимости от режима движения, например, при обгоне или при движении по скользкой дороге.

Передачи переключаются посредством вилок и синхронизаторов такого же типа, как в обычных механических коробках передач. Каждая из вилок включает две передачи. Однако в коробке передач используется гидравлический привод вилок включения передач (рисунок 7.16 [20]), а не привод посредством тяг и рычагов, применяемый обычно в механических коробках передач. Штоки вилок включения передач перемещаются в гидроцилиндрах на шариках.

Процесс включения передачи начинается с команды блока управления на подачу масла, например, в левый гидроцилиндр привода вилки. Так как давление масла в правом гидроцилиндре отсутствует, шток вместе с вилкой перемещается вправо, увлекая за собой скользящую муфту синхронизатора, в результате чего включается передача и находящийся под давлением гидроцилиндр переключается на слив. Муфта синхронизатора удерживается за счет скосов на зубьях венца включенной шестерни и фиксатора, действующего на шток вилки. В исходном нейтральном положении вилка удерживается фиксатором, установленным в картере коробки передач.

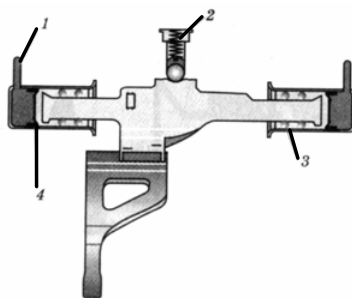


Рисунок 7.16 – Схема механизма переключения передач:

1 – подача масла; 2 – фиксатор;  
3 – гидроцилиндр; 4 – поршень

Каждая вилка оснащена постоянным магнитом. Этот магнит является задающим элементом датчика перемещения, по сигналу которого система управления определяет точное положение вилок включения передач.

Применение коробки передач DSG дает 0,2-секундный выигрыш в разгоне до 100 км/ч по сравнению с обычной шестиступенчатой КПП.

**Требования к коробкам передач.** Дополнительно к общим требованиям к конструкции автомобиля к коробке передач предъявляются специальные требования, в соответствии с которыми она должна обеспечивать:

– оптимальные тягово-скоростные свойства и топливную



экономичность автомобиля;

- бесшумность при работе и переключении передач;
- легкость и удобство управления;
- высокий КПД;
- возможность отбора мощности для привода дополнительного

оборудования.

Рассмотрим эти требования.

*Оптимальные тягово-скоростные свойства и топливная экономичность.* Необходимые тягово-скоростные свойства и топливная экономичность автомобиля, оптимальные для заданных условий эксплуатации, достигаются путем правильного выбора в коробке передач числа передач, диапазона передаточных чисел и соотношения (плотности ряда) передаточных чисел промежуточных передач.

Число передач в коробках передач составляет: 4–5 – для легковых автомобилей и автобусов малой вместимости, грузовых автомобилей малой и средней грузоподъемности и 6–16 – для грузовых автомобилей большой грузоподъемности и высокой проходимости.

У автомобилей-тягачей, работающих с прицепами и полуприцепами, используются многоступенчатые коробки передач, число которых может составлять 8–24. Увеличение числа передач достигается установкой совместно с основной коробкой передач дополнительной, обычно двухступенчатой, коробки передач (делителя, демультипликатора). В этом случае общее число передач равно произведению числа передач основной коробки на число передач дополнительной коробки. Коробки с наибольшим числом передач применяются на грузовых автомобилях с дизелями, имеющими меньший коэффициент приспособляемости, чем бензиновые двигатели. Увеличение числа передач повышает степень использования мощности двигателя, топливную экономичность, среднюю скорость движения, производительность автомобиля и снижает себестоимость перевозок. Однако при увеличении числа передач усложняется конструкция коробки передач, увеличиваются ее масса, размеры, стоимость и затрудняется управление автомобилем. Кроме того, с увеличением числа передач возрастает время разрыва потока мощности от двигателя к ведущим колесам, что может привести к ухудшению тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля. В связи с этим максимальное число передач в коробках передач не превышает 5 для легковых и 16 – для грузовых автомобилей.

Диапазон передаточных чисел составляет: от 3 до 4,5 – для легковых автомобилей и автобусов малой вместимости, выполненных на их базе; 5–8 – для грузовых автомобилей в зависимости от их назначения и грузоподъемности и для автобусов средней и большой вместимости с

механической коробкой передач; 9–13 – для автомобилей-тягачей, автомобилей высокой проходимости и специальных автомобилей, у которых предусмотрено выполнение нетранспортных работ при скоростях 2–3 км/ч. Движение автомобилей с такими скоростями может быть устойчиво только при большом передаточном числе низшей передачи коробки передач.

Плотность ряда передаточных чисел коробки передач определяется соотношением передаточных чисел промежуточных передач. При этом отношение передаточных чисел соседних передач должно изменяться по геометрической прогрессии.

Плотность ряда выше у коробок передач, имеющих большое число передач. Эти коробки обеспечивают автомобилю более высокие тягово-скоростные свойства и топливную экономичность, чем коробки с меньшим числом передач. В связи с этим у коробок передач современных автомобилей плотность ряда передаточных чисел делают в пределах 1,1–1,5. Причем меньшие значения плотности ряда соответствуют высшим синхронизированным передачам.

Высокая плотность ряда передаточных чисел коробки передач кроме повышения тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля создает более благоприятные условия работы синхронизаторов, так как для переключения передач требуется меньшая работа трения. Благодаря этому размеры синхронизаторов могут быть уменьшены при сохранении достаточной их надежности.

*Бесшумность при работе и переключении передач.* Уровень шума, создаваемого коробкой передач при работе, зависит от качества, точности изготовления и типа зацепления шестерен. Большую часть шестерен выполняют косозубыми. Они создают меньший уровень шума, обладают большей прочностью и долговечнее, чем прямозубые шестерни. Однако косозубые шестерни более сложные в изготовлении, и при их работе возникают осевые силы, дополнительно нагружающие подшипники валов коробки передач.

При больших углах долговечность подшипников валов коробки передач может уменьшиться в 5–10 раз. Поэтому при применении косозубых шестерен необходимо использовать подшипники больших размеров, чем при прямозубых шестернях, что удорожает конструкцию коробки передач. При этом необходимо увеличивать жесткость валов, длину ступиц шестерен и уменьшать зазоры в сопряжениях шестерен с валами.

При работе коробки передач осевая сила стремится создать момент, вызывающий перекося шестерен при недостаточной жесткости валов и увеличенных зазорах, что приводит к кромочному контакту зубьев шестерен и их поломке. Кроме того, при нарушении зацепления шестерен возникает шум при работе коробки передач. Повышение уровня шума

вызывает также недостаточная жесткость картера коробки передач. При недостаточной жесткости картер начинает резонировать, увеличивая шумность работы коробки передач. Поэтому картеры коробок передач делаются литыми из чугуна или алюминиевого сплава и выполняются с ребрами, которые обеспечивают необходимую жесткость и улучшают охлаждение коробки передач.

*Легкость и удобство управления.* Легкое и удобное управление коробкой передач зависит от ее конструкции, способа переключения передач и конструкции привода управления, который может быть механическим, электрическим, пневматическим. Легкость управления коробкой передач характеризуют усилие, прилагаемое к рычагу переключения передач, и сложность выполнения переключения передач. Переключение передач должно быть простым и не требовать затрат физических усилий.

Удобство управления коробкой передач обеспечивается применением синхронизаторов, расположением рычага переключения передач вблизи рулевого колеса и автоматизацией (частичной или полной) управления передачами.

Расположение рычага переключения передач вблизи рулевого колеса удобно не только для управления коробкой передач, но и для посадки пассажиров. Полная автоматизация управления для ступенчатых коробок передач не применяется, а частичная применяется редко.

*КПД коробки передач.* На значение КПД ступенчатой коробки передач существенно влияет правильный выбор кинематической схемы коробки передач. От кинематической схемы зависит число пар шестерен, находящихся в зацеплении при передаче крутящего момента, скорость вращения, передаваемая мощность, эффективность смазывания, точность изготовления шестерен, других деталей и картера коробки передач. Величина КПД также зависит от потерь мощности на трение в коробке передач. Эти потери могут быть механическими и гидравлическими. Механические – это потери на трение между зубьями шестерен, в подшипниках и манжетах, а гидравлические – потери на перемешивание масла в коробке передач. Первые зависят главным образом от качества обработки поверхностей сопрягаемых деталей, а вторые – от вязкости и уровня масла в коробке передач, а также от скорости вращения шестерен.

При работе на высшей передаче КПД коробки передач равен 0,98–0,99, а на других передачах – 0,95–0,97. КПД может служить оценочным параметром уровня шума, создаваемого при работе коробкой передач, так как шум всегда связан с потерей энергии. Чем меньше значение КПД коробки передач, тем она более шумная при работе.

*Отбор мощности.* В конструкциях коробок передач должна быть предусмотрена возможность отбора мощности для привода

дополнительного оборудования (лебедки, насосы, подъемные механизмы и др.) на автомобилях высокой проходимости, специализированных (самосвалы, цистерны, рефрижераторы, самопогрузчики) и специальных автомобилях (коммунальные, пожарные, автокраны и др.).

Рассмотренные требования, которые предъявляются к различным типам коробок передач, позволяют анализировать и оценивать конструкции коробок передач и их совершенство.

Конструкция коробки передач оценивается также ее металлоемкостью, трудоемкостью, стоимостью изготовления и ресурсом. Металлоемкость конструкции оценивается удельной массой коробки передач, представляющей собой отношение массы коробки передач к максимальной мощности двигателя.

Удельная масса ступенчатых коробок передач составляет 0,3–0,5 для легковых автомобилей и от 0,5 до 2 – для грузовых автомобилей. Для гидромеханических коробок передач удельная масса равна 0,35–2.

Ресурс коробки передач характеризуется пробегом автомобиля (в тысячах километров) до капитального ремонта. При эксплуатации на дорогах первой категории ресурс коробок передач составляет для легковых автомобилей 125–250 тыс. км пробега, а для грузовых автомобилей и автобусов – 250–500 тыс. км пробега. Для автомобилей высокой проходимости ресурс коробок передач значительно ниже.

**Гидромеханические коробки передач.** Основным неудобством при использовании механических ступенчатых коробок передач является то, что водителю для переключения передач постоянно приходится нажимать на педаль сцепления и перемещать рычаг переключения передач. Это требует от него затрат значительных физических сил, особенно в условиях городского движения или при управлении автомобилем, работающим с частыми остановками. Для устранения таких неудобств и облегчения работы водителя на легковых, грузовых автомобилях и автобусах все более широкое применение получают гидромеханические коробки передач. Они выполняют одновременно функции сцепления и коробки передач с автоматическим или полуавтоматическим переключением передач. При гидромеханической коробке передач управление движением автомобиля осуществляется педалью подачи топлива и, при необходимости, тормозной педалью.

Гидромеханическая коробка передач состоит из гидротрансформатора и механической коробки передач. При этом механическая коробка передач может быть двух-, трех- или многовальной, а также планетарной.

Гидротрансформатор представляет собой гидравлический механизм, который размещен между двигателем и механической коробкой передач.

Имея небольшие размеры и массу, гидротрансформатор обеспечивает:

- плавное трогание автомобиля с места и отсутствие рывков;
- гашение крутильных колебаний и снижение ударных нагрузок в трансмиссии автомобиля, в результате чего долговечность двигателя и

трансмиссии увеличиваются почти в два раза;

- повышение проходимости автомобиля в тяжелых дорожных условиях в результате непрерывного подвода мощности и крутящего момента к ведущим колесам и достижения минимальной устойчивой скорости движения (1,5 км/ч);

- легкость управления автомобилем и повышение безопасности движения благодаря меньшей утомляемости водителя.

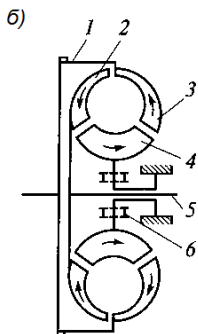
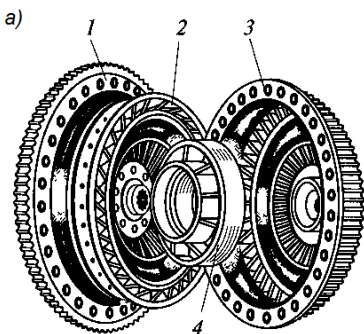
Однако гидротрансформатор имеет и недостатки:

- более низкий КПД, чем у ступенчатых коробок передач, вследствие чего несколько снижаются тягово-скоростные свойства и топливная экономичность автомобиля;

- сложную конструкцию и высокую стоимость.

Кроме того, гидротрансформатор невозможно использовать на автомобиле в качестве самостоятельного (автономного) механизма вследствие небольшого диапазона передач.

Гидротрансформатор состоит (рисунок 7.17 [6]) из трех колес с лопатками: насосного (ведущего), турбинного (ведомого) и реактора. Насосное колесо 3 закреплено на маховике 1 двигателя и образует корпус гидротрансформатора, внутри которого размещены турбинное колесо 2, соединенное с первичным валом 5 коробки передач, и реактор 4, установленный на роликовой муфте 6 свободного хода. Внутренняя полость гидротрансформатора на 3/4 своего объема заполнена специальным маслом малой вязкости.



При работающем двигателе насосное колесо вращается вместе с маховиком двигателя. Масло под действием центробежной силы поступает к наружной части насосного колеса, воздействует на лопатки турбинного колеса и приводит его во вращение.

Рисунок 7.17 – Гидротрансформатор:

*а* – детали гидротрансформатора; *б* – схема;

1 – маховик; 2, 3 – турбинное и насосное колеса;

4 – реактор; 5 – вал; 6 – муфта

Из турбинного колеса масло поступает в реактор, который обеспечивает плавный и безударный вход жидкости в насосное колесо и существенное

увеличение крутящего момента. Таким образом, масло циркулирует по замкнутому кругу и обеспечивается передача крутящего момента в гидротрансформаторе.

Характерной особенностью гидротрансформатора является увеличение крутящего момента при его передаче от двигателя к первичному валу коробки передач. Наибольшее увеличение крутящего момента на турбинном колесе гидротрансформатора получается при трогании автомобиля с места. В этом случае реактор неподвижен, так как заторможен муфтой свободного хода. По мере разгона автомобиля увеличивается скорость вращения насосного и турбинного колес. При этом муфта свободного хода расклинивается, и реактор начинает вращаться с увеличивающейся скоростью, оказывая все меньшее влияние на передаваемый крутящий момент. После достижения реактором максимальной скорости вращения гидротрансформатор перестает изменять крутящий момент и переходит на режим работы гидромуфты. Так происходит плавный разгон автомобиля и бесступенчатое изменение крутящего момента.

Гидротрансформатор автоматически устанавливает необходимое передаточное число между коленчатым валом двигателя и ведущими колесами автомобиля. Это обеспечивается следующим образом: с уменьшением скорости вращения ведущих колес автомобиля при возрастании сопротивления движению возрастает динамический напор жидкости от насоса на турбину, что приводит к росту крутящего момента на турбине и, следовательно, на ведущих колесах автомобиля.

Гидротрансформатор в трансмиссии автомобиля устанавливается со ступенчатой коробкой передач и образует с ней гидромеханическую коробку передач. Ступенчатая коробка передач необходима для увеличения диапазона передаточных чисел, получения передачи заднего хода и нейтрального положения, а также обеспечения работы гидротрансформатора при высоких значениях КПД.

Гидромеханические коробки передач широко применяются на легковых автомобилях. Они также находят применение на автобусах и грузовых автомобилях большой грузоподъемности. Удельная масса гидромеханических коробок передач приближается к удельной массе ступенчатых коробок передач. Однако более широкому применению гидромеханических коробок передач препятствуют сложная конструкция и высокая стоимость.

На рисунке 7.18 [5] приведена схема гидромеханической коробки передач, которая состоит из гидротрансформатора, трехвальной двухступенчатой механической коробки передач и системы управления.

Наличие двухступенчатой механической коробки передач увеличивает диапазон регулирования крутящего момента.

Гидромеханическая коробка передач включает в себя ведущий 19, ведомый 5 и промежуточный 12 валы с шестернями, многодисковые фрикционные сцепления 2, 3, 17 (фрикционы) и зубчатую муфту 4 с приводом. К системе управления относятся передний 15 и задний 14 гидронасосы и центробежный регулятор 8, который воздействует на фрикционы 2, 3, 17, обеспечивающие переключение передач.

В нейтральном положении все фрикционы выключены, и при работающем двигателе крутящий момент на ведомый вал 5 не передается. На первой (понижающей) передаче системой управления автоматически включается фрикцион 2. При этом ведущая шестерня 1, свободно установленная на ведущем валу 19 коробки передач, блокируется с валом, а зубчатая муфта 4 устанавливается вручную в положение переднего хода с помощью дистанционной системы управления.

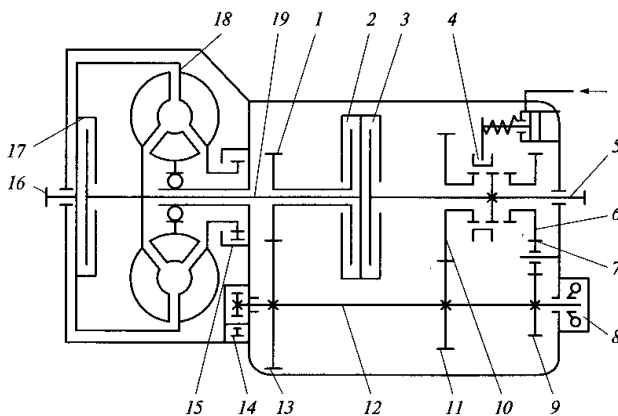


Рисунок 7.18 – Схема гидромеханической коробки передач:  
1, 6, 7, 9, 10, 11, 13 – шестерни; 2, 3, 17 – фрикционы; 4 – муфта; 5, 12, 19 – ведомый, промежуточный и ведущий валы; 8 – регулятор; 14, 15 – насосы; 16 – коленчатый вал; 18 – гидротрансформатор

Крутящий момент на первой передаче от гидротрансформатора передается через фрикцион 2, шестерни 1, 13, 11, 10 и зубчатую муфту 4 на ведомый вал 5 коробки передач.

При разгоне на I передаче, когда гидротрансформатор автоматически осуществляет заданный диапазон регулирования крутящего момента, скорость возрастает до оптимального значения для переключения на II передачу. В этом случае центробежный регулятор 8 дает сигнал на включение фрикциона 3 и отключение фрикциона 2.

Автоматическая система управления обеспечивает включение II (прямой) передачи, крутящий момент от первичного вала 19 коробки

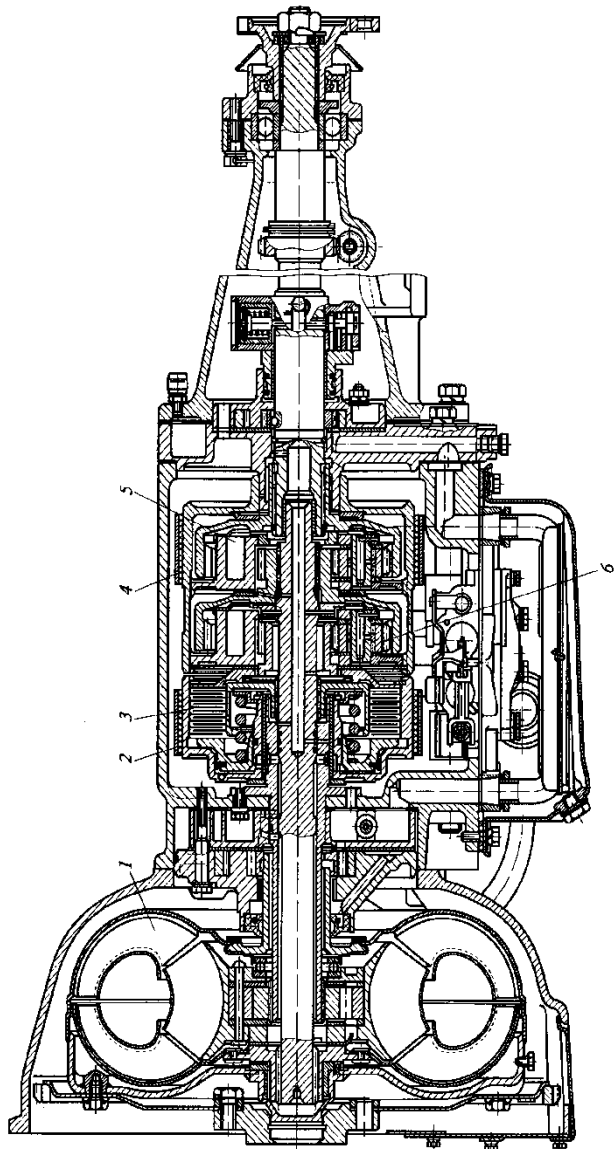
передач передается через фрикцион 3 непосредственно на вторичный вал, и скорость автомобиля возрастает до значения, определяемого диапазоном регулирования гидротрансформатором.

На рисунке 7.19 [5] представлена двухступенчатая гидромеханическая коробка передач легкового автомобиля. Она состоит из гидротрансформатора 1, механической планетарной коробки передач с многодисковым фрикционом 3, двумя ленточными тормозными механизмами 2 и 4 и гидравлической системы управления с кнопочным переключением передач. Кнопкам соответствуют нейтральное

положение, задний ход, I передача и движение с автоматическим переключением передач.

В двухступенчатой механической коробке передач имеются два одинаковых планетарных механизма 5 и 6. В нейтральном положении фрикцион 3, а также тормозные механизмы 2 и 4 выключены.

Трогание автомобиля с места происходит при включенной I передаче. В этом случае масло под давлением поступает в цилиндр тормозного механизма 2, лента которого





затягивается, и солнечная шестерня планетарного механизма 6 останавливается.

Если включена кнопка «движение», то при разгоне автомобиля происходит автоматическое переключение на II передачу, что обеспечивается одновременным выключением тормозного механизма 2 и включением фрикциона 3. В этом случае планетарные механизмы 5 и 6 блокируются и вращаются как одно целое. Для движения автомобиля задним ходом включается только тормозной механизм 4.

**Гидромеханические коробки передач автобусов МАЗ.** В последнее время для работы на городских автобусах и других транспортных средствах устанавливаются гидромеханические передачи (ГМП) DIWA (таблица 7.1).

Название DIWA – немецкое и происходит от двух корней: DI (Differenz) –

дифференциал и WA (Wandler) – гидродинамический трансформатор, характеризующее оригинальную схему первой передачи, позволяющей повышать КПД передачи на малых скоростях движения транспортного средства.

Рисунок 7.19 – Гидромеханическая коробка передач легкового автомобиля:  
1 – гидротрансформатор; 2, 4 – тормозные механизмы;  
3 – фрикцион; 5, 6 – планетарные механизмы

Таблица 7.1 – Основные технические данные и характеристики ГМП DIWA

| Тип ГМП                                  | D 851.2<br>D851.3E                                     | D 863<br>D863.3E    | D 854.2<br>D854.3E  | D 864<br>D864.3E    |
|--|--|---------------------|---------------------|---------------------|
| Мощность передаваемая, кВт, не более     | <u>205</u><br>220                                      | <u>245</u><br>290   | <u>205</u><br>220   | <u>245</u><br>290   |
| Момент передаваемый, Н·м, не более       | <u>1000</u><br>1100                                    | <u>1300</u><br>1600 | <u>1000</u><br>1100 | <u>1300</u><br>1600 |
| Число оборотов на входе, 1/мин, не более | <u>2800</u><br>2800                                    | <u>2800</u><br>2800 | <u>2300</u><br>2500 | <u>2300</u><br>2500 |
| Количество ступеней                      | 3  | 3                   | 4                   | 4                   |
| <i>Передачное число<sup>1)</sup></i>     |  |                     |                     |                     |
| I передача                               | 5,30–6,10  | 4,90–5,80           | 5,30–6,10           | 4,90–5,80           |
| II "                                     | 1,36–1,43  | 1,36–1,43           | 1,36–1,43           | 1,36–1,43           |
| III "                                    | 1,00   | 1,00                | 1,00                | 1,00                |
| IV "                                     | –  | –                   | 0,70–0,73           | 0,70–0,73           |
| Задний ход                               | 3,66–5,50  | 3,66–5,10           | 3,66–5,50           | 3,66–5,10           |
| Масса сухая <sup>2)</sup> , кг           | 275  | 280                 | 310                 | 315                 |
| Заправочная емкость, л                   | 28   | 28                  | 28                  | 28                  |
| Механизм переключения передач            | Автоматический с электронно-гидравлическим управлением |                     |                     |                     |

|  |                       |
|--|-----------------------|
| Питание  | 24 В постоянного тока |
| <sup>1)</sup> На I передаче и заднем ходе – отношение моментов на выходе и входе.<br><sup>2)</sup> Масса ГМП указана без углового редуктора, теплообменника, шлангопроводов, промежуточных присоединительных элементов к транспортному средству. |                       |

На рисунке 7.20 [25] представлен общий вид ГМП DIWA.3E.

**Конструкция ГМП** (рисунок 7.21 [25]) состоит:

- из привода 1, содержащего демпфер крутильных колебаний 10, установленного на ведущий вал 9;
- входного дифференциала 2, состоящего из сцеплений входного 11, промежуточного 12 и планетарного механизма. Для четырехступенчатой ГМП входной дифференциал дополнительно оснащен сцеплением и планетарным механизмом четвертой передачи;
- гидродинамического трансформатора 3, который может работать в режиме гидрозамедлителя, состоящего из узлов: насосного колеса 4, реактора 6 и колеса-турбины 5;
- механического редуктора 7, узла тормоза и заднего хода, состоящего из двух планетарных механизмов 19, 18 и сцеплений 14, 15;
- узла отбора мощности 8, состоящего из крышки выходной части, на которой установлены индуктивные датчики, привод спидометра, вала выходного 16 с фланцем присоединения к карданному валу трансмиссии.

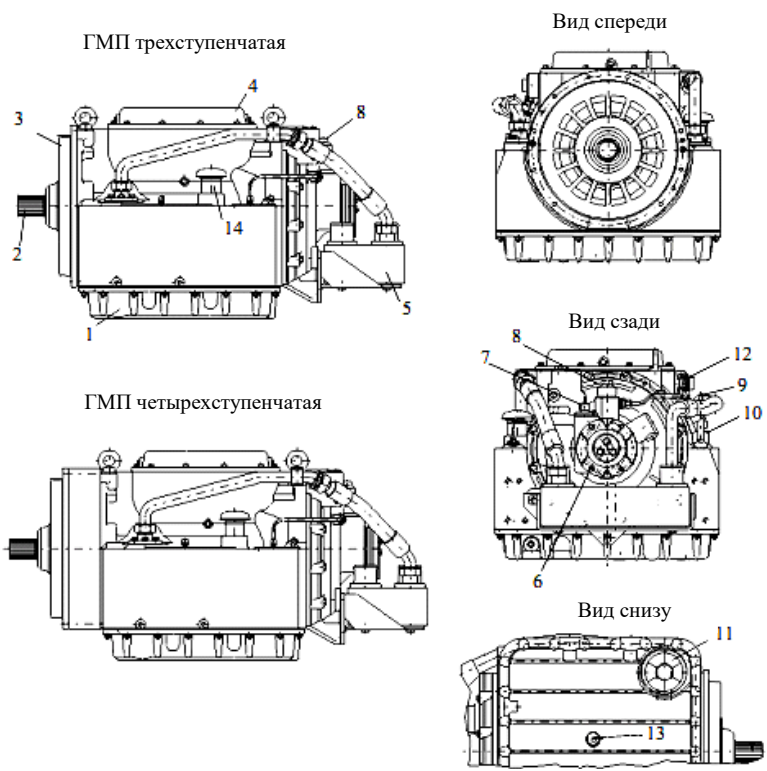


Рисунок 7.20 – Общий вид ГМП DIWA.3E:

1 – поддон масляный; 2 – вал ведущий; 3 – крышка передняя со стороны ведущего вала; 4 – крышка блока управления; 5 – теплообменник; 6 – фланец выходного вала; 7 – место подсоединения датчика спидометра; 8 – крышка индуктивного датчика; 9 – указатель уровня масла; 10 – горловина маслосазливная; 11 – фильтр масляный; 12 – разъем для подсоединения кабеля электронного управления; 13 – пробка слива масла из ГМП; 14 – фильтр вентиляционный

9 10 11 12 13 4 5 6 14 15 16

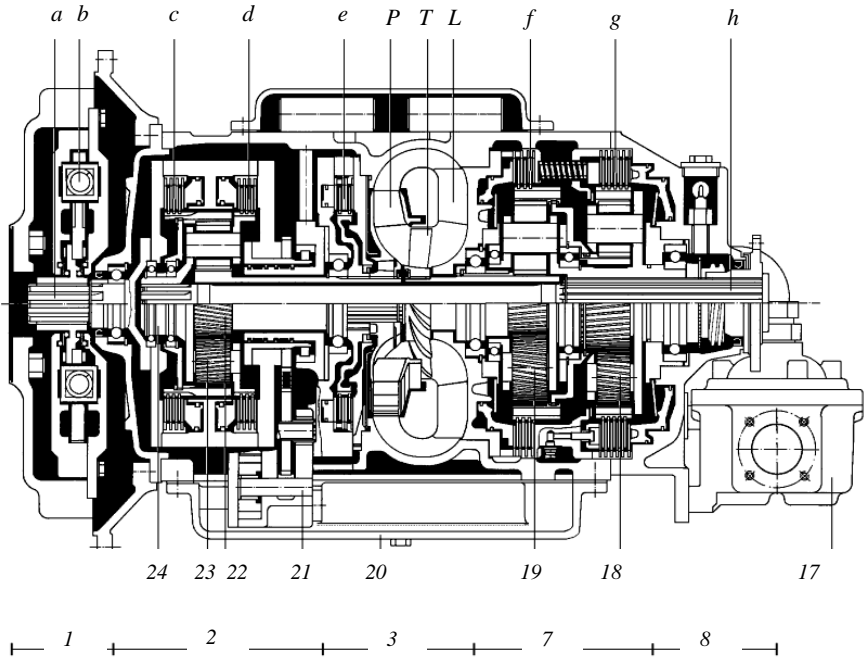


Рисунок 7.21 – Продольный разрез трехступенчатой ГМП:

1 – привод; 2 – входной дифференциал (распределительная передача); 3 – гидротрансформатор; 4 – насосное колесо; 5 – турбинное колесо; 6 – реактор гидротрансформатора; 7 – механический редуктор, состоит из планетарных механизмов тормоза и заднего хода; 8 – узел отбора мощности; 9 – вал ведущий; 10 – демпфер крутильных колебаний; 11–15 – сцепления входное, промежуточное, насосного и турбинного колес, узла тормоза и заднего хода; 16 – вал выходной; 17 – теплообменник; 18–19 – планетарные механизмы заднего хода и тормоза; 20 – поддон; 21 – насос шестеренный; 22 – колесо солнечное; 23 – спутник; 24 – водило входного дифференциала

В конструкции ГМП применены планетарные дифференциальные механизмы, находящиеся в постоянном зацеплении. Для повышения нагрузочной способности, долговечности и снижения шума зацепления планетарных механизмов выполнены косозубыми со шлифованными профилями.

**Принцип действия и режимы работы ГМП.** Водитель при помощи органов управления транспортного средства определяет режимы работы ГМП. Блок электронный выдает сигналы (в соответствии с выбранным режимом) блоку управления ГМП (блоку электромагнитных клапанов) на включение необходимых фрикционных сцеплений, что позволяет включать в работу различные комбинации планетарных механизмов,

гидротрансформатор, механизм заднего хода.

В отличие от традиционных схем, в ГМП на первой передаче мощность передается одновременно двумя силовыми потоками – гидродинамическим и механическим. Разветвление происходит на входном дифференциале 2, а за гидротрансформатором 3 оба потока объединяются (суммируются) в двух планетарных рядах 18, 19. Входной дифференциал перед гидротрансформатором играет разделительную роль, а механический редуктор за гидротрансформатором – коллекторную.

ГМП в процессе эксплуатации может работать на следующих режимах.

*Нейтральное положение* включается нажатием клавиши "N" переключателя клавишного. Все сцепления ГМП выключены, вращение от двигателя передается через демпфер крутильных колебаний на ведущий вал, который приводит во вращение только шестеренный насос для заполнения маслом гидротрансформатора и масляной системы.

*1-я передача* включается нажатием клавиш переднего хода (1, 2, 3, D) клавишного переключателя. Включаются входное сцепление с входного дифференциала и сцепление 14 турбинного колеса. В самом начале трогания с места, пока выходной вал 16, связанный через кардан с ведущими колесами автобуса, остается неподвижным, вся мощность двигателя передается через гидротрансформатор 3 с максимально возможным КПД. С момента же начала вращения выходного вала 16 начинает пропорционально росту скорости его вращения расти доля мощности, передаваемой чисто механическим путем, а доля мощности, передаваемой турбинным колесом 5 с повышенными потерями, в той же пропорции уменьшается. В итоге падение эффективности гидродинамического процесса компенсируется постоянно нарастающей энергией, передаваемой механически с минимальными потерями. Благодаря такому комбинированному способу эффективность 1-й "длинной" передачи ГМП сохраняется в диапазоне скоростей движения, занимаемом первой и второй передачами обычной механической коробки передач.

*2-я передача.* При достижении транспортным средством определенной, заранее заданной, индивидуальной для каждого исполнения транспортного средства скорости (30–40 % от максимальной) электронный блок автоматически подает команду блоку управления на переключение с 1-й передачи на 2-ю. При этом гидротрансформатор 3 посредством сцепления 14 исключается из работы, силовой поток в отличие от 1-й передачи идет только механическим путем. Частота вращения выходного вала ГМП кратна частоте вращения коленчатого вала двигателя и передаточному отношению планетарного механизма входного дифференциала 2.

*3-я передача.* При достижении скорости порядка 60 % от максимальной

происходит автоматическое переключение на 3-ю (прямую) передачу. При этом блок управления выключает входное сцепление *c*, а включает промежуточное сцепление *12*, и ведущий вал 9 напрямую соединяется с выходным валом *16*, который теперь вращается с частотой коленчатого вала двигателя.

*4-я передача.* У четырех скоростных ГМП при переключении на четвертую передачу промежуточное сцепление *12* выключается, а сцепление четвертой передачи включается. При этом крутящий момент передается от двигателя к выходному валу через дополнительную планетарную передачу входного дифференциала *2*.

*Задний ход.* При включении заднего хода (нажата клавиша "R") включаются входное сцепление *11* и сцепление заднего хода *15*. В этом случае крутящий момент двигателя передается через входной дифференциал *2*, гидротрансформатор *3* и планетарную передачу заднего хода на выходной вал *16*.

*Торможение гидротрансформатором.* В режиме торможения турбинное колесо *5* гидротрансформатора приводится во вращение карданным валом транспортного средства, которое вращается с большим числом оборотов через планетарные передачи *18* и *19*, работающие как мультипликаторы. При включенных сцеплениях *14* и *15* турбинное колесо вращается в направлении, противоположном вращению при движении на 1-й передаче и работает как осевой насос, который подает масло на неподвижное насосное колесо *4* и реактор *6*. Возникающий при этом тормозной момент пропорционален квадрату числа оборотов турбинного колеса (или скорости движения), поэтому даже при относительно низкой скорости движения значения его достаточно велики. Чтобы нарастание тормозного момента при более высоких скоростях не привело к перегрузке деталей, при достижении определенной величины тормозной момент электронным блоком поддерживается постоянным независимо от скорости движения. Торможение с помощью гидротрансформатора возможно на всех передачах.

*Отключение входного сцепления.* При кратковременной остановке (например, перед светофором) для облегчения работы двигателя, а следовательно, снижения расхода топлива и вредных выбросов, программой электронного управления обеспечивается выключение входного сцепления дифференциала *2* при нажатой педали тормоза и нажатой клавише переднего хода (*1*, *2*, *3* или *D*) клавишного переключателя. Этот режим отличается от режима нейтрального положения включенными сцеплениями *14* и *15*. На ГМП DIWA.3E может быть использована опция отключения входного сцепления со стояночным тормозом. При этом

включено только сцепление 14.

### **Контрольные вопросы**

- 1 Каково назначение коробки передач?*
- 2 Какие бывают типы коробок передач?*
- 3 Опишите устройство и принцип работы двухвальной и трехвальной коробок передач.*
- 4 Каково назначение и устройство синхронизатора?*
- 5 Назовите детали механизма управления коробкой передач. Каким образом предотвращается включение двух передач одновременно?*
- 6 Какие коробки передач применяются на автобусах МАЗ?*
- 7 Опишите принцип работы коробки передач с двойным сцеплением.*
- 8 Какие требования предъявляются к коробкам передач?*
- 9 Опишите конструкцию и принцип работы гидротрансформатора.*
- 10 Какие преимущества и недостатки имеет гидротрансформатор?*
- 11 Опишите устройство двухступенчатой гидромеханической коробки передач легкового автомобиля.*
- 12 Опишите конструкции и режимы работы ГМП автобусов DIWA.3E.*

## Задание №8

### ВЕДУЩИЕ МОСТЫ

**Цель работы:** изучение и конструкции ведущих мостов автомобилей и автобусов, шестеренных главных передач, межколесного дифференциала, а также полуосей.

**Оборудование и инструменты:** разрезные механизмы и макеты ведущих мостов, главных передач, дифференциалов и полуосей автомобилей ГАЗ-3307, МАЗ-5335 и автобусов МАЗ-103; плакаты и видеоматериалы, иллюстрирующие устройство изучаемых механизмов.

**Требуется:**

- 1 Изучить назначение и типы мостов.
- 2 Описать типы одинарных и двойных главных передач.
- 3 Изучить устройство, принцип работы и привести схему межколесного дифференциала.
- 4 Изучить устройство и привести схему ведущего моста автобуса МАЗ-103.

### Краткие сведения из теории

**Назначение и типы.** Мостами автомобиля называются металлические балки с колесами. Мосты служат для установки колес и поддержания несущей системы автомобиля (рамы, кузова). На автомобилях применяются различные типы мостов (рисунок 8.1 [5]).

*Ведущим* называется мост с ведущими колесами, к которым подводится крутящий момент двигателя. На автомобилях ведущими мостами могут быть только передний, только средний и задний или одновременно все мосты. Наибольшее распространение получили задние ведущие мосты на автомобилях ограниченной проходимости с колесной формулой 4x2 и предназначенные для эксплуатации на дорогах с твердым покрытием и сухих грунтовых дорогах.



Рисунок 8.1 – Типы мостов автомобилей, классифицированных по различным признакам



*Комбинированным* называется мост с ведущими и управляемыми одновременно колесами. Комбинированные мосты применяются в качестве передних мостов в переднеприводных легковых автомобилях ограниченной проходимости, в полноприводных автомобилях повышенной проходимости и на автомобилях высокой проходимости, предназначенных для эксплуатации в тяжелых дорожных условиях.

*Поддерживающим* называется мост с ведомыми колесами, которые не являются ни ведущими, ни управляемыми. Наибольшее применение поддерживающие мосты получили на прицепах и полуприцепах. Они применяются также на многоосных грузовых автомобилях и в качестве задних мостов на переднеприводных легковых автомобилях.

На автомобилях применяются различные типы ведущих мостов (рисунок 8.2 [5]).

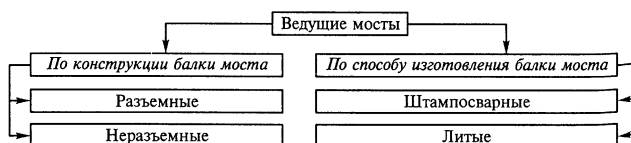


Рисунок 8.2 – Типы ведущих мостов, классифицированных по различным признакам

Ведущий мост представляет собой жесткую пустотелую балку, на концах которой на подшипниках установлены ступицы ведущих колес, а внутри размещены главная передача, дифференциал и полуоси.

**Главная передача** увеличивает подводимый к ней крутящий момент и передает его через дифференциал и полуоси к ведущим колесам автомобиля. Межколесный дифференциал обеспечивает вращение колес ведущего моста автомобиля с разными скоростями.

В автомобилях с передним расположением двигателя и задним ведущим мостом, а также в многоприводных автомобилях главную передачу размещают в картере ведущего моста, в переднеприводных автомобилях и в автомобилях с задним расположением двигателя – в общем картере с коробкой передач.

Получили распространение главные передачи – шестеренные и червячные. В шестеренных передачах применяют зубчатые колеса с криволинейными зубьями либо гипоидные и цилиндрические с прямыми, косыми и шевронными зубьями.

По числу рабочих пар, находящихся в зацеплении, передачи делят на одинарные (крутящий момент передается одной парой зубчатых колес) и двойные (крутящий момент передается двумя или более парами зубчатых колес).

*Цилиндрическая главная передача* применяется в переднеприводных

легковых автомобилях при поперечном расположении двигателя и размещается в общем картере с коробкой передач и сцеплением (см. рисунок 7.4). Ее передаточное число 3,5–4,2, а шестерни могут быть прямозубыми, косозубыми и шевронными. Цилиндрическая главная передача имеет высокий КПД – не менее 0,98, но она уменьшает дорожный просвет у автомобиля и более шумная, чем другие главные передачи.

*Коническая главная передача* (рисунок 8.3, а [6]) применяется на легковых автомобилях и грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности. Оси ведущей 1 и ведомой 2 шестерен в конической главной передаче лежат в одной плоскости и пересекаются, а шестерни выполнены со спиральными зубьями. Передача имеет повышенную прочность зубьев шестерен, небольшие размеры и позволяет снизить центр тяжести автомобиля. КПД конической главной передачи со спиральным зубом – 0,97–0,98. Передаточные числа конических главных передач – 3,5–4,5 у легковых и 5–7 – у грузовых автомобилей и автобусов.

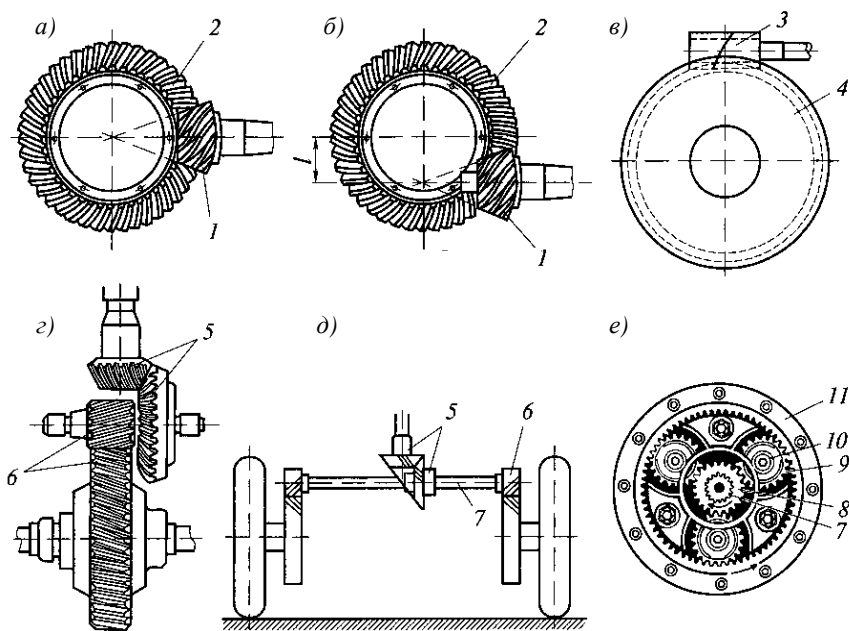


Рисунок 8.3 – Главные передачи:

а, б, в – одинарные; г, д – двойные; е – редуктор; 1, 2 – ведущая и ведомая шестерни; 3 – червяк; 4–6, 8 – червячная, коническая, цилиндрическая и солнечная шестерни; 7 – полуось; 9 – сателлит; 10 – ось; 11 – коронная шестерня

*Гипоидная главная передача* (рисунок 8.3, б [6]) имеет широкое применение на легковых и грузовых автомобилях. Оси ведущей 1 и ведомой 2 шестерен гипоидной главной передачи в отличие от конической не лежат в одной плоскости и не пересекаются, а перекрещиваются. Передача может быть с верхним или нижним гипоидным смещением. Гипоидная главная передача с верхним смещением используется на многоосных автомобилях, так как вал ведущей шестерни должен быть проходным, и на переднеприводных автомобилях – исходя из условий компоновки. Главная передача с нижним гипоидным смещением широко применяется на легковых автомобилях. Передаточные числа гипоидных главных передач – 3,5–4,5 у легковых автомобилей, 5–7 – у грузовых автомобилей и автобусов. Гипоидная главная передача по сравнению с другими более прочная и бесшумная, имеет высокую плавность зацепления, малогабаритная. Ее можно применять на грузовых автомобилях вместо двойной главной передачи. Она имеет КПД, равный 0,96–0,97. При нижнем гипоидном смещении имеется возможность ниже расположить карданную передачу и снизить центр тяжести автомобиля, повысив его устойчивость. Однако гипоидная главная передача требует высокой точности изготовления, сборки и регулировки. Она также требует из-за повышенного скольжения зубьев шестерен применения специального гипоидного масла с сернистыми, свинцовыми, фосфорными и другими присадками, образующими на зубьях шестерен прочную масляную пленку.

*Червячная главная передача* (рисунок 8.3, в [6]) может быть с верхним или нижним расположением червяка 3 относительно червячной шестерни 4, имеет передаточное число 4–5 и в настоящее время используется редко. Ее применяют на некоторых многоосных многоприводных автомобилях. По сравнению с другими типами червячная главная передача меньше по размерам, более бесшумная, обеспечивает более плавное зацепление и минимальные динамические нагрузки. Однако передача имеет наименьший КПД (0,9–0,92) и по трудоемкости изготовления и применяемым материалам (оловянистая бронза) является самой дорогостоящей.

*Двойные главные передачи.* На грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности, на полноприводных трехосных автомобилях и автобусах для увеличения передаточного числа трансмиссии, чтобы обеспечить передачу большого крутящего момента, применяются двойные главные передачи. КПД двойных главных передач находится в пределах 0,93–0,96. По числу ступеней двойные главные передачи делят на одноступенчатые (с одним передаточным числом) и двухступенчатые (с двумя передачами с разными передаточными числами).

Двойные главные передачи могут быть центральными и разнесенными. Первые представляют собой двойной центральный редуктор, у которого все передаточные механизмы собраны в одном картере. Вторые состоят из

нескольких механизмов, каждый из которых имеет свой собственный картер. Разнесенные главные передачи, кроме центрального редуктора, имеют бортовые или колесные передачи. Бортовые передачи размещают в отдельном картере вне колеса автомобиля, колесные – непосредственно в колесе. В зависимости от относительного расположения валов и зубчатых колес главные передачи могут быть с проходным и непроходным ведущим валом. Последние применяют для средних ведущих мостов автомобилей.

Двойные главные передачи имеют две зубчатые пары и обычно состоят из пары конических шестерен со спиральными зубьями и пары цилиндрических шестерен с прямыми или косыми зубьями. Наличие цилиндрической пары шестерен позволяет не только увеличить передаточное число главной передачи, но и повысить прочность и долговечность конической пары шестерен.

*В центральной главной передаче* (рисунок 8.3, *г* [6]) коническая 5 и цилиндрическая 6 пары шестерен размещены в одном картере в центре ведущего моста. Крутящий момент от конической пары через дифференциал подводится к ведущим колесам автомобиля.

*В разнесенной главной передаче* (рисунок 8.3, *д* [6]) коническая пара шестерен 5 находится в картере в центре ведущего моста, а цилиндрические шестерни 6 – в колесных редукторах. При этом цилиндрические шестерни соединяются полуосями 7 через дифференциал с конической парой шестерен. Крутящий момент от конической пары через дифференциал и полуоси 7 подводится к колесным редукторам.

Широкое применение в разнесенных главных передачах получили однорядные планетарные колесные редукторы. Такой редуктор состоит из прямозубых шестерен (рисунок 8.3, *е*) – солнечной 8, коронной 11 и трех сателлитов 9. Солнечная шестерня приводится во вращение через полуось 7 и находится в зацеплении с тремя сателлитами, свободно установленными на осях 10, жестко связанных с балкой моста. Сателлиты входят в зацепление с коронной шестерней 11, прикрепленной к ступице колеса. Крутящий момент от центральной конической пары шестерен 5 к ступицам ведущих колес передается через дифференциал, полуоси 7, солнечные шестерни 8, сателлиты 9 и коронные шестерни 11.

При разделении главной передачи на две части уменьшаются нагрузки на полуоси и детали дифференциала, а также уменьшаются размеры картера и средней части ведущего моста. В результате увеличивается дорожный просвет и тем самым повышается проходимость автомобиля. Однако разнесенная главная передача более сложная, имеет большую металлоемкость, дорогостоящая и трудоемкая в обслуживании.

*Требования к главной передаче.* Главная передача должна обеспечивать заданное передаточное число при наименьших габаритах и массе, высокий КПД, бесшумность в работе. Эти требования выполняются за счет

рационального выбора схемы и конструкции главной передачи, обеспечения требуемой жесткости корпуса, опор и зубчатых колес, минимальных зазоров в зубчатых зацеплениях, высокой точности изготовления и плавности работы зубчатых колес, а также эксплуатационными регулировками передачи.

Размеры главной передачи оказывают серьезное влияние на проходимость автомобиля, так как от них зависит дорожный просвет, который обычно измеряется от картера главной передачи заднего ведущего моста. Кроме того, размеры главной передачи переднего ведущего моста определяют высоту расположения двигателя и, следовательно, общую компоновку автомобиля.

*Дорожный просвет* – это расстояние между нижней точкой автомобиля и дорогой. Он определяет возможность движения автомобиля без задевания сосредоточенных препятствий – камней, пней, кочек и др.

Значение дорожного просвета зависит от типа автомобиля, типа главной передачи и условий эксплуатации. Так, например, для грузовых автомобилей ограниченной проходимости (колесная формула 4×2) дорожный просвет составляет 245–290 мм, а для автомобилей повышенной и высокой проходимости (4×4, 6×4, 6×6) – 315–400 мм.

Увеличение дорожного просвета может быть достигнуто увеличением диаметра колес автомобиля, а также уменьшением размеров главной передачи. Однако увеличение диаметра колес приводит к повышению центра тяжести автомобиля, в результате может ухудшиться его устойчивость. Тип главной передачи существенно влияет на дорожный просвет. Среди одинарных главных передач наименьшие размеры имеет червячная главная передача. Причем при верхнем расположении червяка значительно увеличивается дорожный просвет под ведущим мостом автомобиля.

Коническая и гипоидная главные передачи имеют небольшие габаритные размеры. Однако при одинаковом передаточном их числе гипоидная передача может быть выполнена с меньшим числом зубьев и, следовательно, меньших размеров. При этом при верхнем гипоидном смещении значительно увеличивается дорожный просвет автомобиля.

У конической и гипоидной главных передач уменьшение габаритных размеров может быть достигнуто путем сокращения числа зубьев ведущей и ведомой шестерен. Так, чем меньше число зубьев ведомой шестерни, тем меньше ее диаметр и, следовательно, высота картера главной передачи.

Из всех одинарных главных передач наименьший дорожный просвет обеспечивает цилиндрическая главная передача, которая размещается в общем картере с коробкой передач и сцеплением. Среди двойных главных передач наибольший дорожный просвет автомобилю обеспечивает разнесенная главная передача с одинарными планетарными колесными

редукторами, в которой конические шестерни находятся в центре ведущего моста, а цилиндрические шестерни – в колесных редукторах.

*Уровень шума.* Одним из основных параметров главной передачи, характеризующих совершенство ее конструкции и состояние при эксплуатации, является уровень шума, создаваемый при работе главной передачи. Среди всех типов главных передач наибольшей бесшумностью обладает червячная главная передача. После червячной передачи наименьший уровень шума создает при работе гипоидная главная передача. Снижение уровня шума главной передачи достигается точностью изготовления зацепления и чистотой поверхности зубьев ее шестерен, а также соответствующим смазыванием. Точность зацепления зависит от регулировочных параметров и конструктивных свойств – жесткости установки шестерен, а также от способа установки шестерен. Уровень шума главной передачи во многом определяет ее надежность и износостойкость в эксплуатации. Оценочным параметром уровня шума, создаваемого главной передачей при работе, может служить ее КПД, так как шум всегда связан с потерей энергии. Чем меньше значение КПД главной передачи, тем она более шумная при работе.

*Жесткость картера* главной передачи, выполняемого обычно литым, обеспечивается его конфигурацией и оребрением. Крепление картера к балке ведущего моста при помощи предназначенного для этого фланца облегчает монтаж и регулировку зацепления главной передачи.

В грузовых автомобилях вал ведущей шестерни главной передачи устанавливается на подшипниках в отдельном стакане, прикрепляемом при помощи фланца к картеру главной передачи. Это упрощает регулировку зацепления и предварительного натяга подшипников. Ведомая шестерня главной передачи крепится к корпусу дифференциала, устанавливаемого на подшипниках, гнезда для которых выполнены в приливах картера. На некоторых автомобилях картер главной передачи отливается вместе с балкой заднего ведущего моста. Однако в этом случае балка ведущего моста делается разъемной.

*Конструкции шестеренных главных передач.* Цилиндрические одинарные шестеренные передачи применяют на легковых автомобилях с поперечным расположением двигателя, конические – с криволинейным зубом и гипоидные – на грузовых автомобилях и легковых с продольным расположением двигателя.

*Гипоидная главная передача* показана на рисунке 8.4 [1]. В ней ось ведущей шестерни 20 смещена относительно оси ведомого колеса 32 на величину гипоидного смещения  $e$  (32 мм). Направление спирали зуба у ведущей шестерни левое, у ведомой – правое. За счет смещения осей зубчатых колес увеличивается скольжение зубьев, поэтому для смазывания элементов

гипоидной передачи требуется специальное масло, обладающее противозадирными и противонаплавными свойствами. Зубчатый венец ведущей шестерни 20 изготовлен заодно с валом.

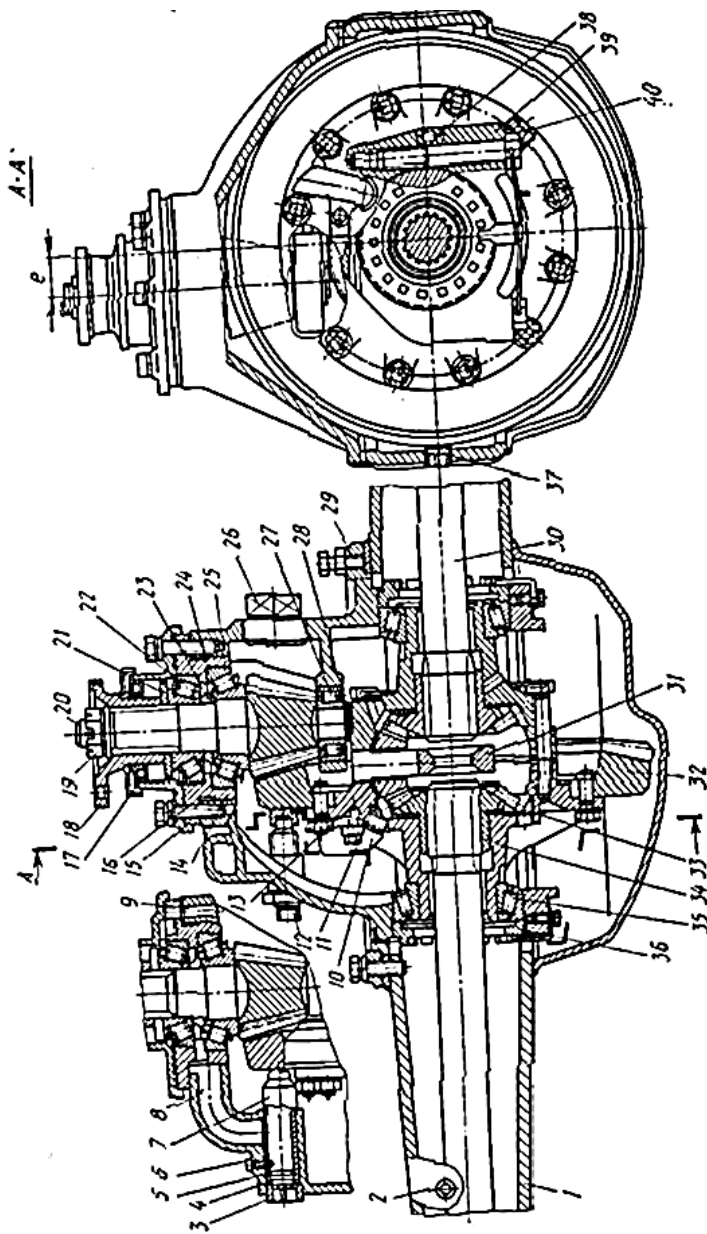


Рисунок 8.4 – Гипоидная главная передача

1 – картер заднего моста; 2 – сапун; 3, 26 – пробки; 4 – пружина; 5 – тарелка; 6, 40 – болты; 7 – маслоотъемная трубка; 8, 9 – каналы; 10 – маслоуловитель; 11 – сателлит; 12 – винт угора; 13 – опорная шайба сателлитов; 14 – муфта подшипников; 15, 39 – крышки; 16, 24 – регулировочные прокладки; 17 – сальник; 18 – фланец; 19 – гайка; 20 – ведущая шестерня; 21 – маслоотное кольцо; 22, 25, 35 – конические роликоподшипники; 23 – распорное кольцо; 27 – цилиндрический роликоподшипник; 28 – стопорное кольцо; 29 – картер редуктора; 30 – полуось; 31 – крестовина; 32 – ведомая шестерня; 33 – опорная шайба шестерни полуоси; 34 – шестерня полуоси; 36 – регулировочная гайка; 37 – пробка сливного отверстия; 38 – установочный штифт



На вал напрессован до упора в торец зубчатого венца цилиндрический роликоподшипник 27, который застопорен кольцом 28. При сборке кольцо надевают на шейку вала и устанавливают в одной плоскости с выполненной в ней канавкой, а затем обжимают, заглубляя в канавку. Наружное кольцо подшипника 27 установлено в отверстии прилива картера редуктора.

Внутреннее кольцо конического роликоподшипника 25 запрессовано на гладкую шейку вала до упора в передний торец зубчатого венца, а внутреннее кольцо роликоподшипника 22 установлено на шейку шестерни с небольшим зазором. Это дает возможность легко снимать его при регулировке конических подшипников. Наружные кольца подшипников запрессованы в гнезда муфты подшипников до упора в бурт. Между внутренними кольцами конических подшипников установлены распорное кольцо 23 и прокладки 24, с помощью которых регулируют предварительное натяжение конических подшипников. Толщина прокладок составляет 0,1; 0,15 и 0,25 мм.

На шлицах ведущей шестерни установлены маслосгонное кольцо 21 и фланец 18 карданного вала. Через шайбу гайкой 19 затягивают детали, имеющиеся на ведущей шестерне. Затянутую гайку стопорят шплинтом. С карданной передачей ведущая шестерня 20 соединяется с помощью фланца 18. К фланцу приварен штампованный отражатель, который защищает сальник 17 от загрязнения и повреждения. Сальник, предотвращающий вытекание масла из картера редуктора моста, запрессован в литую крышку 15, которая центрирована по наружной поверхности фланца стакана 14. На наружной поверхности маслосгонного кольца 21 имеются спиральные канавки, по которым при вращении кольца отводится масло от сальника. Между крышкой 15 и стаканом 14 установлена картонная прокладка.

Для обеспечения требуемого положения ведущей шестерни при замене изношенных шестерен главной передачи между торцами стакана 14 и картера главной передачи установлен пакет регулировочных прокладок.

Ведомое колесо 32 закреплено болтами на корпусе дифференциала. Подшипники ведущей шестерни смазываются принудительно с помощью устройства, включающего в себя маслосъемную трубку 7, тарелку 5, пружину 4, резьбовую пробку 3, каналы 8 и 9. Через трубку 7, соприкасающуюся с поверхностью ведомой шестерни, и верхний канал 8 масло подводится к подшипникам, а отводится от них по нижнему каналу 9. Втулка прижата к шестерне резьбовой пробкой 3 через пружину 4 и тарелку 5.

При больших нагрузках на задний мост автомобиля ведомая шестерня отходит от ведущей (правильное зацепление зубьев шестерен нарушается). Для ограничения отхода ведомой шестерни от ведущей в картере передачи имеется упор. Он состоит из стального винта 12, напрессованной на него бронзовой втулки и контргайки. Для обеспечения требуемых зазоров между

торцами втулки и ведомой шестерни необходимо регулировочный винт 12 завернуть до упора в торец ведомой шестерни, затем отвернуть его на 1/6 оборота, что будет соответствовать зазору 0,25 мм, и зажать контргайкой.

В горловине картера редуктора имеется резьбовое отверстие, закрытое пробкой 26. Оно используется для заливки масла и в качестве смотрового при проверке состояния зубьев ведущей шестерни.

Дифференциал состоит из крестовины 31, четырех сателлитов 11, двух полуосевых шестерен 34, корпуса и маслоуловителя 10. Крестовина 31 имеет четыре цапфы, на которых свободно установлены сателлиты. Для подвода смазочного материала к трущимся поверхностям сателлитов и крестовины на ее цапфах сделаны лыски. Концы цапф жестко закреплены в отверстиях коробки сателлитов. Зубья сателлитов находятся в постоянном зацеплении с полуосевыми шестернями, установленными свободно в отверстиях корпуса дифференциала. В двух впадинах зубьев полуосевой шестерни просверлены отверстия для подвода смазочного материала. С помощью шлицев полуосевая шестерня соединена с полуосью.

Для уменьшения скорости изнашивания трущихся поверхностей сателлиты и полуосевые шестерни снабжены опорными шайбами 13 и 33, изготовленными из малоуглеродистой стали и подвергнутыми цианированию, закалке и фосфатированию. Для улучшения смазывания трущихся поверхностей на сторонах шайб, обращенных к шестерням, выполнены сферические углубления.

Корпус дифференциала состоит из двух чашек, соединенных болтами. В отверстия корпуса установлен маслоуловитель 10, который при вращении корпуса захватывает масло из картера заднего моста и подает его в полость дифференциала. Установлен корпус дифференциала на роликоподшипниках 35 в расточке картера главной передачи 29 и крышке подшипников 39. Предварительное натяжение подшипников дифференциала регулируют гайками 36. Ими же регулируют положение ведомого колеса и расположение пятна контакта зубьев.

**Дифференциалом** называется механизм трансмиссии, распределяющий крутящий момент двигателя между ведущими колесами и ведущими мостами автомобиля. Дифференциал служит для обеспечения ведущим колесам разной скорости вращения при движении автомобиля по неровным дорогам и на поворотах. Разная скорость вращения ведущих колес, проходящих разный путь на поворотах и неровных дорогах, необходима для их качения без скольжения и буксования. В противном случае повысится сопротивление движению автомобиля, увеличатся расход топлива и износ шин.

Дифференциал, распределяющий крутящий момент двигателя между ведущими колесами автомобиля, называется межколесным. Дифференциал, который распределяет крутящий момент двигателя между ведущими

мостами автомобиля, называется межосевым.

Межколесный конический симметричный дифференциал состоит из корпуса, сателлитов, полуосевых шестерен, которые соединены полуосями с ведущими колесами автомобиля. Дифференциал легкового автомобиля имеет два свободно вращающихся сателлита, установленных на оси, закрепленной в корпусе дифференциала, а у грузового автомобиля – четыре сателлита, размещенных на шипах крестовины, также закрепленной в корпусе дифференциала.

При прямолинейном движении автомобиля по ровной дороге (рисунок 8.5, *а* [6]) ведущие колеса одного моста проходят одинаковые пути, встречают одинаковое сопротивление движению и вращаются с одной и той же скоростью. При этом корпус дифференциала, сателлиты и полуосевые шестерни вращаются как одно целое. Сателлиты *3* не вращаются вокруг своих осей, заклинивают полуосевые шестерни *4*, и на оба ведущих колеса передаются одинаковые крутящие моменты.

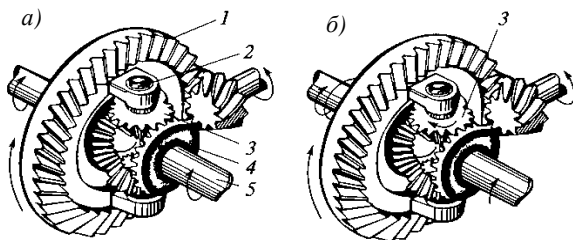


Рисунок 8.5 – Работа дифференциала при движении автомобиля: *а* – по прямой; *б* – на повороте; *1, 4* – шестерни; *2* – корпус; *3* – сателлит; *5* – полуось

При повороте автомобиля (рисунок 8.5, *б* [6]) внутреннее по отношению к центру поворота колесо встречает большее сопротивление движению, чем наружное колесо, и вращается медленнее, а вместе с ним замедляет свое вращение полуосевая шестерня внутреннего колеса. При этом сателлиты *3* начинают вращаться вокруг своих осей и ускоряют вращение полуосевой шестерни наружного колеса. В результате ведущие колеса вращаются с разными скоростями, что и необходимо при движении на повороте.

При движении автомобиля по неровной дороге ведущие колеса также встречают разные сопротивления и проходят разные пути. В соответствии с этим дифференциал обеспечивает им разную скорость вращения и качение без проскальзывания и буксования. Одновременно с изменением скоростей вращения происходит изменение крутящего момента на ведущих колесах. При этом крутящий момент уменьшается на колесе, вращающемся с большей скоростью. Так как симметричный дифференциал распределяет крутящий момент на ведущих колесах поровну, то в этом случае на колесе с меньшей скоростью вращения момент тоже уменьшается и становится равным моменту на колесе с большей скоростью вращения. В результате

суммарный крутящий момент и тяговая сила на ведущих колесах падают, а тяговые свойства и проходимость автомобиля ухудшаются. Особенно это проявляется, когда одно из ведущих колес попадает на скользкий участок дороги, а другое находится на твердой сухой дороге. Если суммарного крутящего момента будет недостаточно для движения автомобиля, то автомобиль остановится. При этом колесо на сухой твердой дороге будет неподвижным, а колесо на скользкой дороге будет буксовать. Для устранения этого недостатка применяют принудительную блокировку (выключение) дифференциала, жестко соединяя одну из полуосей с корпусом дифференциала. При заблокированном дифференциале крутящий момент, подводимый к колесу с лучшим сцеплением, увеличивается. В результате создается большая суммарная тяговая сила на обоих ведущих колесах автомобиля. При этом суммарная тяговая сила увеличивается на 20–25 % во время движения в реальных дорожных условиях.

Конический симметричный дифференциал является дифференциалом малого трения, так как имеет небольшое внутреннее трение. Трение в дифференциале повышает проходимость автомобиля, так как оно позволяет передавать больший крутящий момент на небуксующее колесо и меньший – на буксующее, что может предотвратить буксование. При этом суммарная тяговая сила в ведущих колесах достигает максимального значения. Однако в дифференциале малого трения увеличение суммарной тяговой силы на ведущих колесах составляет всего 4–6 %, что также не способствует повышению тяговых свойств и проходимости автомобиля. Конический симметричный дифференциал малого трения прост по конструкции, имеет небольшие размеры и массу, высокие КПД и надежность. Он обеспечивает хорошие управляемость и устойчивость, уменьшает изнашивание шин и расход топлива. Этот дифференциал также называют простым дифференциалом.

Межосевой дифференциал распределяет крутящий момент между главными передачами ведущих мостов многоприводных автомобилей. Дифференциал устанавливают в раздаточной коробке или в приводе главных передач. Межосевой дифференциал исключает циркуляцию мощности в трансмиссии автомобиля, которая очень сильно нагружает трансмиссию, особенно при движении по ровной дороге. В качестве межосевых на автомобилях применяются и конические, и цилиндрические дифференциалы.

На современных полноприводных автомобилях применяются дифференциалы Torsen (TORque SENsing – чувствующий крутящий момент) представляет собой механический самоблокирующийся дифференциал, в котором используется сложный набор червячных шестерен (рисунок 8.6 [20]).

На полый приводной вал 2 корпуса дифференциала передается крутящий

момент от коленчатого вала через элементы трансмиссии. На общей оси сателлитов расположены прямозубые шестерни 5 и червячные сателлиты 6.

Набор шестерен внутри дифференциала состоит из ведомых червячных шестерен приводов передней 7, задней 8 осей и ведущих (сателлитов) червячных шестерен 6. Основной особенностью такой конструкции является то, что червячные шестерни способны приводить во вращение другие шестерни, но сами не способны приводиться во вращение. Это обуславливает появление некоторой степени блокирования дифференциала.

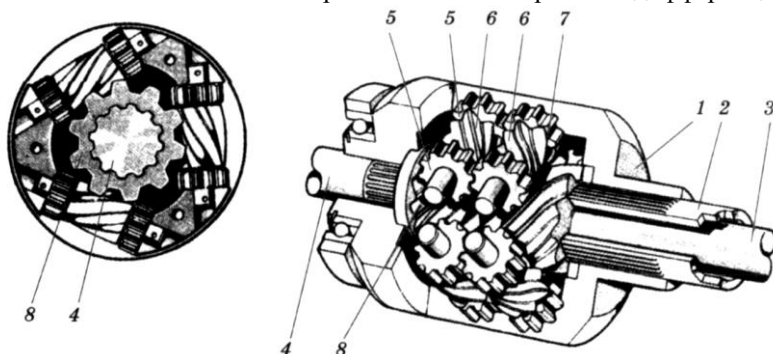


Рисунок 8.6 – Межосевой дифференциал Torsen:

1 – корпус дифференциала; 2 – полый приводной вал корпуса дифференциала; 3, 4 – валы приводов передней и задней осей; 5 – прямозубые шестерни; 6 – червячные шестерни-сателлиты; 7, 8 – червячные шестерни приводов передней и задней осей

При вращении приводного вала вращается и корпус дифференциала, толкая оси сателлитов. При движении по асфальту дифференциал Torsen распределяет крутящий момент между осями поровну. При низких значениях входного крутящего момента, передаваемого от коленчатого вала (движение по асфальту), шестерни дифференциала вращаются свободно, и его действие напоминает работу обычного симметричного дифференциала. Когда входной крутящий момент увеличивается (колеса одной оси начинают проскальзывать), набор червячных шестерен нагружается, и в определенный момент два выходных вала привода передней и задней осей блокируются. Но стоит только колесам одной оси начать проскальзывать, крутящий момент перебрасывается на ту ось, колеса которой имеют лучшее сцепление с покрытием.

В зависимости от величины передаточного числа и конструкции дифференциала, крутящий момент может распределяться по осям автомобиля в соотношении от 60 : 40 до 84 : 16 или даже до 86 : 14 %, а также распределяться в любых промежуточных значениях.

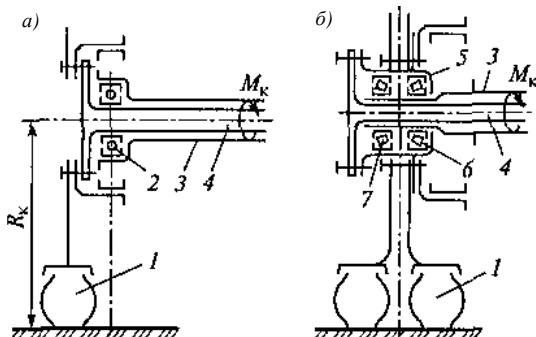
Дифференциал Torsen имеет линейную характеристику, крутящий

момент перераспределяется практически мгновенно и не оказывает влияния на процесс торможения. Эти свойства механизма обусловили его широкое использование в качестве межколесных и межосевых дифференциалов автомобилей. Основным недостатком дифференциала Torsen является сложность изготовления и сборки и, как следствие, высокая стоимость.

**Полуоси.** Передача крутящего момента от дифференциала к ведущим колесам происходит при помощи полуосей. Каждая полуось 4 (рисунок 8.7, *a* [24]) внутренним концом со шлицами, на которых сидит полуосевая шестерня, установлена в коробке дифференциала. На наружном конце полуоси 4 (рисунок 8.7, *б* [24]) имеется фланец для крепления при помощи шпилек к ступице 5 колеса 1. Кроме крутящего момента  $M_k$ , действующего на плече  $R_k$  (радиуса качения колеса), полуоси могут воспринимать изгибающие моменты от сил, действующих при движении автомобиля.

Крутящий момент от полуоси к ступице ведущего колеса передается через подшпиковый узел. В зависимости от расположения подшпиков этого узла относительно кожуха, в котором находятся полуоси, различны и нагрузки, действующие на них. В связи с этим полуоси разделяются на два основных типа: полуразгруженные и полностью разгруженные. Полуразгруженной полуосью (см. рисунок 8.7, *a*) называется полуось 4, которая опирается на шарикоподшипник 2, расположенный внутри ее кожуха 3. Такая полуось не только передает крутящий момент, скручивающий ее, но и воспринимает изгибающие моменты. Полностью разгруженной (см. рисунок 8.7, *б*) называется полуось, разгруженная от изгибающих моментов и передающая только крутящий момент. Это достигается тем, что ступицу колеса устанавливают на кожухе 3 полуоси 4 на двух широко расставленных роликоподшипниках 6 и 7, в результате чего изгибающие моменты воспринимаются кожухом, а полуоси передают только крутящий момент. На всех легковых автомобилях, автобусах особо малого класса и на многих грузовых автомобилях особо малой массы устанавливают полуразгруженные полуоси. На всех грузовых автомобилях средней и большой массы, а также автобусах среднего и большого классов устанавливают полностью разгруженные полуоси.

Рисунок 8.7 – Схемы полуосей:  
*а* – полуразгруженной; *б* – полностью разгруженной; *1* – колесо;  
*2* – шарикоподшипник; *3* – кожух полуоси; *4* – полуось; *5* – ступица;  
*6, 7* – роликоподшипники;  $R_k$  – радиус качения колеса;  $M_k$  – крутящий момент



**Колесная (бортовая) передача.** На автомобилях МАЗ, автобусах ЛиАЗ и ЛАЗ задний ведущий мост имеет двойную разнесенную главную передачу (рисунок 8.8 [5]), которая состоит из центральной (главной) передачи и колесных редукторов, расположенных в ступицах задних колес. Применение колесных редукторов, или, как их часто называют, бортовой передачи, позволяет разгрузить дифференциал и полуоси, уменьшить габаритные размеры моста и увеличить дорожный просвет автомобиля.

Центральная передача выполнена в виде пары конических шестерен со спиральными зубьями и вместе с дифференциалом размещена в литом картере *10*. Ведущая коническая шестерня *11* с валом установлена на трех роликовых подшипниках, а ведомая коническая шестерня *13* прикреплена к корпусу *12* дифференциала. Дифференциал – конический, симметричный, малого трения, четырехсателлитный.

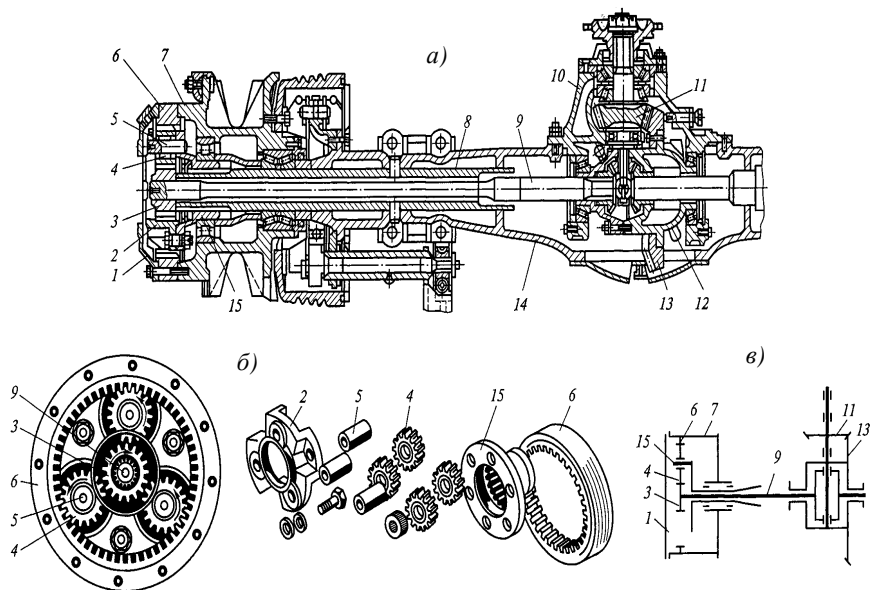


Рисунок 8.8 – Задний ведущий мост грузовых автомобилей МАЗ:

*а* – продольный разрез; *б* – редуктор; *в* – схема; 1 – крышка; 2, 15 – чашки; 3, 6, 11, 13 – шестерни; 4 – сателлит; 5 – ось; 7 – ступица; 8 – труба; 9 – полуось; 10 – картер; 12 – корпус; 14 – балка

Колесная передача – планетарная и состоит из ведущей (солнечной) шестерни 3, трех сателлитов 4, наружной 2 и внутренней 15 чашек и ведомой (коронной) шестерни 6. Все шестерни колесной передачи цилиндрические, прямозубые. Солнечная шестерня и сателлиты имеют наружные зубья, а коронная шестерня – внутренние. Солнечная шестерня установлена на шлицах полуоси, а сателлиты – на роликовых подшипниках на осях 5, закрепленных в наружной и внутренней чашках колесной передачи, которые соединены болтами и жестко связаны балкой моста. Коронная шестерня и крышка 1 прикреплены к ступице 7 колеса автомобиля.

Передача крутящего момента от полуоси на ступицу колеса осуществляется через солнечную шестерню, сателлиты и коронную шестерню. Крышка 1, коронная шестерня 6 и ступица 7 колеса образуют вращающийся картер, в который заливают масло для смазывания шестерен передачи и подшипников ступицы колеса. Рассмотренная колесная передача представляет собой зубчатую передачу с промежуточными шестернями (три шестерни-сателлита). Передаточное число такой передачи равно



отношению чисел зубьев коронного колеса и солнечной (ведущей) шестерни и обычно находится в пределах 3,4–3,6. Внутренняя полость колесной передачи связана через сапун с окружающей средой.

Задний ведущий мост МАЗ-103 (рисунок 8.9 [4]) выполнен по классической схеме с двойной разнесенной главной передачей и смещенным от поперечной оси моста коническим редуктором. Он состоит из картера, центрального конического редуктора, планетарных колесных передач и колодочных тормозов.

Ведущий мост МАЗ-105 по устройству аналогичен мосту МАЗ-103 и представляет собой зеркальное отражение моста МАЗ-103 относительно продольной оси автобуса. Колесная передача представляет собой планетарный редуктор, состоящий из прямозубых цилиндрических шестерен с внешним и внутренним зацеплением. Ведущая шестерня 5 установлена на шлицах полуоси 34. Четыре сателлита 39 на подшипниках 38 установлены в гнезда водила 6. Водило жестко связано со ступицей колеса 33. Ведомая шестерня 37 через ступицу 35 жестко соединена с цапфой 32, от осевого перемещения ступица удерживается гайкой 36. Перемещение полуоси 34 ограничивается сухарем 3 и упором 4.

Ступица заднего колеса 33 установлена на цапфе 32 на роликовых конических подшипниках 8. Регулировка подшипников 8 осуществляется гайкой 36, которая стопорится контргайкой 7. Манжеты 9 не допускают попадания масла из картера моста к колодочным тормозам. Цапфа 32 крепится к картеру моста болтами 31. На болты ступицы 33 установлен тормозной барабан 30. В крышку колесной передачи 2 ввернута контрольная пробка 1 и пробка для слива масла. Колодочные тормоза размещены между суппортом 26 и тормозным барабаном 30. Колодки 11 устанавливаются на осях 27 в суппорте 26 на бронзовых втулках 28 и прижимаются к профилю разжимного кулака 16 стяжной пружиной 12.

Кулак 16 установлен в опорах 14 и 18 на сферических подшипниках 13 и 17. На конце разжимного кулака 16 установлен регулировочный рычаг 20, внутри которого расположен механизм для автоматического поддержания установленного зазора между колодками 11 и тормозным барабаном 30.

Маслоуловитель 10 служит для сбора и отвода наружу по каналу в ступице 33 просочившегося через манжеты 9 масла. Масленка 19 предназначена для подвода смазки к сферическим подшипникам опоры разжимного кулака, для смазки подшипника передней опоры 14 разжимного кулака и осей колодок 27 на щите тормоза установлены масленки и контрольные клапаны.

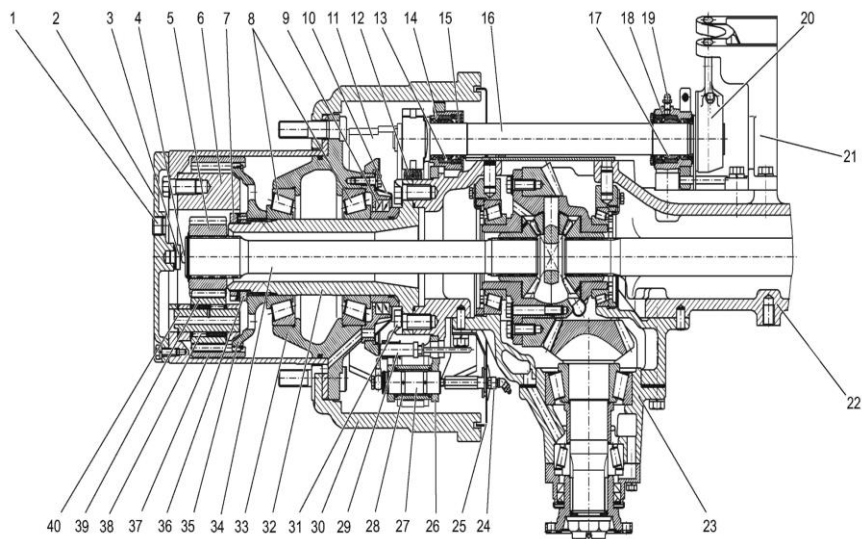


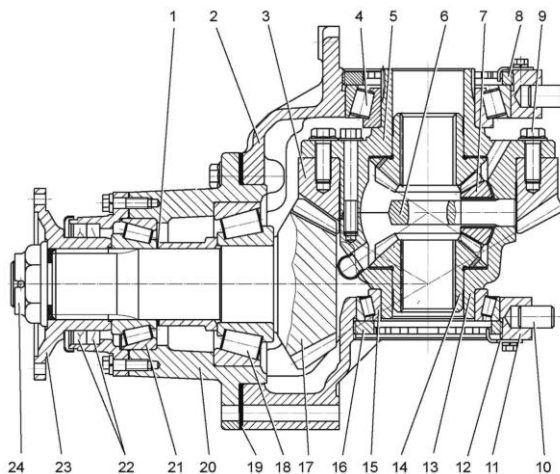
Рисунок 8.9 – Ведущий мост МАЗ-103:

1 – контрольная прокладка; 2 – крышка колесной передачи; 3 – сухарь; 4 – упор; 5 – ведущая шестерня; 6 – водило; 7 – контргайка; 8 – подшипники ступицы; 9, 15 – манжеты; 10 – маслоуловитель; 11 – тормозная колодка; 12 – пружина; 13, 17 – сферические подшипники; 14 – опора кулака передняя; 16 – кулак разжимной; 18 – задняя опора кулака; 19 – масленка; 20 – регулировочный рычаг; 21 – кронштейн тормозной камеры; 22 – картер моста; 23 – конический редуктор; 24 – контрольный клапан; 25 – щит тормоза; 26 – суппорт; 27 – ось колодки; 28 – бронзовая втулка; 29 – датчик АБС; 30 – тормозной барабан; 31 – болт; 32 – цапфа; 33 – ступица; 34 – полуось; 35 – ступица ведомой шестерни; 36 – гайка; 37 – ведомая шестерня; 38 – подшипник; 39 – сателлит; 40 – ось сателлита

Конический редуктор 23 размещен в картере моста 22 с левой стороны. Он состоит из пары конических шестерен 3 (рисунок 8.10 [4]) и 17 с круговыми зубьями и дифференциала. Угол передачи составляет  $90^\circ$ . Ведущая шестерня 17 установлена в стакане 20 на двух конических роликовых подшипниках 18 и 21, регулировка которых производится с помощью прокладок 1. Момент на шестерню передается через фланец 23. Манжеты 22 предназначены для уплотнения фланца. Ведомая шестерня 3 крепится к чашке дифференциала 5 болтами 9. Штифты 10 предназначены для ограничения деформации опор подшипников дифференциала. Внутри чашек дифференциала 5 и 13 размещается конический дифференциал с двумя полуосевыми шестернями 14 и четырьмя сателлитами 7, вращающимися на шипах крестовины 6.

Рисунок 8.10 –  
Конический редуктор  
ведущего моста МАЗ-103,  
МАЗ-105:

1, 19 – регулировочные прокладки; 2 – картер редуктора; 3 – ведомая шестерня; 4, 15, 18, 21 – подшипники; 5, 13 – чашки дифференциала; 6 – крестовина; 7 – сателлит; 8, 16 – регулировочные гайки; 9 – болт; 10 – штифт; 11 – крышки подшипников; 12 – стопор гайки; 14 – шестерня полуоси; 17 – ведущая шестерня; 20 – стакан подшипников; 22 – манжеты; 23 – фланец; 24 – гайка



Между сферическими поверхностями сателлитов и чашек дифференциала, а также между торцами полуосевых шестерен и чашками установлены бронзовые шайбы. Чашки дифференциала установлены на конических роликовых подшипниках 4 и 15 в опорах картера 2. Регулировка конических подшипников 4 и 15 осуществляется гайками 8 и 16, а регулировка зацепления конических шестерен 3 и 17 – изменением толщины прокладок 19 и гайками 8, 16.

### Контрольные вопросы

- 1 Назовите основные типы мостов и какое их назначение?
- 2 Перечислите основные элементы конструкции ведущих мостов.
- 3 Назначение и типы главных передач.
- 4 По каким признакам классифицируют главные передачи?
- 5 Какие требования предъявляются к главной передаче?
- 6 Опишите конструкцию шестеренной главной передачи.
- 7 Для чего предназначен дифференциал и как он работает?
- 8 Каково назначение полуосей, их типы?
- 9 Какие конструктивные особенности колесных бортовых передач?

## З а д а н и е № 9

### РУЛЕВЫЕ УПРАВЛЕНИЯ И УПРАВЛЯЕМЫЕ МОСТЫ

**Цель работы:** изучение конструкции рулевых приводов и механизмов.

**Оборудование и инструменты:** разрезные механизмы типа «глобоидальный червяк и ролик», «червяк и зубчатый сектор», «винт – шариковая гайка» и «рейка – зубчатый сектор»; рулевые механизмы с распределителем и со встроенным гидроусилителем; узлы и детали гидроусилителей; рулевое управление на шасси автомобиля; плакаты и видеоматериалы, иллюстрирующие конструкции изучаемых механизмов.

**Требуется:**

- 1 Изучить типы передних управляемых мостов.
- 2 Описать основные типы рулевых механизмов.
- 3 Изучить и описать устройство, привести схему рулевого управления автомобиля ВАЗ-2105.
- 4 Изучить устройство и конструктивные особенности рулевых управлений современных легковых, грузовых автомобилей и автобусов.
- 5 Привести схему и описать принцип действия гидроусилителя.

### Краткие сведения из теории

**Передний управляемый мост.** Поперечная балка с ведомыми управляемыми колесами, к которым не подводится крутящий момент от двигателя, называется передним управляемым мостом. Этот мост не ведущий и служит для поддержания несущей системы автомобиля и обеспечения его поворота.

Передние управляемые мосты различных типов широко применяются на легковых, грузовых автомобилях и автобусах с колесной формулой 4 х 2, а также на грузовых автомобилях с колесной формулой 6 х 4.

В зависимости от типа подвески управляемых колес передние мосты автомобилей могут быть неразрезными и разрезными. В неразрезных мостах управляемые колеса непосредственно связаны с балкой моста. В разрезных мостах связь управляемых колес с балкой моста осуществляется через подвеску. Неразрезные мосты применяются на грузовых автомобилях и автобусах при зависимой подвеске колес. Разрезные мосты устанавливаются на легковых автомобилях и автобусах при независимой подвеске колес.

Передний неразрезной мост (рисунок 9.1, а [5]) представляет собой

балку 4 с установленными по обоим концам поворотными цапфами 2. Балка – кованая стальная, обычно двутаврового сечения. Средняя часть балки выгнута вниз для более низкого расположения двигателя и центра тяжести автомобиля с целью повышения его устойчивости. В бобышках балки закреплены неподвижно шкворни 3, на которых установлены поворотные цапфы 2. На поворотных цапфах на подшипниках установлены ступицы с управляемыми колесами 1. Колеса, поворачиваясь вокруг шкворней, обеспечивают поворот автомобиля. Мост с помощью рессор 5 крепится к раме автомобиля.

Передний разрезной мост (рисунок 9.1, б) представляет собой балку или поперечину 4 с установленной на ней передней независимой подвеской 7 с управляемыми колесами 1. Поперечина может быть стальная кованая или штампованная из листовой стали. Она жестко связана с кузовом автомобиля и служит одновременно для крепления двигателя.

Управляемые колеса со ступицами, установленные на подшипниках на поворотных цапфах, могут поворачиваться вокруг шкворней (шкворневые подвески), закрепленных в стойках б подвески, или вместе со стойками (бесшкворневые подвески), обеспечивая поворот автомобиля.

**Рулевым управлением** называется совокупность устройств, осуществляющих поворот управляемых колес автомобиля. Оно служит для изменения и поддержания направления движения автомобиля и в значительной степени обеспечивает безопасность движения автомобиля.

Рулевой привод состоит из рулевой сошки, рулевых тяг, рычагов маятниковых и поворотных цапф, а также рулевого усилителя, устанавливаемого на ряде автомобилей. При этом рулевые тяги и рычаги поворотных цапф образуют рулевую трапецию, которая определяет тип рулевого привода.

Рулевое управление оказывает существенное влияние на управляемость, маневренность, устойчивость и безопасность движения автомобиля.

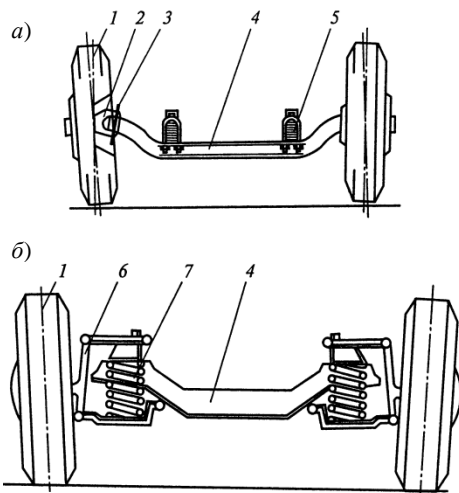


Рисунок 9.1 – Передние управляемые мосты:  
 а – неразрезной; б – разрезной; 1 – колесо;  
 2 – цапфа; 3 – шкворень; 4 – балка; 5 – рессора;  
 6 – стойка; 7 – подвеска

Поэтому, кроме общих требований к конструкции автомобиля, к нему предъявляются специальные требования, в соответствии с которыми *рулевое управление должно обеспечивать*:

- минимальный радиус поворота для высокой маневренности автомобиля;
- легкость управления автомобилем;
- пропорциональность между усилием на рулевом колесе и сопротивлением повороту управляемых колес (силовое следящее действие);
- соответствие между углами поворота рулевого колеса и управляемых колес (кинематическое следящее действие);
- минимальную передачу толчков и ударов на рулевое колесо от дорожных неровностей;
- предотвращение автоколебаний (самовозбуждающихся) управляемых колес вокруг осей поворота;
- минимальное влияние на стабилизацию управляемых колес;
- травмобезопасность, исключаящую травмирование водителя при любых столкновениях автомобиля.

Рулевое управление автомобиля состоит из двух частей – рулевого механизма и рулевого привода, и от правильного их выбора зависит соответствие конструкции рулевого управления предъявляемым требованиям.

**Рулевой механизм.** Рулевым называется механизм, преобразующий вращение рулевого колеса в поступательное перемещение рулевого привода, вызывающее поворот управляемых колес автомобиля. Он служит для увеличения усилия водителя, прилагаемого к рулевому колесу, и передачи его к рулевому приводу. Увеличивать усилие водителя необходимо для облегчения управления автомобилем. Увеличение усилия, прилагаемого к рулевому колесу, происходит за счет передаточного числа рулевого механизма, которое зависит от типа автомобиля и составляет для различных автомобилей 15–25. Такие передаточные числа за один-два полных оборота рулевого колеса обеспечивают поворот управляемых колес автомобиля на максимальные углы, равные 35–45°.

В рулевой механизм входят рулевое колесо, рулевой вал и рулевая передача, которая определяет тип рулевого механизма.

К рулевым механизмам, кроме общих требований к конструкции автомобиля, предъявляется ряд дополнительных требований. В соответствии с этими требованиями рулевые механизмы должны обеспечивать:

- высокий КПД при передаче усилия от рулевого колеса к управляемым колесам для легкости управления автомобилем и несколько меньший КПД в обратном направлении для уменьшения толчков и ударов на рулевом колесе от дорожных неровностей;
- обратимость механизма, исключаящую снижение стабилизации

управляемых колес автомобиля;

- минимальный зазор в зацеплении механизма при нейтральном положении управляемых колес и возможность регулирования этого зазора в процессе эксплуатации;

- заданный характер изменения передаточного числа механизма. На рисунке 9.2 [5] показаны основные типы рулевых механизмов.

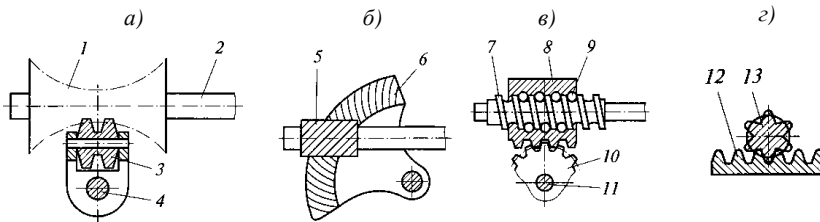


Рисунок 9.2 – Рулевые передачи:

*a* – червячно-роликовая; *б* – червячно-секторная; *в* – винтореечная; *г* – реечная; 1, 5 – червяки; 2, 4, 11 – валы; 3 – ролик; 6, 10 – секторы; 7 – винт; 8 – гайка-рейка; 9 – шарик; 12 – рейка; 13 – шестерня

*Червячные рулевые механизмы.* Эти механизмы применяются на легковых, грузовых автомобилях и автобусах. Наибольшее распространение получили *червячно-роликовые* рулевые механизмы, рулевая передача которых состоит из червяка и ролика (см. рисунок 9.2, *a*). Червяк 1 имеет форму глобоида – его диаметр в средней части меньше, чем по концам. Такая форма обеспечивает надежное зацепление червяка с роликом 3 при повороте рулевого колеса на большие углы. Ролики могут быть двух- или трехгребневыми. Двухгребневые ролики применяются в рулевых механизмах легковых автомобилей, а трехгребневые – в рулевых механизмах грузовых автомобилей и автобусов.

При вращении червяка 1, закрепленного на рулевом валу 2, момент от червяка передается ролику 3, который установлен на подшипнике на оси, размещенной в пазу вала 4 рулевой сошки. При этом благодаря глобоидной форме червяка обеспечивается надежное зацепление его с роликом при повороте рулевого колеса на большие углы.

Червячно-роликовые рулевые механизмы имеют небольшие габаритные размеры, надежны в работе и просты в обслуживании. Их КПД достаточно высокий и составляет 0,85 при передаче усилий от рулевого колеса на управляемые колеса и 0,7 – от управляемых колес к рулевому колесу. Поэтому усилия водителя, затрачиваемые на преодоление трения в рулевом механизме, невелики.

При повороте рулевого колеса передаточное число этого рулевого механизма от среднего положения к крайним несколько возрастает (примерно на 5–7 %). Однако при практических расчетах передаточное

число червячно-роликового рулевого механизма можно считать постоянным.

*Червячно-секторные (червячно-спиройдные)* рулевые механизмы получили меньшее распространение и применяются только на грузовых автомобилях. Рулевая передача этих механизмов (см. рисунок 9.2, б) состоит из цилиндрического червяка 5 и бокового сектора 6 со спиральными зубьями, который выполнен совместно с валом рулевой сошки. Механизмы имеют небольшое давление на зубья при передаче больших усилий и небольшое изнашивание. Однако из-за наличия трения скольжения их КПД низкий и равен 0,7 и 0,55 соответственно при передаче усилия от рулевого колеса и обратно.

*Винтовые рулевые механизмы.* Эти механизмы используют на тяжелых грузовых автомобилях. Наибольшее применение получили винтореечные механизмы.

*Винтореечная рулевая передача* (см. рисунок 9.2, в) включает в себя винт 7, шариковую гайку-рейку 8 и сектор 10, изготовленный вместе с валом 11 рулевой сошки. Вращение винта 7 преобразуется в поступательное перемещение гайки, на которой нарезана рейка, находящаяся в зацеплении с зубчатым сектором 10 вала рулевой сошки. Для уменьшения трения и повышения износостойкости соединение винта с гайкой осуществляется через шарики 9.

КПД винтореечного механизма в обоих направлениях почти одинаков, достаточно высокий и находится в пределах 0,8–0,85. Поэтому при винтореечном рулевом механизме применяют гидроусилитель руля, который воспринимает толчки и удары, передаваемые на рулевое колесо от неровностей дороги.

*Винторычажные рулевые механизмы* в настоящее время применяются редко, так как имеют низкий КПД и значительное изнашивание, которое невозможно компенсировать регулировкой.

*Зубчатые рулевые механизмы.* Эти механизмы применяются в основном на легковых автомобилях малого и среднего классов.

*Шестеренные рулевые механизмы,* имеющие цилиндрические или конические шестерни, используются редко.

Наибольшее применение получили реечные рулевые механизмы.

*Реечная рулевая передача* (см. рисунок 9.2, г) состоит из шестерни 13 и рейки 12. Вращение шестерни 13, закрепленной на рулевом валу, вызывает перемещение рейки 12, которая выполняет роль поперечной рулевой тяги.

Реечные рулевые механизмы просты по конструкции, компактны и имеют наименьшую стоимость по сравнению с рулевыми механизмами других типов. Их КПД очень высок, приблизительно одинаков в обоих направлениях и равен 0,9–0,95.

Из-за большого значения обратного КПД реечные рулевые механизмы



без усилителя устанавливаются на легковых автомобилях особо малого и малого классов, так как только в этом случае они способны поглощать толчки и удары, которые передаются от дорожных неровностей на рулевое колесо. На легковых автомобилях более высокого класса с реечным рулевым механизмом применяют гидроусилитель руля, поглощающий толчки и удары со стороны дороги.

**Рулевой привод** – система тяг и рычагов, осуществляющая связь управляемых колес автомобиля с рулевым механизмом. Он служит для передачи усилия от рулевого механизма к управляемым колесам и для обеспечения правильного поворота колес. В основном применяют механические рулевые приводы, хотя известны конструкции с гидравлическим и электрическим приводом.

В соответствии с предъявляемыми требованиями *рулевой привод должен:*

- обеспечивать правильное соотношение углов поворота управляемых колес, исключая боковое скольжение колес автомобиля;
- не допускать автоколебания (самовозбуждающихся) управляемых колес вокруг шкворней (осей поворота);
- предотвращать самопроизвольный поворот управляемых колес при колебаниях автомобиля на упругих устройствах подвески.

*Рулевая трапеция.* Основной частью рулевого привода является рулевая трапеция, образованная поперечными рулевыми тягами, рычагами поворотных цапф и осью управляемых колес. Основанием трапеции является ось колес, вершиной – поперечные тяги, а боковыми сторонами – рычаги поворотных цапф. Рулевая трапеция служит для поворота управляемых колес на разные углы. Внутреннее колесо (по отношению к центру поворота автомобиля) поворачивается на больший угол, чем наружное колесо. Это необходимо, чтобы при повороте автомобиля колеса катились без бокового скольжения и с наименьшим сопротивлением. В противном случае ухудшится управляемость автомобиля, возрастут расход топлива и изнашивание шин.

Рулевая трапеция может быть передней или задней. Передней называется рулевая трапеция, которая располагается перед осью передних управляемых колес, задней – за осью передних управляемых колес. Применение на автомобилях рулевого привода с передней или задней рулевой трапецией зависит от компоновки автомобиля и его рулевого управления. При этом рулевой привод может быть с неразрезной или разрезной рулевой трапецией. Использование рулевого привода с неразрезной или разрезной трапецией зависит от подвески передних управляемых колес автомобиля. Неразрезной называется рулевая трапеция, имеющая сплошную поперечную рулевую тягу, соединяющую управляемые колеса. Она применяется при зависимой подвеске передних управляемых колес на грузовых автомобилях и автобусах. Разрезной называется рулевая

трапеция, которая имеет многозвенную поперечную рулевую тягу, соединяющую управляемые колеса. Она используется при независимой подвеске.

Конструкции рулевого управления легковых автомобилей. Характерная конструкция рулевого управления легкового автомобиля с независимой подвеской на поперечных рычагах показана на рисунке 9.3 [1]. В рулевой механизм автомобиля ВАЗ-2105 входят следующие узлы:

- рулевое колесо 14;
- нижний 10, средний 12, верхний 13 рулевые валы;
- редуктор рулевого механизма 9.

*Верхний вал* вращается в двух радиально-упорных подшипниках, установленных в трубе кронштейна, прикрепленного к панели кузова автомобиля.

*Средний вал 12*, карданные шарниры 11 которого выполнены на игольчатых подшипниках, соединяет валы 10 и 13.

На *выходном валу* редуктора в строго определенном положении установлена сошка 2 рулевого привода. С нею шарнирно соединены средняя поперечная 3 и левая боковая 1 тяги. Средняя поперечная тяга другим концом связана с маятниковым рычагом 4, который может поворачиваться вместе с осью 8 маятникового рычага в двух втулках кронштейна, закрепленного на правом лонжероне кузова.

Боковые тяги 1 соединены с поворотными рычагами 7 поворотных цапф 6. Боковые тяги имеют два наконечника, соединенные разрезной регулировочной муфтой 5 с двумя хомутами, стянутыми болтами. Хвостовики обоих наконечников имеют резьбу правого и левого направлений, что позволяет регулировать сходжение колес с помощью регулировочной муфты.

Крепление тяг к рычагам и сошке осуществляется шестью одинаковыми шаровыми шарнирами 15, состоящими из пальца 17 с шаровой головкой, вкладыша 16, поджатого пружиной 18, опорной шайбы 19. Шаровая головка пальца вместе с вкладышем вставлена в конусную расточку головки наконечника тяги, а вкладыш, поджатый пружиной, автоматически устраняет зазор, возникающий по мере изнашивания пальца и вкладыша. От попадания влаги и грязи шарнир защищен резиновым чехлом.

*Рулевой механизм* представляет собой червячный редуктор, состоящий из глобоидального червяка 26 и двухгребневого ролика 27, помещенных в картер 20. Червяк, напрессованный на вал 25, вращается в двух радиально-упорных подшипниках. Зазоры в подшипниках регулируют прокладками, которые устанавливают между картером и крышкой.

Ролик 27, находящийся в зацеплении с червяком, установлен на ось 28 и вращается в двухрядном шарикоподшипнике. Вал сошки вращается в двух

бронзовых втулках. Положение вала фиксировано регулировочным винтом 24, ввернутым в крышку 23. Головка винта со специально подобранной шайбой 22 заведена в паз головки вала 21.

Червячные редукторы применяют также в рулевых механизмах автомобилей ГАЗ-3102, ГАЗ-53А, УАЗ и др. Они имеют практически постоянное передаточное число и достаточно высокий прямой КПД (0,85 при обратном КПД, равном 0,70).

Зазор в зацеплении червяка с роликом переменный: малый – в середине червяка и увеличивающийся – к концам. За счет этого предотвращается заедание рулевой пары после устранения регулировкой увеличенного зазора, появляющегося в этом зацеплении при изнашивании в процессе работы средней части червяка.

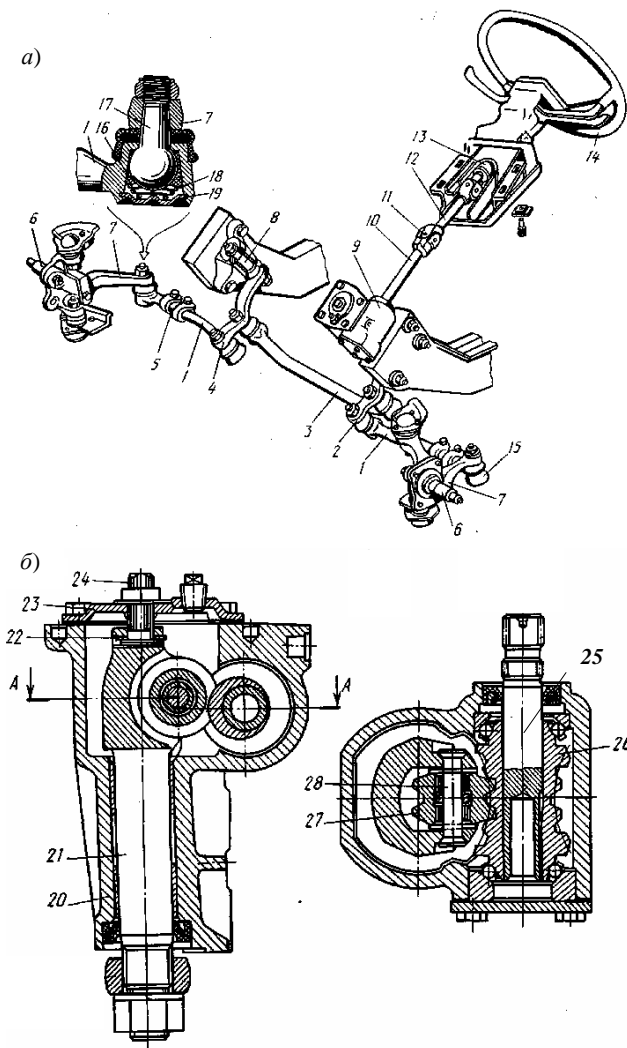


Рисунок 9.3 – Рулевое управление автомобиля ВАЗ-2105 (а) и его рулевой механизм (б):

- 1 – боковые тяги; 2 – рулевая сошка; 3 – средняя поперечная тяга; 4 – маятниковый рычаг; 5 – регулировочная муфта; 6 – поворотные цапфы; 7 – поворотные рычаги; 8 – ось маятникового рычага; 9 – редуктор рулевого механизма; 10, 12, 13 – нижний, средний и верхний рулевые валы; 11 – карданные шарниры; 14 – рулевое колесо; 15 – шаровый шарнир; 16 – вкладыш шарнира; 17 – шаровый палец; 18 – пружина шарнира; 19 – опорная шайба; 20 – картер рулевого механизма; 21, 25 – вал рулевого механизма; 22 – шайба; 23 – крышка рулевого механизма; 24 – регулировочный винт; 26 – глобоидальный червяк; 27 – двухгребневый ролик;

28 – ось ролика

Рулевое управление легковых автомобилей ВАЗ с передним приводом показано на рисунке 9.4 [1]. Оно левое, травмобезопасное, без усилителя. Травмобезопасность рулевого управления обеспечивается специальным гасящим (демпфирующим) устройством, через которое рулевое колесо крепится к рулевому валу.

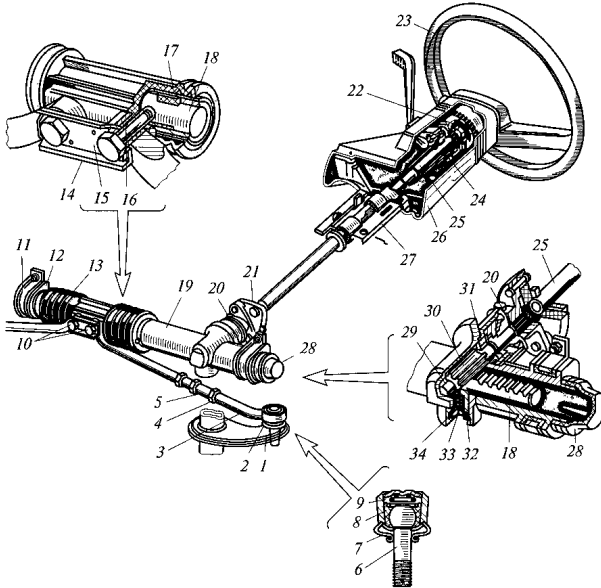


Рисунок 9.4 – Рулевое управление легковых автомобилей ВАЗ с передним приводом:

- 1 – рычаг; 2 – шарнир;
- 3, 5 – тяги; 4, 34 – гайки;
- 6 – палец; 7, 13 – чехлы;
- 8 – вкладыш; 9, 33 – пружины; 10, 20 – болты;
- 12 – скоба; 12 – опора;
- 13, 14, 15 – пластины;
- 16, 17 – втулки; 18 – рейка;
- 19 – картер; 21 – муфта;
- 22 – гасящее устройство;
- 23 – рулевое колесо; 24, 29, 31 – подшипники; 25 – вал;
- 26 – колонка; 27 – кронштейн; 28 – колпак;
- 30 – шестерня; 32 – упор

На автомобилях применяется реечный рулевой механизм с передаточным числом 20,4. В рулевой механизм входят рулевое колесо, рулевой вал и рулевая пара (реечная), состоящая из шестерни и зубчатой рейки. Рулевое колесо 23 через гасящее (демпфирующее) устройство 22, обеспечивающее травмобезопасность рулевого колеса, установлено на шлицах верхнего конца рулевого вала 25, который опирается на радиальный шариковый подшипник 24, установленный в трубе кронштейна 27.

Рулевой вал вместе с рулевой колонкой 26, состоящей из двух частей, с помощью кронштейна 27 крепится к кузову автомобиля. Нижний конец рулевого вала через эластичную муфту 21 со стяжным болтом 20 соединен со шлицевым хвостовиком приводной шестерни 30, которая установлена в алюминиевом картере 19 рулевого механизма на роликовом 29 и шариковом 31 подшипниках. Шестерня находится в зацеплении с зубчатой рейкой 18, прижимаемой к шестерне через упор 32 пружиной 33, поджимаемой гайкой 34. Это обеспечивает беззазорное зацепление приводной шестерни и зубчатой рейки по всему их ходу. Рейка одним концом опирается на упор

32, а другим концом устанавливается в разрезной пластмассовой втулке 17, которая фиксируется в картере рулевого механизма специальными выступами и уплотняется резиновыми кольцами. Рейка одним концом опирается на упор 32, а другим концом устанавливается в разрезной пластмассовой втулке 17, которая фиксируется в картере рулевого механизма специальными выступами и уплотняется резиновыми кольцами.

Ход рейки ограничивается в одну сторону специальным кольцом, напрессованным на нее, а в другую сторону – втулкой 17 резинометаллического шарнира левой рулевой тяги 3, которые упираются в картер рулевого механизма. На картер с одной стороны установлен защитный колпак 28, а с другой – напрессована труба с продольным пазом, закрытая защитным гофрированным чехлом 13, который закреплен двумя пластмассовыми хомутами. Через паз трубы и отверстия в защитном чехле проходят два болта 10, которые крепят рулевые тяги 3 к зубчатой рейке 18 через резинометаллические шарниры. Болты соединены между собой пластиной 14 и фиксируются стопорной пластиной 15. Картер 19 рулевого механизма крепится к передней панели кузова автомобиля при помощи двух скоб 11 через резиновые опоры 12. Между картером и панелью кузова также установлена вибропоглощающая резиновая опора. Картер рулевого механизма заполнен консистентной смазкой.

Рулевой привод состоит из двух рулевых тяг 3 и поворотных рычагов 1 телескопических стоек передней подвески. Рулевой привод выполнен с разрезной рулевой трапецией, расположенной сзади оси передних колес. Рулевые тяги изготовлены составными. Каждая тяга состоит из двух наконечников, соединенных между собой регулировочной трубчатой тягой 5, фиксируемой на наконечниках гайкой 4. Такое соединение рулевых тяг позволяет изменять их длину при регулировке схождения передних управляемых колес. Рулевые тяги соединяются с поворотными рычагами телескопических стоек с помощью шаровых шарниров 2, которые размещаются в наружных наконечниках рулевых тяг. Шаровой шарнир состоит из шарового пальца 6, пластмассового вкладыша 8 и пружины 9. Он защищен резиновым чехлом 7. Шарнир смазывают при сборке, при эксплуатации смазывание не требуется. Палец шарового шарнира конусной частью жестко закреплен в поворотном рычаге 1, приваренном к телескопической стойке передней подвески.

Работа рулевого управления осуществляется следующим образом. При повороте рулевого колеса 23 вместе с ним поворачивается рулевой вал 25, который через эластичную муфту 21 вращает приводную шестерню 30 рулевого механизма. Приводная шестерня перемещает зубчатую рейку 18, которая через рулевые тяги 3 и поворотные рычаги 1 поворачивает телескопические стойки, связанные с поворотными кулаками передних управляемых колес автомобиля. В результате управляемые колеса

поворачиваются.

*Рулевым усилителем* называется механизм, создающий под давлением жидкости или сжатого воздуха дополнительное усилие на рулевой привод, необходимое для поворота управляемых колес автомобиля. Усилитель служит для облегчения управления автомобилем, повышения его маневренности и безопасности движения. Он также смягчает толчки и удары дорожных неровностей, передаваемых от управляемых колес на рулевое колесо, значительно облегчает работу водителя. При его наличии водитель прикладывает к рулевому колесу усилие в 2–3 раза меньшее, чем без усилителя, когда, например, для поворота грузовых автомобилей средней и большой грузоподъемности и автобусов требуется усилие до 400 Н и более. Это весьма существенно, так как из всей затрачиваемой водителем энергии на управление автомобилем до 50 % приходится на рулевое управление.

Маневренность автомобиля с рулевым усилителем повышается вследствие быстроты и точности его действия. Безопасность движения повышается потому, что в случае резкого понижения давления воздуха в шине переднего управляемого колеса при проколе или разрыве шины при наличии усилителя водитель в состоянии удержать рулевое колесо в руках и сохранить направление движения автомобиля.

Однако наличие усилителя приводит к усложнению конструкции рулевого управления и повышению стоимости, к увеличению изнашивания шин, более сильному нагружению деталей рулевого привода и ухудшению стабилизации управляемых колес автомобиля. Кроме того, наличие усилителя на автомобиле требует адаптации водителя.

*Виды усилителей и требования к ним.* Рулевые усилители применяют на легковых автомобилях, грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности и автобусах. Наибольшее распространение получили гидравлические и пневматические усилители. Принцип действия этих усилителей аналогичен, но в них используется различное рабочее вещество: в гидравлических усилителях – масло (турбинное, веретенное), а в пневматических – сжатый воздух пневматической тормозной системы автомобиля. Кроме этого применяются гидравлические усилители с электронным управлением.

*Гидравлические усилители* получили наибольшее применение. Так, из всех автомобилей с усилителями 90 % оборудованы гидравлическими усилителями. Они компактны, имеют малое время срабатывания (0,2–2,4 с) и работают при давлении 6–10 МПа. Однако гидравлические усилители требуют тщательного ухода и особо надежных уплотнений, так как течь жидкости приводит к выходу их из строя.

*Пневматические усилители* в настоящее время имеют ограниченное распространение. Их применяют в основном на грузовых автомобилях

большой грузоподъемности с пневматической тормозной системой. Пневматический усилитель включается в работу водителем только в тяжелых дорожных условиях.

Конструкция пневматических усилителей проще, чем гидравлических, так как используется оборудование тормозной пневматической системы автомобиля. Но они имеют большие габаритные размеры, обусловленные невысоким рабочим давлением (0,6–0,8 МПа), и значительное время срабатывания (в 5–10 раз больше, чем у гидравлических), что приводит к меньшей точности при управлении автомобилем в процессе поворота.

К рулевым усилителям предъявляют требования, в соответствии с которыми они должны обеспечивать:

- кинематическое следящее действие (по перемещению), т.е. соответствие между углами поворота рулевого колеса и управляемых колес;
- силовое следящее действие (по силе сопротивления повороту), т.е. пропорциональность между усилием на рулевом колесе и силами сопротивления повороту управляемых колес;
- возможность управлять автомобилем при выходе усилителя из строя;
- действие только в случаях, когда усилие на рулевом колесе превышает 25–100 Н;
- минимальное время срабатывания;
- минимальное влияние на стабилизацию управляемых колес автомобиля;
- смягчение и поглощение толчков и ударов, передаваемых от управляемых колес на рулевое колесо.

*Гидроусилитель.* Схема гидроусилителя представлена на рисунке 9.5 [6]. Гидроусилитель имеет следующие основные элементы: гидронасос *ГН* с бачком *Б*, гидрораспределитель *ГР*, гидроцилиндр *ГЦ*. Гидронасос является источником питания, гидрораспределитель – распределительным устройством, а гидроцилиндр – исполнительным устройством. Гидронасос *ГН*, приводимый в действие от двигателя автомобиля, соединен нагнетательным 2 и сливным 3 маслопроводами с гидрораспределителем *ГР*, который установлен на продольной рулевой тяге 6, прикрепленной к поворотному рычагу 7 управляемого колеса 5. Внутри корпуса гидрораспределителя находится золотник 1, связанный с рулевым механизмом *РМ*. Золотник имеет три пояска, а корпус гидрораспределителя – три окна. Внутри корпуса между поясками золотника образуются две камеры – *а* и *б*. Кроме того, в корпусе имеются еще две реактивные камеры *в* и *г*, соединенные с камерами *а* и *б* осевыми каналами, выполненными в крайних поясках золотника. В реактивных камерах размещены предварительно сжатые центрирующие пружины 4.

Гидрораспределитель соединен маслопроводами 11 с гидроцилиндром *ГЦ*, который установлен на несущей системе (раме, кузове) автомобиля. Поршень 10 гидроцилиндра через шток связан с поперечной рулевой тягой



9, соединенной с рычагом 8 поворотной цапфы управляемого колеса.

Поршень делит внутренний объем гидроцилиндра на две полости *A* и *B*, которые соединены маслопроводами соответственно с камерами *a* и *б* гидрораспределителя. Обе полости гидроцилиндра, все камеры гидрораспределителя и маслопроводы заполнены маслом (турбинное, веретенное).

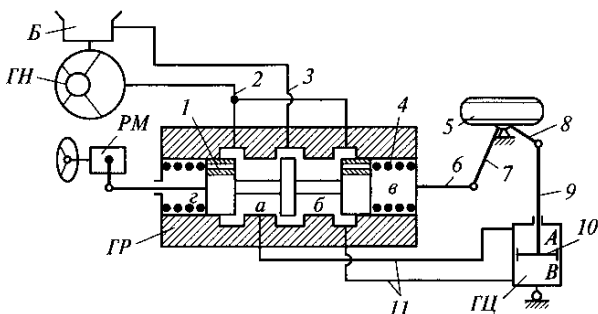


Рисунок 9.5 – Схема гидроусилителя:  
 1 – золотник; 2, 3, 11 – маслопроводы; 4 – пружина;  
 5 – колесо; 6, 9 – тяги;  
 7, 8 – рычаги; 10 – поршень;  
 А, В – полости;  
 а-г – камеры; Б – бачок;  
 ГН – гидронасос;  
 ГЦ – гидроцилиндр;  
 ГР – гидрораспределитель;  
 РМ – рулевой механизм

Работает гидроусилитель следующим образом.

При прямолинейном движении автомобиля золотник 1 под действием центрирующих пружин 4 и давления масла в реактивных камерах *в* и *г* удерживается в нейтральном положении, при котором все три окна гидрораспределителя открыты. Масло поступает от гидронасоса через нагнетательный маслопровод 2 в камеры *a* и *б* гидрораспределителя, из них по сливному маслопроводу 3 – в бачок *Б*, а из него – в гидронасос.

Давление масла, установившееся в камерах *a* и *б*, передается по маслопроводам 11 в полости *A* и *B* гидроцилиндра. Давление в этих полостях одинаково.

При повороте автомобиля усилие от рулевого механизма передается на золотник. После преодоления сопротивления центрирующих пружин 4 усилие переместит золотник 1 из нейтрального положения на 1–2 мм в одну или другую сторону в зависимости от направления поворота автомобиля. Нагнетательный маслопровод через гидрораспределитель соединяется с одной из полостей гидроцилиндра, а другая его полость – со сливным маслопроводом. Масло из гидронасоса по нагнетательному маслопроводу 2 поступает в гидрораспределитель, затем в гидроцилиндр и воздействует на поршень 10. Перемещающийся поршень через тягу 9 и рычаг 8 повернет управляемое колесо 5, а масло из гидроцилиндра по сливному маслопроводу 3 поступит в бачок *Б* и из него – в гидронасос.

Одновременно из-за наличия обратной связи через рычаг 7 и тягу 6 корпус гидрораспределителя переместится в ту же сторону, в которую был смещен золотник. При этом давление масла в полостях *A* и *B*

гидроцилиндра уравнивается, и поворот управляемого колеса прекратится.

Угол поворота управляемого колеса будет точно соответствовать углу поворота рулевого колеса – в этом заключается следящее действие гидроусилителя по перемещению. Следовательно, гидроусилитель следит за поворотом рулевого колеса. И если водитель останавливает рулевое колесо, то гидрораспределитель обеспечивает за счет обратной связи фиксацию поршня гидроцилиндра в соответствующем положении. При этом дополнительная подача масла в гидроцилиндр прекращается. С помощью обратной связи также происходит выключение гидроусилителя при возвращении рулевого колеса в нейтральное положение, соответствующее прямолинейному движению автомобиля.

В рулевом управлении без гидроусилителя водитель чувствует дорогу по прилагаемому к рулевому колесу усилию, возрастающему при увеличении сопротивления повороту управляемых колес и наоборот. При гидроусилителе водитель чувствует дорогу за счет следящего действия гидроусилителя по силе – изменения прилагаемого усилия на рулевом колесе. Для этого предназначены реактивные камеры  $\beta$  и  $\gamma$  в гидрораспределителе, в каждой из которых давление масла такое же, как в камерах  $a$  и  $b$ .

При увеличении сопротивления повороту управляемых колес автомобиля возрастает давление масла в одной из реактивных камер. Давление передается на золотник и от него через рулевой механизм РМ на рулевое колесо. При этом усилие для поворота рулевого колеса увеличивается пропорционально сопротивлению поворота управляемых колес. Таким образом, гидроусилитель следит за необходимым для поворота управляемых колес усилием, чтобы водитель чувствовал дорогу, т. е. на хорошей дороге ему было бы легко поворачивать, а на трудной для поворота дороге – несколько тяжелее.

Гидроусилители, применяемые на автомобилях, выполняются в основном по следующим трем вариантам.

1 Рулевой механизм, гидрораспределитель и гидроцилиндр находятся в агрегате, который называется гидрорулем. Конструкция гидроруля сложная, но компактная, имеет малые длину маслопроводов и время срабатывания.

2 Гидрораспределитель и гидроцилиндр расположены в одном агрегате и установлены отдельно от рулевого механизма. Вариант менее сложный, чем гидроруль, но имеет большие длину маслопроводов и время срабатывания. Зато обеспечивается возможность использования рулевого механизма любого типа.

3 Рулевой механизм, гидрораспределитель и гидроцилиндр размещены раздельно. При таком варианте обеспечивается свободное расположение элементов гидроусилителя на автомобиле и применение рулевого механизма любого типа. Однако длина маслопроводов и время

срабатывания большие.

*Конструкция рулевого управления грузового автомобиля с гидроусилителем.* Рулевое управление грузовых автомобилей МАЗ представлено на рисунке 9.6 [6]. Рулевое управление – левое, с передними управляемыми колесами и с усилителем. Рулевой механизм – винтореечный и выполнен в виде винта, шариковой гайки-рейки и сектора. Передаточное число рулевого механизма – 23,6. Рулевой привод – с задней неразрезной трапецией.

Усилитель гидравлический. Гидрораспределитель и гидроцилиндр объединены в одном блоке отдельно от рулевого механизма.

Рулевое колесо 13 установлено на полом телескопическом рулевом валу 10, находящемся в подшипниках в рулевой колонке 12, которая закреплена шарнирно на кронштейне 11 в кабине автомобиля. Шарнирное крепление рулевой колонки позволяет откидывать кабину автомобиля. Рулевой вал при помощи карданного шарнира 9 соединен с винтом 8 рулевого механизма. Винт установлен в чугунном литом картере 7 на двух сферических роликовых подшипниках, затяжка которых регулируется гайкой 23, ввернутой в крышку 22 картера. Винт связан с гайкой-рейкой 20 через два ряда шариков, циркулирующих по замкнутому контуру. Гайка-рейка находится в постоянном зацеплении с зубчатым сектором 21 вала 6 рулевой сошки 5.

Регулировка зацепления производится путем осевого смещения зубчатого сектора специальным винтом, связанным с валом сошки. Рулевая сошка соединена с корпусом 3 шаровых шарниров, который связан с гидроусилителем. С корпусом шаровых шарниров также соединен передний конец продольной рулевой тяги 2. Задний конец продольной рулевой тяги связан с поворотным рычагом 17 поворотной цапфы 18 левого управляемого колеса, которая через рычаги 16 и 14 и поперечную рулевую тягу 15 соединена с поворотной цапфой правого колеса. Регулировка схождения передних колес производится изменением длины поперечной рулевой тяги при повороте ее в наконечниках.

Гидроусилитель представляет собой единый блок, в котором гидрораспределитель 4 закреплен на корпусе 3 с помощью шаровых шарниров, связанном с гидроцилиндром 1 резьбовым соединителем. Шаровой палец 26 рулевой сошки находится в стакане 25, в котором закреплен золотник 24 гидрораспределителя. Стакан вместе с пальцем сошки и золотником может перемещаться в осевом направлении. Золотник удерживается в нейтральном положении под действием давления масла в реактивных камерах 31, расположенных с обоих торцов золотника в корпусе гидрораспределителя. К корпусу присоединены нагнетательный и сливной маслопроводы от шестеренного насоса гидроусилителя. Насос приводится в действие клиноременной передачей от коленчатого вала

двигателя. К корпусу также присоединены две трубки 28 от гидроцилиндра. В корпусе установлен обратный клапан 33, обеспечивающий работу рулевого управления при неработающем гидроусилителе.

В гидроцилиндре 1 находится поршень 30 со штоком 29, который соединен с рамой автомобиля резинометаллическим шарниром 32. Выступающий из цилиндра конец штока закрыт резиновым гофрированным чехлом, защищающим от пыли, грязи и влаги.

При прямолинейном движении автомобиля золотник 24 находится в нейтральном положении, и нагнетательный маслопровод соединен со сливным маслопроводом.

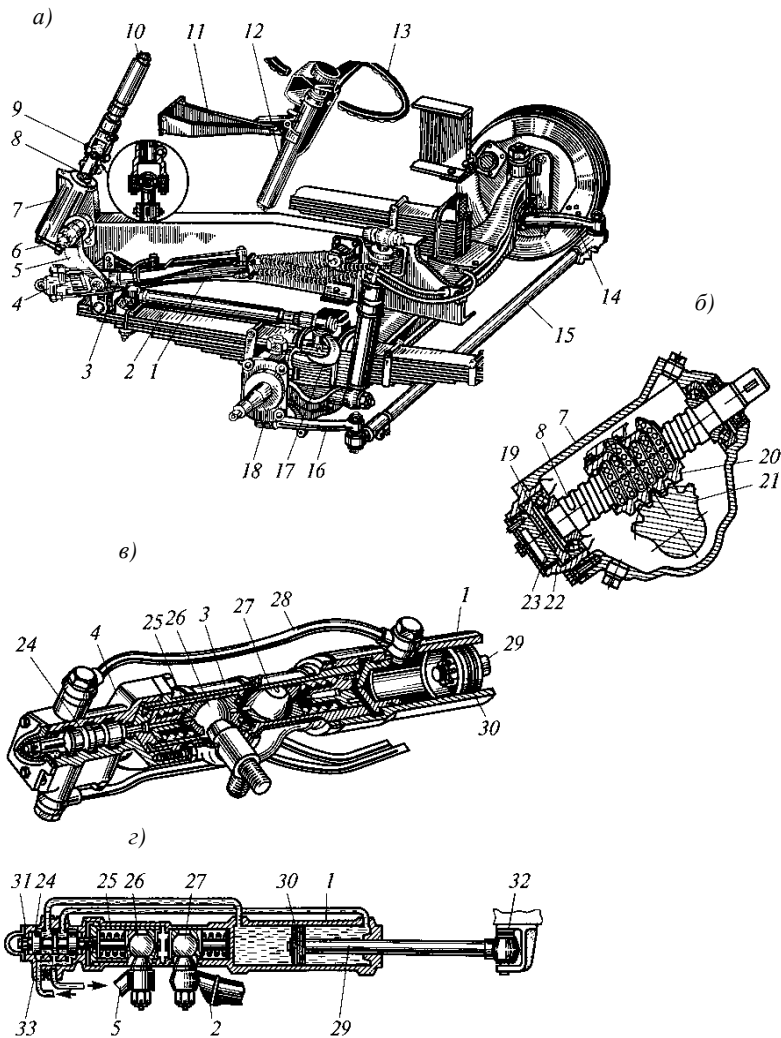


Рисунок 9.6 – Рулевое управление грузовых автомобилей МАЗ:

- a* – общий вид; *б* – рулевой механизм; *в* – гидроусилитель; *г* – схема работы гидроусилителя;
- 1 – гидроцилиндр; 2, 15 – тяги; 3 – корпус; 4 – гидрораспределитель; 5 – сошка;  
 6, 10 – валы; 7 – картер; 8 – винт; 9, 32 – шарниры; 11 – кронштейн; 12 – колонка;  
 13 – рулевое колесо; 14, 16, 17 – рычаги; 18 – цапфа; 19 – кольцо; 20 – гайка-рейка;  
 21 – сектор; 22 – крышка; 23 – гайка; 24 – золотник; 25 – стакан; 26, 27 – пальцы;  
 28 – трубка; 29 – шток; 30 – поршень; 31 – камера; 33 – клапан

Гидроусилитель не работает, а масло циркулирует от насоса к гидрораспределителю и от него к насосу. При повороте автомобиля рулевая сошка 5 через шаровой палец 26 и стакан 25 перемещает золотник 24 из нейтрального положения. При этом одна полость гидроцилиндра соединяется с нагнетательным маслопроводом, а другая – со сливным маслопроводом. Давлением масла гидроцилиндр 1 перемещается относительно поршня 30 со штоком 29, которые остаются неподвижными. Вместе с гидроцилиндром через шаровой палец 27 перемещается продольная рулевая тяга 2 и связанные с ней детали рулевого привода. В результате происходит поворот передних управляемых колес автомобиля.

*Рулевое управление всех автобусов МАЗ* разработано на основе узлов и агрегатов серийных автомобилей МАЗ. На низкопольных автобусах МАЗ-103 и МАЗ-103С (рисунок 9.7 [4]) усилие водителя передается через рулевое колесо 1, регулирующую по высоте и углу наклона рулевую колонку 2, верхний карданный вал 9, угловой редуктор 10, нижний карданный вал 8, рулевой механизм со встроенным распределителем усилителя рулевого управления 7, продольную рулевую тягу 14, маятниковый рычаг 13 и промежуточную рулевую тягу 12 к правому управляемому колесу. Правое управляемое колесо связано с левым поперечной рулевой тягой.

На автобусах МАЗ-104, МАЗ-104С, МАЗ-105 и МАЗ-152 усилие водителя передается к левому управляемому колесу. Правое управляемое колесо связано с левым поперечной рулевой тягой. В обоих случаях силовой цилиндр 11 закреплен одним концом на кузове автобуса, а штоком через наконечник, унифицированный с наконечником рулевых тяг, присоединен к маятниковому рычагу 13.

Распределитель встроен в рулевой механизм 7 и соединен с силовым цилиндром 11, масляным насосом 5 и масляным бачком 3 трубопроводами 6 и шлангами 4. На автобусы МАЗ устанавливается регулируемая травмобезопасная рулевая колонка 8 (рисунок 9.8 [4]), имеющая возможность поворота относительно оси 13, на которой установлена поворотная пластина 20, к боковым граням которого приварена срезная пластина 16, на которую опирается рычаг 12. К поворотной пластине 20 крепится рейка с треугольными шлицами 18, которая может поворачиваться на пальце 19. Рейка находится в зацеплении со шлицами оси 2. С другой стороны зубчатая рейка опирается в эксцентрик 6, установленный на оси 4, прижатой к рейке спиральной пружиной 3.

В случае столкновения автобуса с препятствием водитель воздействует на рулевое колесо, в результате чего пластина 16 срезается

рычагом 12, поглощая при этом энергию удара и, тем самым, снижая усилие воздействия рулевого колеса на водителя до безопасной величины. Весь механизм закреплен на кронштейне 1.

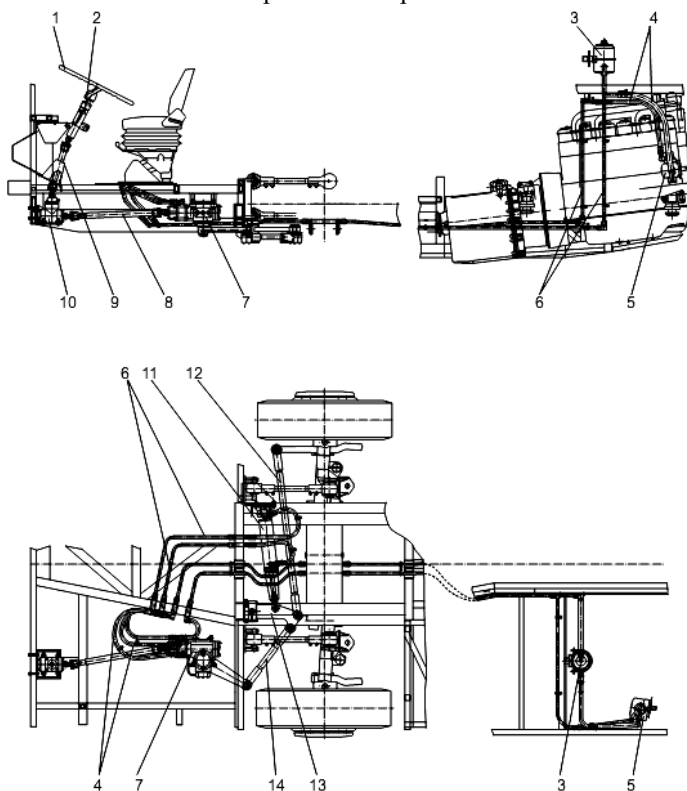


Рисунок 9.7 – Схема рулевого управления автобуса МАЗ-103:

1 – рулевое колесо; 2 – рулевая колонка; 3 – масляный бачок; 4 – шланги; 5 – масляный насос; 6 – трубопроводы; 7 – рулевой механизм со встроенным распределителем; 8, 9 – нижний и верхний карданные валы; 10 – угловой редуктор; 11 – силовой цилиндр; 12, 14 – промежуточная и продольная рулевые тяги; 13 – маятниковый рычаг

*Гидравлический усилитель рулевого управления с электронным управлением.* Чем выше скорость автомобиля, тем меньшие усилия должен прилагать водитель к рулевому колесу, чтобы изменить направление движения, что может привести к потере управляемости. Такая принципиальная закономерность характерна для всех систем рулевого управления (с постоянным и переменным передаточным отношением). Для улучшения управляемости автомобиля следует повышать крутящий момент при высоких скоростях и сводить его до минимума при малых скоростях

движения и парковке. Для выполнения этих требований современные легковые автомобили оснащаются гидроусилителями с электронным управлением и регулированием типа Servotronic (рисунок 9.9 [20]). Эта система регулирует усилия на рулевом колесе в зависимости от скорости автомобиля. Усилитель руля Servotronic создан на базе обычного гидроусилителя. Измененная конструкция клапана управления с поворотным золотником позволяет реализовать принцип непосредственной гидравлической обратной связи.

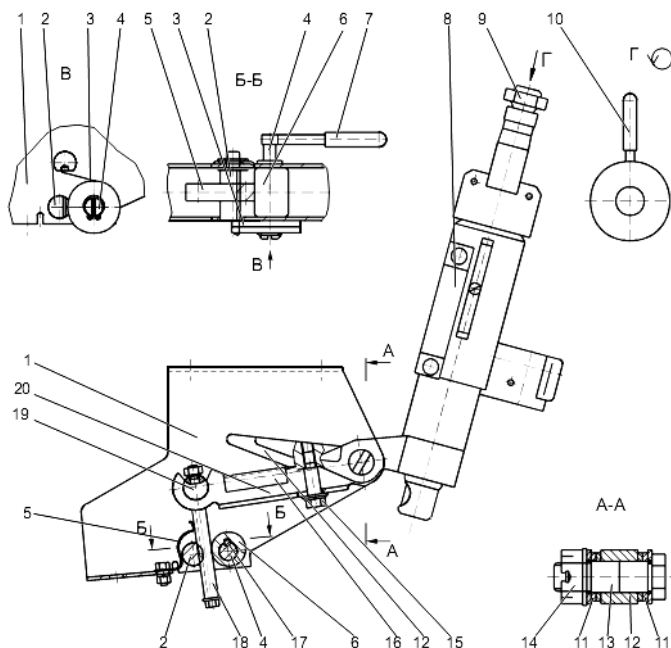


Рисунок 9.8 – Регулируемая рулевая колонка с травмобезопасным устройством:  
 1 – кронштейн; 2 – ось с треугольными шлицами; 3 – спиральная пружина; 4 – ось эксцентрика;  
 5 – пружинная пластина; 6 – эксцентрик; 7, 10 – рукоятки; 8 – рулевая колонка; 9, 14 – гайки;  
 11 – шайбы; 12 – рычаг; 13 – ось; 15 – болт; 16 – срезная пластина; 17 – шпонка; 18 – рейка с  
 треугольными шлицами; 19 – палец; 20 – поворотная пластина

Применением электрогидравлического преобразователя и соответствующим приспособлением клапана управления удалось обеспечить зависимость степени усиления от скорости автомобиля.

Главным преимуществом *электрического привода рулевого управления* перед гидроусилителем является отсутствие гидравлики, а значит, насоса, гидроцилиндра, шлангов. Это позволяет уменьшить массу усилителя рулевого управления и объем, занимаемый управлением в подкапотном пространстве.



Электромеханический усилитель активно поддерживает возврат управляемых колес в среднее положение. Эта функция называется «активной самоустановкой» колес. Благодаря ее действию водитель лучше чувствует среднее положение рулевого управления, она облегчает также вождение автомобиля по прямой при воздействии на него различных внешних сил. Если при движении по прямой на автомобиль действует боковой ветер или поперечное усилие, вызываемое уклоном дорожного полотна, усилитель обеспечивает постоянный поддерживающий момент, который освобождает водителя от необходимости создавать реактивные усилия на рулевом колесе.

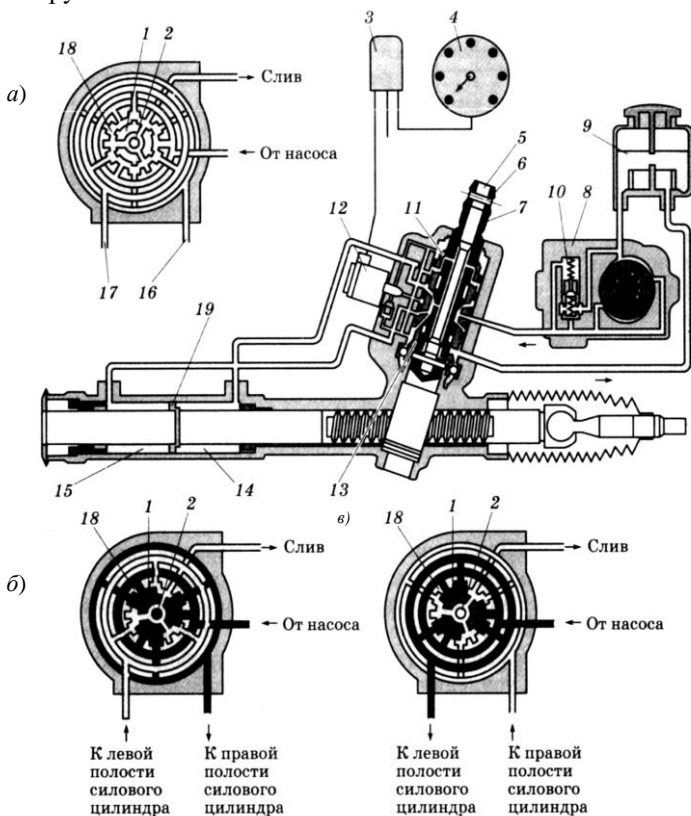


Рисунок 9.9 – Схема рулевого управления, оборудованного гидроусилителем с электронным управлением:

*a* – нейтральное положение; *б* – поворот влево; *в* – поворот вправо; 1, 7 – поворотные золотники; 2, 5 – торсион; 3 – электронный блок управления; 4 – датчик сигнала скорости; 6 – штифт;

8 – гидравлический насос; 9 – резервуар; 10 – предохранительный и перепускной клапаны;

11 – реактивный поршень; 12 – электромагнитный клапан; 13, 18 – распределительные втулки; 14, 15 – правая и левая полости силового цилиндра; 16, 17 – подводы жидкости к правой и левой полостям; 19 – поршень

Необходимое для работы системы Servotronic давление рабочей жидкости порядка 1,30 МПа создается гидронасосом обычной конструкции. Под этим давлением рабочая жидкость поступает к поворотному золотнику 7 клапана управления. В свободном состоянии торсион удерживает клапан управления в среднем (нейтральном) положении. В блоке клапана управления находится торсион 5 (рисунок 9.10 [20]).

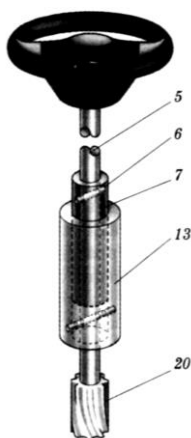


Рисунок 9.10 – Соединения торсиона (соответствуют позициям рисунка 9.9):  
5 – торсион; 6 – штифт;  
7 – поворотный золотник;  
13 – распределительная втулка; 20 – ведущая шестерня

Верхняя часть торсиона соединена штифтом с золотником 7. Нижняя его часть соединена также штифтом с ведущей шестерней 20 и втулкой 13 распределителя. Торсион связан с рулевым валом через карданный шарнир. Соединения торсиона выполнены посредством штифтов 6.

Подаваемая гидронасосом рабочая жидкость поступает через входное отверстие в корпус клапана управления и далее через кольцевой паз и радиальные отверстия в распределительной втулке клапана к регулирующим кромкам золотника.

При нейтральном положении клапана (см. рисунок 9.9, а) рабочая жидкость перетекает через приточные кромки золотника 1, поступает во все продольные пазы распределительной втулки и далее мимо сливных кромок золотника в его сливные пазы. Через эти пазы рабочая жидкость отводится в сливную полость, а затем в бачок. При этом правая и левая полости силового цилиндра оказываются соединенными между собой через подключенные к ним трубопроводы и кольцевые пазы в корпусе клапана.

При повороте рулевого колеса налево (см. рисунок 9.9, б) создаваемый водителем крутящий момент передается на торсион 2, верхний конец которого соединен штифтом 6 с поворотным золотником, а нижний – с распределительной втулкой 18 и приводной шестерней рулевого механизма. В результате торсион скручивается подобно стабилизатору при наезде одного из колес автомобиля на неровность дороги. При закрутке торсиона золотник вместе с верхней частью торсиона поворачивается в распределительной втулке, изменяя относительное положение пазов золотника и перепускных отверстий втулки. По мере поворота золотника относительно втулки одни каналы открываются, а другие закрываются.

Рабочая жидкость поступает через щели, раскрывающиеся при перемещении приточных кромок, в продольные пазы, затем через отверстие в кольцевой паз и через трубопровод в правую полость 14 силового цилиндра. На поршень 19 воздействует давление жидкости, что облегчает поворот рулевого колеса. При поступлении рабочей жидкости в правую полость силового цилиндра она вытесняется из левой полости в сливную магистраль. Если отпустить рулевое колесо, распрямляющийся торсион вернет золотник в нейтральное положение относительно распределительной втулки. При повороте рулевого колеса направо (см. рисунок 9.9, в) рабочая жидкость поступает в левую полость 15 силового цилиндра и вытесняется из правой.

Общее расположение агрегатов рулевого управления с электроусилителем показано на рисунке 9.11 [20].

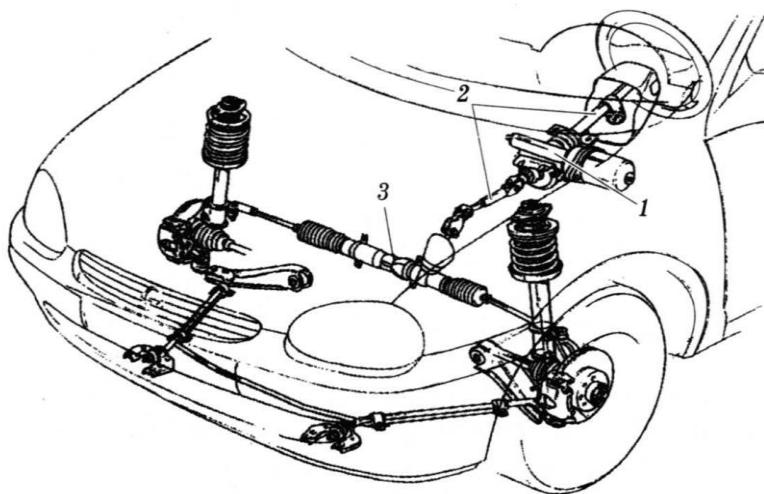


Рисунок 9.11 – Общее расположение агрегатов рулевого управления с электроусилителем:  
1 – электроусилитель; 2 – карданный вал; 3 – рейка привода

Электроусилитель может приводить вал рулевого управления на рулевой колонке, шестерню привода рейки или непосредственно саму рейку.

### Контрольные вопросы

- 1 Укажите назначение и общие требования, предъявляемые к рулевому управлению.
- 2 Перечислите элементы рулевого управления автомобиля.
- 3 Опишите основные типы рулевых механизмов.
- 4 Назначение и требования, предъявляемые к рулевому приводу.
- 5 Рулевая трапеция и ее типы.
- 6 Виды рулевых усилителей и требования к ним.
- 7 Конструкция и принцип работы рулевого управления легкового автомобиля.

8 Конструкция и принцип работы рулевого управления грузового автомобиля с гидроусилителем.

9 Конструкция рулевого управления автобусов МАЗ.

10 Опишите устройство травмобезопасной рулевой колонки.

11 Конструкция гидравлического усилителя рулевого управления с электронным управлением.

12 Для чего применяются электроусилители рулевого управления?

## Задание № 10

### ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ С ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ

**Цель работы:** изучение конструкции дисковых и барабанных тормозных механизмов, устройства гидравлического привода, принципа работы антиблокировочной системы тормозов.

**Оборудование и инструменты:** разрезные тормозные механизмы (барабанные, дисковые) автомобиля; тормозные механизмы и привод, скомпонованные на мостах автомобиля ВАЗ-2105; плакаты и видеоматериалы, иллюстрирующие конструкции изучаемых механизмов.

**Требуется:**

- 1 Описать назначение и основные требования к тормозным механизмам.
- 2 Изучить устройство, привести схемы дисковых и барабанных тормозных механизмов.
- 3 Изучить устройство, привести схему рабочей тормозной системы с гидроприводом.
- 4 Изучить схему и конструкцию тормозного привода с АБС.

### Краткие сведения из теории

Каждая тормозная система состоит из тормозных механизмов (тормозов) и тормозного привода. Тормозными называются механизмы, осуществляющие процесс торможения автомобиля. Они служат для принудительного замедления автомобиля. Современные автомобили оборудуются различными типами тормозных механизмов (рисунок 10.1 [6]).

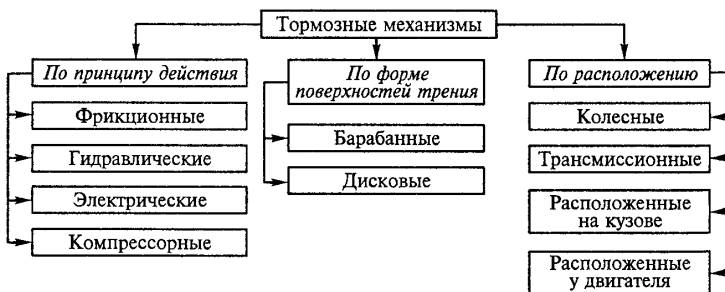


Рисунок 10.1 – Типы тормозных механизмов, классифицированных по различным признакам

**Тормозные механизмы** могут осуществлять принудительное замедление автомобиля различными способами: механическим (фрикционным), гидравлическим, электрическим и внеколесным торможением.

Наибольшее распространение получили ф р и к ц и о н н ы е тормозные механизмы, в которых сопротивление вращению автомобильных колес создается искусственно за счет трения между его вращающимися и неподвижными элементами. Фрикционные тормозные механизмы подразделяют на *барабанные* (БТМ) и *дисковые* (ДТМ). В легковых автомобилях малого и среднего классов, как правило, используют дисковые тормозные механизмы на передних колесах и барабанные колодочные – на задних. В грузовых автомобилях устанавливают колодочные тормозные механизмы. Лишь в последнее время наметилась тенденция к применению дисковых тормозных механизмов и на грузовых автомобилях.

О с н о в н ы е т р е б о в а н и я к тормозным механизмам автомобилей:

- эффективность действия, т. е. создание необходимого тормозного момента;
- стабильность работы при изменении скорости автомобиля, количества торможений, температуры трущихся элементов;
- долговечность фрикционных пар;
- высокий и стабильный механический КПД;
- плавность торможения автомобиля;
- автоматическое восстановление номинального зазора между трущимися элементами по мере их изнашивания.

Тормозные механизмы обеспечивают торможение вращающихся колес или одного из валов трансмиссии. По расположению они делятся на колесные и трансмиссионные, по форме вращающихся деталей – на барабанные и дисковые, по форме трущихся поверхностей – на колодочные и ленточные; последние не нашли применения в тормозных системах автомобилей.

Невращающиеся рабочие детали барабанных и дисковых тормозов обычно изготавливают в виде колодок, на которые для увеличения силы трения устанавливают фрикционные накладки из материала с высоким коэффициентом трения.

Устройство *колодочного тормозного механизма* и его привода показано на рисунке 10.2 [5]. *Колесный тормозной механизм* представляет собой пару тормозных колодок 9, смонтированных внутри тормозного барабана 8. Принцип действия тормозных механизмов основан на использовании силы трения, возникающей при торможении между тормозными колодками и тормозным барабаном. Если на автомобиле применяется гидравлический привод (см. рисунок 10.2, а), то колодочный тормоз имеет рабочий цилиндр 6, поршни 7 которого раздвигают колодки 9. При пневматическом приводе (см.

рисунок 10.2, б) разжатие тормозных колодок 9 осуществляется с помощью разжимного кулака 12, соединенного со штоком 13 тормозной камеры 11.

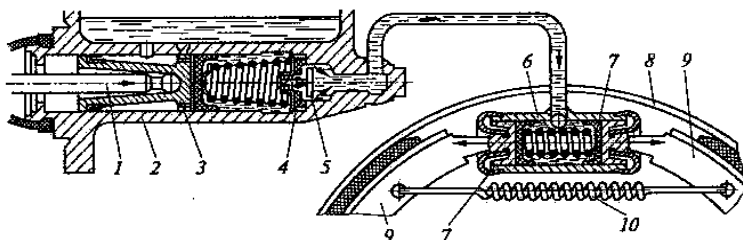


Рисунок 10.2 – Схема тормозного механизма с гидравлическим приводом:  
 1 – толкатель; 2 – цилиндр; 3 – поршень цилиндра гидропривода; 4, 5 – впускной и выпускной клапаны; 6 – рабочий цилиндр; 7 – поршень рабочего цилиндра; 8 – тормозной барабан;  
 9 – тормозные колодки; 10 – оттяжная пружина

Работа тормозного механизма происходит следующим образом (см. рисунок 10.2, а). При нажатии на тормозную педаль толкатель 1 цилиндра 2 гидропривода перемещает поршень 3, вследствие чего давление жидкости повышается, и выпускной клапан 5 открывается. При этом давление жидкости по трубопроводу передается в рабочий цилиндр 6, поршни 7 которого расходятся и прижимают колодки 9 к тормозному барабану 8. Трение колодок о барабан вызывает торможение колеса. После прекращения нажатия на педаль она возвращается в исходное положение вместе с толкателем 1 и поршнем 3. Одновременно с этим под действием оттяжной пружины 10 тормозные колодки 9 отходят от барабана 8, поршни 7 рабочего цилиндра сближаются и вытесняют жидкость по трубопроводу в главный тормозной цилиндр через впускной клапан 4. Колесо при этом растормаживается и получает возможность свободно вращаться.

*Барабанные тормозные механизмы* состоят из барабана, колодок, опорного диска (суппорта), опор колодок, разжимного устройства, стяжных пружин и регуляторов зазоров. Тормозные барабаны отливают из чугуна. Зачастую их наружная поверхность имеет ребра для повышения теплоотдачи барабана и его жесткости. Суппорт изготавливают штамповкой из листовой стали или литьем из чугуна. К балке моста его крепят с помощью болтов.

Колодки тормозов бывают литые и штампованные, с одним или двумя ребрами. Литые колодки изготавливают из чугуна или легких сплавов. С наружной поверхностью колодок с помощью заклепок, винтов или клея соединяют фрикционную накладку. Тормозные накладки выполняют из композиционного материала, основным компонентом которого является асбест (до 70 %). Связующим в этой композиции являются смола, каучук и

их комбинации. Подбором содержания различных компонентов обеспечивается постоянство коэффициента трения фрикционных пар при различных температурах и скоростях относительного скольжения. В ближайшее время использование материалов на асбестовой основе для изготовления тормозных накладок будет исключено.

Разжимные устройства выполняют в виде кулачка, клина или гидроцилиндра. Схемы барабанных тормозных механизмов отличаются разнообразием по виду и количеству разжимных устройств, а также по числу степеней свободы. Колодки с одной степенью свободы всегда прикреплены одним концом к суппорту на опорных пальцах, а вторым концом опираются на разжимное устройство. Колодки с двумя степенями свободы (самоустанавливающиеся) не имеют жесткой связи с суппортом.

В общем случае колодки подразделяют на активные (самоприжимные) и пассивные (самоотжимные). Активная колодка всегда прижата к барабану в силу наличия трения между накладкой и барабаном.

Тормозной колесный барабанный механизм показан на рисунке 10.3 [18].

*Полная регулировка* производится после смены колодок или переклейки накладок. При этом сначала центрируют каждую колодку относительно барабана с помощью эксцентрика 14, который фиксируют в установленном положении через пластину 13 гайкой 16, а затем корректируют зазор эксцентриком 12.

Тормозные механизмы должны иметь высокую работоспособность и обеспечивать торможение автомобиля с заданной эффективностью. Существенное влияние на это оказывает конструкция разжимного механизма, а также размеры деталей фрикционного сопряжения.

Схема сил, действующих в описанном тормозном механизме, показана на рисунке 10.3, б. При торможении автомобиля колодки силой  $P_1$  прижимаются к тормозному барабану 3, в результате чего между барабаном и колодками возникает сила трения  $P_{тр}$ , которая образует пару сил на плече, равном диаметру тормозного барабана.

Силы  $P_{тр}$  и  $P_2$  (реакция, создаваемая разжимным устройством), складываясь, дают равнодействующую  $R$ , стремящуюся при данном направлении вращения (показано стрелкой) отжать от барабана заднюю (правую) колодку и прижать к нему переднюю (левую) колодку, вследствие чего момент трения на передней колодке значительно увеличивается. Поэтому переднюю колодку делают большей длины, чем заднюю, что способствует снижению удельных нагрузок на накладки, более равномерному их изнашиванию и повышению эффективности торможения.

Максимальная тормозная сила, которая может быть использована на колесе, ограничивается силой его сцепления с дорогой. Общая тормозная сила, действующая на автомобиль, определяется как сумма сил сцепления всех колес с дорогой и зависит от коэффициента сцепления  $\phi$  в пятне



контакта каждого колеса с дорогой. Величина коэффициента  $\phi$  зависит от типа и состояния дорожного покрытия, степени изношенности шин, скорости движения автомобиля и других факторов. Об эффективности действия тормозов судят по тормозному пути автомобиля от начала нажатия на тормозную педаль до его полной остановки при движении по горизонтальному участку сухой дороги с асфальтобетонным покрытием.

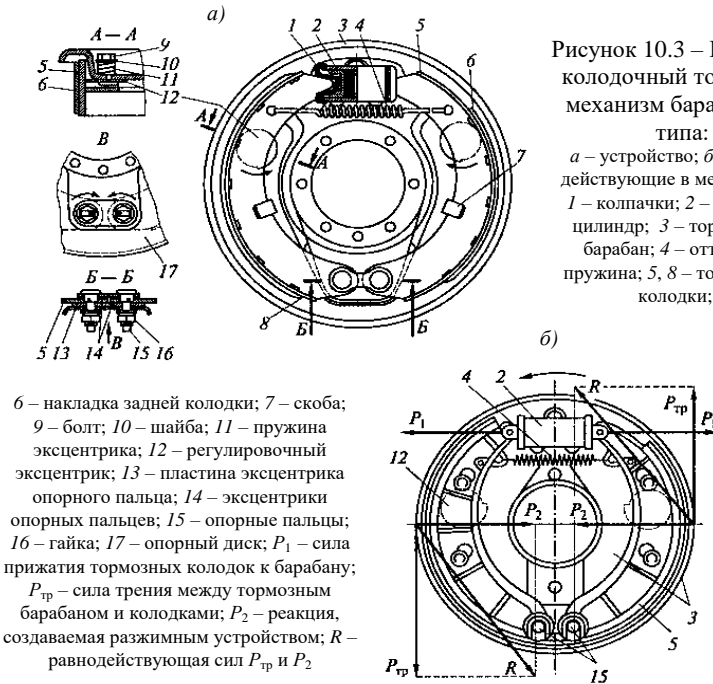


Рисунок 10.3 – Колесный колодочный тормозной механизм барабанного типа:  
*а* – устройство; *б* – силы, действующие в механизме;  
 1 – колпачки; 2 – рабочий цилиндр; 3 – тормозной барабан; 4 – оттяжная пружина; 5, 8 – тормозные колодки;

6 – накладка задней колодки; 7 – скоба;  
 9 – болт; 10 – шайба; 11 – пружина эксцентрика; 12 – регулировочный эксцентрик; 13 – пластина эксцентрика опорного пальца; 14 – эксцентрики опорных пальцев; 15 – опорные пальцы; 16 – гайка; 17 – опорный диск;  $P_1$  – сила прижатия тормозных колодок к барабану;  $P_{тр}$  – сила трения между тормозным барабаном и колодками;  $P_2$  – реакция, создаваемая разжимным устройством;  $R$  – равнодействующая сил  $P_{тр}$  и  $P_2$

**Дисковые тормозные механизмы.** На передних колесах многих легковых автомобилей устанавливаются дисковые тормоза, обеспечивающие более эффективное торможение, чем барабанные. Применение дисковых тормозов улучшает эксплуатационные качества автомобиля, так как в этом случае более полно используется его сила тяжести, приходящаяся на каждое колесо передней оси при торможении. Наряду с этим, дисковые тормоза, по сравнению с барабанными, при одинаковом тормозном моменте имеют значительно меньшую массу, что позволяет снизить общую массу автомобиля или увеличить массу перевозимого груза.

В дисковом тормозе, типовая конструкция которого показана на рисунке 10.4 [5], торможение производится с помощью сил трения, возникающих между закрепленным на ступице колеса чугунным тормозным диском 1 (см.

рисунок 10.4, *а*) и прижимаемыми к нему с двух сторон тормозными колодками 3, установленными в гнезде суппорта 4. Для защиты трущихся поверхностей диска и колодок от механических повреждений и загрязнения с внутренней стороны тормоз закрыт стальным штампованным кожухом 2, а с внешней – диском колеса.

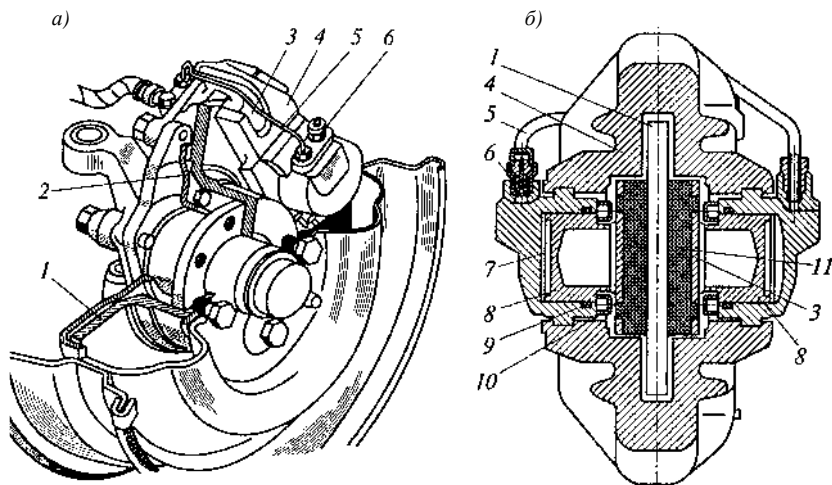


Рисунок 10.4 – Дисковый тормозной механизм:

*а* – общий вид; *б* – поперечный разрез; 1 – тормозной диск; 2 – кожух; 3 – тормозные колодки; 4 – суппорт; 5 – трубка; 6 – клапан для удаления воздуха; 7 – рабочий цилиндр; 8 – поршни; 9 – упругое уплотнительное кольцо; 10 – резиновая манжета; 11 – фрикционные накладки

В гнезде суппорта (см. рисунок 10.4, *б*) установлены два противоположных рабочих цилиндра 7. В каждом цилиндре помещен поршень 8, уплотняемый упругим резиновым кольцом 9, расположенным в кольцевой выточке цилиндра. При растормаживании, вследствие упругости уплотнительных колец 9, поршень возвращается в исходное положение. Внутренняя полость каждого цилиндра защищена от попадания пыли и грязи резиновой манжетой 10. Оба рабочих цилиндра одного колесного тормоза соединены между собой трубкой 5, вследствие чего давление из внутреннего цилиндра передается в наружный. Для удаления воздуха из тормозного привода в корпусе каждого цилиндра установлен клапан 6.

Поршни непосредственно упираются в колодки 3, установленные на специальных пальцах, служащих для них направляющими. На колодки приклеивают фрикционные накладки 11 толщиной 11 мм. При торможении жидкость из главного тормозного цилиндра под давлением подается в рабочие цилиндры 7, в результате чего поршни, преодолевая сопротивление уплотнительных колец 9, выдвигаются из цилиндра и через колодки 3

плотно прижимают фрикционные накладки 11 к тормозному диску 1, препятствуя его вращению. При растормаживании давление в рабочих цилиндрах снижается, и поршни под действием упругости уплотнительных колец 9 освобождают колодки, отходя от них на 0,10–0,15 мм. Указанный зазор поддерживается автоматически до предельного изнашивания накладок, при котором их толщина не превышает 1,5 мм. По мере изнашивания накладок при торможении увеличивается только ход поршня рабочего цилиндра, что компенсирует их изнашивание. При растормаживании колодки по-прежнему отходят от диска на 0,10–0,15 мм вследствие упругости резиновых колец 9 и наличия осевого биения тормозного диска, которое не должно превышать 0,15 мм.

Тормозным приводом называется совокупность устройств, предназначенных для передачи усилия, создаваемого водителем на педали или рычаге, к тормозным механизмам или для управления посторонним источником энергии, приводящим в действие тормозные механизмы. Тормозной привод должен обеспечивать заданное распределение усилий между тормозными механизмами при минимальном усилии воздействия водителя на педали или рычаг, одновременное срабатывание всех тормозных механизмов, быстрое создание полной тормозной силы на каждом колесе. Наряду с этим он должен быть надежным в эксплуатации, иметь несложную конструкцию и высокий КПД.

Тормозные приводы бывают механическими, гидравлическими, пневматическими, электрическими, а также комбинированными (пневмогидравлическими, пневмоэлектрическими).

Механический привод представляет собой совокупность рычагов, валиков, тросов и тяг, через которые усилие от рычага управления передается к тормозным механизмам. В рабочей тормозной системе применяются гидравлические и пневматические приводы.

Гидравлический привод. Большинство современных автомобилей имеют рабочие тормозные системы с гидравлическим или пневматическим приводом. Одним из основных назначений этих приводов является разделение энергопотока на несколько независимых контуров. Контуром привода называется его часть, оставшаяся работоспособной при выходе из строя остальной части привода. Каждый контур привода имеет специальные регулировочные устройства, обеспечивающие восстановление нормальной работы привода в случае ее нарушения.

Гидравлические тормозные приводы позволяют осуществлять заданное распределение усилий по отдельным тормозным механизмам, обладают малыми упругими деформациями и высоким КПД. К недостаткам гидравлического привода можно отнести возможность выхода из строя всей системы при нарушении ее герметичности в любом месте, а также

снижение КПД при низкой температуре окружающего воздуха ( $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$  и ниже) вследствие увеличения вязкости тормозной жидкости. Гидравлический привод характеризуется простотой конструкции и небольшой массой. Однако создаваемое им тормозное усилие оказывается недостаточным для автомобилей большой массы, поэтому он применяется главным образом на легковых автомобилях, а также на грузовых автомобилях малой и средней массы (ГАЗ-3302 «ГАЗель», -3307, -3309, -3308 «Садко» и др.).

Принципиальная схема рабочей тормозной системы с гидравлическим приводом показана на рисунке 10.5 [5]. Тормозная система включает в себя главный тормозной цилиндр 4, соединенный с педалью 1, колесные рабочие цилиндры 6, гидровакуумный усилитель 7 с обратным клапаном 8 и разделитель 5 привода тормозных механизмов. При торможении усилие, приложенное к педали 1, передается через шток 2 поршню 3 главного тормозного цилиндра 4. Вследствие перемещения поршня давление в главном тормозном цилиндре повышается до  $8,0\text{--}9,0$  МПа. Вытесняемая поршнем 3 жидкость поступает по трубопроводам к рабочим цилиндрам 6 и, действуя на их поршни, обеспечивает взаимодействие тормозных колодок и барабана в процессе торможения автомобиля. При отпуске педали 1 происходит растормаживание тормозных механизмов, при этом давление в трубопроводах быстро снижается, но остается избыточным ( $0,05\text{--}0,1$  МПа), что исключает возможность проникновения воздуха в тормозную систему. Гидровакуумный усилитель 7 и обратный клапан 8 служат для уменьшения усилия, прикладываемого к педали при торможении. Действие усилителя основано на использовании разрежения, образующегося при работе двигателя в его впускном газопроводе. Это создает дополнительное давление в тормозном приводе, облегчая тем самым управление тормозными механизмами.

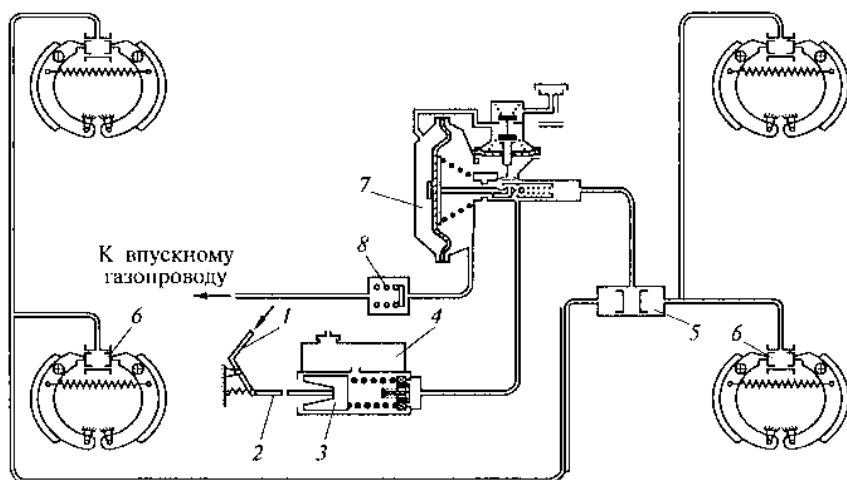


Рисунок 10.5 – Схема рабочей тормозной системы с гидравлическим приводом:  
 1 – педаль; 2 – шток; 3 – поршень; 4 – главный тормозной цилиндр; 5 – разделитель привода;  
 6 – колесные рабочие цилиндры; 7 – гидровакуумный усилитель; 8 – обратный клапан

Разделитель 5 привода имеют автомобили, у которых гидравлический привод рабочих тормозных механизмов передних и задних колес – раздельный, приводимый в действие от общей педали. Разделитель служит для автоматического отключения поврежденного участка (нарушения герметичности) одного из контуров гидропривода.

Главный тормозной цилиндр (рисунок 10.6 [24]) служит для преобразования механического усилия на педали в давление жидкости. Цилиндр отливается как единое целое с резервуаром 11 для тормозной жидкости. Заливное отверстие в крышке 10 закрывается пробкой 9, в которой смонтированы отражатель и сетка, предотвращающие выплескивание тормозной жидкости через отверстия в пробке. Внутри цилиндра находится поршень 14 с установленными на нем двумя уплотнительными манжетами 3 и 5. В головке поршня имеются отверстия, закрытые со стороны полости Г пластинчатым клапаном 4. Поршень прижимается пружиной 13 к опорной шайбе 2, закрепленной в цилиндре стопорным кольцом 1. Другим концом пружина прижимает к седлу впускной клапан 7 и расположенный в нем выпускной клапан 8, находящийся под действием пружины 6. Толкатель 16 поршня навинчивается на тягу 18 и стопорится контргайкой 17. Тяга при помощи пальца соединяется с педалью 19. Плотность цилиндра закрыта от пыли и грязи защитным чехлом 15. В резервуаре 11 выполнены два отверстия: перепускное Б и компенсационное В. Отверстие Б предназначено для сообщения резервуара с полостью А цилиндра, а отверстие В – резервуара с

полостью  $\Gamma$  цилиндра только при исходном положении поршня. При нажатии на педаль 19 толкатель 16, пройдя 1,5–2,5 мм (свободный ход), перемешает поршень; после того как манжета 5 своей кромкой закроет компенсационное отверстие  $B$ , в цилиндре создается давление, и тормозная жидкость через выпускной клапан 8 и штуцер 12 поступит по трубопроводам в рабочие цилиндры тормозных механизмов.

После прекращения нажатия на педаль, она возвращается в исходное положение пружиной 20. В то же время колодки тормозных механизмов стягиваются своими пружинами, и жидкость перетекает из рабочих цилиндров в главный через впускной клапан 7. При быстром отпускании педали поступающая из магистрали жидкость не успевает заполнить освобождаемую поршнем полость  $\Gamma$ . В этом случае полость  $\Gamma$  заполняется жидкостью, перетекающей из полости  $A$  через имеющиеся в головке поршня 14 отверстия, при этом края резиновой уплотнительной манжеты 5 отжимаются. В дальнейшем поступающая из магистрали жидкость перетекает через компенсационное отверстие  $B$  в резервуар.

При полностью отпущенной тормозной педали поршень главного цилиндра доходит до опорной шайбы 2. При этом зазор между толкателем и поршнем должен быть 1,5–2,5 мм, что соответствует свободному ходу педали 8–14 мм. Регулировку зазора осуществляют изменением длины тяги 18 путем ее ввертывания в толкатель 16 или вывертывания из него.

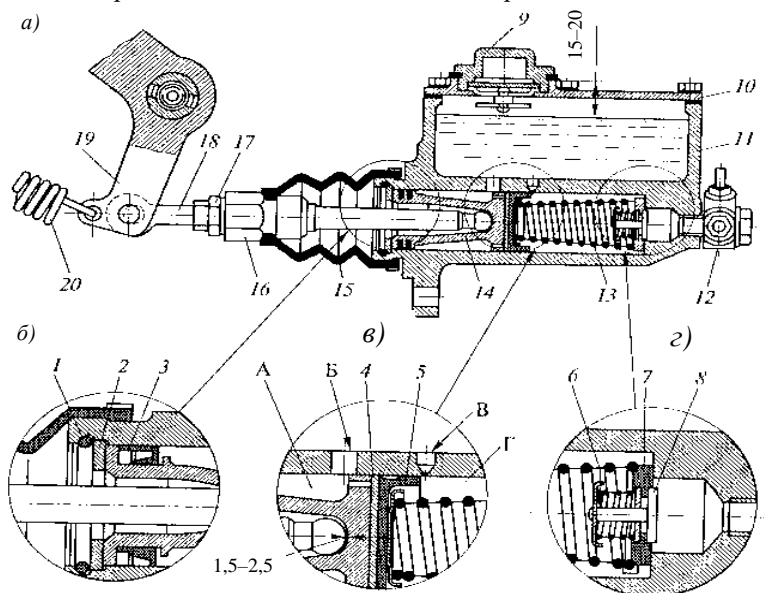


Рисунок 10.6 – Главный тормозной цилиндр одноконтурного гидропривода: а – устройство; б – уплотнение задней части поршня; в – поршень; z – клапан; 1 – стопорное

кольцо; 2 – опорная шайба; 3, 5 – уплотнительные манжеты; 4 – пластинчатый клапан; 6 – пружина впускного клапана; 7, 8 – впускной и выпускной клапаны; 9 – пробка; 10 – крышка; 11 – резервуар; 12 – штуцер; 13 – пружина поршня; 14 – поршень; 15 – защитный чехол; 16 – толкатель; 17 – контргайка; 18 – тяга; 19 – педаль; 20 – оттяжная пружина; А – рабочие полости цилиндра; Б, В – перепускное и компенсационное отверстия; Г – внутренняя полость

По такой конструктивной схеме был устроен главный тормозной цилиндр гидропривода тормозов автомобилей семейства ГАЗ.

С 1980-х годов наметилась тенденция отказа от разделителей из-за их недостаточной эффективности. Поэтому на современном этапе для повышения надежности тормозных систем практически на всех легковых автомобилях применяют двухконтурный привод тормозных механизмов. При этом главные тормозные цилиндры имеют две независимые полости с установленными в них поршнями и питательными резервуарами (бачками). Гидропривод рабочей тормозной системы этих автомобилей – раздельный, действующий от общей педали отдельно на тормозные механизмы задних и передних колес.

*Главный тормозной цилиндр* легковых автомобилей ВАЗ (рисунок 10.7 [5]) – двухкамерный, одновременно приводит в действие оба контура гидропривода рабочей тормозной системы. В корпусе 3 главного тормозного цилиндра находятся поршни 5 и 7, которые приводят в действие разные контуры гидропривода и по своему устройству незначительно отличаются друг от друга. В поршень 7 с уплотнительным кольцом 8 упирается шток вакуумного усилителя тормозного привода. Поршни образуют в цилиндре две камеры I и II, которые через отверстия 2 соединяются трубопроводами с колесными тормозными цилиндрами передних и задних тормозных механизмов. Через отверстия 4 тормозной цилиндр соединен трубопроводами с тормозным бачком. При отпущенной тормозной педали возвратная пружина 13 перемещает поршень 5 в крайнее правое (исходное) положение. При этом поршень 7 упирается в ограничитель 12, а поршень 5 под действием пружины 10 с шайбой 6 упирается в ограничитель 9. Камеры I и II отделяются одна от другой манжетой 11, надетой на поршень 5. В кольцевые канавки поршней вставлены резиновые уплотнительные кольца 16 и распорные кольца 18. В исходном положении пружина 15 с тарелкой 14 прижимает уплотнительное кольцо к распорному кольцу, вследствие чего образуются зазоры 17 между уплотнительным кольцом, распорным кольцом и поршнем. Через эти зазоры и отверстия 19 камеры I и II сообщаются с тормозным бачком, в результате чего в контурах привода передних и задних тормозных механизмов тормозная жидкость не испытывает избыточного давления.

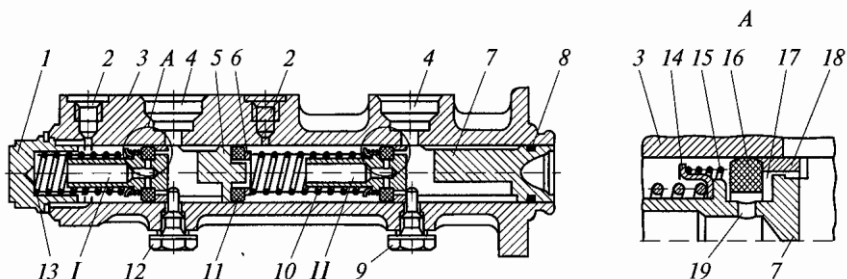


Рисунок 10.7 – Главный тормозной цилиндр легковых автомобилей ВАЗ:  
 А – соединительный узел с уплотнительным кольцом; 1 – пробка; 2, 4, 19 – отверстия; 3 – корпус;  
 5, 7 – поршни; 6 – шайба; 8, 16, 18 – кольца; 9, 12 – ограничители; 10, 13, 15 – пружины; 11 –  
 манжета; 14 – тарелка; 17 – зазор; I, II – камеры

При торможении поршень 7 перемещается, кольцевой зазор 17 устраняется, и буртик поршня прижимается к уплотнительному кольцу 16. После этого жидкость из главного тормозного цилиндра вытесняется в колесные тормозные цилиндры, и в контуре привода передних тормозных механизмов создается необходимое для торможения давление жидкости. Одновременно с поршнем 7 перемещается поршень 5, увеличивая давление жидкости в контуре привода задних тормозных механизмов. Давление жидкости, возникающее в камере II, передается через поршень 5 жидкости, находящейся в камере I. Поэтому при исправном состоянии контуров гидропривода давление жидкости в обоих контурах одинаково. В случае повреждения контура привода передних тормозных механизмов и утечки из него жидкости при торможении поршень 7 упирается в поршень 5. В результате в камере I будет создано давление жидкости, которое приведет в действие задние тормозные механизмы. При утечке жидкости из контура привода задних тормозных механизмов при торможении поршень 5 упирается в пробку 1 тормозного цилиндра, вследствие чего создается давление жидкости в камере II, приводящее в действие передние тормозные механизмы.

*Задний колесный тормозной цилиндр* переднеприводных автомобилей ВАЗ (рисунок 10.8 [5]) состоит из корпуса 3 с защитными чехлами 2, поршней 4 с упорами 1, уплотнительных манжет 5 с опорными чашками 6 и пружинами 7 и устройства для автоматического регулирования зазора между тормозными колодками и барабаном. Регулирующее устройство включает в себя разрезные упорные кольца 9, упорные винты 10 и сухари 8, состоящие из двух половин каждый. Упорное кольцо установлено в цилиндре с натягом, и для сдвига его необходимо большее усилие, чем создаваемое пружинами, которые стягивают тормозные колодки. Между



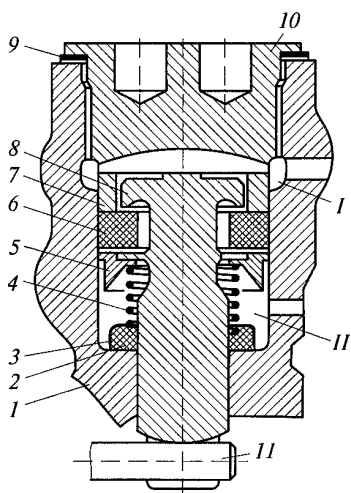
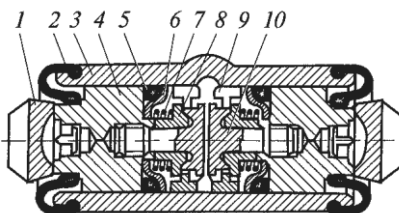


Рисунок 10.9 – Регулятор тормозных сил легковых автомобилей ВАЗ:

- 1 – корпус; 2 – кольцо; 3 – обойма;  
 4 – пружина; 5 – тарелка; 6 – уплотнитель; 7 – втулка; 8 – поршень;  
 9 – прокладка; 10 – пробка;  
 11 – торсион; I, II – полости

Рисунок 10.8 – Задний колесный тормозной цилиндр переднеприводных легковых автомобилей ВАЗ:

- 1 – упор; 2 – чехол; 3 – корпус; 4 – поршень;  
 5 – манжета; 6 – чашка; 7 – пружина;  
 8 – сухарь; 9 – кольцо; 10 – винт



внутренним буртиком упорного кольца 9 и головкой винта 10, ввернутого в поршень 4 и упирающегося в сухарь 8, имеется небольшой зазор. Этот зазор обеспечивает ход поршня, необходимый для эффективного торможения, а также ограничивает перемещение поршня. При изнашивании фрикционных накладок тормозных колодок зазор между буртиком кольца 9 и головкой винта 10 выбирается, и упорное кольцо под действием давления жидкости сдвигается за поршнем на величину износа и занимает новое положение. При прекращении торможения поршни под действием стяжных пружин тормозных колодок возвращаются до упора сухарей 8 в буртики упорных колец. Таким образом, при эксплуатации автоматически поддерживается постоянный зазор между тормозными колодками и барабаном, и его регулировки не требуется. Задний тормозной цилиндр имеет два штуцера – один для подвода тормозной жидкости, а другой для удаления воздуха из тормозного привода.

Регулятор тормозных сил устанавливает давление жидкости в приводе задних тормозных механизмов в зависимости от положения кузова автомобиля относительно заднего моста. Регулятор работает как клапан, который автоматически прерывает подачу жидкости к задним тормозным механизмам. В результате этого исключается занос (юз) задних колес, повышается устойчивость автомобиля и безопасность движения.

Регулятор тормозных сил легковых автомобилей ВАЗ (рисунок 10.9 [5]) включен в контур гидропривода задних тормозных механизмов. В корпусе 1 регулятора находится поршень 8, шток которого опирается на торсион 11 привода регулятора. В корпусе имеется втулка 7, между ней и

цилиндрической головкой поршня образуется кольцевой зазор. К втулке 7 прижат резиновый уплотнитель 6 головки поршня. Пружина 4, надетая на шток поршня, одним концом опирается на тарелку 5, а другим – на уплотнительное резиновое кольцо 2 с обоймой 3. Внутри корпуса регулятора имеются две полости I и II. Полость II соединена трубопроводом с главным тормозным цилиндром, а полость I – с колесными тормозными цилиндрами задних тормозных механизмов. Регулятор не работает, если автомобиль не тормозит. В этом случае поршень 8 под действием торсиона II и пружины 4 упирается в уплотняемую прокладкой 9 пробку 10 регулятора. Полости I и II сообщаются между собой через зазоры между поршнем 8, втулкой 7 и уплотнителем 6. Сила, действующая на шток поршня со стороны торсиона II, зависит от взаимного положения кузова автомобиля и заднего моста. Она увеличивается при приближении кузова к мосту и уменьшается при удалении его от заднего моста.

При торможении жидкость из главного тормозного цилиндра поступает в колесные тормозные цилиндры передних и задних тормозных механизмов. Причем в тормозные цилиндры задних колес она попадает через регулятор. В корпусе регулятора тормозная жидкость проходит через полость II, зазоры между поршнем, уплотнителем 6, втулкой 7 и через полость I. В начале торможения, когда давление на жидкость небольшое, жидкость свободно проходит через регулятор, приводя в действие задние тормозные механизмы. При возрастании давления жидкости, когда срабатывает тормозной привод, задняя часть кузова автомобиля приподнимается и уменьшается сила, действующая на шток поршня со стороны торсиона II. Вследствие разности давлений на поршень сверху и снизу, он опускается до упора в уплотнитель 6. В этом случае полости I и II регулятора будут разобщены одна от другой, и поступление тормозной жидкости к задним тормозным механизмам прекратится. Причем каждому положению кузова относительно заднего моста будет соответствовать определенное предельное давление жидкости в задних тормозных механизмах. Следовательно, каждому значению нагрузки на задние колеса автомобиля при торможении соответствует определенный тормозной момент. Это необходимо для уменьшения вероятности заноса задних колес при торможении автомобиля. В конце торможения, когда задняя часть кузова автомобиля опустится, сила, действующая на шток поршня со стороны торсиона II, увеличится. Поршень регулятора займет свое исходное положение, и через образовавшиеся зазоры полости I и II соединятся одна с другой, а колесные тормозные цилиндры задних тормозных механизмов – с главным тормозным цилиндром. Регулятор тормозных сил крепится к кронштейну кузова и соединяется с балкой заднего моста через торсион с тягой.

*Усилители гидравлических приводов тормозов.* Усилители в качестве

постороннего источника могут использовать энергию сжатого воздуха (пневмоусилители) или разрежения во впускном трубопроводе двигателя (вакуумные усилители). Они значительно облегчают управление тормозами, а в случае их отказа не препятствуют торможению автомобиля. Вакуумные усилители благодаря своей эффективности, работоспособности и простоте конструкции получили широкое распространение среди отечественных легковых автомобилей. Типичным примером является усилитель, предназначенный для автомобилей ВАЗ-21213 и -2105. Он установлен в моторном отсеке и крепится задним фланцем к кронштейну педали. Между корпусом 5 усилителя (рисунок 10.10 [5]) и его крышкой 6 зажата резиновая мембрана 4, внутренний поясок отверстия которой заходит в кольцевую выточку корпуса 3 клапана. Мембрана вместе с корпусом клапана делят полость вакуумного усилителя на две камеры: вакуумную *A* и атмосферную *B*. Камера *A* через наконечник и шланг соединяется с впускной системой двигателя посредством обратного клапана 1, предотвращающего попадание горючей смеси в вакуумную камеру и открывающегося только при перепаде давлений между полостью *A* и впускным трубопроводом двигателя. Вследствие этого в камере усилителя может поддерживаться разрежение, которое позволяет произвести одно-два эффективных торможения при отказе двигателя.

Толкатель 14, соединенный через вилку 15 с педалью 16, входит в корпус 3 клапана, а его шаровая головка обжата в гнезде поршня 9. Упорная пластина 8, закрепленная в корпусе клапана, ограничивает продольное перемещение поршня в пределах зазора между пластиной и кольцевой выточкой поршня. Корпус 3 клапана, изготовленный из пластмассы, обеспечивает роль поршня, перемещающегося в корпусе 5 усилителя. Он имеет сквозные отверстия, образующие каналы *C* и *D*. Канал *D* соединяет центральную часть корпуса клапана с атмосферной камерой *B*, а канал *C* – с вакуумной полостью *A*. Спереди усилителя установлен шток 21, в торцовое отверстие которого ввернут регулировочный болт 22, имеющий сферическую головку, контактирующую в процессе работы с поршнем 24 главного тормозного цилиндра 23. На выходе из корпуса 5 усилителя шток 21 плотно обжимается уплотнителем 19, а для герметичности фланца главного цилиндра с корпусом устанавливается резиновая манжета 20.

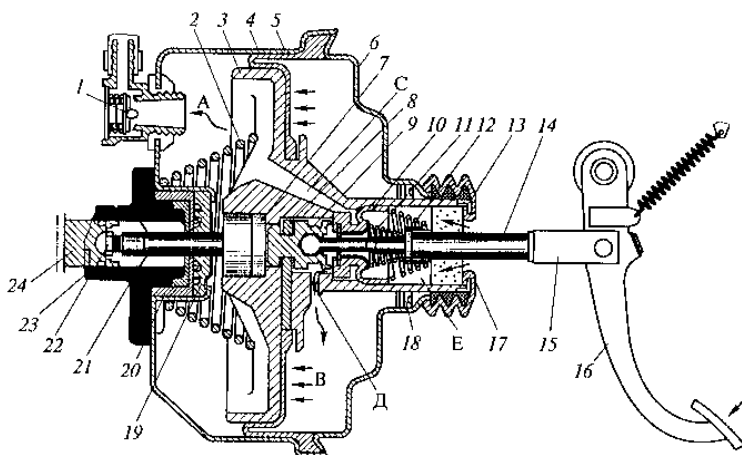


Рисунок 10.10 – Вакуумный усилитель тормозного привода автомобилей  
ВАЗ-21213 и ВАЗ-2105:

1 – обратный клапан; 2 – возвратная пружина; 3 – корпус клапана; 4 – мембрана; 5 – корпус усилителя; 6 – крышка; 7 – буфер штока; 8 – упорная пластина поршня; 9 – поршень; 10 – резиновый клапан усилителя; 11, 12, – пружины; 13 – пороховой фильтр; 14 – толкатель; 16 – педаль; 17 – колпак защитного чехла; 18 – резиновая манжета хвостовика корпуса клапана; 19 – уплотнитель; 20 – резиновая манжета фланца главного цилиндра; 21 – шток; 22 – регулировочный болт; 23 – главный тормозной цилиндр; 24 – поршень; А, В – вакуумная и атмосферная полости усилителя; Д, С – каналы, соединяющие корпус клапана с атмосферной и вакуумной полостями; Е – полость для атмосферного воздуха

Хвостовик корпуса 3 клапана на выходе из горловины крышки 6 уплотняется резиновой манжетой 18, и одновременно устанавливается резиноффрированный чехол с колпаком 17, которые обеспечивают плотную защиту торца хвостовика от загрязнения. Такое уплотнение обусловлено тем, что со стороны хвостовика корпуса клапана на толкателе 14 монтируется резиновый клапан 10, взаимодействующий через опорные чашки с пружинами 12 и 11, а также пороховой фильтр 13 очистки воздуха, поступающего в полость усилителя.

Работа усилителя возможна только в том случае, если во впускном трубопроводе двигателя создается разрежение. В этом случае разрежение через клапан 1 передается в полость А и при отпущенной педали через каналы С и Д – в атмосферную полость В, так как между передним торцом резинового клапана 10 и расположенным перед ним кольцевым выступом корпуса клапана 3 имеется кольцевая щель. При этом полость В отделена от атмосферы торцом резинового клапана 10, который прижат к заднему торцу поршня 9 усилием пружины 11. В этом случае при наличии вакуума по обе стороны мембраны 4, корпус клапана и мембрана под действием возвратной пружины 2 прижимаются к крышке 6 корпуса.

При нажатии на педаль 16 тормоза толкатель 14 вместе с поршнем 9 и подвижной частью резинового клапана 10 перемещаются вперед, пока не исчезнет кольцевая щель и торцовая часть клапана 10 не войдет в кольцевой выступ корпуса 5 клапана. В этом случае вакуумная полость *A* отделяется от атмосферной полости *B*. Дальнейшее перемещение толкателя 14 передвинет поршень 9 от клапана 10, при этом между ними образуется щель, что обеспечит поступление в полость *B* воздуха из полости *E* через фильтр 13. Вследствие этого корпус клапана и мембрана под разностью давлений переместятся вперед вместе со штоком 21, который, воздействуя на поршень 24 главного тормозного цилиндра 23, создаст избыточное давление в системе гидропривода тормозов.

Если водитель прекратит дальнейшее нажатие на педаль тормоза и оставит ее нажатой в каком-то промежуточном положении, то в этом случае корпус клапана 3 перемещается вперед вместе с прижатым к нему торцом клапана 10 под действием разрежения в полости *A* и атмосферного давления в полости *B*. Перемещение корпуса клапана будет происходить до тех пор, пока клапан 10 не упрется в задний торец поршня 9. При этом сообщение полостей *E* и *B* прекратится, а в системе гидропривода тормозов жидкость будет находиться под определенным постоянным давлением.

В случае экстренного торможения педаль 16 тормоза через вилку 15 и толкатель 14 обеспечивает механическое воздействие на поршень 24 главного тормозного цилиндра 23 с помощью поршня 9, который через буфер 7 упирается в шток 21. При этом поршень 9, отходя от клапана 10, обеспечивает последнему упор в торцовый выступ корпуса клапана 5. Это приводит к разобщению вакуумной и воздушной полостей с одновременной подачей воздуха из полости *E* к мембране 4 через полость *B*, в результате чего увеличивается давление жидкости в сдвоенном главном тормозном цилиндре. При отказе усилителя или движении автомобиля на буксире тормозная система приводится в действие механическим путем от педали 16 через толкатель 14, буфер 7 и шток 21. В этом случае на педали 16 возникают сравнительно большие усилия, при этом увеличивается ее свободный ход, а также снижается эффективность рабочей тормозной системы автомобиля.

Вакуумные усилители автомобиля ВАЗ-2108, -2109 и их модификации конструктивно отличаются от описанного тем, что в крышке корпуса усилителя завальцованы две шпильки, которые являются направляющими для корпуса клапана, служат для крепления усилителя и главного цилиндра и обеспечивают прочность соединения корпуса с крышкой. Аналогичные отличия имеются и в устройстве усилителей других моделей. Однако при наличии конструктивных особенностей отдельных деталей и элементов уплотнительных соединений усилители большинства моделей автомобилей по принципу действия не имеют существенных различий.

На грузовых автомобилях применяют как одно-, двухконтурные, так и многоконтурные независимые приводы; последние обеспечивают работу рабочих тормозных механизмов отдельно передних и задних колес, стояночного и запасного тормозных механизмов.

В соответствии с требованиями, предъявляемыми к тормозным системам, привод рабочей тормозной системы должен иметь не менее двух контуров, причем каждый контур привода при отказе другого контура должен обеспечивать эффективность торможения не менее 35 % эффективности торможения при исправной рабочей тормозной системе.

*Антиблокировочная система (АБС).* Она служит для устранения блокировки колес автомобиля при торможении. Система автоматически регулирует тормозной момент и обеспечивает одновременное торможение всех колес автомобиля, а также оптимальную эффективность торможения (минимальный тормозной путь) и повышает устойчивость автомобиля.

Наибольший эффект от применения АБС получается на скользкой дороге, когда тормозной путь автомобиля уменьшается на 10–15 %. На сухой асфальтобетонной дороге такого сокращения тормозного пути может и не быть.

Существуют различные типы антиблокировочных систем по способу регулирования тормозного момента. Наиболее эффективными среди них являются АБС, регулирующие тормозной момент в зависимости от проскальзывания колес. Эти системы обеспечивают такое проскальзывание колес, при котором их сцепление с дорогой будет максимальным. АБС сложны и различны по конструкции, дорогостоящие и требуют применения электроники. Наиболее простыми являются механические и электромеханические АБС. Независимо от конструкции АБС включают следующие элементы:

- датчики – выдают информацию об угловой скорости колес автомобиля, давлении (жидкости сжатого воздуха) в тормозном приводе, замедлении автомобиля и др.;
- блок управления – обрабатывает информацию датчиков и дает команду исполнительным механизмам;
- исполнительные механизмы (модуляторы давления) – снижают, повышают или поддерживают постоянное давление в тормозном приводе.

Процесс регулирования торможения колес с помощью АБС включает несколько фаз и протекает циклически.

Эффективность торможения с АБС зависит от схемы установки ее элементов на автомобиле. Наиболее эффективной является АБС с отдельным регулированием колес автомобиля (рисунок 10.11, а [6]), когда на каждом колесе установлен отдельный датчик 2 угловых скоростей, а в тормозном приводе к колесу – отдельный модулятор 1 давления и блок управления 3. Однако такая схема установки АБС наиболее сложная и

дорогостоящая.

Более простая схема установки элементов АБС показана на рисунке 10.11 б [6]. В этой схеме используются один датчик 2 угловой скорости, установленный на валу карданной передачи, один модулятор 1 давления и один блок 3 управления. Такая схема установки элементов АБС имеет более низкую чувствительность и обеспечивает меньшую эффективность торможения автомобиля.

*Конструкция тормозных приводов с АБС.* Схема двухконтурного гидравлического тормозного привода высокого давления с АБС показана на рисунке 10.12, а [6]. АБС регулирует торможение всех колес автомобиля и включает в себя: четыре датчика 1 угловой скорости колес, два модулятора 2 давления тормозной жидкости и два электронных блока 3 управления. В гидроприводе установлены два независимых гидроаккумулятора 4, давление в которых поддерживается в пределах 14–15 МПа, и тормозная жидкость в них нагнетается насосом 7 высокого давления. Кроме того, в гидроприводе имеются сливной бачок 8, обратные клапаны 5 и двухсекционный клапан 6 управления, обеспечивающий пропорциональность между усилием на тормозной педали и давлением в тормозной системе.

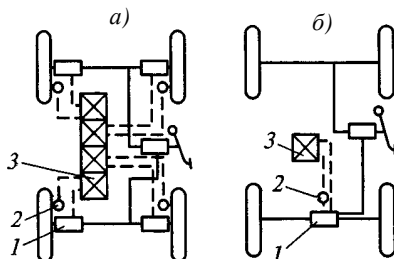


Рисунок 10.11 – Схемы установки АБС на автомобилях с отдельным (а) и общим (б) регулированием:  
1 – модулятор; 2 – датчик; 3 – блок управления

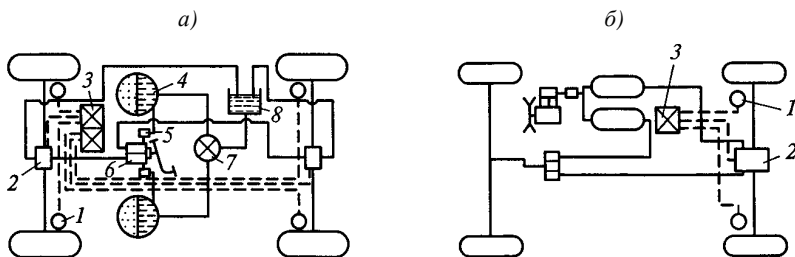


Рисунок 10.12 – Схемы двухконтурных гидравлического (а) и пневматического (б) тормозных приводов с АБС:  
1 – датчик; 2 – модулятор; 3 – блок управления; 4 – гидроаккумулятор; 5, 6 – клапаны; 7 – насос; 8 – бачок

При нажатии на тормозную педаль давление жидкости от гидроаккумуляторов передается к модуляторам 2, которые автоматически управляются электронными блоками 3, получающими информацию от

колесных датчиков 1. Модуляторы работают по двухфазному циклу:

1) нарастание давления тормозной жидкости, поступающей в колесные тормозные цилиндры. Тормозной момент на колесах автомобиля возрастает;

2) сброс давления тормозной жидкости, поступление которой в колесные тормозные цилиндры прекращается, и она направляется в сливной бачок. Тормозной момент на колесах автомобиля уменьшается.

После этого блок управления дает команду на нарастание давления, и цикл повторяется.

На рисунок 10.12, б [6] представлена схема двухконтурного пневматического тормозного привода с АБС, которая регулирует торможение только задних колес автомобиля. АБС включает два датчика 1 угловой скорости колес, один модулятор 2 давления сжатого воздуха и один блок 3 управления. В пневмоприводе установлен также дополнительный воздушный баллон в связи с увеличением расхода сжатого воздуха при установке АБС из-за многократного его впуска и выпуска при торможении автомобиля. Модулятор, включенный в пневмопривод и получающий команду от блока управления, регулирует давление сжатого воздуха в тормозных камерах задних колес автомобиля.

Модулятор работает по трехфазному циклу:

1) нарастание давления сжатого воздуха, поступающего из воздушного баллона в тормозные камеры колес автомобиля. Тормозной момент на задних колесах возрастает;

2) сброс давления воздуха, поступление которого в тормозные камеры прерывается, и он выходит наружу. Тормозной момент на колесах уменьшается;

3) поддержание давления сжатого воздуха в тормозных камерах на постоянном уровне. Тормозной момент на колесах поддерживается постоянным.

Затем блок управления дает команду на нарастание давления, и цикл повторяется.

### **Контрольные вопросы**

- 1 Опишите классификацию тормозных механизмов и общие требования к ним.*
- 2 Назовите основные элементы тормозных механизмов барабанного типа и укажите их функциональное назначение.*
- 3 Проанализируйте особенности работы дисковых тормозных механизмов.*
- 4 Назначение тормозного привода и требования, предъявляемые к нему.*
- 5 Что такое контур привода тормозной системы?*
- 6 Опишите схему рабочей тормозной системы с гидравлическим приводом.*
- 7 В чем заключается принцип работы главного тормозного цилиндра?*
- 8 Для чего применяются и какие бывают типы антиблокировочных систем?*
- 9 Поясните конструкцию АБС и циклы работы модуляторов.*



## З а д а н и е № 11

### ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ С ПНЕВМАТИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ

**Цель работы:** изучение конструкции тормозных камер и пневматических приводов тормозных систем.

**Оборудование и инструменты:** разрезные элементы и макеты тормозных приводов автобуса МАЗ-103; плакаты и видеоматериалы, иллюстрирующие конструкции изучаемых механизмов.

**Требуется:**

- 1 Описать особенности пневматических тормозных систем.
- 2 Описать особенности тормозных камер автобусов МАЗ.
- 3 Изучить конструкцию и принцип работы пневматического тормозного привода автобуса МАЗ-103.

### Краткие сведения из теории

**Пневматический привод.** Такой привод применяется на грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности, автопоездах и автобусах. Привод облегчает управление автомобилем, более эффективен по сравнению с другими приводами и обеспечивает использование сжатого воздуха на автомобиле для различных целей (открытие и закрытие дверей автобуса, накачивание и поддержание давления в шинах, привод стеклоочистителей и др.). Однако пневмопривод менее компактен, сложен по конструкции и в обслуживании, более дорогостоящий и имеет большее время срабатывания (в 5–10 раз больше, чем у гидропривода).

*Пневматический тормозной привод включает в себя следующие приборы:*

- питающие – компрессор, ресиверы (воздушные баллоны);
- управляющие – тормозные краны, клапаны управления тормозными механизмами прицепа и полуприцепа;
- исполнительные – тормозные камеры, тормозные цилиндры;
- регулирующие – регулятор давления компрессора, регулятор тормозных сил и др.;
- улучшающие эксплуатационные качества и надежность – влагоотделители, защитные, ускоряющие и другие клапаны;
- сигнальные – сигнализаторы различного типа.

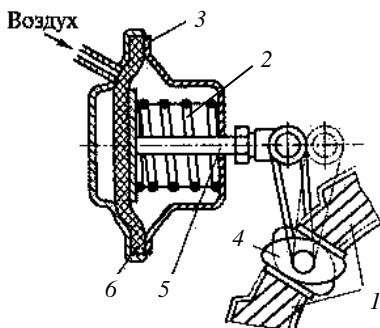


Рисунок 11.1 – Пневматический привод тормозного механизма:  
 1 – тормозные колодки; 2 – оттяжная пружина; 3 – тормозная камера; 4 – разжимной кулак; 5 – шток тормозной камеры; 6 – мембрана тормозной камеры

В тормозной системе автомобиля с пневмоприводом тормозные механизмы приводятся в действие энергией сжатого воздуха (рисунок 11.1), а водитель только воздействует на управляющие (воздухораспределительные) приборы.

Наиболее сложным является пневмопривод автопоезда. Он включает в себя несколько десятков приборов. В зависимости от используемого пневмооборудования автомобиль-тягач и прицеп могут иметь одно- или двухпроводный пневматический привод.

На рисунке 11.2, а [6] показана схема однопроводного

пневматического тормозного привода автопоезда. При однопроводном приводе тормозные системы автомобиля-тягача и прицепа связаны между собой при помощи соединительной головки 7 одним трубопроводом, который является одновременно питающим и управляющим. При движении автопоезда компрессор 1 через регулятор 2 давления нагнетает сжатый воздух в воздушные баллоны 3 и 9 автомобиля-тягача и прицепа, тормозные камеры которых соединены с окружающим воздухом. Во время торможения при нажатии на тормозную педаль секция 5 тормозного крана соединяет тормозные камеры 6 с воздушным баллоном 3, а секция 4 крана сообщает соединительный трубопровод автомобиля и прицепа с окружающим воздухом. Падение давления сжатого воздуха в соединительном трубопроводе приводит в действие воздухораспределитель 8, который направляет сжатый воздух из баллона 9 в тормозные камеры 10 прицепа. При этом давление сжатого воздуха в тормозных камерах всегда пропорционально усилию на тормозной педали. В случае отрыва прицепа от автомобиля прицеп автоматически тормозится вследствие падения давления сжатого воздуха в соединительном трубопроводе, тем самым обеспечивается безопасность движения.

Давление сжатого воздуха в тормозном приводе автомобиля-тягача поддерживается в пределах 0,75–0,8, а у прицепа – 0,5–0,55 МПа. Это необходимо, чтобы уменьшить время срабатывания приборов пневмопривода прицепа, так как время удаления сжатого воздуха из приборов в 1,5–2 раза больше, чем время их заполнения.

Однопроводной тормозной пневмопривод не обеспечивает эффективного торможения автопоезда при неоднократных и частых

торможениях (на спуске и др.). В этом случае сжатый воздух из воздушного баллона прицепа расходуется, давление в баллоне падает, а сжатый воздух из компрессора в

это время не нагнетается. Поэтому на большинстве автопоездов применяется двухпроводной тормозной пневмопривод (рисунок 11.2, б).

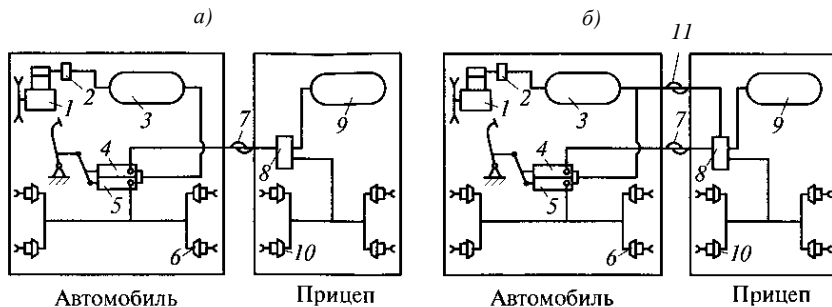


Рисунок 11.2 – Схемы однопроводного (а) и двухпроводного (б) пневматических приводов автопоездов:

1 – компрессор; 2 – регулятор; 3, 9 – баллоны; 4, 5 – секции тормозного крана; 6, 10 – тормозные камеры; 7, 11 – головки; 8 – воздухораспределитель

При двухпроводном приводе тормозные системы автопоезда-тягача и прицепа связаны между собой двумя трубопроводами – питающим с соединительной головкой 11 и управляющим с соединительной головкой 7.

При движении автопоезда компрессор 1 через регулятор давления нагнетает сжатый воздух в воздушный баллон 3 автомобиля-тягача и через питающий трубопровод – в воздушный баллон 9 прицепа. В этом случае тормозные камеры 6 автомобиля и 10 прицепа соединены с окружающим воздухом через тормозной кран 4 и воздухораспределитель 8. Во время торможения при нажатии на тормозную педаль тормозной кран 4 соединяет тормозные камеры 6 автомобиля с воздушным баллоном 3. В это же время сжатый воздух по управляющему трубопроводу поступает в воздухораспределитель 8, который соединяет воздушный баллон 9 с тормозными камерами 10 прицепа. Во время торможения автопоезда в воздушный баллон 9 прицепа продолжает поступать сжатый воздух из воздушного баллона 3 автомобиля. При отрыве прицепа от автомобиля воздухораспределитель 8 соединяет тормозные камеры 10 с воздушным баллоном 9, в результате чего прицеп автоматически тормозится.

Двухпроводной тормозной пневмопривод обеспечивает непрерывное нагнетание сжатого воздуха в воздушный баллон прицепа и имеет время срабатывания в 1,5–2 раза меньше, чем у однопроводного пневмопривода. Привод эффективен и надежен при частных и многократных торможениях

автопоезда.

Тормозная система автобуса МА3-103. *Общее описание.* Автобусы оборудованы рабочей, стояночной, запасной, вспомогательной тормозными системами и остановочным тормозом, а также выводами для контроля и диагностики пневмосистемы и питания других потребителей сжатым воздухом.

Рабочая тормозная система воздействует на тормозные механизмы всех колес автобуса. Она оснащена антиблокировочной системой (ABS). Задний контур может быть по требованию заказчика оснащен дополнительно противобуксовочной системой (ASR).

Стояночная тормозная система служит для удержания неподвижного автобуса на горизонтальной дороге или дороге с уклоном. Стояночная тормозная система воздействует на тормозные механизмы заднего моста, которые приводятся в действие тормозными камерами с пружинными энергоаккумуляторами. Привод пружинных энергоаккумуляторов пневматический. Стояночная тормозная система должна удерживать автобус с номинальной нагрузкой на уклоне не менее 16 %.

При включении стояночной тормозной системы рукоятка крана управления устанавливается в крайнее фиксированное положение. Сжатый воздух, сжимающий силовые пружины энергоаккумуляторов, выходит в атмосферу, и пружины приводят в действие тормозные механизмы.

Запасная тормозная система предназначена для плавного снижения скорости автобуса или его остановки в случае частичного отказа рабочей тормозной системы. Функции запасной выполняет исправный контур рабочей тормозной системы или может выполнять также стояночная тормозная система. При использовании стояночной тормозной системы в качестве запасной рукоятка крана управления стояночным тормозом удерживается в любом промежуточном нефиксированном положении. С увеличением угла поворота рукоятки интенсивность торможения увеличивается за счет снижения давления воздуха, сжимающего пружины энергоаккумуляторов.

При включении стояночной тормозной системы рукоятка крана управления устанавливается в крайнее фиксированное положение. Сжатый воздух, сжимающий силовые пружины энергоаккумуляторов, выходит в атмосферу, и пружины приводят в действие тормозные механизмы.

Остановочный тормоз воздействует на тормозные механизмы заднего моста. При включении остановочного тормоза кнопкой, находящейся на панели приборов, или автоматически при открывании любой из дверей автобуса, воздух под давлением подается в тормозные камеры заднего моста.

Вспомогательная тормозная система – моторный тормоз с

дистанционным управлением заслонкой в системе выпуска отработавших газов и пневмоприводом выключения подачи топлива. При комплектации силового агрегата гидромеханической коробкой передач функции вспомогательного тормоза выполняет гидравлический тормоз-замедлитель.

Вспомогательная тормозная система предназначена для притормаживания автобуса на затяжных спусках.

Тормозные механизмы автобуса МАЗ-103 барабанного типа с двумя внутренними колодками и легкоосъемным барабаном. Тормозные накладки – безасбестовые серповидного профиля, крепятся к колодке стальными пустотелыми заклепками. Тормозной барабан крепится к ступице колеса болтами. На конце вала S-образного разжимного кулака установлен регулировочный рычаг со встроенным автоматическим регулятором компенсации износа

фрикционных накладок. В отрегулированных тормозах ход штока тормозных камер должен быть в пределах 38–44 мм. Регулировка хода штоков в процессе эксплуатации не производится.

Для предотвращения попадания смазки в тормозные механизмы в кронштейнах разжимных кулаков передних и задних тормозов установлены резиновые уплотнительные кольца.

Диафрагменные тормозные камеры (рисунок 11.3 [4]) предназначены для приведения в действие тормозных механизмов передних колес автобуса при включении рабочей тормозной системы.

Тормозные камеры с пружинными энергоаккумуляторами (рисунок 11.4 [4]) предназначены для приведения в действие тормозных механизмов колес заднего моста при включении рабочей, стояночной, запасной тормозных систем и остановочного тормоза. При включении рабочей тормозной системы тормозные механизмы приводятся в действие штоками 12 диафрагменных тормозных камер, устройство и принцип работы которых практически не отличаются от передних тормозных камер. При включении стояночной тормозной системы сжатый воздух выпускается из полости под поршнем 4, который под действием пружины 2 движется

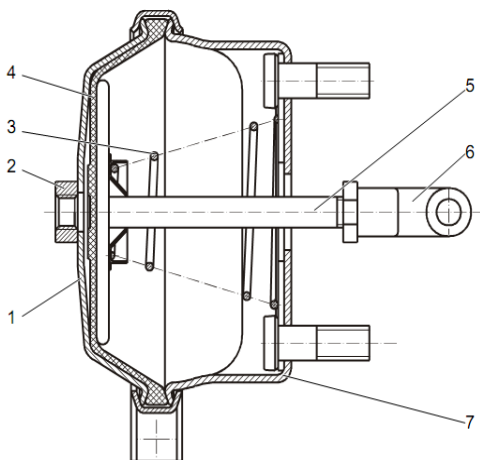


Рисунок 11.3 – Передняя тормозная камера:  
1 – крышка корпуса; 2 – штуцер; 3 – диафрагма;  
4 – пружина; 5 – шток; 6 – вилка; 7 – корпус

вправо и перемещает толкатель 14, последний через подпятник 6 воздействует на диафрагму 9 и шток 12 тормозной камеры, в результате чего происходит торможение автобуса. При выключении стояночной тормозной системы сжатый воздух подается под поршень 4, который вместе с толкателем перемещается влево, сжимая пружину 2, диафрагма 9 и шток 12 тормозной камеры под действием возвратной пружины 11 возвращаются в исходное положение.

При торможении запасной системой воздух из цилиндров энергоаккумуляторов выпускается частично, в меру необходимой эффективности торможения автобуса, что соответствует промежуточным положениям рукоятки крана управления. Таким образом, от величины угла поворота рукоятки крана зависит эффективность торможения.

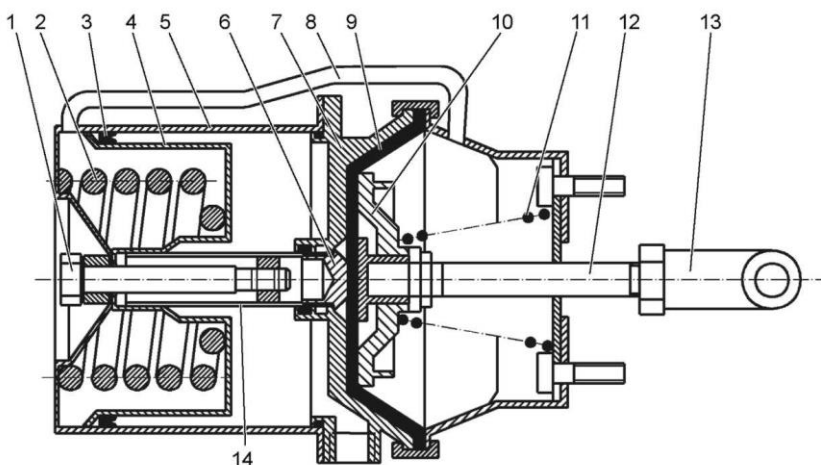


Рисунок 11.4 – Тормозная камера с пружинным энергоаккумулятором:  
 1 – болт; 2, 11 – пружины; 3 – уплотнитель поршня; 4 – поршень; 5 – цилиндр; 6 – подпятник;  
 7 – фланец цилиндра; 8 – дренажная трубка; 9 – диафрагма; 10 – диск; 12 – шток; 13 – вилка;  
 14 – толкатель

*Пневматический привод автобусов МАЗ-103.* Принципиальная схема пневмосистем автобуса МАЗ-103 приведена в приложении В № 23.

Сжатый воздух из компрессора 1 через змеевик 2 и влагомаслоотделитель 3 с устройствами автоматического сброса конденсата поступает к воздухоосушителю 4. Воздухоосушитель предназначен для осушки воздуха методом адсорбции воды из нагнетаемого воздуха. Адсорбция происходит в патроне с адсорбентом, содержащим силикоалюминий (цеолит). Накопленная в адсорбенте вода удаляется во время работы регулятора давления продувкой сжатым воздухом из регенерационного ресивера 11. Воздухоосушитель оборудован регулятором

давления и предохранительным клапаном. Далее воздух поступает в четырехконтурный защитный клапан 5 и через него – в ресиверы привода передних 6, и задних 7 тормозов, ресивер стояночного тормоза 8, ресиверы потребителей и подвески 9 и ресивер привода дверей 10.

В пневматический привод входят следующие пневмоконтуры (*приводы*):

- тормозных механизмов передней оси;
- тормозных механизмов заднего моста;
- стояночного тормоза;
- остановочного тормоза;
- вспомогательного тормоза;
- подвески, дверей и других потребителей.

Ресиверы каждого контура снабжены клапанами контрольного вывода 23, которые собраны в отдельный блок. В этом же блоке находятся клапаны контрольного вывода, установленные в контурах привода тормозов, пневмоэлектрические датчики 30, связанные с манометрами на щитке приборов, пневмоэлектрические датчики 28 наполнения ресиверов и пневмоэлектрические датчики 29 сигналов торможения. Датчики 28 связаны с соответствующими сигнальными лампами на щитке приборов.

Тормозной привод рабочих тормозов оснащен антиблокировочной системой (ABS). Задний контур тормозного привода по требованию заказчика может быть дополнительно оборудован противобуксовочной системой (ASR). На автобусах, на которых установлены системы ABS и ASR, колесные узлы передней и задней осей имеют магнитоэлектрические (индуктивные) датчики динамического состояния колес 33. В пневматических магистралях тормозного привода таких автобусов перед тормозными камерами установлены электропневматические модуляторы тормозного давления 35. Датчики 33 и соленоиды модуляторов давления 35 электрически связаны с электронным блоком управления 36. На щитке приборов в кабине водителя имеются две информационные лампы красного и оранжевого цвета и контроля и информации о работе ABS и ASR.

*Работа пневматического привода рабочих тормозов.* При нажатии на тормозную педаль срабатывает тормозной кран 12 (см. приложение В № 23). Сжатый воздух из ресиверов 6 через нижнюю секцию тормозного крана и модуляторы 35 поступает в тормозные камеры 19, которые приводят в действие тормозные механизмы передней оси.

Из верхней секции тормозного крана воздух через двухмагистральный защитный клапан 15 подается в управляющую магистраль ускорительного клапана 14, в результате чего последний пропускает сжатый воздух из ресиверов 7 в тормозные камеры 20 заднего моста. Одновременно воздух поступает в управляющую магистраль ускорительного клапана 16 стояночного тормоза, который перепускает сжатый воздух из ресивера 8 в

полости энергоаккумуляторов тормозных камер 20, исключая возможное двойное воздействие на колесные тормозные механизмы от рабочей и стояночной систем.

*Работа пневматического привода стояночного и запасного тормоза.* Сжатый воздух из ресивера 8 через перепускной клапан 18 поступает к крану управления стояночным тормозом 13, от которого через двухмагистральный клапан 15 направляется в управляющую магистраль ускорительного клапана 16, в результате чего последний пропускает сжатый воздух из ресивера 8 в цилиндры энергоаккумуляторов тормозных камер 20.

При торможении стояночным тормозом (рукоятка крана 13 установлена в заднее фиксированное положение) воздух из управляющей магистрали ускорительного клапана 16 и из цилиндров энергоаккумуляторов тормозных камер 20 выходит в атмосферу. Пружины, разжимаясь, приводят в действие тормозные механизмы заднего моста. При аварийном падении давления в контуре привода стояночного тормоза автоматически включаются пружинные энергоаккумуляторы, и автобус затормаживается. В этом случае для обеспечения буксировки автобуса необходимо вывернуть болты на тормозных камерах или заполнить пневмосистему от внешнего источника сжатого воздуха.

Кран управления стояночным тормозом имеет следящее устройство, которое позволяет притормаживать автобус (запасной системой) с интенсивностью, зависящей от положения рукоятки крана.

*Работа привода остановочного тормоза.* При нажатии на клавишу электровыключателя, находящуюся на панели приборов, или автоматически, при открывании дверей салона автобуса, воздух подается в двухмагистральный клапан 15, и далее поступает в управляющую магистраль ускорительного клапана 14, в результате чего последний пропускает сжатый воздух из ресиверов в задние тормозные камеры 20.

### **Контрольные вопросы**

- 1 Конструкция и принцип работы пневматического тормозного привода.*
- 2 Какие особенности управления тормозными механизмами имеют автобусы МАЗ?*
- 3 Какие пневмоконтурные входят в пневматическую тормозную систему автобусов МАЗ?*
- 4 Опишите принцип работы пневматического привода рабочих тормозов автобусов МАЗ.*
- 5 Опишите принцип работы пневматического привода стояночного и запасного тормоза автобусов МАЗ.*





## З а д а н и е № 12

### РАСЧЕТ МОЩНОСТНОГО БАЛАНСА АВТОМОБИЛЯ

**Цель работы:** изучение технической характеристики автомобиля, расчет мощности крутящего момента, построение внешней скоростной характеристики двигателя.

**Исходные данные:**

1 Автомобиль (марка выбирается из таблицы 12.1 по двум последним цифрам шифра зачетной книжки, если шифр превышает 68, то номер определяется как разница 100 минус номер шифра).

Таблица 12.1 – Варианты заданий

| Шифр | Марка автомобиля     | Шифр | Марка автомобиля     | Шифр | Марка автомобиля   |
|------|----------------------|------|----------------------|------|--------------------|
| 00   | ГАЗ-3110 «Волга»     | 23   | ВАЗ-232900-000010-41 | 46   | Урал-4320          |
| 01   | ГАЗ-3102 «Волга»     | 24   | ВАЗ-2329-41          | 47   | КамАЗ-43105        |
| 02   | ВАЗ-21213            | 25   | ВАЗ-231000           | 48   | МАЗ-53371          |
| 03   | УАЗ-3151             | 26   | ВАЗ-2346-0000010     | 49   | КамАЗ-5320         |
| 04   | ВАЗ-2106             | 27   | ВАЗ-2346-0000011     | 50   | КамАЗ-53212        |
| 05   | ВАЗ-21053            | 28   | ВАЗ-2346-0000012     | 51   | МАЗ-5335           |
| 06   | ВАЗ-2107             | 29   | ВАЗ-23451-0000010    | 52   | МАЗ-53352          |
| 07   | ВАЗ-21310            | 30   | УАЗ-37411            | 53   | ЗИЛ-433316         |
| 08   | МАЗ-103.3            | 31   | УАЗ-3303             | 54   | ЗИЛ- 442166        |
| 09   | МАЗ-104.3            | 32   | УАЗ-374102           | 55   | ЗИЛ -5301СС        |
| 10   | МАЗ-105.2            | 33   | УАЗ-374192           | 56   | ЗИЛ- 5301ИО        |
| 11   | МАЗ-105.4            | 34   | УАЗ-39099            | 57   | КамАЗ-55111        |
| 12   | МАЗ-104С-20          | 35   | УАЗ-390994           | 58   | КамАЗ-55102        |
| 13   | МАЗ-104-021          | 36   | ГАЗ-232510           | 59   | МАЗ-5549           |
| 14   | МАЗ-152-023          | 37   | ГАЗ-232540           | 60   | МАЗ-5551           |
| 15   | МАЗ-152-060          | 38   | ГАЗ-2310             | 61   | МАЗ-574100-0000031 |
| 16   | ГАЗ-3232-0000010     | 39   | ГАЗ-2752             | 62   | МАЗ-573100-0000010 |
| 17   | ГАЗ-2217             | 40   | ГАЗ-3302             | 63   | МАЗ-573110-0000010 |
| 18   | ГАЗ-3221             | 41   | ГАЗ-33023            | 64   | МАЗ-573140-0000010 |
| 19   | ГАЗ-32217            | 42   | ГАЗ-2766-0000010-01  | 65   | МАЗ-543205         |
| 20   | ВАЗ-232900-000010-01 | 43   | ГАЗ-3309             | 66   | МАЗ-543205         |
| 21   | ВАЗ-232900-000010-21 | 44   | ГАЗ -2766-0000010-03 | 67   | МАЗ-543208         |

|    |                      |    |          |    |            |
|----|----------------------|----|----------|----|------------|
| 22 | ВАЗ-232900-000014-21 | 45 | ГАЗ-3307 | 68 | МАЗ-544008 |
|----|----------------------|----|----------|----|------------|

2 Коэффициент, учитывающий потери мощности на привод вспомогательного оборудования, принимается в зависимости от типов подвижного состава: 0,98 – для легковых автомобилей; 0,94 – для грузовых; 0,96 – для автобусов.

#### **Требуется:**

1 Выписать краткую техническую характеристику автомобиля, привести подробную расшифровку модели.

2 Рассчитать значения коэффициентов приспособляемости, величины мощности и крутящего момента двигателя в зависимости от оборотов коленчатого вала двигателя.

3 Построить внешнюю скоростную характеристику двигателя.

### **Краткие сведения из теории**

**Техническая характеристика автомобиля.** Для составления краткой технической характеристики автомобиля следует воспользоваться данными, приведенными в приложении А к пособию. Рассмотрим краткую техническую характеристику отдельно взятого автомобиля ГАЗ-31029.

*Марка и тип автомобиля:* ГАЗ-31029 «Волга», легковой автомобиль среднего класса, выпущен Горьковским автомобильным заводом.

Марка автомобиля составляется из букв и цифрового индекса. Буквы представляют собой сокращенное название завода-изготовителя, а цифры: первая – класс автомобиля по рабочему объему цилиндров двигателя (для легковых); вторая – условное обозначение вида; третья и четвертая – порядковый номер модели в классе; пятая – номер модификации. Номер модели обозначает базовую конструкцию автомобиля, а номер модификации учитывает отличия от базовой конструкции, которые чаще всего относятся к комплектации автомобиля.

*Колесная формула:* 4×2. Автомобили, рассчитанные на движение по дорогам с усовершенствованным покрытием, имеют обычно два ведущих и два не ведущих колеса, а автомобили, рассчитанные в основном на эксплуатацию в тяжелых дорожных условиях, имеют все ведущие колеса. Эти различия отражаются в колесной формуле автомобиля, которая включает общее число колес и число ведущих.

*Число мест или масса перевозимого груза:* 5 мест. Для легковых автомобилей и автобусов необходимо указать общее количество мест, включая место водителя. Легковым считается пассажирский автомобиль с числом мест для сидения не более девяти, включая место водителя. Автобусом считается пассажирский автомобиль с числом мест более девяти, включая место водителя. Пассажирским является автомобиль, который по своей конструкции и оборудованию предназначен для

перевозки пассажиров и багажа с обеспечением необходимого комфорта и безопасности. Микроавтобусом считается одноэтажный автобус с числом мест для сидения не более семнадцати, включая место водителя.

Грузовой автомобиль по своей конструкции и оборудованию предназначен для перевозки грузов. По типу кузова они подразделяются на бортовые, самосвальные, фургоны, цистерны и автомобили-тягачи. В их технической характеристике указывается номинальная грузоподъемность, т. е. максимально допустимая масса перевозимого груза.

*Собственная масса автомобиля:* 1420 кг (в том числе на переднюю и заднюю оси, соответственно, 755 и 665 кг).

Собственная масса автомобиля – масса автомобиля в снаряженном состоянии без нагрузки. Слагается из сухой массы автомобиля (не заправленный и не снаряженный), массы топлива, охлаждающей жидкости, запасного колеса (колес), инструмента, принадлежностей и обязательного оборудования.

*Полная масса автомобиля:* 1790 кг (в том числе на переднюю и заднюю оси, соответственно, 855 и 935 кг).

Полная масса – сумма собственной массы автомобиля и массы груза или пассажиров, перевозимых автомобилем.

*Габаритные размеры* (длина, ширина, высота): 4735×1510×1476 мм.

*Максимальная скорость автомобиля:* 147 км/ч.

*Контрольный расход топлива:* 9,5 л/100 км при 80 км/ч .

*Тип двигателя:* карбюраторный, 4-цилиндровый.

*Рабочий объем цилиндров:* 2,445 л.

*Максимальная мощность двигателя:* 69,9 кВт.

*Частота вращения вала, соответствующая максимальной мощности:* 4500 об/мин.

*Максимальный крутящий момент двигателя:* 186,3 Н·м.

*Частота вращения вала, соответствующая максимальному крутящему моменту:* 2300 об/мин.

*Тип коробки передач:* 4-ступенчатая с синхронизаторами на всех передачах переднего хода, передаточные числа – 3,5; 2,26; 1,45; 1; 3.Х. – 3,54.

*Раздаточная коробка* (если есть) – нет.

*Тип главной передачи:* коническая, гипоидная, передаточное число 3,9.

*Шины и их маркировка:* радиальные, бескамерные или камерные, размер 205/75R14.

Краткие технические характеристики позволяют объективно сравнить основные технические показатели существующих автомобилей (приложение А). Полная техническая характеристика приводится в руководстве по эксплуатации или в инструкции завода-изготовителя, прилагаемой к автомобилю. Заводская инструкция включает, помимо технических пока-

зателей автомобиля, сведения и рекомендации по обслуживанию его в эксплуатации.

**Расчет внешней скоростной характеристики двигателя.** Окружная сила на ведущих колесах, движущая автомобиль, возникает в результате того, что к ведущим колесам подводится через трансмиссию крутящий момент от двигателя. Влияние двигателя на тягово-скоростные свойства автомобиля определяется его скоростной характеристикой, которая представляет собой зависимость мощности и момента на валу двигателя от частоты его вращения. Если эта характеристика снята при максимальной подаче топлива в цилиндр, то она называется внешней, если при неполной подаче – частичной. Скоростную характеристику находят экспериментально при испытании двигателя на тормозном стенде.

Для расчета внешней скоростной характеристики двигателя необходимо взять технические характеристики значения ключевых точек.

*Максимальная мощность двигателя:*  $P_p$ , кВт. Частота вращения вала, соответствующая максимальной мощности:  $n_p$ , об/мин.

*Максимальный крутящий момент двигателя:*  $M_{e(\max)}$ , кН·м.

Частота вращения вала, соответствующая максимальному крутящему моменту:  $n_m$ , об/мин.

Промежуточные значения определяются из уравнения полинома:

$$P_e = P_p [a(w_e / w_p) + b(w_e / w_p)^2 + c(w_e / w_p)^3], \quad (12.1)$$

где  $P_e$  – текущее значение мощности двигателя, кВт;

$P_p$  – максимальная мощность двигателя, кВт;

$a, b, c$  – коэффициенты полинома;

$w_e$  – текущее значение частоты вращения коленчатого вала, рад/с;

$w_p$  – частота вращения коленчатого вала в расчетном режиме, соответствующая максимальному значению мощности, рад/с.

Расчитаем коэффициенты полинома по следующим уравнениям:

$$a = \frac{K_M K_w (2 - K_w) - 1}{K_w (2 - K_w) - 1}; \quad (12.2)$$

$$b = -\frac{2K_w (K_M - 1)}{K_w (2 - K_w) - 1}; \quad (12.3)$$

$$c = \frac{K_w^2 (K_M - 1)}{K_w (2 - K_w) - 1}, \quad (12.4)$$

где  $K_M$  – коэффициент приспособляемости по моменту,

$$K_M = M_{e(\max)} / M_p; \quad (12.5)$$

$K_w$  – коэффициент приспособляемости по частоте вращения,

$$K_w = w_p / w_m; \quad (12.6)$$

$M_p$  – момент, соответствующий максимальной мощности,

$$M_p = P_p / w_p. \quad (12.7)$$

Перевод частоты об/мин в рад/с:

$$w = \pi n / 30. \quad (12.8)$$

Для проверки правильности расчетов коэффициентов полинома должно выполняться равенство:  $a + b + c = 1$ .

Подставив имеющиеся теперь исходные данные в уравнение полинома, вычисляем значения мощности двигателя. Расчет характеристик  $P_e = f(w_e)$  необходимо производить для следующих значений  $w_e$ :  $w_{e(\min)}$ ,  $w_m$ ,  $w_p$  и еще для 3–4 точек ( $w_i$ ), равномерно расположенных в диапазоне частот от  $w_{e(\min)}$  до  $w_p$ . Для карбюраторных двигателей без ограничения частоты вращения коленчатого вала мощность рассчитывается также для  $w_{e(\max)} = (1,10 \dots 1,15)w_p$ . Для дизельных двигателей устойчивое значение максимальной частоты вращения  $w_{e(\max)} = w_p$ .

Значение величины крутящего момента

$$M_e = P_e / w_e. \quad (12.9)$$

Рассчитанные значения мощности и момента будут несколько отличаться от фактических, передаваемых в трансмиссию за счет потерь мощности двигателя на привод вспомогательного оборудования. Поэтому фактические значения мощности и момента определяются по формулам

$$P_{e(\phi)} = K_{\Pi} P_e; \quad (12.10)$$

$$M_{e(\phi)} = K_{\Pi} M_e, \quad (12.11)$$

где  $K_{\Pi}$  – коэффициент, учитывающий потери мощности на привод вспомогательного оборудования.

*Пример расчета внешней скоростной характеристики двигателя автомобиля ГАЗ-31029.* Значения в ключевых точках берём из краткой технической характеристики:

1 Максимальная мощность двигателя  $P_p = 69,9$  кВт. Частота вращения вала, соответствующая максимальной мощности,  $n_p = 4500$  об/мин.

2 Максимальный крутящий момент двигателя  $M_{e(\max)} = 186,3$  Н·м. Частота вращения вала, соответствующая максимальному крутящему моменту,  $n_m = 2300$  об/мин.

Перевод частот в рад/с:

$$\omega_M = 3,14 \cdot 2300 : 30 = 240,855 \text{ рад/с};$$

$$\omega_p = 3,14 \cdot 4500 : 30 = 471,239 \text{ рад/с}.$$

Тогда крутящий момент при максимальной мощности

$$M_p = 69,9 : 471,239 = 0,148 \text{ кН·м}.$$

Коэффициенты приспособляемости по моменту и частоте вращения:

$$K_M = 0,186 / 0,148 = 1,256; K_\omega = 471,239 / 240,855 = 1,957.$$

Коэффициенты полинома:

$$a = \frac{1,256 \cdot 1,957 (2 - 1,957) - 1}{1,957 (2 - 1,957) - 1} = 0,976; \quad b = -\frac{2 \cdot 1,957 (1,256 - 1)}{1,957 (2 - 1,957) - 1} = 1,095; \\ c = \frac{1,957^2 (1,256 - 1)}{1,957 (2 - 1,957) - 1} = -1,071.$$

Проверка:  $0,976 + 1,095 - 1,071 = 1$ .

Следовательно, расчеты коэффициентов произведены правильно.

Приведем расчеты мощности и крутящего момента для холостого хода.

Минимальная частота вращения, при которой двигатель работает устойчиво с полной нагрузкой, находится в пределах  $\omega_{e(\min)} = 60 \dots 80 \text{ рад/с}$ , причем меньшее значение характерно для бензиновых двигателей, а большее – для дизельных:

$$P_{e(60)} = 69,9 [0,976 (60 / 471,239) + 1,095 (60 / 471,239)^2 - \\ - 1,071 (60 / 471,239)^3] = 9,774 \text{ кВт};$$

$$M_{e(60)} = P_{e(60)} / \omega_e = 9,774 / 60 = 0,163 \text{ кН·м};$$

$$P_{e\phi(60)} = P_{e(60)} \cdot 0,98 = 9,774 \cdot 0,98 = 9,58 \text{ кВт};$$

$$M_{e\phi(60)} = M_{e(60)} \cdot 0,98 = 0,163 \cdot 0,98 = 0,16 \text{ кН·м}.$$

Дальнейшие расчеты приведены в таблице 12.2, по данным которой строится график изменения внешней скоростной характеристики (рисунок 12.1),

$$M_e = f(\omega_e); M_{e(\phi)} = f(\omega_e); P_e = f(\omega_e); P_{e(\phi)} = f(\omega_e).$$

Правильность расчетов и построений проверяются следующим образом:

1 Кривая изменения мощности обязательно должна проходить через точку с координатами  $(P_p; \omega_p)$ .

2 Кривая изменения момента двигателя должна проходить через точку с

координатами ( $M_{e(max)}$ ;  $w_M$ ).

3 Экстремум функции моментов должен находиться в точке с координатами ( $M_{e(max)}$ ;  $w_M$ ).

Таблица 12.2 – Расчет значений внешней скоростной характеристики

| Параметр             | $w_{x,x}$ | $w_I$  | $w_M$  | $w_3$  | $w_4$  | $w_p$  | $1,1w_p$ |
|----------------------|-----------|--------|--------|--------|--------|--------|----------|
| $w_e$ , рад/с        | 60,00     | 142,25 | 240,86 | 306,74 | 388,99 | 471,24 | 518,36   |
| $w_e / w_p$          | 0,127     | 0,302  | 0,511  | 0,651  | 0,825  | 1,0    | 1,1      |
| $P_e$ , кВт          | 9,77      | 25,51  | 44,87  | 56,19  | 66,36  | 69,90  | 68,02    |
| $M_e$ , кН·м         | 0,163     | 0,179  | 0,186  | 0,183  | 0,171  | 0,148  | 0,131    |
| $P_{e(\phi)}$ , кВт  | 9,58      | 25,00  | 43,97  | 55,07  | 65,04  | 68,50  | 66,65    |
| $M_{e(\phi)}$ , кН·м | 0,160     | 0,176  | 0,183  | 0,180  | 0,167  | 0,145  | 0,129    |

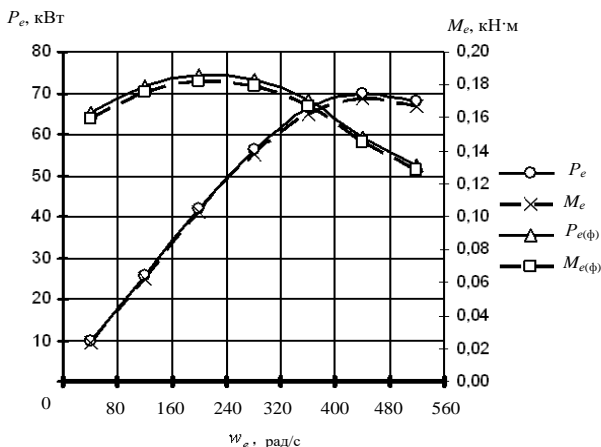


Рисунок 12.1 – Внешняя скоростная характеристика

Далее по результатам расчетов и построений внешней скоростной характеристики необходимо сделать вывод. Для данного примера:

1 Кривая изменения мощности проходит через точку с координатами (69,9; 471).

2 Кривая изменения момента двигателя проходит через точку с координатами (0,186; 240,86).

3 Экстремум функции моментов находится в точке с координатами (0,186; 240,86).

### Контрольные вопросы

1 Что такое внешняя скоростная характеристика двигателя?



2 Как рассчитываются промежуточные значения мощности и крутящего момента двигателя?

3 Как определяются коэффициенты приспособляемости по моменту и частоте вращения двигателя?

### З а д а н и е № 13

#### РАСЧЕТ ТЯГОВОЙ ДИАГРАММЫ АВТОМОБИЛЯ

**Цель работы:** освоение методики расчета окружной силы на ведущих колесах автомобиля и построение тяговой диаграммы автомобиля.

**Исходные данные:**

1 Коэффициент сцепления колеса с дорогой  $\varphi$  (выбирается из таблицы 16.1 по последней цифре шифра зачетной книжки).

2 Коэффициент сопротивления качению  $f$  (выбирается из таблицы 13.1 по последней цифре суммы двух последних цифр шифра зачетной книжки).

Таблица 13.1 – Расчет значений внешней скоростной характеристики

| Параметры                             | Порядковый номер |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
|---------------------------------------|------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
|                                       | 0                | 1     | 2     | 3     | 4     | 5     | 6     | 7     | 8     | 9     |
| Коэффициент сцепления $\varphi$       | 0,94             | 0,91  | 0,88  | 0,85  | 0,82  | 0,79  | 0,76  | 0,73  | 0,70  | 0,67  |
| Коэффициент сопротивления качению $f$ | 0,027            | 0,025 | 0,023 | 0,021 | 0,019 | 0,017 | 0,016 | 0,018 | 0,020 | 0,022 |

**Требуется:**

- 1 Рассчитать передаточные числа трансмиссии.
- 2 Определить радиус качения колеса.
- 3 Рассчитать значения окружной силы и соответствующую скорость автомобиля.
- 4 Построить тяговую диаграмму автомобиля.
- 5 Определить ограничение окружной силы по условиям сцепления.

#### Краткие сведения из теории

**Тяговой диаграммой** называется зависимость окружной силы на ведущих колесах  $F_k$  от скорости движения автомобиля  $v_a$ .

Основной движущей силой автомобиля является о к р у ж н а я с и л а,

приложенная к его ведущим колесам. Эта сила возникает в результате работы двигателя и вызвана взаимодействием ведущих колес и дороги.

Каждой частоте вращения коленчатого вала соответствует строго определенное значение момента (по внешней скоростной характеристике). По найденным значениям момента определяют  $F_k$ , а по соответствующей частоте вращения вала –  $v_a$ .

Для *установившегося режима* окружная сила на ведущих колесах

$$F_k = \frac{M_{e(\phi)} i_T}{r_k} \eta_T, \quad (13.1)$$

где  $M_{e(\phi)}$  – фактическое значение момента, кН·м;

$i_T$  – передаточное число трансмиссии;

$r_k$  – радиус качения колеса, м;

$\eta_T$  – КПД трансмиссии.

Установившимся называется такой режим, при котором будут отсутствовать потери мощности, обусловленные ухудшением наполнения цилиндра свежим зарядом и тепловой инерцией двигателя.

Значение передаточного числа трансмиссии и окружной силы рассчитывается для каждой передачи:

$$i_T = i_{к.п} i_{р.к} i_o, \quad (13.2)$$

где  $i_{к.п}$ ,  $i_{р.к}$ ,  $i_o$  – передаточные числа соответственно коробки передач, раздаточной коробки, главной передачи.

При движении в тяжелых дорожных условиях (значение коэффициента сопротивления качению по заданию свыше 0,020) для автомобилей, имеющих раздаточную коробку, расчеты должны производиться для пониженного значения передаточного числа раздаточной коробки, так как в этом случае необходимо большее значение окружной силы на колесах.

КПД трансмиссии

$$\eta_T = \eta_{(к.п)} \eta_{(р.к)} \eta_o \eta_{(к)} \eta_{(кар)}^i, \quad (13.3)$$

где  $\eta_{(к.п)}$ ,  $\eta_{(р.к)}$ ,  $\eta_o$ ,  $\eta_{(к)}$ ,  $\eta_{(кар)}$  – КПД соответственно коробки передач, раздаточной коробки, главной передачи, колесного движителя, карданной передачи;

$n$  – число карданных шарниров.

В расчетах принимают следующие значения коэффициентов:  $\eta_{(к.п)} = 0,96 \dots 0,98$ ;  $\eta_{(к)} = 0,96 \dots 0,98$ ;  $\eta_{(р.к)} = 0,96 \dots 0,98$ ;  $\eta_o = 0,96 \dots 0,97$ ;  $\eta_{(кар)} = 0,995$ .

При работе трансмиссии с полной нагрузкой, т. е. при работе двигателя по внешней скоростной характеристике, КПД трансмиссии

имеет следующие значения: легковые автомобили – 0,90–0,92; грузовые автомобили и автобусы – 0,8–0,86; грузовые автомобили повышенной проходимости – 0,80–0,85.

Окружную силу определяют как отношение момента на валах привода ведущих колес к их радиусу при равномерном движении автомобиля. Следовательно, для определения движущей силы автомобиля необходимо знать величину радиуса качения ведущих колес. Так как на колесах автомобиля установлены эластичные пневматические шины, то величина радиуса качения колес во время движения изменяется. Радиус качения характеризует путь, пройденный колесом за один оборот. Он соответствует радиусу такого фиктивного жесткого колеса, которое при отсутствии пробуксовывания и проскальзывания имеет одинаковую с действительным колесом угловую и поступательную скорости качения. Радиус качения колеса зависит от нормальной нагрузки, внутреннего давления воздуха в шине, окружной силы, коэффициента сцепления колеса с дорогой и поступательной скорости движения колеса при его качении. Расчетный радиус качения  $r_k$  превышает статический  $r_{ст}$  на 2–3 %. Приближённо  $r_{ст}$ , мм, можно определить по цифрам обозначения шин

$$r_{ст} = 0,5d + \Delta B \lambda_{см}, \quad (13.4)$$

где  $d$  – посадочный диаметр обода, мм;

$\Delta = H / B$ ;  $H$  – высота профиля шины в свободном состоянии, мм;  $B$  – ширина профиля шины, мм;

$\lambda_{см}$  – коэффициент, учитывающий смятие шины под нагрузкой.

При нагрузке и внутреннем давлении воздуха, указанных в стандартах для шин грузовых автомобилей и автобусов и шин с регулируемым давлением,  $H/B \approx 1$ . Для легковых автомобилей, если шины имеют дюймовое обозначение,  $H/B \approx 0,95$ . У радиальных шин легковых автомобилей в обозначение введён индекс, соответствующий отношению  $H/B$ . Для данного автомобиля он равен 0,75 (обозначение шин 205/75R14).

Для шин грузовых автомобилей, автобусов, шин с регулируемым давлением ( кроме широкопрофильных), диагональных шин легковых автомобилей  $\lambda_{см} = 0,85 \dots 0,9$ , для радиальных шин легковых автомобилей  $\lambda_{см} = 0,8 \dots 0,85$ .

Шины (согласно ТКП 299 -2011. Автомобильные шины. Нормы и правила обслуживания) могут иметь обозначение, выраженное в дюймах (1 дюйм = 25,4 мм), или смешанное, выраженное в миллиметрах и дюймах.

*Примеры обозначения шины:*

- 1) 7,50R20 – шина радиальная обычного профиля;
- 2) 315/80R22,5 – шина радиальная низкопрофильная;

3) 7,50-20 – шина диагональная, где 7,50 и 315 – обозначение ширины профиля шины соответственно в дюймах и миллиметрах; 20 и 22,5 – обозначение посадочного диаметра обода в дюймах; R – обозначение радиальной шины; 80 – серия шины (отношение высоты  $H$  к ширине  $B$  профиля шины в процентах);

4) 1300×530-533 – шина диагональная широкопрофильная, мм, где 1300 – обозначение наружного диаметра; 530 – ширина профиля; 533 – обозначение посадочного диаметра.

Скорость движения автомобиля, м/с,

$$v_a = w_e r_k / i_{т1}, \quad (13.5)$$

где  $w_e$  – частота вращения коленчатого вала, рад/с.

Далее определяется значение величины, ограничивающей окружную силу на ведущих колесах по условиям сцепления колеса с дорогой,

$$F_{кф} = \varphi R_z = \varphi G_{сц} = \varphi m_{сц} g, \quad (13.6)$$

где  $\varphi$  – коэффициент сцепления колеса с дорогой (принимается по заданию);

$R_z$  – вертикальная составляющая под ведущими колесами, кН;

$G_{сц}$  – вес автомобиля, приходящийся на ведущие колеса, кН;

$m_{сц}$  – масса автомобиля, приходящаяся на ведущие колеса, т;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

### Пример расчета.

В качестве примера выбор основных исходных данных будем производить для учебного шифра 213.

1 Передаточное число трансмиссии при включении первой передачи

$$i_{т1} = 3,5 \cdot 3,9 = 13,65,$$

для следующих –  $i_2 = 2,26 \cdot 3,9 = 8,814$ ;  $i_3 = 1,45 \cdot 3,9 = 5,655$ ;  $i_4 = 1 \cdot 3,9 = 3,9$ .

2 Радиус колеса по маркировке шины

$$r_c = 0,5 \cdot 14 \cdot 25,4 + 0,75 \cdot 205 \cdot 0,83 = 305 \text{ мм} = 0,305 \text{ м.}$$

Радиус качения колеса

$$r_k = r_{сц} \cdot 1,02 = 0,305 \cdot 1,02 = 0,311 \text{ м.}$$

3 Значение окружной силы

$$F_k = \frac{0,16 \cdot 13,65}{0,311} \cdot 0,92 = 6,46 \text{ кН.}$$

## Скорость движения автомобиля

$$v_a = 60 \cdot 0,311 : 13,65 = 1,37 \text{ м/с} = 4,93 \text{ км/ч.}$$

Все последующие расчеты целесообразно свести в таблицу 13.2.

4 По полученным значениям строим зависимость окружной силы на ведущих колесах  $F_k$  от скорости движения автомобиля:  $F_k = f(v_a)$  (тяговая диаграмма [рисунок 13.1]), на которую наносится ограничивающая линия по условиям сцепления колеса с дорогой. Количество кривых тяговой характеристики автомобиля равно числу передач в его коробке. При наличии раздаточной коробки в трансмиссии тяговая характеристика автомобиля строится для случая, когда в раздаточной коробке включена высшая или низшая передача, в зависимости от условий движения автомобиля.

Таблица 13.2 – Расчет параметров тяговой диаграммы

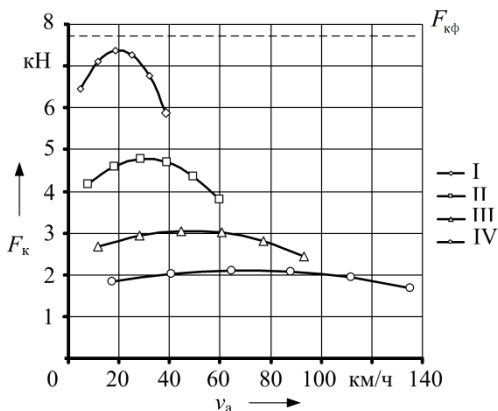
|                      |              |       |        |        |        |        |        |
|----------------------|--------------|-------|--------|--------|--------|--------|--------|
| $\omega_e$ , рад/с   |              | 60,00 | 142,25 | 224,50 | 306,74 | 388,99 | 471,24 |
| $M_{e(\phi)}$ , кН·м |              | 0,160 | 0,176  | 0,182  | 0,180  | 0,167  | 0,145  |
| $i_{\pi(1)} = 13,65$ | $v_a$ , м/с  | 1,37  | 3,24   | 5,12   | 7,00   | 8,87   | 10,75  |
|                      | $v_a$ , км/ч | 4,93  | 11,68  | 18,43  | 25,18  | 31,94  | 38,69  |
|                      | $F_k$ , кН   | 6,46  | 7,11   | 7,38   | 7,26   | 6,76   | 5,88   |
| $i_{\pi(2)} = 8,814$ | $v_a$ , м/с  | 2,12  | 5,02   | 7,93   | 10,83  | 13,74  | 16,64  |
|                      | $v_a$ , км/ч | 7,63  | 18,09  | 28,54  | 39,00  | 49,46  | 59,92  |
|                      | $F_k$ , кН   | 4,17  | 4,59   | 4,76   | 4,69   | 4,37   | 3,80   |
| $i_{\pi(3)} = 5,655$ | $v_a$ , м/с  | 3,30  | 7,83   | 12,36  | 16,89  | 21,41  | 25,94  |
|                      | $v_a$ , км/ч | 11,89 | 28,19  | 44,49  | 60,79  | 77,09  | 93,39  |
|                      | $F_k$ , кН   | 2,67  | 2,94   | 3,06   | 3,01   | 2,80   | 2,44   |
| $i_{\pi(4)} = 3,9$   | $v_a$ , м/с  | 4,79  | 11,35  | 17,92  | 24,48  | 31,05  | 37,61  |
|                      | $v_a$ , км/ч | 17,24 | 40,88  | 64,51  | 88,14  | 111,78 | 135,41 |

|            |      |      |      |      |      |      |
|------------|------|------|------|------|------|------|
| $F_k$ , кН | 1,84 | 2,03 | 2,11 | 2,07 | 1,93 | 1,68 |
|------------|------|------|------|------|------|------|

5 Значение величины, ограничивающей окружную силу на ведущих колесах по условиям сцепления колеса с дорогой, по формуле (13.6)

$$F_{кф} = 0,85 \cdot 0,935 \cdot 9,81 = 7,796 \text{ кН.}$$

На тяговую диаграмму должна быть нанесена линия ограничения окружной силы автомобиля по условиям сцепления колес с поверхностью дороги. После этого необходимо сделать вывод: влияют или нет условия сцепления колес с поверхностью дороги на тяговую характеристику заданного автомобиля. При этом если линия ограничения окружной силы по условиям сцепления пройдет выше графиков, то она не будет влиять на тяговую характеристику. В том случае, если эта линия пройдет ниже или пересечет одну из зависимостей, то максимальное значение окружной силы будет ограничено по условиям сцепления значением  $F_{кф}$  и будет наблюдаться пробуксовка колес.



### Контрольные вопросы

- 1 Что представляет собой тяговая диаграмма автомобиля?
- 2 Как рассчитывается окружная сила на ведущих колесах?
- 3 Как определяется статический радиус колеса по маркировке шин?
- 4 Как рассчитывается скорость движения автомобиля при различных передаточных числах трансмиссии?
- 5 Как определяется значение окружной силы по условиям сцепления?

## З а д а н и е № 14

### РАСЧЕТ ДИНАМИКИ РАЗГОНА АВТОМОБИЛЯ

**Цель работы:** изучение методики расчета динамической характеристики автомобиля и ускорения.

**Исходные данные:**

1 Уклон дороги  $i$  (принимается по таблице 14.1 по последней цифре номера зачетной книжки, движение на подъем или спуск определяется по предпоследней цифре шифра).

Таблица 14.1 – Расчет значений внешней скоростной характеристики

| Параметры  | Порядковый номер |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
|--|------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
|  | 0                | 1     | 2     | 3     | 4     | 5     | 6     | 7     | 8     | 9     |
| Уклон дороги $i$                                     | 0,009            | 0,005 | 0,003 | 0,001 | 0,002 | 0,004 | 0,006 | 0,008 | 0,010 | 0,007 |
| Характеристики уклона*                               | +                | -     | +     | -     | +     | -     | +     | -     | +     | -     |
| * «-» – движение на спуск; «+» – движение на подъем. |                  |       |       |       |       |       |       |       |       |       |

2 Суммарный коэффициент сопротивления воздуха принять по среднему значению для соответствующих типов подвижного состава.

**Требуется:**

- 1 Рассчитать силы сопротивления воздуха.
- 2 Определить значения динамического фактора для различных передач.
- 3 Построить динамическую характеристику.
- 4 Определить ограничения динамического фактора по условиям сцепления.
- 5 Определить максимальную равновесную скорость автомобиля на заданном участке дороги.
- 6 Рассчитать значения ускорения автомобиля.
- 7 Построить график ускорения автомобиля на передачах.

### Краткие сведения из теории

**Расчет динамической характеристики автомобиля.** Динамической характеристикой автомобиля называется зависимость динамического фактора  $D$  от скорости. Динамическим фактором называется отношение свободной силы  $F_k - F_v$ , направленной на преодоление сил сопротивления дороги, к весу автомобиля:

$$D = (F_k - F_v) / G_a, \quad (14.1)$$

где  $F_k$  – окружная сила на ведущих колесах автомобиля, кН;

$F_v$  – сила сопротивления воздуха, кН;

$G_a$  – вес автомобиля, кН.

При расчете силы сопротивления воздуха учитывается лобовое и добавочное сопротивления воздуха. Лобовое сопротивление является основным, однако, кроме него, присутствуют добавочные виды сопротивления: от выступающих частей (антенны, фары, зеркала бокового вида и т. п.), от движения воздуха через подкапотное пространство; сила трения воздуха о кузов автомобиля и др.

*Сила сопротивления воздуха*

$$F_v = K_v v_a^2 A_v, \quad (14.2)$$

где  $K_v$  – суммарный коэффициент, учитывающий коэффициенты лобового и дополнительного сопротивлений; принимается согласно [7] в пределах: для легковых автомобилей –  $K_v = 0,15 \dots 0,3 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$ ; для грузовых автомобилей –  $K_v = 0,4 \dots 0,6 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$ ; для автобусов –  $K_v = 0,25 \dots 0,45 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$ ;

$v_a$  – скорость движения автомобиля;

$A_v$  – площадь лобового сопротивления (проекция автомобиля на плоскость, перпендикулярную направлению движения).

*Площадь лобового сопротивления*

$$A_v = \alpha H_{\text{габ}} B_{\text{габ}}, \quad (14.3)$$

где  $\alpha$  – коэффициент заполнения площади (для легковых автомобилей –  $0,89-0,9$ , для грузовых и автобусов –  $0,95-0,98$ );

$H_{\text{габ}}$  – габаритная высота автомобиля, м;

$B_{\text{габ}}$  – габаритная ширина автомобиля, м.

Ограничение динамического фактора по условиям сцепления колеса с поверхностью дороги

$$D_{\text{ф}} = (F_{\text{кф}} - F_v) / G_a, \quad (14.4)$$

где  $F_{\text{кф}}$  – ограничивающая окружной силы, кН.

Так как ограничение  $F_k$  наблюдается при начале движения автомобиля, т. е. на малых скоростях, то величиной сопротивления воздуха  $F_v$  можно пренебречь.

По результатам расчетов строится график динамической характеристики для всех передач и наносится линия ограничения динамического фактора.

На динамической характеристике отмечаются ключевые точки, по которым происходит сравнение автомобилей разных масс.

### **Пример расчета.**

1 Площадь лобового сопротивления



$$A_B = 0,9 \cdot 1,476 \cdot 1,51 = 2,006 \text{ м}^2.$$

Подставим числовые значения для первой точки:

$$F_B = 0,2 \cdot 1,363^2 \cdot 2,006 = 1\text{Н} = 0,001 \text{ кН};$$

$$D = (6,46 - 0,001) : (1,79 \cdot 9,81) = 0,368.$$

Остальные расчеты сведены в таблицу 14.2.

2 Рассчитаем ограничение динамического фактора по условиям сцепления колеса с поверхностью дороги:

$$D_\phi = 7,796 : (1,79 \cdot 9,81) = 0,444.$$

**Таблица 14.2 – Расчет значений динамического фактора и ускорений**

| $w_e$ , рад/с         | 60                     | 142   | 224   | 307   | 389   | 471,2 |       |
|-----------------------|------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $M_{e(\phi)}$ , кН·м  | 0,160                  | 0,176 | 0,182 | 0,180 | 0,167 | 0,145 |       |
| $i_{\pi(1)} = 13,656$ | $v_a$ , м/с            | 1,37  | 3,24  | 5,12  | 7,00  | 8,87  | 10,75 |
|                       | $v_a$ , км/ч           | 4,93  | 11,68 | 18,43 | 25,18 | 31,94 | 38,69 |
|                       | $F_k$ , кН             | 6,46  | 7,11  | 7,38  | 7,26  | 6,76  | 5,88  |
|                       | $F_B$ , кН             | 0,001 | 0,004 | 0,009 | 0,016 | 0,026 | 0,039 |
|                       | $D$                    | 0,368 | 0,405 | 0,420 | 0,413 | 0,384 | 0,333 |
|                       | $j$ , м/с <sup>2</sup> | 2,08  | 2,29  | 2,38  | 2,34  | 2,17  | 1,87  |
| $i_{\pi(2)} = 8,814$  | $v_a$ , м/с            | 2,12  | 5,02  | 7,93  | 10,83 | 13,74 | 16,64 |
|                       | $v_a$ , км/ч           | 7,63  | 18,09 | 28,54 | 39,00 | 49,46 | 59,92 |
|                       | $F_k$ , кН             | 4,17  | 4,59  | 4,76  | 4,69  | 4,37  | 3,80  |
|                       | $F_B$ , кН             | 0,002 | 0,008 | 0,021 | 0,039 | 0,063 | 0,093 |
|                       | $D$                    | 0,237 | 0,261 | 0,270 | 0,265 | 0,245 | 0,211 |
|                       | $j$ , м/с <sup>2</sup> | 1,66  | 1,84  | 1,91  | 1,87  | 1,72  | 1,46  |
| $i_{\pi(3)} = 5,655$  | $v_a$ , м/с            | 3,30  | 7,83  | 12,36 | 16,89 | 21,41 | 25,94 |
|                       | $v_a$ , км/ч           | 11,89 | 28,19 | 44,49 | 60,79 | 77,09 | 93,39 |
|                       | $F_k$ , кН             | 2,67  | 2,94  | 3,06  | 3,01  | 2,80  | 2,44  |
|                       | $F_B$ , кН             | 0,004 | 0,020 | 0,051 | 0,095 | 0,153 | 0,225 |
|                       | $D$                    | 0,152 | 0,167 | 0,171 | 0,166 | 0,151 | 0,126 |
|                       | $j$ , м/с <sup>2</sup> | 1,15  | 1,27  | 1,31  | 1,27  | 1,14  | 0,92  |

Окончание таблицы 14.2

|                      |                        |       |       |       |       |        |        |
|----------------------|------------------------|-------|-------|-------|-------|--------|--------|
| $w_e$ , рад/с        | 60                     | 142   | 224   | 307   | 389   | 471,2  |        |
| $M_{e(\phi)}$ , кН·м | 0,160                  | 0,176 | 0,182 | 0,180 | 0,167 | 0,145  |        |
| $i_{т(4)} = 3,9$     | $v_a$ , м/с            | 4,79  | 11,35 | 17,92 | 24,48 | 31,05  | 37,61  |
|                      | $v_a$ , км/ч           | 17,24 | 40,88 | 64,51 | 88,14 | 111,78 | 135,41 |
|                      | $F_k$ , кН             | 1,84  | 2,03  | 2,11  | 2,07  | 1,93   | 1,68   |
|                      | $F_b$ , кН             | 0,008 | 0,043 | 0,107 | 0,200 | 0,322  | 0,473  |
|                      | $D$                    | 0,105 | 0,113 | 0,114 | 0,107 | 0,092  | 0,069  |
|                      | $j$ , м/с <sup>2</sup> | 0,78  | 0,86  | 0,86  | 0,80  | 0,66   | 0,46   |

3 По полученным значениям строится график динамической характеристики для всех передач и наносится линия ограничения динамического фактора (рисунок 17.1).

4 Если линия ограничения динамического фактора расположена выше графиков зависимости динамического фактора от скорости движения, то это означает, что условия сцепления не влияют на динамическую характеристику.

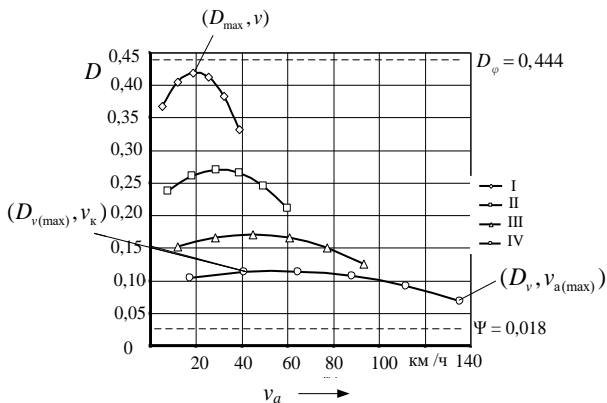
В том случае, когда линия ограничения пересекает одну из зависимостей динамической характеристики, то максимальное значение будет ограничено этой линией, т. е. при заданных условиях автомобиль не сможет развить максимального значения динамического фактора.

На динамической характеристике отмечаются ключевые точки, по которым происходит сравнение автомобилей разных масс:

- максимальное значение динамического фактора на прямой или высшей передаче  $D_{v(\max)}$  и соответствующая ему скорость  $v_k$  – критическая скорость ( $D_{v(\max)}$ ,  $v_k$ );
- значение динамического фактора при максимальной скорости движения автомобиля на прямой передаче ( $D_v$ ,  $v_{a(\max)}$ );
- максимальное значение динамического фактора на первой передаче и соответствующая ему скорость ( $D_{(\max)}$ ,  $v$ ).

5 Максимальная скорость движения определяется оборотами двигателя [в случае, если линия суммарного дорожного сопротивления  $\psi = f + i$  (значение уклона принимается со знаком «минус», если автомобиль движется на спуск) проходит ниже графических зависимостей динамического фактора или сопротивлением дороги (при условии, что линия суммарного дорожного сопротивления пересекает динамическую характеристику)]. Для данного примера  $f = 0,019$ ,  $i = 0,001$  на спуск. Тогда  $\Psi = 0,019 - 0,001 = 0,018$ .

На основании полученного графика можно сделать вывод, что ограничение динамического фактора по условиям сцепления не влияет на динамическую характеристику.



На динамической характеристике отмечаются ключевые точки:

- максимальное значение динамического фактора на прямой или высшей передаче 0,14
- и соответствующая ему скорость  $v_k$  — критическая скорость 64,51 км/ч;

— значение динамического

Рисунок 14.1 – Динамическая характеристика ГАЗ-31029

фактора при максимальной скорости движения автомобиля на прямой передаче (0,69; 135,41);

— максимальное значение динамического фактора на первой передаче и соответствующая ему скорость (0,42; 18,43).

В данном случае значение максимальной скорости ограничено оборотами двигателя и составляет 135,41 км/ч.

#### 6 Ускорение автомобиля на передачах

$$J = g (D - f - i) / \delta, \quad (14.5)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения,  $m/c^2$ ;

$D$  – динамический фактор;

$f$  – коэффициент сопротивления качению (принимается по заданию);

$i$  – уклон дороги (если автомобиль движется на спуск, знак в формуле изменится на «+»);

$\delta$  – коэффициент, учитывающий разгон вращающихся масс.

Коэффициент, учитывающий разгон вращающихся масс,

$$\delta = 1 + \delta_1 + \delta_2 i_k^2, \quad (14.6)$$

где  $\delta_1, \delta_2$  – эмпирические коэффициенты, принимаются согласно [7] в пределах:

$$\delta_1 = 0,03 \dots 0,05; \delta_2 = 0,04 \dots 0,06;$$

$i_{\varepsilon}^2$  – передаточное число коробки передач.

Для расчетов принимаем  $\sigma_1 = 0,03$ ,  $\sigma_2 = 0,04$ , тогда  $\delta = 1 + 0,04 + 0,05 \times 3,5^2 = 1,65$  – для 1-й передачи и 1,30; 1,15 и 1,09 – для 2, 3 и 4-й передач соответственно.

Подставляя значения в формулу (17.5), можно найти значения ускорений:

$$J = 9,81 : 1,65 (0,368 - 0,019 + 0,001) = 2,08.$$

Результаты остальных расчетов заносят в таблицу 14.2.

7 По полученным данным строим график ускорения автомобиля на передачах (рисунок 14.2).

Анализ графика показал, что наибольшее значение ускорения достигается на первой передаче.

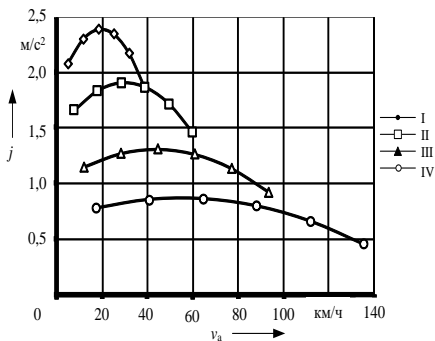


Рисунок 14.2 – Определение ускорений автомобиля на передачах

### Контрольные вопросы

- 1 Что такое динамическая характеристика автомобиля?
- 2 Как определяется динамический фактор?
- 3 Как рассчитывается сила сопротивления воздуха?
- 4 Как рассчитывается ускорение автомобиля на передачах?

## З а д а н и е № 15

### РАСЧЕТ ВРЕМЕНИ И ПУТИ РАЗГОНА АВТОМОБИЛЯ НА ПЕРЕДАЧАХ

**Цель работы:** изучение методики расчета времени и пути при разгоне автомобиля на передачах.

**Исходные данные:**

Время переключения передач принять 0,5 с для легковых автомобилей и созданных на их базе малотоннажных грузовых, а для остальных грузовых автомобилей и автобусов – 1 с.

**Требуется:**

- 1 Рассчитать снижение скорости при переключении передач.
- 2 Определить значения времени и пути разгона автомобиля.
- 3 Построить графики зависимости скорости автомобиля от времени и пути разгона.

#### Краткие сведения из теории

Считается, что разгон автомобиля начинается с минимальной устойчивой скорости, ограниченной минимальной устойчивой частотой вращения коленчатого вала. Также считается, что разгон осуществляется при полной подаче топлива, т. е. двигатель работает по внешней характеристике.

Для построения графиков времени и пути разгона автомобиля на передачах необходимо выполнить следующие расчеты.

Для первой передачи (см. таблицу 17.1) разобьем кривую ускорений на интервалы по скорости  $\Delta v$ :

$$\Delta v = v_{(i)} - v_{(i-1)}. \quad (15.1)$$

Для каждого интервала определяем среднее значение ускорения

$$J_{cp} = (J_{(i)} + J_{(i-1)}) / 2. \quad (15.2)$$

Для каждого интервала  $\Delta v$  время разгона

$$\Delta t_i = \Delta v_i / J_{cpi}. \quad (15.3)$$

Общее время разгона на данной передаче

$$t = \sum \Delta t_i. \quad (15.4)$$

Путь определяется по формуле

$$\Delta s_i = v_{\text{ср}i} \Delta t_i, \quad (15.5)$$

где  $v_{\text{ср}i} = (v_{(i)} + v_{(i-1)}) / 2$ .

Общий путь разгона на передаче

$$s = \sum v_{\text{ср}i} \Delta t_i. \quad (15.6)$$

В том случае, если характеристики ускорений на соседних передачах пересекаются, то момент переключения с передачи на передачу осуществляют в точке пересечения характеристик. Если же характеристики не пересекаются, переключение осуществляют при максимальной конечной скорости для текущей передачи. Во время переключения передач с разрывом потока мощности автомобиль движется накатом. Время переключения передач зависит от квалификации водителя, конструкции коробки передач и типа двигателя.

В процессе переключения передач скорость автомобиля уменьшается. Снижение скорости движения, м/с, при переключении передач может быть подсчитано по формуле, выведенной из тягового баланса:

$$\Delta v_{\text{п}} = (g / \delta) \psi \Delta t_{\text{п}}, \quad (15.7)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения;

$\delta$  – коэффициент, учитывающий разгон вращающихся масс (принимается согласно [7]  $\delta \approx 1,05$ );

$\psi$  – суммарный коэффициент сопротивления поступательному движению ( $\psi = f + i$ );

$\Delta t_{\text{п}}$  – время переключения передач,  $\Delta t_{\text{п}} = 0,5$  с.

Путь, пройденный за время переключения передач,

$$\Delta s_{\text{п}} = \frac{v_{\text{к}} + (v_{\text{к}} - \Delta v_{\text{п}})}{2} \Delta t_{\text{п}}, \quad (15.8)$$

где  $v_{\text{к}}$  – максимальная (конечная) скорость на переключаемой передаче, м/с;

$\Delta v_{\text{п}}$  – снижение скорости движения при переключении передач, м/с;

$\Delta t_{\text{п}}$  – время переключения передач, с.

Разгон автомобиля осуществляем до скорости  $0,8v_{\text{max}}$ . Равновесная максимальная скорость движения на прямой передаче находится из графика изменения динамического фактора, на котором в масштабе отмечается линия суммарного коэффициента сопротивления поступательному движению. Перпендикуляр, опущенный из точки пересечения этой линии с линией динамического фактора на ось абсцисс, укажет нам на равновесную максимальную скорость.

Расчет времени и пути разгона автомобиля на передачах целесообразно вести в табличной форме (таблица 15.1).

### Пример выполнения работы.

1 Снижение скорости движения при переключении передач может быть подсчитано по формуле (15.7):

$$\Delta v_{\text{п}} = (9,81 : 1,05) \cdot 0,018 \cdot 0,5 = 0,09 \text{ м/с};$$

интервалы по скорости

$$\Delta v = 3,25 - 1,37 = 1,88 \text{ м/с.}$$

2 Разгон автомобиля на передаче осуществляется до максимальной скорости на этой передаче. При условии, если графики ускорений пересекаются, то последнее значение скорости принимается по их точке пересечения.

Для каждого интервала определяем среднее значение ускорения

$$J_{\text{ср}} = 2,08 + 2,29 : 2 = 2,18 \text{ м/с}^2.$$

Для каждого интервала  $\Delta v$  время разгона

$$\Delta t_i = 1,88 / 2,18 = 0,86 \text{ с.}$$

Среднее значение скорости на первом отрезке

$$v_{\text{ср}1} = (1,37 + 3,25) : 2 = 2,31 \text{ м/с.}$$

Для остальных значений производятся аналогичные расчеты, которые сводятся в таблицу. Общее время разгона на данном отрезке

$$t = 0,86 + 0,80 = 1,66 \text{ с.}$$

Путь, пройденный на данном отрезке,

$$\Delta s_i = 2,31 \cdot 0,86 = 1,98 \text{ м.}$$

Общее время разгона на данной передаче

$$t = 0,86 + 0,80 + 0,79 + 0,83 + 1,00 = 4,29 \text{ с.}$$

Путь, пройденный на первой передаче,

$$\Delta s_i = 1,98 + 3,36 + 4,81 + 6,60 + 9,84 = 26,59 \text{ м.}$$

Путь, пройденный за время переключения передач,

$$\Delta s_{\text{п}} = \frac{10,75 + (10,75 - 0,09)}{2} \cdot 0,5 = 5,35 \text{ м.}$$

Разгон автомобиля на второй передаче начинается со скорости

$$\Delta v = 10,75 - 0,09 = 10,66 \text{ м/с.}$$

Общий разгон автомобиля осуществляется до скорости  $v = 0,8 \cdot 135,41 = 108,33 \text{ км/ч} =$

= 30,09 м/с.

3 По рассчитанным данным построим графики зависимости скорости автомобиля от пути  $v = f(s)$  и от времени  $v = f(t)$  при разгоне (рисунки 15.1, 15.2).

**Таблица 15.1 – Расчет времени и пути разгона автомобиля ГАЗ-31029**

|                             |                             |             |        |        |        |        |        |
|-----------------------------|-----------------------------|-------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| I                           | $v_a$ , м/с                 | 1,37        | 3,25   | 5,12   | 7,00   | 8,87   | 10,75  |
|                             | $\Delta v_i$ , м/с          |             | 1,88   | 1,88   | 1,88   | 1,88   | 1,88   |
|                             | $j_i$ , м/с <sup>2</sup>    | 2,08        | 2,29   | 2,38   | 2,34   | 2,17   | 0,88   |
|                             | $j_{cp}$ , м/с <sup>2</sup> |             | 2,18   | 2,34   | 2,36   | 2,26   | 1,87   |
|                             | $\Delta t_i$ , с            |             | 0,86   | 0,80   | 0,79   | 0,83   | 1,00   |
|                             | $t$ , с                     |             | 0,86   | 1,66   | 2,46   | 3,29   | 4,29   |
|                             | $v_{cp i}$ , м/с            |             | 2,31   | 4,18   | 6,06   | 7,93   | 9,81   |
|                             | $\Delta s_i$ , м            |             | 1,98   | 3,36   | 4,81   | 6,60   | 9,84   |
|                             | $s$ , м                     |             | 1,98   | 5,34   | 10,16  | 16,76  | 26,59  |
| II                          | $v_a$ , м/с                 | 10,66       | 11,85  | 13,05  | 14,25  | 15,45  | 16,64  |
|                             | $\Delta v_i$ , м/с          | 0,09        | 1,20   | 1,20   | 1,20   | 1,20   | 1,20   |
|                             | $j_i$ , м/с <sup>2</sup>    | 1,89        | 1,81   | 1,74   | 1,62   | 1,53   | 1,46   |
|                             | $j_{cp}$ , м/с <sup>2</sup> |             | 1,85   | 1,78   | 1,68   | 1,58   | 1,50   |
|                             | $\Delta t_i$ , с            | 0,50        | 0,65   | 0,67   | 0,71   | 0,76   | 0,80   |
|                             | $t$ , с                     | 4,79        | 5,44   | 6,11   | 6,83   | 7,59   | 8,39   |
|                             | $v_{cp i}$ , м/с            |             | 11,26  | 12,45  | 13,65  | 14,85  | 16,05  |
|                             | $\Delta s_i$ , м            | 5,35        | 7,29   | 8,40   | 9,73   | 11,29  | 12,85  |
|                             | $s$ , м                     | 31,95       | 39,23  | 47,63  | 57,36  | 68,65  | 81,50  |
|                             | III                         | $v_a$ , м/с | 16,55  | 18,43  | 20,31  | 22,19  | 24,06  |
| $\Delta v_i$ , м/с          |                             | 0,09        | 1,88   | 1,88   | 1,88   | 1,88   | 1,88   |
| $j_i$ , м/с <sup>2</sup>    |                             | 1,33        | 1,27   | 1,19   | 1,11   | 1,01   | 0,92   |
| $j_{cp}$ , м/с <sup>2</sup> |                             |             | 1,30   | 1,23   | 1,15   | 1,06   | 0,97   |
| $\Delta t_i$ , с            |                             | 0,50        | 1,44   | 1,53   | 1,63   | 1,77   | 1,95   |
| $t$ , с                     |                             | 8,89        | 10,33  | 11,86  | 13,49  | 15,26  | 17,21  |
| $v_{cp i}$ , м/с            |                             |             | 17,49  | 19,37  | 21,25  | 23,13  | 25,00  |
| $\Delta s_i$ , м            |                             | 8,30        | 25,26  | 29,57  | 34,69  | 40,96  | 48,64  |
| $s$ , м                     |                             | 89,80       | 115,07 | 144,63 | 179,32 | 220,28 | 268,93 |
| IV                          | $v_a$ , м/с                 | 25,85       | 26,70  | 27,55  | 28,40  | 29,24  | 30,09  |
|                             | $\Delta v_i$ , м/с          | 0,09        | 0,85   | 0,85   | 0,85   | 0,85   | 0,85   |
|                             | $j_i$ , м/с <sup>2</sup>    | 0,78        | 0,71   | 0,65   | 0,59   | 0,52   | 0,46   |
|                             | $j_{cp}$ , м/с <sup>2</sup> |             | 0,75   | 0,68   | 0,62   | 0,56   | 0,49   |
|                             | $\Delta t_i$ , с            | 0,50        | 1,14   | 1,25   | 1,37   | 1,53   | 1,73   |
|                             | $t$ , с                     | 17,71       | 18,85  | 20,09  | 21,46  | 22,99  | 24,72  |
|                             | $v_{cp i}$ , м/с            |             | 26,28  | 27,12  | 27,97  | 28,82  | 29,67  |



|                  |        |        |        |        |        |        |
|------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| $\Delta s_i$ , м | 12,95  | 29,91  | 33,82  | 38,26  | 44,03  | 51,34  |
| $s$ , м          | 281,87 | 311,78 | 345,61 | 383,86 | 427,90 | 479,24 |

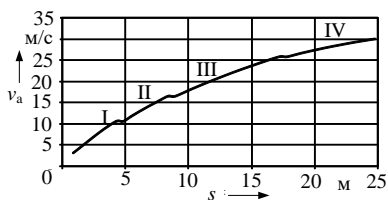


Рисунок 15.1 – График зависимости скорости автомобиля от пути  $v = f(s)$

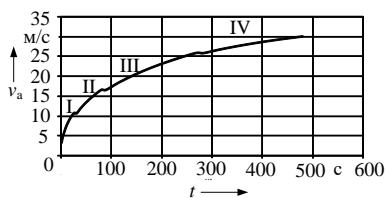


Рисунок 15.2 – График зависимости скорости автомобиля от времени  $v = f(t)$  при разгоне

Таким образом, общее время разгона автомобиля составило примерно 25 с, а путь, пройденный автомобилем, – 479 м.

### Контрольные вопросы

- 1 Как определяется путь при разгоне автомобиля на передачах?
- 2 Как определяется снижение скорости при переключении передач?
- 3 Как определяется путь, пройденный автомобилем за время переключения передач?

## З а д а н и е № 16

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТОРМОЗНОЙ ДИНАМИКИ АВТОМОБИЛЯ

**Цель работы:** изучение методики расчета остановочного пути автомобиля и установившегося замедления.

**Исходные данные:**

- 1 Время реакции водителя принять  $t_p = 1$  с.
- 2 Время запаздывания срабатывания тормозного привода для гидравлической системы  $t_c \approx 0,05 \dots 0,1$  с; для пневматической системы  $t_c \approx 0,2$  с.
- 3 Коэффициент эффективности тормозов при  $\varphi \geq 0,4$   $K_\varphi = 1,2$  – для легковых автомобилей;  $K_\varphi = 1,3 \dots 1,4$  – для грузовых автомобилей и автобусов; при  $\varphi < 0,4$   $K_\varphi = 1,0$ .

**Требуется:**

- 1 Рассчитать установившееся замедление.
- 2 Рассчитать остановочный путь.
- 3 Построить графики зависимости остановочного пути от скорости движения для различных условий сцепления колес с дорогой.
- 4 Определить безопасную скорость движения исходя из условий видимости в темное время суток.

### Краткие сведения из теории

Возможность предотвращения ДТП чаще всего связана с интенсивным торможением, поэтому необходимо, чтобы тормозные свойства автомобиля обеспечивали его эффективное замедление в любых дорожных ситуациях.

Для выполнения этого условия сила, развиваемая тормозным механизмом, не должна превышать силы сцепления с дорогой, зависящей от весовой нагрузки на колесо и состояния дорожного покрытия. Иначе колесо заблокируется (перестанет вращаться) и начнет скользить, что может привести (особенно при блокировке нескольких колес) к заносу автомобиля и значительному увеличению тормозного пути. Чтобы предотвратить блокировку, силы, развиваемые тормозными механизмами, должны быть пропорциональны весовой нагрузке на колесо. Реализуется это с помощью применения на передней оси более эффективных дисковых тормозов, а на задней – барабанных, причем с ограничителем тормозных сил. На современных автомобилях используется антиблокировочная система тормозов, корректирующая силу торможения каждого колеса и предотвращающая их скольжение.

Зимой и летом состояние дорожного покрытия разное, поэтому для наилучшей реализации тормозных свойств необходимо применять шины, соответствующие сезону.

Максимальное установившееся замедление наступает при достижении максимально возможной продольной реакции  $R_x$ , т.е. при полном использовании сцепных качеств колеса с дорогой. При замедлении, меньшем по значению, чем максимально установившееся, продольная реакция  $R_x$  не достигает своего максимального значения, т.е. при торможении не происходит полного использования сцепных качеств колеса и дороги. Это происходит при служебном торможении, когда используется часть сцепных качеств. Иначе говоря, коэффициент сцепления можно рассматривать как переменную величину, меняющуюся от нуля до максимального значения, соответствующего экстремальному торможению. И замедление при торможении также может изменяться от нуля до максимально возможного по условиям сцепления.

Расчёт замедления автомобиля производится по формуле

$$J = \frac{\varphi g}{K_3}, \quad (16.1)$$

где  $J$  – замедление автомобиля,  $\text{м/с}^2$ ;

$\varphi$  – коэффициент сцепления шин с дорогой;

$g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ ;

$K_3$  – коэффициент эффективности тормозов; при  $\varphi \geq 0,4$   $K_3 = 1,2$  – для легковых автомобилей;  $K_3 = 1,3 \dots 1,4$  – для грузовых автомобилей и автобусов; при  $\varphi < 0,4$   $K_3 = 1,0$ .

При  $\varphi = 0,85$  для условий задания  $J = (0,85 \cdot 9,8)/1,3 = 6,41 \text{ м/с}^2$ .

Остановочным путем называется расстояние, пройденное автомобилем от момента обнаружения препятствия до полной остановки. Расчет остановочного пути автомобиля ведется по следующей формуле:

$$s_0 = v_0 (t_p + t_c + 0,5 t_n) + K_3 \frac{v_0^2}{2g\varphi}, \quad (16.2)$$

где  $s_0$  – полный остановочный путь, м;

$v_0$  – начальная скорость торможения,  $\text{м/с}$ ;

$t_p$  – время реакции водителя, с;

$t_c$  – время запаздывания срабатывания тормозного привода, с.

Расчеты остановочного пути выполняются при разных коэффициентах сцепления колеса с дорогой:  $\varphi_1 = 0,5$ ;  $\varphi_2 = 1,0$ ;  $\varphi_3$  – принимается по заданию.

Скорость выбирается по последней передаче от минимального до максимального равновесного значения.

### **Пример определения остановочного пути автомобиля ГАЗ-31029.**

1 Остановочный путь

$$s_o = 5,56(1 + 0,08 + 0,5 \cdot 0,4) + 1,2 \cdot \frac{5,56^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,85} = 9,61 \text{ м.}$$

Все последующие расчеты сведены в таблицу 16.1.

Таблица 16.1 – Расчет остановочного пути

|      |                    |       |       |       |       |        |        |
|------|--------------------|-------|-------|-------|-------|--------|--------|
| φ    | v, м/с             | 5,56  | 11,97 | 18,38 | 24,8  | 31,2   | 37,61  |
|      | v, км/ч            | 17,24 | 40,88 | 64,51 | 88,14 | 111,78 | 135,41 |
| 0,5  | s <sub>o</sub> , м | 6,40  | 24,29 | 52,72 | 91,69 | 141,22 | 201,28 |
| 0,85 | s <sub>o</sub> , м | 5,24  | 17,80 | 36,54 | 61,49 | 92,66  | 130,01 |
| 1,0  | s, м               | 4,99  | 16,40 | 33,08 | 55,03 | 82,25  | 114,74 |

2 По рассчитанным данным построим графики зависимости остановочного пути от скорости движения для различных условий сцепления колес с дорогой (рисунок 16.1).

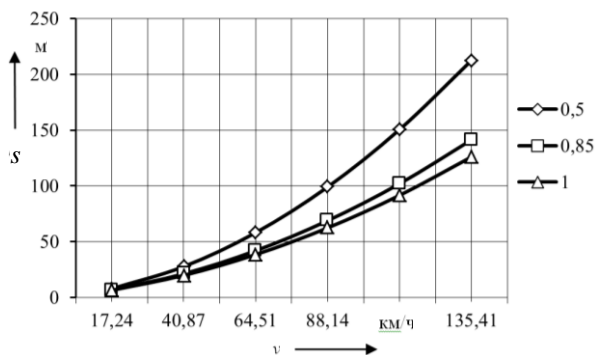


Рисунок 16.1 – Графическая зависимость остановочного пути

Анализ рисунка 16.1 показал, что с увеличением скорости движения и уменьшением коэффициента сцепления остановочный путь автомобиля возрастает.

Тормозные свойства влияют не только на безопасность движения, но и на среднюю скорость движения. Допустимая по тормозным свойствам скорость движения может быть определена из условия

$$s_B = s_o + s_6, \quad (16.3)$$

где  $s_B$  – расстояние видимости дороги или препятствия, м;

$s_o$  – остановочный путь, определенный по формуле (16.2);

$s_6$  – расстояние безопасности,  $s_6 = 5$  м.

В темное время суток при пользовании фарами остановочный путь должен

быть равен или меньше расстояния видимости, которая будет определяться максимальной протяженностью участка дороги, освещенного фарами, для дальнего света  $s_{\text{осв}} = 150$  м, для ближнего – 50 м.

$$s_0 \leq s_{\text{осв}}. \quad (16.4)$$

Используя графическую зависимость остановочного пути от скорости движения (см. рисунок 16.1), можно определить максимально допустимую скорость при движении в темное время суток, которую необходимо сравнить с максимально допустимой скоростью на загородных дорогах для заданного транспортного средства. Так, для заданных условий движения ( $\varphi = 0,85$ ) при дальнем свете фар в темное время суток легковой автомобиль может развить максимальную допустимую скорость 90 км/ч, а при ближнем свете, учитывая расстояние видимости, скорость движения не должна превышать 73 км/ч.

### **Контрольные вопросы**

- 1 Что такое остановочный путь автомобиля?*
- 2 От чего зависит остановочный путь автомобиля?*
- 3 Как изменяется остановочный путь автомобиля при снижении коэффициента сцепления колес с дорогой?*



## З а д а н и е № 17

### РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК И ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ АВТОМОБИЛЯ

**Цель работы:** изучение методики расчета путевого и линейного расхода топлива.

**Исходные данные:**

1 Удельный расход топлива на номинальном режиме для дизельных двигателей  $g_{(ep)} = 200$  г/кВт·ч, для бензиновых двигателей  $g_{(ep)} = 260$  г/кВт·ч.

2 Плотность топлива, согласно справочным данным, принимается:

- дизельного – 820 кг/м<sup>3</sup>;

- бензина – 750 кг/м<sup>3</sup>.

3 Линейная норма, л/100 км, для соответствующего транспортного средства согласно приложению А.

4 Инструкция о порядке применения норм расхода топлива для механических транспортных средств, машин, механизмов и оборудования (приложение Б).

5 Условия эксплуатации принимаются по таблице 17.1 по последней цифре номера зачетной книжки. Для грузовых автомобилей необходимо рассчитать расход топлива с учетом выполняемой транспортной работы по перевозке груза.

*Таблица 17.1 – Условия эксплуатации*

| Параметры   | Порядковый номер |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
|---|------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
|   | 0                | 1   | 2   | 3   | 4   | 5   | 6   | 7   | 8   | 9   |
| Численность населения, тыс. чел. (принимается по предпоследней цифре шифра)                               | 700              | 550 | 450 | 350 | 280 | 200 | 120 | 90  | 50  | 30  |
| Период эксплуатации (принимается по последней цифре шифра)*   | +                | -   | +   | -   | +   | -   | +   | -   | +   | -   |
| Общий пробег автомобиля за одну езду, км (принимается по последней цифре суммы двух последних цифр шифра) | 10               | 15  | 20  | 25  | 30  | 35  | 40  | 45  | 50  | 55  |
| Коэффициент использования грузоподъемности (принимается по последней цифре шифра)                         | 0,3              | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1,0 | 0,4 | 0,5 |
| Коэффициент использования пробега (принимается по предпоследней цифре шифра)                              | 0,4              | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1,0 | 0,4 | 0,5 | 0,6 |

\*«+» – летние условия эксплуатации; «-» – зимние условия эксплуатации.

### Требуется:

- 1 Определить путевой расход топлива автомобилем.
- 2 Построить график зависимости путевого расхода топлива от скорости движения.
- 3 Изучить инструкцию о порядке применения норм расхода топлива для механических транспортных средств, машин, механизмов и оборудования.
- 4 Определить эксплуатационную норму расхода топлива.

### Краткие сведения из теории

Топливной экономичностью автомобиля называют совокупность свойств, определяющих расход топлива при выполнении автомобилем транспортной работы в различных условиях эксплуатации.

Топливная экономичность автомобилей имеет большое значение для экономики страны в целом, так как автомобильный транспорт потребляет около 30 % сжигаемого в Республике Беларусь жидкого топлива. Повышение топливной экономичности автомобилей приводит не только к экономии топлива, снижению себестоимости перевозок, но и к снижению экологической опасности автотранспортных средств.

Топливная экономичность в основном зависит от конструкции автомобиля и условий его эксплуатации. Она определяется степенью совершенства рабочего процесса в двигателе, коэффициентом полезного действия и передаточным числом трансмиссии, соотношением между снаряженной и полной массой автомобиля, интенсивностью его движения, а также сопротивлением, оказываемым движению автомобиля окружающей средой.

При расчете топливной экономичности исходными данными являются нагрузочные характеристики двигателя, по которым ведется расчет путевого расхода топлива,

$$Q_s = 100 \frac{g_{(ep)} K_n K_c P_\Sigma}{\rho_T v_a}, \quad (17.1)$$

где  $g_{(ep)}$  – удельный расход топлива на номинальном режиме, г/кВт·ч;

$K_n$  – коэффициент использования мощности двигателя (И);

$K_c$  – коэффициент использования частоты вращения коленчатого вала двигателя (Е);

$P_\Sigma$  – мощность, подводимая в трансмиссию, кВт;

$\rho_T$  – плотность топлива, кг/м<sup>3</sup>;

$v_a$  – скорость движения автомобиля, км/ч.

Удельный расход топлива на номинальном режиме для дизельных двигателей  $g_{(ep)} = 195 \dots 230$  г/кВт·ч, для бензиновых двигателей  $g_{(ep)} = 260 \dots 300$  г/кВт·ч.

При приближенных значениях принимают средние цифры.



Величины  $K_n$  и  $K_c$  определяют по эмпирическим формулам:

– для дизельных двигателей

$$K_n = 1,2 + 0,14И - 1,8И^2 + 1,46И^3; \quad (17.2)$$

– для бензиновых двигателей

$$K_n = 3,27 - 8,22И + 9,13И^2 - 3,18И^3; \quad (17.3)$$

– для дизельных и бензиновых х двигателей

$$K_c = 1,25 - 0,99Е + 0,98Е^2 - 0,24Е^3, \quad (17.4)$$

где И и Е – степень использования мощности и оборотов двигателя,

$$И = P_{\Sigma} / P_c, \quad (17.5)$$

$$Е = \omega_e / \omega_p, \quad (17.6)$$

$P_{\Sigma}$  – мощность, подводимая в трансмиссию, кВт;

$P_c$  – мощность двигателя по внешней скоростной характеристике, кВт;

$\omega_e$  – текущая частота вращения коленчатого вала двигателя, рад/с;

$\omega_p$  – частота вращения коленчатого вала двигателя при номинальном режиме, рад/с;

$$P_{\Sigma} = P_{\psi} + P_B + P_{\Pi}, \quad (17.7)$$

$P_{\psi}$ ,  $P_B$  – мощность двигателя, затрачиваемая на преодоление сил сопротивления дороги и воздуха, кВт;

$P_{\Pi}$  – мощность потерь в трансмиссии и на привод вспомогательного оборудования автомобиля, кВт,

$$P_{\psi} = \psi G_a v_a = \psi m_a g v_a; \quad (17.8)$$

$$P_B = A_B K_B v_a^3; \quad (17.9)$$

$$P_{\Pi} = (P_c - P_{c(\Phi)}) + (1 - \eta_T) (P_{\psi} + P_B). \quad (17.10)$$

Расчеты проводятся для трех значений  $\psi_i$ :

$\psi_1$  принимается по заданию;

$$\psi_2 = 0,8 D_{v(\max)}, \quad (17.11)$$

где  $D_{v(\max)}$  – максимальное значение динамического фактора для прямой передачи;

$$\psi_3 = (\psi_1 + \psi_2) / 2.$$

На графике динамической характеристики линиями отмечаются значения коэффициентов суммарного сопротивления дороги, затем скорость разбивается на интервалы от минимального значения до точки пересечения линии коэффициента суммарного сопротивления дороги с динамической характеристикой.

По полученным скоростям находят значения частоты вращения коленчатого вала двигателя. По графику внешней скоростной характеристики определяют значения мощности двигателя. Далее рассчитывают значения  $P_{\psi}$ ,  $P_B$ ,  $P_{II}$  и  $P_{\Sigma}$ , вычисляют значения коэффициентов  $K_u$  и  $K_e$ , а затем – расход топлива.

**Пример расчета путевого расхода топлива для автомобиля ГАЗ-31029** при движении на последней передаче.

Исходные данные для расчета:

$$\psi_1 = 0,018 \text{ (по заданию);}$$

$$\psi_2 = 0,8D_{v(\max)} = 0,8 \cdot 0,114 = 0,091;$$

$$\psi_3 = (\psi_1 + \psi_2) : 2 = (0,018 + 0,091) : 2 = 0,0545.$$

1 Определение путевого расхода топлива:

$$P_{\psi} = 0,018 \cdot 17,56 \cdot 4,79 = 1,51 \text{ кВт;}$$

$$P_B = 2,006 \cdot 0,2 \cdot 4,79^3 = 0,04 \text{ кВт;}$$

$$P_{II} = (9,77 - 9,58) + (1 - 0,92) \cdot (1,51 + 0,04) = 0,32 \text{ кВт;}$$

$$P_{\Sigma} = 1,51 + 0,04 + 0,32 = 1,87 \text{ кВт;}$$

$$И = 1,87 : 9,77 = 0,191;$$

$$E = 60 : 471,23 = 0,127;$$

$$K_u = 3,27 - 8,22 \cdot 0,191 + 9,13 \cdot 0,191^2 - 3,18 \cdot 0,191^3 = 2,011;$$

$$K_e = 1,25 - 0,99 \cdot 0,127 + 0,98 \cdot 0,127^2 - 0,24 \cdot 0,127^3 = 1,139.$$

Тогда

$$Q_s = 100 \frac{260 \cdot 2,011 \cdot 1,139 \cdot 1,87}{750 \cdot 4,79 \cdot 3,6} = 8,6, \text{ л/100 км.}$$

Все остальные результаты расчетов заносим в таблицу 17.2.

**Таблица 17.2 – Расчет путевого расхода топлива**

| $\psi$ | $v_a$ | $\omega_e$ | $P_e$ | $P_{\psi}$ | $P_B$ | $P_{II}$ | $P_{\Sigma}$ | $U$   | $E$   | $K_u$ | $K_e$ | $Q_s$ |
|--------|-------|------------|-------|------------|-------|----------|--------------|-------|-------|-------|-------|-------|
|        | м/с   | рад/с      | кВт   | кВт        | кВт   | кВт      | кВт          |       |       |       |       | л/100 |
| 0,018  | 4,79  | 60,00      | 9,77  | 1,51       | 0,04  | 0,32     | 1,87         | 0,191 | 0,127 | 2,011 | 1,139 | 8,60  |
|        | 11,35 | 142,24     | 25,51 | 3,59       | 0,49  | 0,83     | 4,91         | 0,192 | 0,302 | 2,004 | 1,034 | 8,62  |
|        | 17,92 | 224,49     | 41,78 | 5,66       | 1,92  | 1,43     | 9,01         | 0,216 | 0,476 | 1,890 | 0,975 | 8,92  |
|        | 24,48 | 306,74     | 56,19 | 7,74       | 4,91  | 2,11     | 14,75        | 0,263 | 0,651 | 1,684 | 0,955 | 9,33  |
|        | 31,05 | 388,98     | 66,36 | 9,81       | 10,01 | 2,87     | 22,69        | 0,342 | 0,825 | 1,400 | 0,966 | 9,51  |
|        | 37,61 | 471,23     | 69,90 | 11,89      | 17,79 | 3,70     | 33,38        | 0,478 | 1,000 | 1,080 | 1,000 | 9,23  |
| 0,091  | 4,79  | 60,00      | 9,77  | 7,65       | 0,04  | 0,79     | 8,48         | 0,868 | 0,127 | 0,934 | 1,139 | 18,15 |
|        | 9,94  | 124,56     | 22,00 | 15,89      | 0,33  | 1,70     | 17,92        | 0,814 | 0,264 | 0,913 | 1,052 | 16,68 |
|        | 15,10 | 189,12     | 34,87 | 24,12      | 1,15  | 2,66     | 27,93        | 0,801 | 0,401 | 0,909 | 0,995 | 16,12 |
|        | 20,25 | 253,68     | 47,23 | 32,36      | 2,78  | 3,67     | 38,81        | 0,822 | 0,538 | 0,916 | 0,964 | 16,29 |
|        | 25,40 | 318,24     | 57,93 | 40,59      | 5,48  | 4,74     | 50,81        | 0,877 | 0,675 | 0,938 | 0,954 | 17,25 |
|        | 30,56 | 382,80     | 65,80 | 48,83      | 9,54  | 5,85     | 64,21        | 0,976 | 0,812 | 0,988 | 0,964 | 19,27 |
| 0,0545 | 4,79  | 60,00      | 9,77  | 4,58       | 0,04  | 0,55     | 5,17         | 0,529 | 0,127 | 1,005 | 1,139 | 11,92 |
|        | 11,35 | 142,24     | 25,51 | 10,87      | 0,49  | 1,39     | 12,75        | 0,500 | 0,302 | 1,045 | 1,034 | 11,69 |
|        | 17,92 | 224,49     | 41,78 | 17,15      | 1,92  | 2,32     | 21,39        | 0,512 | 0,476 | 1,028 | 0,975 | 11,52 |
|        | 24,48 | 306,74     | 56,19 | 23,43      | 4,91  | 3,33     | 31,66        | 0,563 | 0,651 | 0,968 | 0,955 | 11,51 |

|  |       |        |       |       |       |      |       |       |       |       |       |       |
|--|-------|--------|-------|-------|-------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
|  | 31,05 | 388,98 | 66,36 | 29,71 | 10,01 | 4,41 | 44,13 | 0,665 | 0,825 | 0,906 | 0,966 | 11,97 |
|  | 37,61 | 471,23 | 69,90 | 36,00 | 17,79 | 5,58 | 59,37 | 0,849 | 1,000 | 0,926 | 1,000 | 14,08 |

2 По полученным данным строим графики изменения путевого расхода топлива от скорости автомобиля  $Q_s = f(v_a)$  (рисунок 17.1).

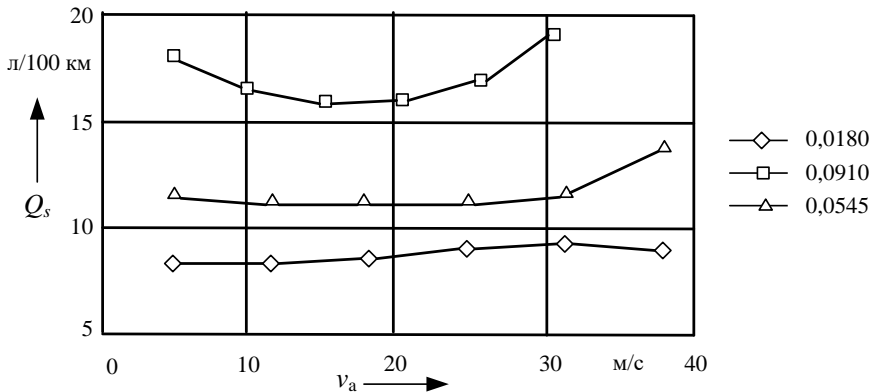


Рисунок 17.1 – Зависимость расхода топлива от скорости

Из рисунка 17.1 видно, что минимальный расход топлива достигается при наименьшем коэффициенте суммарного дорожного сопротивления при средних оборотах коленчатого вала двигателя.

**Расчет эксплуатационной нормы расхода топлива.** Расчет расхода топлива для определенных условий эксплуатации производится путем применения линейной нормы (базового расхода) для конкретной заданной марки транспортного средства и соответствующих установленных величин повышений (снижений), а также величин дополнительного расхода топлива, которые приведены в инструкции о порядке применения норм расхода топлива (приложении Б.)

*Примечание* – Разработанные нормы расхода топлива, утвержденные Министерством транспорта и коммуникаций Республики Беларусь, и нормы топлива, прошедшие юридическую экспертизу Министерства юстиции Республики Беларусь и внесенные в Национальный реестр правовых актов, размещены на сайте РУП БелНИИТ «Транстехника» <http://www.transtekhika.by/Normy/index.htm>.

**Пример 1.** Автомобиль ГАЗ-31029 при эксплуатации в зимний период времени, в населенном пункте с числом жителей 650 тыс. чел.

Исходные данные:

линейная норма расхода топлива – 13,2 л/100 км;

повышение линейной нормы при эксплуатации в зимний период – 10 %;

повышение линейной нормы при эксплуатации в городе – 10 %;

Эксплуатационная норма

$$Q_{\text{норм}} = 1,1 \cdot 1,1 \cdot N = 1,1 \cdot 1,1 \cdot 13,2 = 15,972 \text{ л/100 км.}$$

**Пример 2.** Автомобиль-самосвал МА3-5551 с двигателем ЯМЗ-236 в г. Минске за одну езду с грузом попутно с одного места загрузки доставил на два объекта груз: на один объект – 5 т, на второй – 2 т. Пробег автомобиля от места загрузки до первого объекта составил 15 км и от первого до второго объекта – 8 км. Общий пробег автомобиля за одну езду составил 50 км.

Исходные данные:

грузоподъемность автомобиля – 10 т;

линейная норма расхода топлива – 30,3 л/100 км;

повышение линейной нормы при эксплуатации в г. Минске – 15 %;

дополнительный расход топлива на одну езду с грузом – 0,25 л;

величина изменения расхода топлива на 100 т·км транспортной работы – 1,3 л.

$P_{\text{факт}} = m_{\text{гр}} s = 7 \cdot 15 + 2 \cdot 8 = 121 \text{ т}\cdot\text{км};$

$P_{0,5} = q_{\text{авт}} \cdot 0,5 L_{\text{общ}} = 10 \cdot 0,5 \cdot 50 = 250 \text{ т}\cdot\text{км};$

$v_{\text{авт}} = 0,01 (P_{\text{факт}} - P_{0,5}) c = 0,01 \cdot (121 - 250) \cdot 1,3 = -1,68 \text{ л};$

$Q_{\text{норм}} = 0,01 H L_{\text{общ}} k_{\text{ср}} + v_{\text{авт}} + g n = 0,01 \cdot 30,3 \cdot 50 \cdot 1,15 - 1,68 + 0,25 \cdot 1 = 15,99 \text{ л}.$

### Контрольные вопросы

1 Чем определяется топливная экономичность автомобиля?

2 Как рассчитывается путевой расход топлива?

3 Что такое линейная норма расхода?

4 От чего зависят повышающие величины норм расхода топлива?

## З а д а н и е № 18

### РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ АВТОМОБИЛЯ

**Цель работы:** определение показателей устойчивости автомобиля.

**Исходные данные:**

1 Радиус поворота при определении критической скорости по опрокидыванию принять 50 м.

2 Высота центра тяжести принимается по таблице 18.1 по последней цифре номера зачетной книжки. Ширина колеи и радиус поворота для определения критической скорости по заносу принимается по предпоследней цифре номера зачетной книжки.

Таблица 18.1 – Условия эксплуатации

| Параметры   | Порядковый номер |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|---|------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
|   | 0                | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    | 8    | 9    |
| Высота центра тяжести без нагрузки, м (принимается по последней цифре шифра)                              | 0,64             | 0,60 | 0,56 | 0,52 | 0,68 | 0,72 | 0,76 | 0,78 | 0,82 | 0,86 |
| Высота центра тяжести с нагрузкой, м (принимается по последней цифре шифра)                               | 0,78             | 0,74 | 0,70 | 0,68 | 0,74 | 0,78 | 0,80 | 0,84 | 0,86 | 0,90 |
| Ширина колеи, м (принимается по предпоследней цифре шифра)  | 1,65             | 1,68 | 1,71 | 1,74 | 1,77 | 1,82 | 1,88 | 1,96 | 2,05 | 2,12 |
| Радиус поворота для определения критической скорости по заносу (принимается по предпоследней цифре шифра) | 50               | 60   | 70   | 80   | 90   | 110  | 120  | 130  | 140  | 150  |

**Требуется:**

- 1 Определить критическую скорость по опрокидыванию и по заносу.
- 2 Определить критический угол косогора по опрокидыванию и по условиям заноса.

### Краткие сведения из теории

Устойчивость автомобиля – это его свойство противостоять заносу и опрокидыванию. Она непосредственно влияет на безопасность движения.

Управляя неустойчивым автомобилем, водитель должен более внимательно следить за дорожной обстановкой и постоянно корректировать движение. Длительно управляя неустойчивым автомобилем, водитель испытывает нервное перенапряжение, быстро устаёт, что повышает вероятность возникновения ДТП.

В зависимости от направления скольжения или опрокидывания различают поперечную и продольную устойчивость. Наиболее опасна и вероятна потеря поперечной устойчивости, которая возникает вследствие действия на автомобиль боковых сил.

Потеря поперечной устойчивости может произойти, как при криволинейном, так и при прямолинейном движении. Потеря поперечной устойчивости при прямолинейном движении может наступить, если автомобиль движется по косоугору (по дороге с поперечным уклоном). Показателями поперечной устойчивости в этом случае являются критические углы косоугора, соответствующие началу заноса и опрокидывания.

Показателем поперечной устойчивости при криволинейном движении автомобиля является его максимальная скорость по дуге постоянного радиуса, соответствующая началу заноса и опрокидывания.

Потеря автомобилем продольной устойчивости вызывается буксированием ведущих колёс при движении автомобиля на подъём. Показателем продольной устойчивости является максимальный угол подъёма дороги, преодолеваемый автомобилем без буксования ведущих колёс.

Курсовая устойчивость автомобиля – это его свойство двигаться прямолинейно без корректирующих движений водителя, т. е. при неизменном положении рулевого колеса. Автомобиль с плохой курсовой устойчивостью произвольно меняет направление движения (рыскает по дороге), создавая угрозу другим транспортным средствам и пешеходам. Нарушение курсовой устойчивости при прямолинейном движении может произойти из-за бокового ветра, удара колёс о неровности дороги, разных по величине тяговых или тормозных сил с правой или с левой стороны автомобиля, неправильными приёмами вождения (резким торможением, разгоном, техническими неисправностями, неправильной регулировкой тормозных механизмов, разрывом или проколом шин).

*Движение по окружности на горизонтальной поверхности.* Для определения боковой силы, вызывающей занос автомобиля, рассмотрим рисунок 18.1. Принято допущение: шины автомобиля в поперечном направлении не деформируются.

Точка  $C$  – центр тяжести автомобиля;

точка  $O$  – центр поворота;

$OC = \rho$  – расстояние от центра тяжести до центра поворота;

$OB = R$  – радиус движения центра задней оси;

$\theta$  – угол между продольной осью автомобиля и направлением движения середины переднего моста (этот угол приблизительно равен полусумме поворота управляемых колес);

$L$  – база автомобиля;

$\gamma$  – угол между  $\rho$  и  $R$ .

При равномерном движении автомобиля по кругу с постоянным радиусом центробежная сила

$$F_{ц} = M_a \omega^2 \rho, \quad (18.1)$$

где  $M_a$  – масса автомобиля, кг;

$\omega$  – угловая скорость автомобиля вокруг точки  $O$ , рад/с.

Вместе с тем

$$\omega = v / R; \quad \rho = R / \cos \gamma, \quad (18.2)$$

где  $v$  – мгновенная линейная скорость автомобиля, м/с<sup>2</sup>.

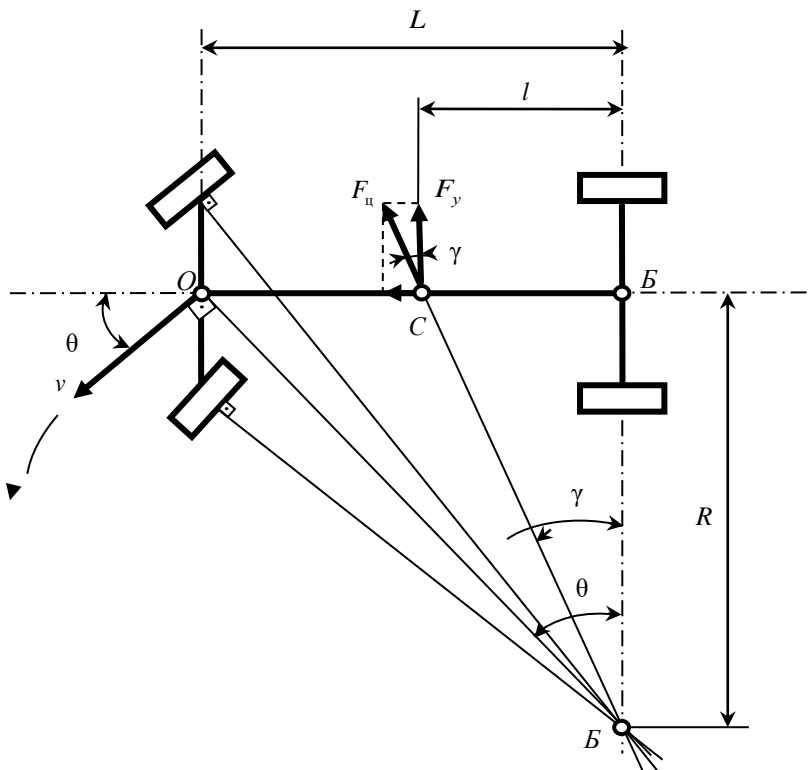


Рисунок 18.1 – Движение автомобиля на повороте

После преобразования уравнения (18.1) с учетом выражений (18.2) получим

$$F_{\text{ц}} = \frac{M_{\text{а}} v^2}{R \cos \gamma}. \quad (18.3)$$

Отсюда можно определить поперечную составляющую центробежной силы:

$$F_y = F_{\text{ц}} \cdot \cos \gamma = M_{\text{а}} v^2 / R. \quad (18.4)$$

Показателями поперечной устойчивости автомобиля являются максимально возможные скорости движения.

При движении по горизонтальному участку дороги с поворотом (рисунок 18.2, а) под действием боковой силы автомобиль может либо опрокинуться относительно оси, проходящей через центры контактов шин наружных колес с дорогой, либо начать скользить (занос).

*При опрокидывании* уравнение моментов выглядит следующим образом:

$$R_{\text{зв}} B - G_{\text{а}} B / 2 + P_y h_{\text{ит}} = 0, \quad (18.5)$$

где  $R_{\text{зв}}$  – сумма нормальных реакций внутренних (по отношению к центру поворота) колес, Н;

$B$  – колея автомобиля, м;

$G_{\text{а}}$  – вес автомобиля, Н;

$h_{\text{ит}}$  – высота центра тяжести автомобиля, м.

В момент начала опрокидывания внутренние (по отношению к центру поворота) колеса автомобиля отрываются от дороги. В этом случае  $R_{\text{зв}} = 0$ ; тогда

$$P_y h_{\text{ит}} = G_{\text{а}} B / 2. \quad (18.6)$$

Подставив вместо силы  $P_y$  ее значение из формулы (18.4), получим выражение для критической скорости по условиям опрокидывания:

$$v_{\text{о}}^{\text{кр}} = \sqrt{\frac{BRg}{2h_{\text{ит}}}}, \quad (18.7)$$



где  $g$  – ускорение свободного падения,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ .

Однако автомобиль проектируется таким образом, чтобы сила, его опрокидывающая, была больше силы, вызывающей занос. В таком случае боковая сила растет до тех пор, пока имеется возможность роста боковой реакции дороги из условий сцепления. При достижении боковой силой значения, равного максимальному из условий сцепления, начинается занос автомобиля, что обычно предотвращает его опрокидывание, т.е. критическая скорость начала заноса должна быть меньше скорости начала опрокидывания.

При заносе баланс сил

$$F_y = R_{yн} + R_{yв} = G_a \phi_y, \quad (18.8)$$

где  $\phi_y$  – коэффициент поперечного сцепления шин с дорогой.

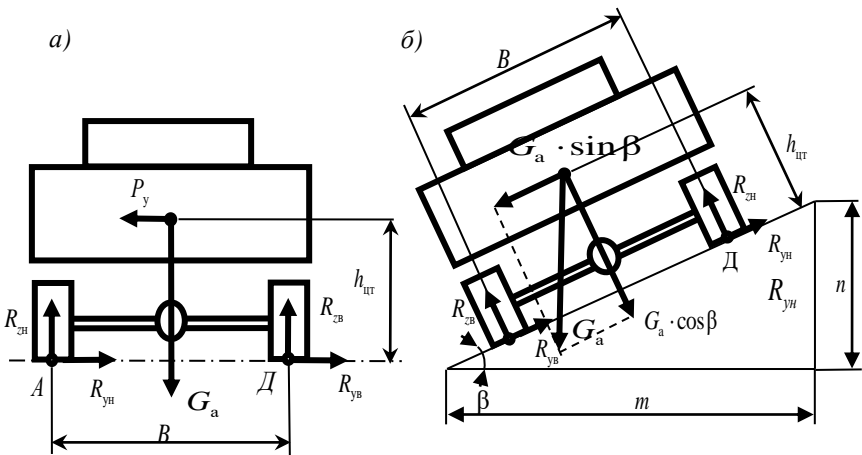


Рисунок 18.2 – Схема к расчету показателей поперечной устойчивости:  
 а – критических скоростей; б – критических углов косогора

Известно, что коэффициент сцепления  $\phi_y$  определяется как отношение максимально возможной касательной силы (в нашем случае боковой) к нормальной силе (на ровной дороге нормальная сила равна весу автомобиля, на косогоре – лишь нормальной составляющей веса):

$$\phi_y = R_y / (G_a \cdot \cos \beta).$$

Отсюда, учитывая выражение (18.4), получим критическую скорость при заносе автомобиля

$$v_3^{\text{кр}} = \sqrt{R g \varphi_y}. \quad (18.9)$$

*Движение по дороге с поперечным уклоном.* При движении автомобиля по дороге с поперечным уклоном потеря устойчивости возможна вследствие действия поперечной составляющей силы тяжести, равной  $G_a \cdot \sin\beta$  (рисунок 18.2, б).

При опрокидывании уравнение моментов относительно точки  $A$

$$R_{\text{зн}} B + G_a \cdot \sin\beta \cdot h_{\text{цт}} - G_a \cdot \cos\beta \cdot B / 2 = 0. \quad (18.10)$$

В момент начала опрокидывания наружные колеса отрываются от дороги, т.е.  $R_{\text{зн}} = 0$ , тогда

$$G_a \cdot \sin\beta \cdot h_{\text{цт}} = G_a \cdot \cos\beta \cdot B / 2. \quad (18.11)$$

Разделив левую и правую части уравнения (18.11) на  $G_a \cdot \cos\beta$ , после преобразования получим поперечный уклон косогора

$$\text{tg}\beta = \frac{B}{2h_{\text{цт}}}. \quad (18.12)$$

Критический угол косогора при опрокидывании определится из уравнения (12):

$$\beta_0 = \arctg\left(\frac{B}{2h_{\text{цт}}}\right). \quad (18.13)$$

*Занос* автомобиля на косогоре начнется при достижении боковыми реакциями максимальной силы сцепления:

$$G_a \cdot \sin\beta = |R_{\text{yb}} + R_{\text{yh}}| = G_a \cdot \cos\beta \cdot \varphi_y. \quad (18.14)$$

Разделив (18.14) на  $G_a \cdot \cos\beta$ , получим поперечный уклон косогора

$$\text{tg}\beta = \varphi_y. \quad (18.15)$$

Отсюда критический угол косогора по условиям заноса

$$\beta_3 = \arctg\varphi_y. \quad (18.16)$$

**Пример расчета.** *Определение критической скорости по опрокидыванию.* Расчет проводим для гружёного и порожнего автомобилей при радиусе поворота  $R = 50$  м.

Без нагрузки

$$v_{\text{о}}^{\text{кр}} = \sqrt{\frac{1,65 \cdot 50 \cdot 9,81}{2 \cdot 0,64}} = 25,145 \text{ м/с} = 90,5 \text{ км/ч.}$$

С нагрузкой

$$v_{\text{о}}^{\text{кр}} = \sqrt{\frac{1,65 \cdot 50 \cdot 9,81}{2 \cdot 0,78}} = 22,777 \text{ м/с} = 87,3 \text{ км/ч.}$$

*Определение критической скорости по условиям заноса.* Принимаем радиус поворота  $R = 100 \text{ м}$ ,  $\varphi_y = 0,6$  и  $\varphi_y = 0,2$ .

Тогда

$$\varphi_y = 0,2 \quad v_3 = \sqrt{9,81 \cdot 100 \cdot 0,2} = 14,01 \text{ м/с} = 50,4 \text{ км/ч};$$

$$\varphi_y = 0,6 \quad v_3 = \sqrt{9,81 \cdot 100 \cdot 0,6} = 24,261 \text{ м/с} = 87,3 \text{ км/ч.}$$

*Определение критического угла косогора по опрокидыванию автомобиля.* Расчет будем проводить для груженого и порожнего автомобиля. Для автомобиля без нагрузки  $\beta_{\text{опр}} = \arctg \frac{1,65}{2 \cdot 0,64} = 52,2^\circ$ , для автомобиля с нагрузкой:

$$\beta_{\text{опр}} = \arctg \frac{1,65}{2 \cdot 0,78} = 46,6^\circ.$$

*Определение критического угла косогора по условиям заноса (бокового скольжения).* Расчет будем проводить для различных значений  $\varphi_y$ .

$$\text{При } \varphi_y = 0,6 \quad \beta_3 = \arctg 0,6 = 30,96^\circ;$$

$$\text{при } \varphi_y = 0,2 \quad \beta_3 = \arctg 0,2 = 11,31^\circ.$$

### Контрольные вопросы

- 1 Чем может быть вызвана потеря поперечной и продольной устойчивости?
- 2 Что такое курсовая устойчивость, и чем может быть вызвано ее нарушение?
- 3 Как определяется критическая скорость по условиям опрокидывания автомобиля?
- 4 Как определяется критическая скорость при заносе автомобиля?
- 5 Как рассчитываются критические узлы косогора по условиям опрокидывания и заноса автомобиля?

## З а д а н и е № 19

### ИЗУЧЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ НОРМАТИВНЫХ ПРАВОВЫХ ДОКУМЕНТОВ ПО ОСНОВНЫМ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫМ СВОЙСТВАМ АВТОМОБИЛЕЙ

**Цель работы:** изучение технических нормативных правовых актов по основным эксплуатационным свойствам автомобилей.

**Исходные данные:** технические нормативные правовые акты.

**Требуется изучить:**

1 ГОСТ 31286–2005. «Транспорт дорожный. Основные термины и определения. Классификация».

2 СТБ 1280–2004 «Дорожные транспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки».

3 СТБ 1641–200. «Дорожные транспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию. Методы проверки».

4 СТБ 1877–2008 «Транспорт дорожный. Массы и размеры. Технические требования и методы испытаний».

5 СТБ 1848–2009 «Транспорт дорожный. Экологические классы».

### Контрольные вопросы

1 Чем отличаются мопед от мотороллера и прицеп от полуприцепа?

2 Что означают термины «караван» и «дорожный просвет»?

3 Что означают термины «снаряженное состояние транспортных средств» и «суммарный люфт в рулевом управлении»?

4 Какие показатели применяются для оценки эффективности тормозных систем?

5 Что означает масса стандартной загрузки (для транспортных средств категории M<sub>1</sub>)?

6 Чем определяется модификация транспортного средства?

7 Что означает экологический класс транспортных средств?

8 Сколько существует экологических классов и какие из них выпускаются в Республике Беларусь?

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Автомобили. Лабораторный практикум : учеб. пособие для вузов / Г.Е. Атлас [и др.]; под ред. А. И. Гришкевича. – Мн. : Выш. шк., 1992. – 271 с.
- 2 Автобусы МАЗ-103, 103С, 104, 104С, 105, 152, 152А. Руководство по эксплуатации. 103-0000020 РЭ. – Кн. 1. – Мн., 2006. – 150 с.
- 3 Автобусы МАЗ-103, 103С, 104, 104С, 105, 152, 152А. Руководство по эксплуатации. 103-0000020 РЭ. – Кн. 2. Альбом иллюстраций и схем. – Мн., 2006. – 112 с.
- 4 *Вахламов, В. К.* Автомобили. Конструкция и элементы расчета : учеб. для студ. высш. учеб. заведений / В. К. Вахламов. – М. : Изд. центр «Академия», 2006. – 480 с.
- 5 *Вахламов, В. К.* Автомобили. Основы конструкции : учеб. для студ. высш. учеб. заведений / В. К. Вахламов. – 4-е изд., стер. – М. : Изд. центр «Академия», 2008. – 528 с.
- 6 *Вахламов, В. К.* Автомобили. Теория и конструкция автомобиля и двигателя / В. К. Вахламов, М. Г. Шатров, А. А. Юрчевский ; под ред. А. А. Юрчевского. – М. : Изд. центр «Академия», 2003. – 816 с.
- 7 *Вахламов, В.К.* Автомобили. Эксплуатационные свойства : учеб. для студ. высш. учеб. заведений / В. К. Вахламов. – 2-е изд., стер. – М. : Изд. центр «Академия», 2003. – 240 с.
- 8 *Голомидов, А. М.* Эксплуатационные свойства автомобилей с приводом на передние колеса / А. М. Голомидов. – М. : Машиностроение, 1994. – 255 с.
- 9 *Гришкевич, А. И.* Автомобили. Теория / А. А. Гришкевич. – Мн. : Выш. шк., 1986. – 287 с.
- 10 *Зеленин, С. В.* Учебник по устройству автомобиля / С. В. Зеленин, В. А. Молоков. – М. : РусьАвтокнига, 2000. – 80 с.
- 11 Электрооборудование автомобилей : учеб. для учащихся автотранспортных техникумов / Ильин Н. М. [и др.] – М. : Транспорт, 1982. – 198 с.
- 12 *Лившиц, А. В.* Устройство и основы эксплуатации автомобилей : сб. заданий / А. В. Лившиц. – М. : Транспорт, 1991. – 125 с.
- 13 *Литвинов, А. С.* Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств / А. С. Литвинов, Л. Е. Фаробин. – М. : Машиностроение, 1989. – 238 с.
- 14 *Лапский, С. Л.* Оценка тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля : пособие по выполнению курсовой работы по дисциплине "Транспортные средства и их эксплуатационные качества" / С. Л. Лапский. – Гомель : БелГУТ, 2007. – 68 с.
- 15 Лабораторный практикум по дисциплине «Теория автомобиля» / сост.: К. В. Зайцев, Л. Г. Ягодкин. – Омск : Изд-во СибАДИ, 2005. – 49 с.
- 16 *Раймпель, И.* Шасси автомобиля. Рулевое управление / И. Раймпель. – М. :

Машиностроение, 1987. – 228 с.

17 *Осетугов, В. В.* Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета / В. В. Осетугов, А. К. Фрумкин. – М. : Машиностроение, 1989. – 304 с.

18 *Передерий, В. П.* Устройство автомобиля : учеб. пособие. – М. : ИД «ФОРУМ»: ИНФРА-М, 2008. – 288 с.

19 *Пехальский, А. П.* Устройство автомобилей : учеб. для студ. учреждений средн. проф. образования / А. П. Пехальский, И. А. Пехальский. – М. : Изд. центр «Академия», 2005. – 528 с.

20 *Савич, Е. Л.* Легковые автомобили : учеб. пособие / Е. Л. Савич. – Мн. : Новое знание, 2009. – 651 с.

21 *Тарасик, В. П.* Теория движения автомобиля : учеб. для вузов / В. П. Тарасик. – СПб. : БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.

22 *Тарасик, В. П.* Теория автомобилей и двигателей : учеб. пособие / В. П. Тарасик, М. П. Бренч. – Мн. : Новое знание, 2004. – 400 с.

23 *Умняшкин, В. А.* Эксплуатационные свойства автомобиля : учеб. пособие / В. А. Умняшкин, В. В. Сазонов, Н. М. Филькин. – Ижевск : ИжГТУ, 2002. – 180 с.

24 Устройство и эксплуатация автотранспортных средств : учеб. водителя / В. Л. Роговцов [и др.]. – М. : Транспорт, 2000. – 430 с.

25 *Яковлев, В. Ф.* Учебник по устройству легкового автомобиля / В. Ф. Яковлев. – М. : Третий Рим, 2008. – 87 с.

26 Руководство по эксплуатации. Передача гидромеханическая двухпоточная D1WA. РЭ VKM-TO-008-2002. – Мн., 2002. – 43 с.

27 Инструкция о порядке применения норм расхода топлива для механических транспортных средств, машин, механизмов и оборудования : постановление М-ва транспорта и коммуникаций Респ. Беларусь от 31 дек. 2008 г. № 141. Зарегистрировано в Национальном реестре правовых актов Респ. Беларусь 5 февр. 2009 г. № 8/20462. Опубликовано в «Национальном реестре правовых актов Респ. Беларусь» 9 марта 2009 г. № 56 (С учетом изменений 2011 г.)

28 Краткий автомобильный справочник НИИАТ. Т. 1. Автобусы / В. В. Кисуленко [и др.]. – М. : НПСТ «Трансконсалдинг», 2002. – 360 с.

29 Краткий автомобильный справочник НИИАТ. Т. 2. Грузовые автомобили / В. В. Кисуленко [и др.]. – М. : ИПЦ «Финпол», 2002. – 360 с.

30 Краткий автомобильный справочник НИИАТ. Т. 3. Легковые автомобили. Ч. 1 / В. В. Кисуленко [и др.]. – М. : НПСТ «Трансконсалдинг», 2004. – 488 с.

31 Краткий автомобильный справочник НИИАТ. Т. 3. Легковые автомобили Ч. 2 / В. В. Кисуленко [и др.]. – М. : НПСТ «Трансконсалдинг», 2002. – 560 с.

*ПРИЛОЖЕНИЕ А*  
(справочное)

**Технические характеристики автомобилей**

*Таблица А.1 – Технические характеристики легковых автомобилей*

| Параметр   | ГАЗ-3102 «Волга»   | ГАЗ-3110 «Волга»  | ВАЗ-21213  | УАЗ-3151   |
|--|--|---|--|--|
| Колесная формула   | 4x2  | 4x2   | 4x4  | 4x4  |
| Число мест   | 5  | 5   | 4-5  | 7  |
| Собственная масса снаряженного автомобиля (в т. ч. на переднюю и заднюю оси), кг | 1470<br>(780 и 690)  | 1400<br>(755 и 665)   | 1150<br>(680 и 470)                                  | 1680<br>(900 и 780)                                  |
| Полная масса автомобиля (в том числе на переднюю и заднюю оси), кг               | 1870<br>(890 и 980)  | 1790<br>(855 и 935)   | 1550<br>(750 и 800)                                  | 2480<br>(1020 и 1460)                                |
| Длина, мм  | 4960   | 4895  | 3720   | 4025   |
| Ширина, мм   | 1846   | 1800  | 1680   | 1785   |
| Высота, мм   | 1476   | 1422  | 1640   | 2050   |
| Максимальная скорость автомобиля, км/ч   | 152  | 157   | 132  | 100  |
| Тип двигателя  | ЗМЗ-4022.10, карбюраторный 4-цилиндровый, рядный, 4-тактный, с форкамерно-факельным зажиганием | ЗМЗ 40621, Многоступенчатый впрыск с электронным управлением 4-цилиндровый, рядный, 4-тактный | 2121, карбюраторный 4-цилиндровый, рядный, 4-тактный | 4179, карбюраторный 4-цилиндровый, рядный, 4-тактный |
| Рабочий объем цилиндров, л   | 2,45   | 2,285   | 1,57   | 2,445  |

|   |                     |                     |                     |                   |
|---|---------------------|---------------------|---------------------|-------------------|
| Максимальная мощность двигателя, $\frac{\text{кВт}}{\text{об/мин}}$ | $\frac{77,2}{4750}$ | $\frac{99,9}{5200}$ | $\frac{58,8}{5400}$ | $\frac{66}{4000}$ |
|---|---------------------|---------------------|---------------------|-------------------|

Окончание таблицы А.1

| Параметр  | ГАЗ-3102 «Волга»   | ГАЗ-3110 «Волга»                   | ВАЗ-21213                            | УАЗ-3151  |
|---|--|------------------------------------|--------------------------------------|---|
| Максимальный крутящий момент двигателя, $\frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{об/мин}}$ | $\frac{182}{2500 - 3000}$  | $\frac{187}{4400}$                 | $\frac{106,4}{3000}$                 | $\frac{171,6}{2200 - 2500}$                             |
| Контрольный расход топлива, л/100 км при скорости, км/ч                                 | $\frac{8,5}{80}$   | $\frac{10,5}{80}$                  | $\frac{9,9}{80}$                     | $\frac{10,5}{60}$                                       |
| Линейная норма, л/100 км  | 13,4   | 13,2                               | 12,2                                 | 16,0  |
| Тип коробки передач   | 4-ступенчатая, с синхронизаторами на всех передачах переднего хода |                                    |                                      | 4-ступенчатая, с синхронизаторами на III и IV передачах |
| Тип главной передачи  | Одинарная, гипоидная   |                                    |                                      | Одинарная, коническая со спиральными зубьями            |
| Передаточные числа: коробки передач   | 3,5; 2,26; 1,45; 1,0; 3.X.- 3,54                                   | 3,78; 2,18; 1,304; 1,0; 3.X.- 3,28 | 3,242; 1,989; 1,289; 1,0; 3.X.- 3,34 | 4,124; 2,64; 1,58; 1,00; 3.X.-5,224                     |
| раздаточной коробки   | –  | –                                  | 1,2; 2,123                           | 1,00; 1,94  |
| главной передачи  | 3,9  | 3,9                                | 4,3                                  | 5,38  |
| Размер шин  | 205/70R14  | 195/65R15                          | 175/80R16                            | 8.40-15   |
| Колесная формула  | 4x2  | 4x2                                | 4x2                                  | 4x4   |
| Число мест  | 5  | 5                                  | 5                                    | 5   |



|   |  |  |  |  |
|---|--|--|--|--|
| Собственная масса снаряженного автомобиля (в т. ч. на переднюю и заднюю оси), кг        | 1035<br>(555 и 480)  | 995<br>(545 и 450)   | 1030<br>(556 и 474)  | 1320<br>(396 и 924)                    |
| Полная масса автомобиля (в т. ч. на переднюю и заднюю оси), кг                          | 1435<br>(657 и 773)  | 1395<br>(635 и 760)  | 1430<br>(656 и 774)  | 1920<br>(870 и 1050)                   |
| Длина, мм   | 4166   | 4128   | 4128   | 4520                                   |
| Ширина, мм  | 1611   | 1620   | 1620   | 1680                                   |
| Высота, мм  | 1440   | 1446   | 1446   | 1930                                   |
| Максимальная скорость автомобиля, км/ч  | 150  | 145  | 152  | 90                                     |
| Тип двигателя   | ВАЗ-2106,<br>карбюраторный,<br>4-цилиндровый,<br>рядный, 4-тактный | ВАЗ-2105,<br>карбюраторный,<br>4-цилиндровый,<br>рядный, 4-тактный | ВАЗ-2107,<br>карбюраторный,<br>4-цилиндровый,<br>рядный, 4-тактный | ВАЗ-21214,<br>бензиновый,<br>4-тактный |
| Рабочий объем цилиндров, л  | 1,57   | 1,3  | 1,45   | 1,69                                   |
| Максимальная мощность двигателя, $\frac{\text{кВт}}{\text{об/мин}}$                     | $\frac{55,5}{5400}$  | $\frac{53}{5600}$  | $\frac{53,3}{5600}$  | $\frac{59,5}{5000}$                    |
| Максимальный крутящий момент двигателя, $\frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{об/мин}}$ | $\frac{116}{3000}$   | $\frac{92}{3400}$  | $\frac{104}{3400}$   | $\frac{129,5}{3600}$                   |
| Контрольный расход топлива, л/100 км при скорости, км/ч                                 | $\frac{7,4}{90}$   | $\frac{7,1}{90}$   | $\frac{7,4}{90}$   | $\frac{8,6}{90}$                       |
| Линейная норма, л/100 км  | 9,2  | 8,7  | 8,7  | 13,0                                   |

|                                      |   |                                    |                                    |  |
|--------------------------------------|---|------------------------------------|------------------------------------|--|
| Тип коробки передач                  | 4-ступенчатая с синхронизаторами на всех передачах переднего хода |                                    |                                    | ВАЗ, механическая, трехвальная, с ручным управлением |
| Тип главной передачи                 | Одинарная гипоидная   |                                    |                                    |  |
| Передаточные числа: коробки передач  | 3,24; 1,98; 1,29; 1,0; 3.X. – 3,34                                | 3,67; 2,10; 1,36; 1,0; 3.X. – 3,53 | 3,67; 2,10; 1,36; 1,0; 3.X. – 3,53 | 3,667; 2,100; 1,361; 1,000; 0,818; 3.X. - 3,526      |
| раздаточной коробки главной передачи | –<br>4,1  | –<br>4,3                           | –<br>4,1                           | 1,200 2,135<br>3,9                                   |
| Размер шин                           | 165/70R13   | 175/70R13                          |                                    | 165/80R13  |

Таблица А.2 – Технические характеристики автобусов

| Параметр   | МАЗ-103.3                                     | МАЗ-104.3                               | МАЗ-105.2                         | МАЗ-105.4                                    |
|--|---|---|-----------------------------------|--|
| Колесная формула   | 4x2   | 4x2                                     | 6x2                               | 6x2  |
| Число мест для сиденья   | 21  | 23                                      | 35                                | 35   |
| Собственная масса снаряженного автомобиля (в т. ч. на переднюю и заднюю оси), кг | 9500<br>(4030 и 5470)                         | 9850<br>(4200 и 5650)                   | 9850<br>(4250 и 5600)             | 9850<br>(4250 и 5600)                        |
| Полная масса автомобиля (в т.ч. на переднюю и заднюю оси), кг                    | 18000<br>(7538 и 10462)                       | 18000<br>(7550 и 10450)                 | 26500<br>(9550 и 16850)           | 26500<br>(9550 и 16850)                      |
| Длина, мм  | 12000   | 12000                                   | 18000                             | 18000  |
| Ширина, мм   | 2500  | 2500                                    | 2500                              | 2500   |
| Высота, мм   | 2900  | 3114                                    | 3000                              | 3000   |
| Максимальная скорость автомобиля, км/ч   | 70  | 70                                      | 60                                | 65   |
| Тип двигателя  | MAN D 0826, LOH-07, дизельный, 6-цилиндровый, | ЯМЗ-236 HE, с турбонаддувом, дизельный, | Renault MIDR06.02.26X, дизельный, | MAN D 0826 LOH-07, дизельный, 6-цилиндровый, |

|   | рядный                                      | 6-цилиндровый,<br>V-образный                          | 6-цилиндровый,<br>рядный                    | рядный  |
|---|---|---|---|---|
| Рабочий объем цилиндров, л  | 6,6   | 11,5  | 6,18  | 6,18  |
| Максимальная мощность<br>двигателя, $\frac{\text{кВт}}{\text{об/мин}}$                        | $\frac{169}{2400}$                          | $\frac{169}{2100}$                                    | $\frac{166}{2350}$                          | $\frac{169}{2400}$                                    |
| Максимальный крутящий<br>момент двигателя,<br>$\frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{об/мин}}$ | $\frac{850}{1300 - 1600}$                   | $\frac{900}{1250 - 1450}$                             | $\frac{850}{1300 - 1600}$                   | $\frac{850}{1300 - 1600}$                             |
| Контрольный расход<br>топлива, л/100 км при<br>скорости, км/ч                                 | $\frac{25}{60}$                             | $\frac{25}{60}$                                       | $\frac{33}{60}$                             | $\frac{33}{60}$                                       |
| Линейная норма, л/100 км  | 37,0  | 36,9  | 36,8  | 36,5  |
| Тип коробки передач   | 5-ступенчатая<br>ЯМЗ-236П                   | 6-ступенчатая<br>Renault G406.0                       | 5-ступенчатая<br>ЯМЗ-236П                   | 6-ступенчатая<br>Renault G406.0                       |
| Тип главной передачи  | Одинарная, гипоидная                        |   |   |   |
| Передаточные числа:<br>коробки передач  | 6,17; 3,14; 1,79; 1,0;<br>0,73; 3.X. – 6,43 | 7,15; 3,84; 2,80;<br>1,30; 1,00; 0,80;<br>3.X. – 6,64 | 6,17; 3,14; 1,79; 1,0;<br>0,73; 3.X. – 6,43 | 7,15; 3,84; 2,80; 1,30;<br>1,00; 0,80;<br>3.X. – 6,64 |
| главной передачи  | 5,82  | 5,82  | 5,78  | 5,78  |
| Размер шин  | 11/70 R22.5                                 |   |   |   |
| Колесная формула  | 4x2   | 4x2   | 4x2   | 4x2   |
| Число мест для сиденья  | 40  | 29  | 43  | 47  |
| Собственная масса<br>снаряженного автомобиля (в т.<br>ч. на переднюю и заднюю<br>оси), кг     | 12300<br>(4920 и 7380)                      | 11800<br>(4720 и 7080)                                | 13850<br>(5540 и 8310)                      | 13910<br>(5564 и 8346)                                |

|   |   |   |   |  |
|---|---|---|---|--|
| Полная масса автомобиля (в т. ч. на переднюю и заднюю оси), кг      | 18000<br>(6500 и 11500)   | 18000<br>(6500 и 11500)   | 18000<br>(6500 и 11500)   | 18000<br>(6500 и 11500)  |
| Длина, мм   | 11985   | 11985   | 11985   | 11985  |
| Ширина, мм  | 2500  | 2500  | 2500  | 2500   |
| Высота, мм  | 3056  | 3056  | 3323  | 3323   |
| Максимальная скорость автомобиля, км/ч                              | 80  | 80  | 110   | 110  |
| Тип двигателя   | ЯМЗ-236НЕ,<br>дизельный с турбонаддувом,<br>4-тактный,<br>V-образный, 6-цилиндровый | ЯМЗ-236НЕ,<br>дизельный с турбонаддувом,<br>4-тактный,<br>V-образный, 6-цилиндровый | ЯМЗ, 236НЕ2,<br>дизельный с турбонаддувом,<br>4-тактный,<br>V-образный, 6-цилиндровый | Mercedes-Benz, OM 441LA.I/11<br>дизельный с турбонаддувом, 4-тактный,<br>V-образный, 6-цилиндровый |
| Максимальная мощность двигателя, $\frac{\text{кВт}}{\text{об/мин}}$ | $\frac{169}{2100}$  | $\frac{169}{2100}$  | $\frac{169}{2100}$  | $\frac{250}{2100}$   |

Окончание таблицы А.2

|   |                         |                         |                         |                     |
|---|-------------------------|-------------------------|-------------------------|---------------------|
| Параметр  | МАЗ-103.3               | МАЗ-104.3               | МАЗ-105.2               | МАЗ-105.4           |
| Рабочий объем цилиндров, л  | 11,15                   | 11,15                   | 11,15                   | 10,964              |
| Максимальный крутящий момент двигателя, $\frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{об/мин}}$ | $\frac{882}{1250-1450}$ | $\frac{882}{1250-1450}$ | $\frac{882}{1250-1450}$ | $\frac{1600}{1100}$ |
| Контрольный расход топлива, л/100 км при скорости, км/ч                                 | $\frac{27}{60}$         | $\frac{26}{60}$         | $\frac{32}{60}$         | $\frac{33}{60}$     |
| Линейная норма, л/100 км  | 36,3                    | 36,2                    | 34,2                    | 31,4                |

|  |   |   |  |  |
|--|---|---|--|--|
| Тип коробки передач  | 5-ступенчатая, с синхронизаторами на II, III, IV, V передачах, с ручным управлением |   | 5-ступенчатая, с синхронизаторами на всех передачах переднего хода, кроме первой | 6-ступенчатая, с синхронизаторами на всех передачах переднего хода |
| Тип главной передачи   | Двойная, разнесенная  |   | Двойная, с колесными редукторами   |  |
| Передаточные числа:<br>коробки передач<br>главной передачи                       | 5,22; 2,90; 1,52; 1,0;<br>0,71; 3.X. – 5,22<br>5,49                                 | 5,22; 2,90; 1,52; 1,0;<br>0,71; 3.X. – 5,22<br>6,59   | 5,22; 2,90; 1,52; 1,0;<br>0,71; 3.X. – 5,22<br>5,49                              | 8,17; 4,65; 2,79; 1,81;<br>1,25; 1,00; 3.X. – 7,683<br>3,45        |
| Размер шин   | 11/70R22,5  |   | 295/80R22.5  | 295/80R22.5  |
| Колесная формула   | 4x2   | 4x2   | 4x2  | 4x4  |
| Число мест для сиденья   | 13  | 9   | 9  | 9  |
| Собственная масса снаряженного автомобиля (в т. ч. на переднюю и заднюю оси), кг | 2410<br>(964 и 1446)  | 2220<br>(888 и 1312)                                  | 2580<br>(1032 и 1548)  | 2900<br>(1160 и 1740)  |
| Полная масса автомобиля (в т.ч. на переднюю и заднюю оси), кг                    | 2410<br>(1200 и 2300)   | 2980<br>(1410 и 1570)                                 | 3330<br>(1155 и 2175)  | 3780<br>(1460 и 2320)  |
| Длина, мм  | 5605  | 4840  | 5500   | 5560   |
| Ширина, мм   | 2070  | 2075  | 2075   | 2075   |
| Высота, мм   | 2100-2510   | 2100  | 2200   | 2300   |
| Максимальная скорость автомобиля, км/ч   | 95  | 85  | 95   | 85   |
| Тип двигателя  | ЗМЗ-4026.10,<br>бензиновый, 4-<br>цилиндровый,<br>рядный                            | ЗМЗ-4026,<br>бензиновый, 4-<br>цилиндровый,<br>рядный | ЗМЗ-4063,<br>бензиновый, 4-<br>цилиндровый, рядный                               | ЗМЗ-4061, бензиновый,<br>4-цилиндровый,<br>рядный                  |
| Рабочий объем цилиндров, л   | 2,445   | 2,445   | 2,3  | 2,3  |

|   |  |   |   |   |
|---|--|---|---|---|
| Максимальная мощность двигателя, $\frac{\text{кВт}}{\text{об/мин}}$                     | $\frac{63,4}{4500}$  | $\frac{72,2}{4500}$                                   | $\frac{72,2}{4500}$                                   | $\frac{64,8}{4500}$                                   |
| Максимальный крутящий момент двигателя, $\frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{об/мин}}$ | $\frac{172}{2400-2600}$                                      | $\frac{172}{3500}$                                    | $\frac{172}{3500}$                                    | $\frac{168,5}{2500}$                                  |
| Контрольный расход топлива, л/100 км при скорости, км/ч                                 | $\frac{14,7}{60}$  | $\frac{14,9}{60}$                                     | $\frac{15,2}{60}$                                     | $\frac{15,3}{60}$                                     |
| Линейная норма, л/100 км  | 16,0   | 15,8  | 16,6  | 16,8  |
| Тип коробки передач   | 5-ступенчатая, механическая, трехвальная, синхронизированная |   |   |   |
| Тип главной передачи  | Одинарная, гипоидная   |   |   |   |
| Передаточные числа: коробки передач   | 4,050; 2,340; 1,395;<br>1,000; 0,849;<br>3.X. – 3,510        | 4,050; 2,340;<br>1,395; 1,000;<br>0,849; 3.X. – 3,510 | 4,050; 2,340; 1,395;<br>1,000; 0,849;<br>3.X. – 3,510 | 4,050; 2,340; 1,395;<br>1,000; 0,849;<br>3.X. – 3,510 |
| раздаточной коробки главной передачи  | -<br>5,125   | -<br>5,125  | -<br>4,556  | 1,87; 1,07<br>4,556                                   |
| Размер шин  | 175R16C  | 185/75R16C  |   |   |

Таблица А.3 – Технические характеристики грузовых автомобилей

| Параметр             | ВА3-232900-000010-01 | ВА3-232900-000010-21 | ВА3-232900-000014-21 | ВА3-232900-000010-41 | ВА3-2329-41 |
|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|-------------|
| Колесная формула     | 4x4                  | 4x4                  | 4x4                  | 4x4                  | 4x4         |
| Грузоподъемность, кг | 600                  | 600                  | 600                  | 600                  | 600         |
| Собственная масса    | 1320                 | 1320                 | 1320                 | 1320                 | 1320        |

|   |  |   |   |   |   |
|---|--|---|---|---|---|
| снаряженного автомобиля (в т.ч. на переднюю и заднюю оси), кг                           | (396 и 924)  | (396 и 924)                             | (396 и 924 м)                             | (396 и 924)                                 | (396 и 924)                             |
| Полная масса автомобиля (в т.ч. на переднюю и заднюю оси), кг                           | 1920<br>(870и 1050)                                  | 1920<br>(870 и 1050)                    | 1920<br>(870 и 1050)                      | 1920<br>(870и 1050)                         | 1920<br>(870 и 1050)                    |
| Длина, мм   | 4520   | 4520                                    | 4520                                      | 4520  | 4520                                    |
| Ширина, мм  | 1680   | 1680                                    | 1680                                      | 1680  | 1680                                    |
| Высота, мм  | 1640   | 1640                                    | 1640                                      | 1640  | 1930                                    |
| Максимальная скорость автомобиля, км/ч  | 105  | 110                                     | 110                                       | 105   | 105                                     |
| Тип двигателя   | ВАЗ-21213, бензиновый, 4-тактный, рядное             | ВАЗ-2130, бензиновый, 4-тактный, рядное | ВАЗ-213020, бензиновый, 4-тактный, рядное | ВАЗ-21214-10, бензиновый, 4-тактный, рядное | ВАЗ-21214 бензиновый, 4-тактный, рядное |
| Рабочий объем цилиндров, л  | 1,69   | 1,77                                    | 1,77                                      | 1,69  | 1,69                                    |
| Максимальная мощность двигателя, $\frac{\text{кВт}}{\text{об/мин}}$                     | $\frac{58}{5200}$                                    | $\frac{58,7}{4800}$                     | $\frac{62}{5000}$                         | $\frac{59}{5400}$                           | $\frac{59,5}{5000}$                     |
| Максимальный крутящий момент двигателя, $\frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{об/мин}}$ | $\frac{130}{3400}$                                   | $\frac{131,1}{3000}$                    | $\frac{138}{3200}$                        | $\frac{129,5}{3200}$                        | $\frac{129,5}{3600}$                    |
| Контрольный расход топлива, л/100 км при скорости, км/ч                                 | $\frac{9,4}{60}$                                     | $\frac{9,2}{60}$                        | $\frac{10,4}{60}$                         | $\frac{9,6}{60}$                            | $\frac{10,1}{60}$                       |
| Линейная норма, л/100 км  | 11,2   | 11,0                                    | 12,4                                      | 11,8  | 12,2                                    |
| Тип коробки передач   | ВАЗ, механическая, трехвальная, с ручным управлением |   |   |   |   |
| Тип главной передачи  | Одинарная, гипоидная                                 |   |   |   |   |

|   |   |  |  |  |   |      |
|---|---|--|--|--|---|------|
| Передаточные числа:<br>коробки передач  | 3,667; 2,100;<br>1,361; 1,000;<br>0,818;<br>3.X. – 3,526    | 3,667; 2,100;<br>1,361; 1,000;<br>0,818;<br>3.X. – 3,526   | 3,667; 2,100;<br>1,361; 1,000;<br>0,818;<br>3.X. – 3,526   | 3,667; 2,100;<br>1,361; 1,000;<br>0,818;<br>3.X. – 3,526   | 3,667; 2,100;<br>1,361; 1,000;<br>0,818;<br>– 3,526 | 3.X. |
| раздаточной коробки :   |   |  |  |  |   |      |
| высшая  | 1,200   | 1,200  | 1,200  | 1,200  | 1,200   |      |
| низшая  | 2,135   | 2,135  | 2,135  | 2,135  | 2,135   |      |
| главной передачи  | 3,9   | 3,9  | 3,9  | 3,9  | 3,9   |      |
| Размер шин  | 175/80R16   |  |  |  |   |      |
| Колесная формула  | 4x4   | 4x4  | 4x4  | 4x4  | 4x2   |      |
| Грузоподъемность, кг  | 600   | 720  | 720  | 720  | 1677  |      |
| Собственная масса<br>снаряженного автомобиля (в т.<br>ч. на переднюю и заднюю оси),<br>кг | 1320<br>(396 и 924)   | 1230<br>(369 и 861)  | 1230<br>(369 и 861)  | 1230<br>(369 и 861)  | 1040-1190<br>(335 и 781)                            |      |
| Полная масса автомобиля (в т.ч.<br>на переднюю и заднюю оси), кг                          | 1920<br>(870 и 1050)  | 1950<br>(880 и 1070)                                       | 1950<br>(880 и 1070)                                       | 1950<br>(880 и 1070)                                       | 1790-1795<br>(730 и 1095)                           |      |
| Длина,<br>Ширина,<br>Высота, мм   | 4520<br>1680<br>1930<br>(с тентом или<br>жестким<br>верхом) | 4440<br>1660<br>1640<br>(по кабине)<br>1900<br>(по кузову) | 4440<br>1660<br>1640<br>(по кабине)<br>1900<br>(по кузову) | 4440<br>1660<br>1640<br>(по кабине)<br>1900<br>(по кузову) | 4308<br>1660<br>1600-1800                           |      |
| Максимальная скорость<br>автомобиля, км/ч   | 105   | 105  | 95   | 95   | 93  |      |
| Тип двигателя   | ВАЗ-21214-А<br>бензиновый,<br>4-тактный                     | ВАЗ-21213<br>бензиновый,<br>4-тактный                      | ВАЗ-21214-10<br>бензиновый,<br>4-тактный                   | ВАЗ-21214-36<br>бензиновый,<br>4-тактный                   | ВАЗ-2103<br>бензиновый,<br>4-тактный                |      |
| Рабочий объем цилиндров, л  | 1,69  | 1,69   | 1,69   | 1,69   | 1,45  |      |



Продолжение таблицы А.3

| Параметр  | ВАЗ-231000   | ВАЗ-2346-0000010                               | ВАЗ-2346-0000011                               | ВАЗ-2346-0000012                               | ВАЗ-23451-0000010    |
|---|--|--|--|--|----------------------|
| Максимальная мощность двигателя, $\frac{\text{кВт}}{\text{об/мин}}$                     | $\frac{59,5}{5000}$                                  | $\frac{58}{5200}$                              | $\frac{59,5}{5000}$                            | $\frac{59,5}{5000}$                            | $\frac{52,5}{5600}$  |
| Максимальный крутящий момент двигателя, $\frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{об/мин}}$ | $\frac{129,5}{3600}$                                 | $\frac{130}{3400}$                             | $\frac{129,5}{3600}$                           | $\frac{127,5}{4000}$                           | $\frac{110}{3400}$   |
| Контрольный расход топлива, л/100 км при скорости, км/ч                                 | $\frac{11,6}{60}$                                    | $\frac{11,8}{60}$                              | $\frac{11,4}{60}$                              | $\frac{11,5}{60}$                              | $\frac{13,2}{60}$    |
| Линейная норма, л/100 км  | 12,2   | 12,4   | 12,2   | 12,0   | 12,2                 |
| Тип коробки передач   | ВАЗ, механическая, трехвальная, с ручным управлением |  |  |  |                      |
| Тип главной передачи  | Одинарная гипоидная                                  |  |  |  |                      |
| Передаточные числа: коробки передач   | 3,667; 2,100; 1,361; 1,000; 0,818; 3.X – 3,526       | 3,667; 2,100; 1,361; 1,000; 0,819; 3.X – 3,526 | 3,667; 2,100; 1,361; 1,000; 0,819; 3.X – 3,526 | 3,667; 2,100; 1,361; 1,000; 0,818; 3.X – 3,526 |                      |
| раздаточной коробки: высшее   | 1,200  | 1,200  | 1,200  |  |                      |
| низшее  | 2,135  | 2,135  | 2,135  |  |                      |
| главной передачи  | 4,1  | 3,9  | 4,1  | 4,3  |                      |
| Размер шин  | 175/80R16  | 175/80R16                                      | 185/75R16                                      | 175-16/6,95-1616                               | 185/70R13C           |
| Колесная формула  | 4x4  | 4x4  | 4x4  | 4x4  | 4x4                  |
| Грузоподъемность, кг  | 1000   | 1000   | 1000   | 1000   | 1000                 |
| Собственная масса снаряженного автомобиля (в  | 1720<br>(688 и 1032)                                 | 1650<br>(660 и 990)                            | 1720<br>(688 и 1032)                           | 1720<br>(688 и 1032)                           | 1820<br>(728 и 1092) |

|   |   |   |   |   |   |
|---|---|---|---|---|---|
| т. ч. на переднюю и заднюю оси), кг   |   |   |   |   |   |
| Полная масса автомобиля (в т.ч. на переднюю и заднюю оси), кг                           | 2720<br>(1290 и 1430)   | 2650<br>(1220 и 1430)   | 2720<br>(1290 и 1430)   | 2720<br>(1290 и 1430)   | 2820<br>(1380 и 1440)   |
| Длина, мм   | 4440  | 4460  | 4440  | 4440  | 4440  |
| Ширина, мм  | 1940  | 1965  | 1940  | 1940  | 1940  |
| Высота, мм  | 2101  | 2660  | 2101  | 2101  | 2101  |
| Максимальная скорость автомобиля, км/ч  | 95  | 95  | 95  | 90  | 90  |
| Тип двигателя   | УМЗ-4179,<br>карбюраторный,<br>4-тактный,<br>4-цилиндровый,<br>рядный | УМЗ-4178,<br>карбюраторный,<br>4-тактный,<br>4-цилиндровый,<br>рядный | ЗМЗ-4021,<br>карбюраторный,<br>4-тактный,<br>4-цилиндровый,<br>рядный | ЗМЗ-4104,<br>карбюраторный,<br>4-тактный,<br>4-цилиндровый,<br>рядный | УМЗ-4218,<br>карбюраторный,<br>4-тактный,<br>4-цилиндровый,<br>рядный |
| Рабочий объем цилиндров, л  | 2,445   | 2,445   | 2,445   | 2,89  | 2,89  |
| Максимальная мощность двигателя, $\frac{\text{кВт}}{\text{об/мин}}$                     | $\frac{55,9}{4000}$   | $\frac{55,9}{4000}$   | $\frac{55,4}{4000}$   | $\frac{62,5}{4100}$   | $\frac{61,8}{4000}$   |
| Максимальный крутящий момент двигателя, $\frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{об/мин}}$ | $\frac{159,8}{2200-2500}$   | $\frac{159,8}{2200-2500}$   | $\frac{155}{2400-2800}$   | $\frac{186,2}{2200-2500}$   | $\frac{186,2}{2200-2500}$   |
| Контрольный расход топлива, л/100 км при скорости, км/ч                                 | $\frac{13,6}{60}$   | $\frac{13,6}{60}$   | $\frac{13,4}{60}$   | $\frac{13,5}{60}$   | $\frac{13,2}{60}$   |
| Линейная норма, л/100 км  | 17,7  | 18,0  | 18,2  | 18,2  | 18,0  |

|   |   |  |                                     |
|---|---|--|-------------------------------------|
| Тип коробки передач                     | Полностью синхронизированная<br>4-х ступенчатая | 4-ступенчатая<br>с синхронизаторами на III, IV,<br>передачах |                                     |
| Тип главной передачи                    | УАЗ одинарная, коническая                       |  |                                     |
| Передаточные числа:<br>коробки передач  | 3,78; 2,60; 1,55; 1,00; 3.X-4,12                | 4,12; 2,64; 1,58;<br>1,00; 3.X-5,22                          | 4,12; 2,64; 1,58;<br>1,00; 3.X-5,22 |
| раздаточной коробки<br>главной передачи | 1,00; 1,94<br>4,111                             | 1,00; 1,94<br>4,625  | 1,00; 1,47<br>4,625                 |

Продолжение таблицы А.3

| Параметр  | УАЗ-390994  | ГАЗ-232510  | ГАЗ-232540   | ГАЗ-2310  | ГАЗ-2752  |
|---|---|---|--|---|---|
| Размер шин  | 215/90-R15  |   | 225/75-R16   | 225/85-R15C   | 225/75-R16  |
| Колесная формула  | 4x4   | 4x2   | 4x2  | 4x4   | 4x4   |
| Грузоподъемность, кг  | 1000  | 1500  | 1300   | 1000  | 1000  |
| Собственная масса<br>снаряженного автомобиля (в<br>т. ч. на переднюю и заднюю<br>оси), кг | 1820<br>(728 и 1092)  | 2000<br>(800 и 1200)  | 2200<br>(880 и 1320)   | 1800<br>(720 и 1080)  | 2100<br>(840 и 1260)  |
| Полная масса автомобиля (в т.ч.<br>на переднюю и заднюю оси), кг                          | 2820<br>(1380 и 1440)   | 3500<br>(1100 и 2400)   | 3500<br>(1100 и 2400)  | 2800<br>(1250 и 1550)   | 2800<br>(1250 и 1550)   |
| Длина,<br>Ширина,<br>Высота, мм   | 4440<br>1940<br>2101  | 5100<br>2000<br>2500  | 5100<br>2000<br>2500   | 4840<br>2095<br>2070  | 4840<br>2075<br>2100  |
| Максимальная скорость<br>автомобиля, км/ч   | 90  | 90  | 90   | 98  | 95  |
| Тип двигателя   | УМЗ-4213<br>карбюраторный<br>4-тактный,<br>4-цилиндровый,<br>рядный | ЗМЗ-402610<br>карбюраторный<br>4-тактный,<br>4-цилиндровый,<br>рядный | ЗМЗ-406110<br>карбюраторны<br>й 4-тактный,<br>4-цилиндровый,<br>рядный | ЗМЗ-4063.10<br>карбюраторный,<br>4-тактный,<br>4-цилиндровый,<br>рядный | ЗМЗ-4063.10<br>карбюраторны<br>й 4-тактный,<br>4-цилиндровый,<br>рядный |

|   |   |  |                                      |   |                      |
|---|---|--|--------------------------------------|---|----------------------|
| Рабочий объем цилиндров, л  | 2,89  | 2,445  | 2,3                                  | 2,3                                       | 2,3                  |
| Максимальная мощность двигателя, $\frac{\text{кВт}}{\text{об/мин}}$                     | $\frac{75,0}{4000}$                         | $\frac{63,4}{4500}$  | $\frac{64,8}{4500}$                  | $\frac{72,2}{4500}$                       | $\frac{72,2}{4500}$  |
| Максимальный крутящий момент двигателя, $\frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{об/мин}}$ | $\frac{211}{2000}$                          | $\frac{172,0}{2400 - 2600}$  | $\frac{168,5}{3500}$                 | $\frac{173,6}{2300}$                      | $\frac{173,6}{2300}$ |
| Контрольный расход топлива, л/100 км при скорости, км/ч                                 | $\frac{13,6}{60}$                           | $\frac{15,6}{60}$  | $\frac{15,4}{60}$                    | $\frac{14,5}{60}$                         | $\frac{14,8}{60}$    |
| Линейная норма, л/100 км  | 16,3  | 16,6   | 16,8                                 | 15,0                                      | 15,0                 |
| Тип коробки передач   | Полностью синхронизированная, 5-ступенчатая | ГАЗ, механическая, синхронизированная, с ручным управлением, 5-ступенчатая |                                      |   |                      |
| Тип главной передачи  | УАЗ одинарная, коническая                   | Одинарная, гипоидная   |                                      |   |                      |
| Передаточные числа: коробки передач   | 3/78; 2,60; 1,55; 1,00; 0,82; 3.X. 4,12     | 4,05; 2,34; 1,395; 1,00; 0,849; 3.X.                                       | 4,05; 2,34; 1,395; 1,00; 0,849; 3.X. | 4,05; 2,34; 1,395; 1,00; 0,849; 3.X. 3,51 |                      |
| раздаточной коробки главной передачи  | 1,00; 1,47<br>4,625                         | 3,51<br>4,556  | 3,51<br>4,556                        | 1,07; 1,87<br>5,125                       |                      |
| Размер шин  | 255R16C                                     | 175R16C  | 8,25R20                              | 185/75R16C                                | 195/75R16            |
| Колесная формула  | 4x4   | 4x4  | 4x2                                  | 4x2                                       | 4x4                  |
| Грузоподъемность, кг  | 1550  | 1350   | 1320                                 | 4830                                      | 1070                 |
| Собственная масса снаряженного автомобиля (в т. ч. на переднюю и заднюю                 | 1950<br>(780 и 1170 )                       | 2150<br>(860 и 1290)   | 2180<br>(872и 1308)                  | 3350<br>(1340 и 2010)                     | 2430<br>(972 и 1458) |

|  |                       |                       |                     |                       |                     |
|--|-----------------------|-----------------------|---------------------|-----------------------|---------------------|
| оси), кг   |                       |                       |                     |                       |                     |
| Полная масса автомобиля<br>(в т. ч. на переднюю и<br>заднюю оси), кг | 3500<br>(1200 и 2300) | 3500<br>(1200 и 2300) | 3500<br>(1200и1300) | 8180<br>(2180 и 6000) | 3500<br>(1200и1300) |
| Длина, мм  | 5470                  | 5470                  | 5590                | 6435                  | 5590                |
| Ширина, мм   | 2098                  | 2098                  | 2090                | 2380                  | 2090                |
| Высота, мм   | 2120                  | 2200                  | 2770                | 2905                  | 2860                |
| Максимальная скорость<br>автомобиля, км/ч                            | 85                    | 85                    | 90                  | 90                    | 85                  |

Продолжение таблицы А.3

| Параметр  | ГАЗ-3302   | ГАЗ-33023 | ГАЗ 2766-<br>0000010-01  | ГАЗ-3309  | ГАЗ 2766-<br>0000010-03   |
|---|--|-----------|--|---|---|
| Тип двигателя   | ЗМЗ-4061.10<br>карбюраторный 4-тактный,<br>4-цилиндровый, рядный |           | ЗМЗ-4025.10<br>карбюраторный<br>4-тактный,<br>4-цилиндровый,<br>рядный | ММЗ,Д-245.7,<br>дизельный с<br>турбонаддувом,<br>с<br>промежуточным<br>охлаждением, 4-<br>тактный, 4-<br>цилиндровый,<br>рядный | УМЗ-4215.10-10<br>карбюраторный<br>4-тактный,<br>4-цилиндровый,<br>рядный |
| Рабочий объем цилиндров, л  | 2,3  | 2,445     | 4,25   | 4,75  | 2,89  |
| Максимальная мощность<br>двигателя, $\frac{\text{кВт}}{\text{об/мин}}$                        | $\frac{64,8}{4500}$  |           | $\frac{56,1}{4500}$  | $\frac{86,2}{2400}$   | $\frac{65,4}{4000}$   |
| Максимальный крутящий<br>момент двигателя,<br>$\frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{об/мин}}$ | $\frac{173,6}{2300}$   |           | $\frac{164,6}{(2400 - 2600)}$  | $\frac{413,0}{1500}$  | $\frac{196}{(2200 - 2500)}$   |

|  |   |   |   |   |  |
|--|---|---|---|---|--|
| Контрольный расход топлива, л/100 км при скорости, км/ч                          | $\frac{14,1}{60}$   | $\frac{14,6}{60}$   | $\frac{15,4}{60}$                               | $\frac{19,2}{60}$                               | $\frac{15,8}{60}$                                |
| Линейная норма, л/100 км   | 15,8  | 16,5  | 16,7  | 17,2  | 16,2   |
| Тип коробки передач  | ГАЗ, механическая, синхронизированная, с ручным управлением 5-ступенчатая       |   |   |   |  |
| Тип главной передач  | Одинарная, гипоидная  |   |   |   |  |
| Передаточные числа: коробки передач  | 4,05; 2,34; 1,395; 1,00; 0,849; 3.X. 3,51                                       | 4,05; 2,34; 1,395; 1,00; 0,849; 3.X. 3,510                    | 6,555; 3,933; 2,376; 1,442; 1,00; 3.X.          | 4,05; 2,34; 1,395; 1,00; 0,849; 3.X. 3,510      | 4,05; 2,34; 1,395; 1,00; 0,849; 3.X. 3,510       |
| раздаточной коробки главной передачи   | 1,87; 1,07<br>5,125   | 5,125   | 5,735<br>4,556                                  | 1,87; 1,07<br>5,125                             | 1,87; 1,07<br>5,125                              |
| Размер шин   | 185/75R16C  |   | 185/75R16C                                      | 8.25 R20  | 195R16C  |
| Колесная формула   | 4x2   |   | 6x6   | 6x6   | 4x2  |
| Грузоподъемность, кг   | 4500  |   | 5000  | 6000  | 8700   |
| Собственная масса снаряженного автомобиля (в т. ч. на переднюю и заднюю оси), кг | 3200<br>(1435 и 1765)   |   | 8020<br>(4020 и 4000)                           | 8745<br>(4315 и 4430)                           | 7150<br>(4090 и 3060)                            |
| Полная масса автомобиля (в т.ч. на переднюю и заднюю оси), кг                    | 7850<br>(1875 и 5975)   |   | 13245<br>(4300 и 8945)                          | 15205<br>(5020 и 10185)                         | 16000<br>(6000 и 10000)                          |
| Длина, мм  | 6550  |   | 7366  | 7895  | 7100   |
| Ширина, мм   | 2380  |   | 2500  | 2500  | 2500   |
| Высота, мм   | 2350  |   | 2870  | 3200  | 2900   |
| Максимальная скорость автомобиля, км/ч   | 90  |   | 85  | 85  | 85   |
| Тип двигателя  | ЗМЗ-53-11, карбюраторный, 4-тактный, 8-цилиндровый, V-образный, верхнеклапанный | КамАЗ-740.10, дизельный, 4-тактный, 8-цилиндровый, V-образный | Дизельный, 4-тактный, 8-цилиндровый, V-образный | Дизельный, 4-тактный, 8-цилиндровый, V-образный | ЯМЗ-236 М2, дизельный, 4-тактный, 6-цилиндровый, |

|   |                             |  |                           |                           |
|---|-----------------------------|--|---------------------------|---------------------------|
|   |                             |  |                           | I-образный                |
| Рабочий объем цилиндров, л  | 4,25                        | 10,85  | 10,85                     | 11,15                     |
| Максимальная мощность двигателя, $\frac{\text{кВт}}{\text{об/мин}}$                     | $\frac{88,5}{3200}$         | $\frac{154,4}{2600}$   | $\frac{151}{2600}$        | $\frac{132}{2100}$        |
| Максимальный крутящий момент двигателя, $\frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{об/мин}}$ | $\frac{284,5}{2000 - 2500}$ | $\frac{637,4}{1400 - 1700}$                                  | $\frac{667}{1600 - 1800}$ | $\frac{667}{1250 - 1450}$ |
| Контрольный расход топлива, л/100 км при скорости, км/ч                                 | $\frac{19,6}{60}$           | $\frac{29}{60}$  | $\frac{30}{60}$           | $\frac{21,5}{60}$         |
| Линейная норма, л/100 км  | 26,6                        | 33,9   | 31,7                      | 28,3                      |
| Тип коробки передач   | 4-ступенчатая               | 5-ступенчатая с синхронизаторами на II, III, IV, V передачах |                           |                           |

Продолжение таблицы А.3

| Параметр  | КамАЗ-5320                        | КамАЗ-53212   | МАЗ-5335  | МАЗ-53352  |
|---|-----------------------------------|---|---|--|
| Тип главной передачи                                    | Одинарная гипоидная               | Двойная: пара конических шестерен со спиральными зубьями и пара цилиндрических шестерен | Двойная: пара конических шестерен со спиральными зубьями и пара цилиндрических шестерен | Разнесенная двухступенчатая: центральный конический редуктор и планетарная бортовая передача |
| Передаточные числа: коробки передач раздаточной коробки | 6,55; 3,09; 1,71; 1,00; 3.X. 7,77 | 5,61; 2,89; 1,64; 1,0; 0,723; 3.X. 5,31 1,3; 2,15                                       | 7,82; 4,03; 2,50; 1,53; 1,0; 3.X. 7,38, 1,692; 0,917                                    | 5,26; 2,90; 1,52; 1,00; 0,66; 3.X. 7,77  |

|   |   |                         |  |   |
|---|---|-------------------------|--|---|
| главной передачи  | 6,17  | 7,32                    | 7,22   | 7,14  |
| Размер шин  | 8,25R20   | 14,00-20                | 9,00R20  | 12,00R20  |
| Колесная формула  | 6x4   | 6x4                     | 4x2  | 4x2   |
| Грузоподъемность, кг  | 8000  | 10000                   | 8000   | 8400  |
| Собственная масса снаряженного автомобиля (в т.ч. на переднюю и заднюю оси), кг         | 7080<br>(3320 и 3760)   | 8200<br>(3600 и 4600)   | 6725<br>(3425 и 3300)  | 7450<br>(4200 и 3250)   |
| Полная масса автомобиля (в т.ч. на переднюю и заднюю оси), кг                           | 15305<br>(4375 и 10930)   | 18425<br>(4425 и 14000) | 14950<br>(4950 и 10000)  | 16000<br>(6000 и 10000)   |
| Длина, мм   | 7435  | 8530                    | 7250   | 8530  |
| Ширина, мм  | 2500  | 2500                    | 2500   | 2500  |
| Высота, мм  | 3650  | 3650                    | 2720   | 3700  |
| Максимальная скорость автомобиля, км/ч  | 80  | 80                      | 85   | 85  |
| Тип двигателя   | КамАЗ-740.10,<br>дизельный, 4-тактный,<br>8-цилиндровый, V-образный |                         | ЯМЗ 236, дизельный,<br>4-тактный, 6-цилиндровый,<br>V-образный | ЯМЗ-238Е, дизельный,<br>4-тактный, 8-цилиндровый,<br>V-образный |
| Рабочий объем цилиндров, л  | 10,85   |                         | 11,15  | 14,86   |
| Максимальная мощность двигателя, $\frac{\text{кВт}}{\text{об/мин}}$                     | $\frac{154,4}{2600}$  |                         | $\frac{132,4}{2100}$   | $\frac{194,9}{2300}$  |
| Максимальный крутящий момент двигателя, $\frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{об/мин}}$ | $\frac{637,4}{1400 - 1700}$   |                         | $\frac{666,8}{1500}$   | $\frac{882,6}{1500}$  |



|  |  |                        |   |   |
|--|--|------------------------|---|---|
| Контрольный расход топлива, л/100 км при скорости, км/ч                          | $\frac{26}{60}$  | $\frac{27}{60}$        | $\frac{23,8}{40}$   | $\frac{28}{40}$   |
| Линейная норма, л/100 км   | 29,2   | 29,8                   | 28,0  | 34,2  |
| Тип коробки передач  | 5-ступенчатая., с передним ускоряющим делителем, с передаточными числами 1 и 0,815 |                        | 5-ступенчатая с синхронизаторами на II, III, IV и V передачах   | 8-ступенчатая с синхронизаторами на всех передачах переднего хода |
| Тип главной передачи   | Двойная (коническая и цилиндрическая)  |                        | Центральная коническая и планетарные редукторы в ступицах колес |   |
| Передаточные числа: коробки передач  | 7,82-6,38; 4,03-3,29; 2,5-2,04; 1,53-1,25; 1,0 – 0,81; 3.X. 7,38 – 6,02            |                        | 5,26; 2,90; 1,52; 1,00; 0,66; 3.X. – 5,48                       | 11,78; 7,73; 5,50; 3,94; 2,90; 1,96; 1,39; 1,00; 3.X. – 6,7       |
| раздаточной коробки главной передачи   | –<br>6,53  |                        | –<br>7,14   | –<br>5,26   |
| Размер шин   | 9,00R20  |                        | 300-508P (11.00-20)   |   |
| Колесная формула   | 4x2  | 4x2                    | 4x2   | 4x2   |
| Грузоподъемность, кг   | 7170   | 7100                   | 3225  | 3075  |
| Собственная масса снаряженного автомобиля (в т. ч. на переднюю и заднюю оси), кг | 4830<br>(1932 и 2898)  | 4100<br>(1640 и 2460)  | 3725<br>(1490 и 2235)   | 3875<br>(1550 и 2325)   |
| Полная масса автомобиля (в т. ч. на переднюю и заднюю оси), кг                   | 12000<br>(4000 и 8000)   | 11200<br>(3000 и 8200) | 6950<br>(2350 и 4900)   | 6950<br>(2350 и 4900)   |

Продолжение таблицы А.3

|            |            |             |             |             |
|------------|------------|-------------|-------------|-------------|
| Параметр   | ЗИЛ-433316 | ЗИЛ- 442166 | ЗИЛ -5301СС | ЗИЛ- 5301ИО |
| Длина, мм  | 6755       | 5355        | 6195-6600   | 6773-7173   |
| Ширина, мм | 2500       | 2490        | 2150-2306   | 2150-2306   |

|   |  |  |  |  |
|---|--|--|--|--|
| Высота, мм  | 2700   | 2700   | 2365-3036  | 2365-3036  |
| Максимальная скорость автомобиля, км/ч  | 90   | 90   | 95   | 95   |
| Тип двигателя   | ЗИЛ-508.10, бензиновый, 4-тактный, 8-цилиндровый, V-образный | ЗИЛ-508.10, бензиновый, 4-тактный, 8-цилиндровый, V-образный | ММЗ, Д-245.12С дизельный, 4-тактный, 4-цилиндровый, рядное | ММЗ, Д-245.12С дизельный, 4-тактный, 4-цилиндровый, рядное |
| Рабочий объем цилиндров, л  | 6  | 6  | 4,75   | 4,75   |
| Максимальная мощность двигателя, $\frac{\text{кВт}}{\text{об/мин}}$                     | $\frac{110}{3200}$   | $\frac{110}{3200}$   | $\frac{77}{2400}$  | $\frac{77}{2400}$  |
| Максимальный крутящий момент двигателя, $\frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{об/мин}}$ | $\frac{402}{1900}$   | $\frac{402}{1900}$   | $\frac{346}{1500}$   | $\frac{346}{1500}$   |
| Контрольный расход топлива, л/100 км при скорости, км/ч                                 | $\frac{28}{60}$  | $\frac{27}{60}$  | $\frac{22}{60}$  | $\frac{21}{60}$  |
| Линейная норма, л/100 км  | 34,0   | 32,4   | 27,4   | 27,2   |
| Тип коробки передач   | САЗ, механическая, 5-ступенчатая                             | САЗ, механическая, 5-ступенчатая                             | ЗИЛ-5301, с ручным управлением, 5-ступенчатая              | ЗИЛ-5301, с ручным управлением, 5-ступенчатая              |
| Тип главной передачи  | ЗИЛ-130, одноступенчатая, ги-поидная                         | ЗИЛ-130, одноступенчатая, гипоидная                          | ЗИЛ-5301, гипоидная  | ЗИЛ-5301, гипоидная  |
| Передаточные числа: коробки передач   | 7,18; 4,00; 2,40; 1,38; 1,00; 6,45                           | 7,18; 4,00; 2,40; 1,38; 1,00; 6,45                           | 6,450; 3,560; 1,980; 1,275; 1,000; 3.X – 6,150             | 6,450; 3,560; 1,980; 1,275; 1,000; 3.X – 6,150             |
| раздаточной коробки   | –  | –  | –  | –  |
| главной передачи  | 6,33   | 6,33   | 3,273  | –  |

|   |  |  |   |   |
|---|--|--|---|---|
|   |  |  |   | 3,273   |
| Размер шин  | 9,00RR20   | 9,00RR20   | 215/75R17.5   | 225/75R16C  |
| Колесная формула  | 6x4  | 6x4  | 4x2   | 4x2   |
| Грузоподъемность, кг  | 10000  | 7000   | 8000  | 8500  |
| Собственная масса снаряженного автомобиля (в т. ч. на переднюю и заднюю оси), кг        | 9000<br>(3750 и 5250)  | 8480<br>(3500 и 4980)                                      | 7225<br>(3600 и 3625)                                       | 7580<br>(4130 и 3450)                                       |
| Полная масса автомобиля (в т.ч. на переднюю и заднюю оси), кг                           | 19150<br>(4470 и 14680)  | 15630<br>(4500 и 11130)                                    | 15375<br>(5375 и 10000)                                     | 16230<br>(5980 и 10250)                                     |
| Длина, мм   | 7140   | 7435   | 7250  | 5785  |
| Ширина, мм  | 2500   | 2500   | 2500  | 2720  |
| Высота, мм  | 2700   | 3650   | 2720  | 2350  |
| Максимальная скорость автомобиля, км/ч  | 90   | 80   | 75  | 83  |
| Тип двигателя   | КамАЗ-740.10-20, дизельный, 4-тактный, 8-цилиндровый, V-образный | КамАЗ-740, дизельный, 4-тактный, 8-цилиндровый, V-образный | ЯМЗ-236 М2, дизельный, 4-тактный, 6-цилиндровый, V-образный | ЯМЗ-236 М2, дизельный, 4-тактный, 6-цилиндровый, V-образный |
| Рабочий объем цилиндров, л  | 10,85  | 10,85  | 11,15   | 11,15   |
| Максимальная мощность двигателя, $\frac{\text{кВт}}{\text{об/мин}}$                     | $\frac{151}{2600}$   | $\frac{154,4}{2600}$                                       | $\frac{132}{2100}$  | $\frac{132}{2100}$  |
| Максимальный крутящий момент двигателя, $\frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{об/мин}}$ | $\frac{667}{1600 - 1800}$  | $\frac{637,4}{1400 - 1700}$                                | $\frac{667}{1250 - 1450}$                                   | $\frac{667}{1250 - 1450}$                                   |

Продолжение таблицы А.3

| Параметр   | МАЗ-574100-0000031   | МАЗ-573100-0000010   | МАЗ-573110-0000010  | МАЗ-573140-0000010                        |
|--|--|--|---|---|
| Контрольный расход топлива, л/100 км при скорости, км/ч                          | $\frac{28}{60}$  | $\frac{24}{60}$  | $\frac{23,8}{60}$   | $\frac{23,2}{60}$                         |
| Линейная норма, л/100 км   | 36,7   | 30,8   | 30,5  | 30,3                                      |
| Тип коробки передач  | 5-ступенчатая с передним ускоряющим делителем, с передаточными числами 1 и 0,815 | 5-ступенчатая с передним ускоряющим делителем, с передаточными числами 1,4 и 0,815 | 5-ступенчатая с синхронизаторами на II, III, IV, V передачах    |   |
| Тип главной передачи   | Двойная  | Двойная  | Центральная коническая и планетарные редукторы в ступицах колес |   |
| Передаточные числа: коробки передач  | 7,82; 4,03; 2,5; 1,53; 1,0; 3.X. 7,38  | 7,82-6,38; 4,03-3,29; 2,5-2,04; 1,53-1,25; 1,0-0,81; 3.X. 7,38 –6,02               | 5,26; 2,90; 5,50; 1,52; 1,00; 0,66; 3.X. – 5,48                 | 5,26; 2,90; 1,52; 1,00; 0,66; 3.X. – 7,77 |
| раздаточной коробки главной передачи   | –<br>6,53  | –<br>6,53  | –<br>7,73   | –<br>7,14                                 |
| Размер шин   | 10,00R20   | 260-508P   | 11.00-20  | 12,00R20                                  |
| Колесная формула   | 6x4  | 4x2  | 4x2   | 4x2                                       |
| Грузоподъемность, кг   | 10150  | 7550   | 7550  | 7550                                      |
| Собственная масса снаряженного автомобиля (в т. ч. на переднюю и заднюю оси), кг | 9150<br>(3660 и 5490)  | 8950<br>(3580 и 5370)  | 8950<br>(3580 и 5370)   | 8950<br>(3580 и 5370)                     |
| Полная масса автомобиля (в т.ч. на переднюю и                                    | 19300<br>(4540 и 14760)  | 16500<br>(6500 и 10000)  | 16500<br>(6500 и 10000)   | 16500<br>(6500 и 10000)                   |

|   |  |   |  |  |
|---|--|---|--|--|
| заднюю ось), кг   |  |   |  |  |
| Длина, мм   | 8600   | 8500-8700   | 8500-8700  | 8500-8700  |
| Ширина, мм  | 2600   | 2500-2600   | 2500-2600  | 2500-2600  |
| Высота, мм  | 3950   | 3600-3990   | 3600-3990  | 3600-3990  |
| Максимальная скорость автомобиля, км/ч  | 95   | 100   | 100  | 100  |
| Тип двигателя   | КамАЗ-740.11, дизельный с турбонаддувом, 8-цилиндровый, 4-тактный, V-образный    | ЯМЗ-236М2, дизельный с турбонаддувом, 4-тактный, 6-цилиндровый, V-образный                | ЯМЗ-238М2, дизельный с турбонаддувом, 4-тактный, 8-цилиндровый, V-образный   | ЯМЗ-238ДЕ, дизельный с турбонаддувом, 4-тактный, 8-цилиндровый, V-образный |
| Рабочий объем цилиндров, л  | 10,85  | 11,15   | 14,86  | 14,86  |
| Максимальная мощность двигателя, $\frac{\text{кВт}}{\text{об/мин}}$                     | $\frac{169}{2200}$   | $\frac{132}{2100}$  | $\frac{176}{2100}$   | $\frac{232,5}{2100}$   |
| Максимальный крутящий момент двигателя, $\frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{об/мин}}$ | $\frac{818,9}{1200 - 1400}$  | $\frac{667}{1250 - 1450}$   | $\frac{883}{1250 - 1450}$  | $\frac{1330}{1300}$  |
| Контрольный расход топлива, л/100 км при скорости, км/ч                                 | $\frac{27,2}{60}$  | $\frac{23,7}{60}$   | $\frac{24,8}{60}$  | $\frac{28,6}{60}$  |
| Линейная норма, л/100 км  | 36,8   | 27,3  | 30,4   | 36,2   |
| Тип коробки передач   | КамАЗ, механическая, с синхронизаторами на II, III, IV и V передачах, с передним | ЯМЗ-236П, 5-ступенчатая с синхронизаторами на всех передачах, кроме первой и заднего хода | ЯМЗ-238М, 8-ступенчатая с синхронизаторами на всех передачах, кроме первой и заднего хода, с демультипликатором или без него |  |

|                      |                                |  |  |
|----------------------|--------------------------------|--|--|
|                      | делителем,<br>10-ступенчатая   |  |  |
| Тип главной передачи | КамАЗ, двойная,<br>центральная | Двойная, разнесенная, включает конический редуктор и колесные передачи |  |

Окончание таблицы А.3

| Параметр  | МАЗ-543202  | МАЗ-543205                                    | МАЗ-543208  | МАЗ-544008  |
|---|---|---|---|---|
| Передаточные числа:<br>коробки передач  | 7,82 (6,38); 4,03 (3,29);<br>2,50 (2,04); 1,53 (1,25);<br>1,00 (0,815); 3.X. –<br>7,38 (6,02) | 5,26; 2,90; 1,52; 1,00;<br>0,66; 3.X.I – 5,48 | 7,30; 4,86; 3,50; 2,48;<br>2,09; 1,39; 1,00; 0,71;<br>3.X.I 11,78; 3.X.II –<br>2,99 | 7,30; 4,86; 3,50; 2,48;<br>2,09; 1,39; 1,00; 0,71;<br>3.X.I 11,78; 3.X.II –<br>2,99 |
| раздаточной коробки<br>главной передачи   | –<br>5,43   | –<br>5,49                                     | –<br>6,59   | –<br>7,14   |
| Размер шин  | 10.00R20  | 11.00R20                                      | 12.00R20  | 12.00-20  |
| Колесная формула  | 4x2   | 4x2   | 4x2   | 4x2   |
| Грузоподъемность, кг  | 940010950   | 940010950                                     | 940010950   | 940010950   |
| Собственная масса<br>снаряженного автомобиля<br>(в т. ч. на переднюю и<br>заднюю оси), кг | 6700-8050<br>(2680-3220 и<br>4020-4830)   | 6700-8050<br>(2680-3220 и 4020-<br>4830)      | 6700-8050<br>(2680-3220 и 4020-<br>4830)  | 6700-8050<br>(2680-3220 и 4020-<br>4830)  |
| Полная масса автомобиля<br>(в т.ч. на переднюю и<br>заднюю оси), кг                       | 16100-19000<br>(5500-7500 и<br>10000-11500)   | 16100-19000<br>(5500-7500 и 10000-<br>11500)  | 16100-19000<br>(5500-7500 и 10000-<br>11500)  | 16100-19000<br>(5500-7500 и 10000-<br>11500)  |
| Длина, мм   | 5600-6000   | 5600-6000                                     | 5600-6000   | 5600-6000   |
| Ширина, мм  | 2500  | 2500  | 2500  | 2500  |
| Высота, мм  | 29254000  | 29254000                                      | 29254000  | 29254000  |
| Максимальная скорость<br>автомобиля, км/ч   | 90  | 95  | 95  | 95  |

|   |   |  |   |  |
|---|---|--|---|--|
| Тип двигателя   | ЯМЗ-236НЕ2,<br>4-тактный с турбонаддувом, дизельный, 6-цилиндровый, V-образный                                    | ЯМЗ-238ДЕ2,<br>4-тактный с турбонаддувом, дизельный, 8-цилиндровый, V-образный | ЯМЗ-7511.10,<br>4-тактный с турбонаддувом, дизельный, 8-цилиндровый, V-образный |  |
| Рабочий объем цилиндров, л  | 11,15   | 4,86   |   |  |
| Максимальная мощность двигателя, $\frac{\text{кВт}}{\text{об/мин}}$                     | $\frac{159}{2100}$  | $\frac{233}{2100}$   | $\frac{287}{1900}$  |  |
| Максимальный крутящий момент двигателя, $\frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{об/мин}}$ | $\frac{864}{1300}$  | $\frac{1275}{1300}$  | $\frac{1715}{1300}$   |  |
| Контрольный расход топлива, л/100 км при скорости, км/ч                                 | $\frac{27,2}{60}$   | $\frac{26,7}{60}$  | $\frac{26,8}{60}$   | $\frac{26,6}{60}$  |
| Линейная норма, л/100 км  | 35,8  | 35,3   | 35,4  | 35,2   |
| Тип коробки передач   | ЯМЗ-236П,<br>5-ступенчатая  | ЯМЗ-238А,<br>8-ступенчатая   | ЯМЗ-239,<br>9-ступенчатая   | МАЗ-543205,<br>9-ступенчатая   |
|   | механическая, с синхронизаторами на всех передачах, кроме первой и заднего хода, с демультпликатором или без него |  |   |  |
| Тип главной передачи  | Двойная, разнесенная, включает конический редуктор и колесные передачи  |  |   |  |
| Передаточные числа: коробки передач   | 5,26; 2,90; 1,52; 1,00; 0,66; 3.X.I – 5,48  | 7,73; 5,52; 3,94; 2,80; 1,96; 1,39; 1,00; 0,71; 3.X.I – 1,78; 3.X.II – 2,99    | 11,18; 6,34; 4,56; 3,50; 2,80; 1,81; 1,30; 1,00; 0,803; 3.X.I – 9,71            | 10,08; 6,13; 4,51; 3,50; 2,78; 1,75; 1,29; 1,00; 0,795; 3.X.I – 9,55 |

|   |          |           |           |           |
|---|----------|-----------|-----------|-----------|
| раздаточной коробки<br>главной передачи | –<br>3,8 | –<br>3,86 | –<br>3,97 | –<br>5,49 |
| Размер шин                              | 12.00R20 |           |           |           |





*ПРИЛОЖЕНИЕ Б*  
*(справочное)*

**ИНСТРУКЦИЯ**

**о порядке применения норм расхода топлива для механических транспортных средств, машин, механизмов и оборудования**

(с учетом изменений, внесенных постановлениями Министерства транспорта и коммуникаций Республики Беларусь от 18.11.2009 № 97, рег. № 8/21646 от 30.11.2009; 27.06.2011 № 41, рег. № 8/23916 от 19.07.2011)

**1** Инструкция о порядке применения норм расхода топлива для механических транспортных средств, машин, механизмов и оборудования (далее – Инструкция [28]) устанавливает порядок применения норм расхода топлива для механических транспортных средств, машин, механизмов и оборудования.

**2** Нормы расхода топлива, рассчитанные в соответствии с настоящей Инструкцией, предназначены для использования при учете и контроле расходования топлива механическими транспортными средствами, машинами, механизмами и оборудованием, эксплуатируемыми организациями и индивидуальными предпринимателями, зарегистрированными на территории Республики Беларусь.

При эксплуатации автомобилей, используемых для выполнения международных автомобильных перевозок, норма расхода топлива устанавливается руководителями организаций или индивидуальными предпринимателями.

(Пункт 2 – с учетом изменений, внесенных постановлением Министерства транспорта и коммуникаций Республики Беларусь от 27.06.2011 № 41, рег. № 8/23916 от 19.07.2011.)

**3** Для целей настоящей Инструкции используются следующие термины и их определения:

- автомобиль – механическое транспортное средство, приводимое в движение двигателем внутреннего сгорания (далее – двигатель), имеющее не менее четырех колес, расположенных не менее чем на двух осях, за исключением тракторов и самоходных машин;

- автомобиль оперативного назначения – автомобиль, имеющий специальную цветографическую окраску и (или) световую и звуковую сигнализацию (проблесковые маячки и звуковые сигналы с чередованием тонов);

- линейная норма расхода топлива – объем топлива, потребляемый двигателем технически исправного автомобиля на 100 км пробега в литрах или кубических метрах, без учета повышений (понижений) и дополнительного расхода топлива;

- дополнительный расход топлива – объем топлива, потребляемый двигателем механического транспортного средства, машины, механизма и оборудования сверх установленной нормы при определенных условиях эксплуатации;

- норма расхода топлива на выполнение транспортной работы – объем топлива, потребляемый сверх линейной нормы расхода топлива двигателем автомобиля на перевозку одной тонны груза на 100 км (тонно-километр);

- норма расхода топлива на езду с грузом – объем топлива, потребляемый двигателем самосвала или самосвального автопоезда для выполнения операции разгрузки одного кузова;

- норма расхода топлива на выполнение определенного вида работ трактором, машиной, механизмом и оборудованием – объем топлива, потребляемый двигателем трактора, машины, механизма и оборудования с учетом конкретных режимов работы за один машино-час или за выполненную операцию (заполнение (слив) одной цистерны, погрузка (разгрузка) контейнера и тому подобное);

- временная норма расхода топлива – объем топлива, потребляемый двигателем механического транспортного средства, машины, механизма и оборудования, соответствующий контрольному расходу топлива, установленному организацией (заводом)-изготовителем для данного механического транспортного средства, машины, механизма, оборудования в инструкции по эксплуатации;

- машино-час – фактическое время работы трактора, машины, механизма и оборудования, измеренное в астрономических часах;

- снаряженная масса – масса полностью заправленного (топливом, маслами, охлаждающей и другими жидкостями) и укомплектованного запасным колесом, инструментом и другими принадлежностями механического транспортного средства с водителем без учета массы груза, пассажиров и багажа;

- зимние условия эксплуатации – эксплуатация автомобиля, машины, механизма и оборудования в условиях отрицательной температуры окружающего воздуха, ниже 0 °С;

- коэффициент использования грузоподъемности – отношение фактически выполненной транспортной работы к транспортной работе, выполняемой при условии полного использования грузоподъемности автомобиля, прицепа или полуприцепа;

- международные автомобильные перевозки – автомобильные перевозки, выполняемые за пределы (за пределами) территории Республики Беларусь, из-за ее пределов, а также транзитные автомобильные перевозки, выполняемые через территорию Республики Беларусь между двумя пунктами пересечения Государственной границы Республики Беларусь в местах, установленных законодательством.

Термины «механическое транспортное средство», «автобус», «седельный тягач», «грузовой автомобиль», «специальный автомобиль», «грузопассажирский автомобиль», «автопоезд» и «трактор» используются в значениях, установленных государственным стандартом Республики Беларусь ГОСТ 31286-2005 «Транспорт дорожный. Основные термины и определения. Классификация».

(Пункт 3 – с учетом изменений, внесенных постановлениями Министерства транспорта и коммуникаций Республики Беларусь от 18.11.2009 № 97, рег. № 8/21646 от 30.11.2009; 27.06.2011 № 41, рег. № 8/23916 от 19.07.2011).

**4** Единицы измерения норм расхода топлива для целей настоящей Инструкции: литр на 100 километров пробега (далее – л/100 км) – для автомобиля, работающего на бензине, дизельном топливе или сжиженном углеводородном газе (далее – СУГ);

кубический метр на 100 километров пробега (далее – м<sup>3</sup>/100 км) – для автомобиля, работающего на сжатом природном газе (далее – СПГ);

литр на машино-час работы трактора, машины, механизма и оборудования (далее – л/маш.-ч);

литр (далее – л) на выполнение одной операции трактором, машиной, механизмом и оборудованием.

**5** Повышение (понижение) норм расхода топлива устанавливается приказом руководителя организации или индивидуального предпринимателя на основании настоящей Инструкции.

(Пункт 5 – с учетом изменений, внесенных постановлением Министерства транспорта и коммуникаций Республики Беларусь от 27.06.2011 № 41, рег. № 8/23916 от 19.07.2011.)

**6** Нормы расхода топлива на модели (модификации) механических транспортных средств, машин, механизмов и оборудования устанавливаются Министерством транспорта и коммуникаций Республики Беларусь в качестве рекомендуемых и в течение года проходят эксплуатационную проверку в организациях, эксплуатирующих соответствующие механические транспортные средства, машины, механизмы и оборудование. По истечении указанного срока нормы расхода топлива при необходимости корректируются с учетом результатов эксплуатационной проверки и утверждаются Министерством транспорта и коммуникаций в качестве обязательных для применения.

Руководитель организации имеет право понижать нормы расхода топлива, установленные Министерством транспорта и коммуникаций Республики Беларусь.

(Пункт 6 – с учетом изменений, внесенных постановлением Министерства транспорта и коммуникаций Республики Беларусь от 27.06.2011 № 41, рег. № 8/23916 от 19.07.2011.)

**7** В случае отсутствия установленной нормы расхода топлива до ее установления учет расхода топлива при эксплуатации механического транспортного средства, машины, механизма и оборудования в Республике Беларусь производится по временной норме на срок не более шести месяцев.

В случае отсутствия контрольного расхода топлива, установленного заводом-изготовителем, временная норма расхода топлива при эксплуатации механического транспортного средства, машины, механизма и оборудования устанавливается руководителем организации или индивидуальным предпринимателем.

В случае отсутствия установленной нормы расхода топлива при эксплуатации механического транспортного средства, машины, механизма и оборудования организациями, осуществляющими свою деятельность за пределами Республики Беларусь, дипломатическими представительствами и консульскими учреждениями Республики Беларусь, учет расхода топлива до ее установления производится по временной норме.

(Пункт 7 – в редакции постановления Министерства транспорта и коммуникаций Республики Беларусь от 27.06.2011 № 41, рег. № 8/23916 от 19.07.2011.)

**8** Отрицательная температура окружающего воздуха определяется на основании измерений, произведенных ответственным лицом организации, эксплуатирующей механическое транспортное средство, машину, механизм и оборудование, на дату и время выпуска механического транспортного средства на линию или на начало выполнения работы машиной, механизмом и оборудованием. Результаты измерений регистрируются в специальном журнале по форме согласно приложению.

При эксплуатации механического транспортного средства, машины, механизма и оборудования за пределами Республики Беларусь порядок определения и учета температуры окружающего воздуха устанавливается руководителем организации или индивидуальным предпринимателем.

(Пункт 8 – с учетом изменений, внесенных постановлениями Министерства транспорта и коммуникаций Республики Беларусь от 18.11.2009 № 97, рег. № 8/21646 от 30.11.2009; 27.06.2011 № 41, рег. № 8/23916 от 19.07.2011.)

**9** Норма расхода топлива на механическое транспортное средство или машину, работающих на СУГ или СПГ, при отсутствии установленной нормы расхода СУГ или СПГ принимается выше соответствующей нормы расхода бензина для соответствующей модели (модификации):

- СПГ – не более 5 %;
- СУГ – не более 25 %.

(Пункт 9 – с учетом изменений, внесенных постановлением Министерства транспорта и коммуникаций Республики Беларусь от 27.06.2011 № 41, рег. № 8/23916 от 19.07.2011.)

**10** Повышение нормы расхода топлива осуществляется при эксплуатации:

**10.1** механического транспортного средства, машины, механизма и оборудования на территории Республики Беларусь и за ее пределами в зимних условиях эксплуатации – не более 10 %.

Для механического транспортного средства, машины, механизма и оборудования, предназначенных для эксплуатации исключительно в зимних условиях (снегоуборочные машины, снегоходы и тому подобное), данное повышение не применяется;

**10.2** автомобиля в городах с численностью населения:

- от 100 до 300 тысяч человек – не более 5 %;
- от 300 тысяч до 1 миллиона человек – не более 10 %;
- от 1 до 3 миллионов человек – не более 15 %;
- свыше 3 миллионов человек – не более 25 %;

**10.3** автомобиля с частыми технологическими остановками (более чем одна остановка на один километр пробега) – не более 10 %;

**10.4** автомобиля по пересеченной местности, грунтовым, внутрикарьерным или отвальным дорогам (по полю во время проведения сельскохозяйственных или лесозаготовительных работ, строительстве и обслуживании линий электропередачи и подстанций, мелиоративных сооружений, газо- и нефтепроводов и тому подобное) – не более 20 %;

**10.5** автомобиля в условиях сезонной распутицы, снежных заносов, при сильном снегопаде, гололедице на срок не более одного месяца в году (суммарно по дням в течение года), установленный руководителем организации или индивидуальным предпринимателем на основании данных Гидрометеоцентра Республики Беларусь (при эксплуатации автомобиля за пределами Республики Беларусь – по данным Гидрометеоцентра Республики Беларусь или метеорологической службы соответствующей страны), – не более 35 %;

**10.6** автомобиля по свежееотсыпанному полотну при строительстве дорог или движущегося со скоростью до 20 км/ч – не более 10 %;

**10.7** автомобиля, задействованного в обучении управлению механическим транспортным средством по улицам города или населенного пункта, – не более 20 %. При этом нормы подпунктов 10.2, 10.6 настоящего пункта не применяются;

**10.8** автомобиля в горной местности, имеющей высоту над уровнем моря:

от 500 до 1500 м – не более 5 %;

от 1501 до 2000 м – не более 10 %;

от 2001 до 3000 м – не более 15 %;

свыше 3000 м – не более 20 %;

**10.9** автомобиля на дорогах, имеющих подъемы от четырех и более процентов, – не более 10 %;

**10.10** автомобиля, оборудованного багажником или световой сигнализацией, установленными на крыше, со скоростями движения, превышающими 60 км/ч, – не более 5 %;

**10.11** автомобиля оперативного назначения с включенными проблесковыми маячками красного и (или) синего цвета и специальным звуковым сигналом со скоростями, превышающими установленные ограничения скорости, а также механических транспортных средств, сопровождаемых ими, – не более 20 %;

**10.12** автомобиля, задействованного в оперативно-розыскной деятельности на основании статьи 7 Закона Республики Беларусь от 9 июля 1999 года «Об оперативно-розыскной деятельности» (Национальный реестр правовых актов Республики Беларусь, 1999 г., № 57, 2/64) или задействованного в охране правопорядка, – не более 10 %;

**10.13** механического транспортного средства, оборудованного кондиционером, установкой «климат-контроль» или дополнительным автономным подогревателем двигателя, работающим в автоматическом режиме, – не более 7 %;

**10.14** автомобиля, оснащенного автоматической коробкой передач (далее – АКПП), – не более 6 % (от линейной нормы, взятой по модели автомобиля, имеющего аналогичный тип кузова, объем и мощность двигателя, оснащенного механической коробкой передач). Если линейная норма расхода топлива установлена с учетом АКПП, то данное повышение не применяется;

**10.15** нового или прошедшего капитальный ремонт автомобиля на первую тысячу километров пробега – не более 10 %;

**10.16** нового или прошедшего капитальный ремонт трактора, машины на первые шестьдесят машино-часов работы – не более 10 %;

**10.17** механического транспортного средства, машины, механизма и оборудования с истекшим нормативным сроком службы (в соответствии с Временным республиканским классификатором основных средств и нормативных сроков их службы, утвержденным постановлением Министерства экономики Республики Беларусь от 21 ноября 2001 г. № 186 (Национальный реестр правовых актов Республики Беларусь, 2001 г., № 114, 8/7489), – не более 8 %.

(Пункт 10 – с учетом изменений, внесенных постановлением Министерства транспорта и коммуникаций Республики Беларусь от 18.11.2009 № 97, рег. № 8/21646 от 30.11.2009.)

**11** При перевозке грузов грузовым или грузопассажирским автомобилем (кроме самосвала<sup>1</sup>) без учета транспортной работы в тонно-километрах, а также при перевозке технологического оборудования или грузов, на которую не оформляется товарно-транспортная накладная, линейная норма расхода топлива повышается не более чем на 10 %.

<sup>1</sup>Линейная норма расхода топлива самосвала установлена с учетом коэффициента использования грузоподъемности 0,5.

(Пункт 11 – с учетом изменений, внесенных постановлением Министерства транспорта и коммуникаций Республики Беларусь от 18.11.2009 № 97, рег. № 8/21646 от 30.11.2009.)

**12** При эксплуатации автомобиля на участках дорог с асфальтобетонным и цементобетонным покрытием за пределами населенного пункта линейная норма расхода топлива понижается не более чем на 15 % (за исключением учебной езды).

**13** При использовании дизельного топлива с присадкой FP-4000 линейная норма расхода топлива дополнительно понижается не более чем на 5 %.

**14** Повышение (понижение) нормы расхода топлива, предусмотренное в подпунктах 10.1–10.5, 10.8, 10.9 пункта 10, пунктах 12 и 13, распространяется на линейные нормы расхода топлива и нормы расхода топлива на выполнение транспортной работы.

**15** При необходимости применения одновременно нескольких повышений (понижений) нормы расхода топлива нормируемый расход топлива устанавливается с учетом их суммы или разности.

(Пункт 15 – с учетом изменений, внесенных постановлением Министерства транспорта и коммуникаций Республики Беларусь от 27.06.2011 № 41, рег. № 8/23916 от 19.07.2011.)

**16** Дополнительный расход топлива устанавливается при:

**16.1** эксплуатации автомобиля или автопоезда (кроме самосвального), выполняющего транспортную работу, учитываемую в тонно-километрах, на каждые 100 т·км: бензина – не более 2,0 л; дизельного топлива – не более 1,3 л; СПГ – не более 2,0 м<sup>3</sup>; СУГ – не более 2,5 л; при газодизельном цикле – не более 1,2 м<sup>3</sup> СПГ и не более 0,25 л дизельного топлива;

**16.2** эксплуатации автомобиля с прицепом (полуприцепом) или при буксировке автомобиля, машины и механизма линейная норма расхода топлива увеличивается на каждую тонну снаряженной массы прицепа (полуприцепа, буксируемого автомобиля, машины и механизма): бензина – не более 2,0 л; дизельного топлива – не более 1,3 л; СПГ – не более 2,0 м<sup>3</sup>; СУГ – не более 2,5 л; при газодизельном цикле – не более 1,2 м<sup>3</sup> СПГ и не более 0,25 л дизельного топлива;

**16.3** простое автомобиля на объектах, условия работы которых предусматривают работу двигателя автомобиля во время стоянки, на один час простоя не более 10 % от величины линейной нормы расхода топлива.

Данный расход устанавливается также для специального автомобиля медицинского назначения и автобуса, осуществляющего перевозку детей, при отсутствии автономного отопителя и температуре окружающего воздуха ниже +10 °С;

**16.4** работе автономного отопителя автомобиля при температуре окружающего воздуха:

от +10 до 0 °С – не более 50 % продолжительности работы на линии;

ниже 0 °С – не более 100 % продолжительности работы на линии;

от +10 °С и ниже – не более 100 % продолжительности работы на линии (для специального автомобиля медицинского назначения и автобуса, осуществляющего перевозку детей);

**16.5** запуске дизельного двигателя, оборудованного пусковым двигателем, работающим на бензине, при:

- положительной температуре окружающего воздуха – не более 3 % от общего расхода дизельного топлива;
- отрицательной температуре окружающего воздуха – не более 5 % от общего расхода дизельного топлива.

**17** При эксплуатации автомобиля, задействованного в обучении управлению механическим транспортным средством, на автодроме 1 маш.-ч выполнения упражнений приравнивается к расходу топлива на 20 км пробега.

**18** При эксплуатации автомобиля, работающего на СПГ и СУГ, расход бензина на один запуск двигателя устанавливается от линейной нормы расхода бензина (для соответствующей модели автомобиля) в зависимости от температуры окружающего воздуха:

- выше +5 °С – не более 1 % (для инжекторных двигателей);
- от +5 до –10 °С – не более 3 %;
- ниже –10 °С – не более 5 %.

**19** При эксплуатации самосвала с самосвальным прицепом или седельного тягача с самосвальным полуприцепом расход топлива повышается на каждую тонну снаряженной массы прицепа (полуприцепа) и 50 % массы перевозимого на прицепе груза (при коэффициенте использования грузоподъемности 0,5): бензина – не более 2,0 л; дизельного топлива – не более 1,3 л; СПГ – не более 2,0 м<sup>3</sup>; СУГ – не более 2,5 л; при газодизельном цикле – не более 1,2 м<sup>3</sup> СПГ и не более 0,25 л дизельного топлива.

**20** При эксплуатации самосвала (самосвального автопоезда) с коэффициентом использования грузоподъемности, отличающимся от 0,5, расход топлива повышается или понижается на каждые 100 т·км перевыполненной или невыполненной транспортной работы по отношению к транспортной работе, выполняемой при коэффициенте использования грузоподъемности 0,5: бензина – не более 2,0 л; дизельного топлива – не более 1,3 л; СПГ – не более 2,0 м<sup>3</sup>; СУГ – не более 2,5 л; при газодизельном цикле – не более 1,2 м<sup>3</sup> СПГ и не более 0,25 л дизельного топлива.

**21** При эксплуатации самосвала или самосвального автопоезда, а также седельного тягача с самосвальным полуприцепом на каждую езду с грузом в зависимости от грузоподъемности:

- до 10 т – не более 0,25 л бензина, дизельного топлива или СУГ; 0,3 м<sup>3</sup> – СПГ;
- от 10 до 20 т – не более 0,5 л дизельного топлива;
- свыше 20 т – не более 1,0 л дизельного топлива.

**22** При эксплуатации самосвала или самосвального автопоезда, а также седельного тягача с самосвальным полуприцепом, работающего в карьере, на каждую езду с грузом при маневрировании в местах погрузки и разгрузки в зависимости от грузоподъемности:

- до 10 т – не более 0,2 л бензина, дизельного топлива или СУГ; 0,3 м<sup>3</sup> – СПГ;
- от 10 до 20 т – не более 0,3 л дизельного топлива;
- свыше 20 т – не более 0,4 л дизельного топлива.

**23** При перемещении в зонах технического обслуживания и текущего ремонта для автомобилей, работающих на СПГ и СУГ, расход бензина устанавливается в



размере не более 10 % от линейной нормы расхода бензина, установленной для соответствующей модели автомобиля.

24 На внутригаражные разезды и технические надобности (технические осмотры, регулировочные работы, приработку деталей двигателя автомобиля после ремонта) ежемесячный расход топлива не должен превышать 0,5 % от общего его количества, потребляемого эксплуатируемыми автомобилями, при отсутствии экономии.

25 При эксплуатации специального автомобиля:

25.1 не имеющего конструктивных отличий от аналогичной модели по двигателю, коробке передач, главной передаче, шинам, колесной формуле, кузову, снаряженной массе, влияющих на расход топлива, применяется установленная линейная норма расхода топлива на соответствующую модель (модификацию) автомобиля;

25.2 отличающегося от аналогичной модели только снаряженной массой и не имеющего других конструктивных отличий, влияющих на расход топлива, линейная норма расхода топлива повышается (понижается) на каждую тонну превышения (снижения) массы такого автомобиля: работающего на бензине – не более 2,0 л; дизельном топливе – не более 1,3 л; СПГ – не более 2,0 м<sup>3</sup>; СУГ – не более 2,5 л.

(Пункт 25 – с учетом изменений, внесенных постановлением Министерства транспорта и коммуникаций Республики Беларусь от 27.06.2011 № 41, рег. № 8/23916 от 19.07.2011.)

26 Если организацией (заводом)-изготовителем или ее официальным представителем письменно подтверждено, что конкретная модификация механического транспортного средства, машины, механизма и оборудования не имеет конструктивных отличий от соответствующей модели механического транспортного средства, машины, механизма и оборудования, влияющих на расход топлива, то применяется норма расхода топлива на соответствующую модель механического транспортного средства, машины, механизма и оборудования.

**Комментарий к «Инструкции о порядке применения норм расхода топлива для механических транспортных средств, машин, механизмов и оборудования», утвержденной постановлением Министерства транспорта и коммуникаций Республики Беларусь от 31 декабря 2008 года № 141**

**Расчет расхода топлива автомобиля-самосвала**

Линейная норма расхода топлива для автомобилей-самосвалов установлена с учетом коэффициента динамического использования грузоподъемности 0,5.

Нормативный расход топлива

$$Q_{\text{норм}} = 0,01HL_{\text{общ}}k_{\text{ср}} + v_{\text{авт}} + gn,$$

где  $H$  – линейная норма расхода топлива, л/100 км;

$L_{\text{общ}}$  – общий пробег автомобиля за смену, км;

$k_{\text{ср}}$  – средний коэффициент корректирования линейной нормы расхода топлива, учитывающий условия эксплуатации;

$V_{\text{авт}}$  – объем топлива, на который повышается (понижается) нормативный расход топлива с учетом фактически выполненной транспортной работы автомобилем-самосвалом, л;

$g$  – дополнительный расход топлива на выполнение операции разгрузки кузова, л (п. 21 Инструкции);

$n$  – количество ездов с грузом за смену.

Средний коэффициент корректирования линейной нормы расхода топлива рассчитывается по формуле

$$k_{\text{ср}} = (k_1L_1 + k_2L_2 \dots + k_nL_n) / L_{\text{общ}},$$

где  $k_1, k_2, k_n$  – частные значения величины коэффициента корректирования;

$L_1, L_2, L_n$  – частные значения пробега автомобиля в различных условиях эксплуатации, км.

Объем топлива, на который повышается (понижается) нормативный расход топлива с учетом фактически выполненной транспортной работы,

$$V_{\text{авт}} = 0,01(P_{\text{факт}} - P_{0,5})c,$$

где  $P_{\text{факт}}$  – фактически выполненная транспортная работа за смену, т·км;

$P_{0,5}$  – транспортная работа, выполняемая автомобилем при коэффициенте динамического использования грузоподъемности, равном 0,5;

$c$  – величина изменения расхода топлива на 100 т·км работы, л (п. 20 Инструкции).

Фактически выполненная транспортная работа

$$P_{\text{факт}} = m_{\text{гр}}s,$$

где  $m_{\text{гр}}$  – масса перевезенного груза, т;

$s$  – расстояние, на которое перевезен груз, км.

Транспортная работа, выполняемая автомобилем при коэффициенте динамического использования грузоподъемности, равном 0,5,

$$P_{0,5} = q_{\text{авт}}0,5L_{\text{общ}},$$

где  $q_{\text{авт}}$  – грузоподъемность автомобиля-самосвала, т.

## Расчет расхода топлива автомобиля-самосвала с самосвальным прицепом

Нормативный расход топлива

$$Q_{\text{норм}} = 0,01(H + (m_{\text{п}} + q_{\text{п}} \cdot 0,5)c)L_{\text{общ}}k_{\text{ср}} + V_{\text{ап}} + gn,$$

где  $m_{\text{п}}$  – снаряженная масса прицепа, т;

$q_{\text{п}}$  – грузоподъемность прицепа, т;

$L_{\text{общ}}$  – общий пробег автомобиля за смену, км;

$V_{\text{ап}}$  – объем топлива, на который повышается (понижается) нормативный расход топлива с учетом фактически выполненной транспортной работы самосвальным автопоездом, л;

Средний коэффициент корректирования линейной нормы расхода топлива

$$k_{\text{ср}} = (k_1L_1 + k_2L_2 + \dots + k_nL_n) / L_{\text{общ}},$$

где  $k_1, k_2, k_n$  – частные значения величины коэффициента корректирования;  
 $L_1, L_2, L_n$  – частные значения пробега автопоезда в различных условиях эксплуатации, км.

Объем топлива, на который повышается (понижается) нормативный расход топлива с учетом фактически выполненной автопоездом транспортной работы,

$$V_{\text{ап}} = [0,01(P_{\text{факт}} - P_{0,5})]c,$$

где  $P_{\text{факт}}$  – фактически выполненная автомобилем транспортная работа за смену, т·км;

$P_{0,5}$  – транспортная работа, выполняемая автомобилем при коэффициенте динамического использования грузоподъемности равном 0,5;

$c$  – величина изменения расхода топлива на 100 т·км работы, л (п. 20 Инструкции).

Фактически выполненная транспортная работа автопоезда

$$P_{\text{факт}} = m_{\text{гр}}s,$$

где  $m_{\text{гр}}$  – масса перевезенного автопоездом груза, т;

$s$  – расстояние, на которое перевезен груз, км.

Транспортная работа, выполняемая автопоездом при коэффициенте динамического использования грузоподъемности, равном 0,5,

$$P_{0,5} = q_{\text{ап}}0,5L_{\text{общ.}}$$

где  $q_{\text{ап}}$  – грузоподъемность автопоезда, т.

### Расчет расхода топлива седельного тягача с самосвальным полуприцепом

Нормативный расход топлива

$$Q_{\text{норм}} = 0,01(H + (m_{\text{пп}} + q_{\text{ап}}0,5)c)L_{\text{общ.}}k_{\text{ср}} + V_{\text{ап}} + gn.$$

Средний коэффициент корректирования линейной нормы расхода топлива

$$k_{\text{ср}} = (k_1L_1 + k_2L_2 + \dots + k_nL_n) / L_{\text{общ.}}$$

Объем топлива, на который повышается (понижается) нормативный расход топлива с учетом фактически выполненной автопоездом транспортной работы,

$$V_{\text{ап}} = (0,01(P_{\text{факт}} - P_{0,5}))c,$$

Фактически выполненная транспортная работа автопоезда

$$P_{\text{факт}} = m_{\text{гр}}S.$$

Транспортная работа, выполняемая автопоездом при коэффициенте динамического использования грузоподъемности, равном 0,5,

$$P_{0,5} = q_{\text{ап}}0,5L_{\text{общ.}}$$



*ПРИЛОЖЕНИЕ В*  
*(справочное)*

**СОДЕРЖАНИЕ ЭЛЕКТРОННОГО ПРИЛОЖЕНИЯ К ДАННОМУ ПОСОБИЮ**

1 Транспорт дорожный. Основные термины и определения. Классификация: ГОСТ 31286–2005.

2 Дорожные транспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки: СТБ 1280–2004.

3 Транспорт дорожный. Требования к техническому состоянию по условиям безопасности движения. Методы проверки: СТБ 1641–2006 (с изменениями от 16.11.2009 № 58).

4 Механические транспортные средства категории L3, L4, L5. Требования к техническому состоянию по условиям безопасности движения. Методы проверки: СТБ 1730–2007.

5 Транспорт дорожный. Массы. Словарь и коды: ГОСТ ИСО 1176–2005.

6 Транспорт дорожный. Массы и размеры. Технические требования и методы испытаний: СТБ 1877–2008.

7 Транспорт дорожный. Массы, нагрузки на оси и габариты: СТБ 1878–2008.

8 Национальная система подтверждения соответствия Республики Беларусь. Порядок проведения сертификации колесных ТС, предметов их оборудования и частей: СТБ 5.2.03–2000.

9 Машины для городского коммунального хозяйства и содержания дорог. Специальные требования безопасности: СТБ ГОСТ Р 50631–2002.

10 О дорожном движении: Закон Республики Беларусь от 5 января 2008 г. № 313-З.

11 Об автомобильном транспорте и автомобильных перевозках: Закон Республики Беларусь от 14 августа 2007 г. № 278-З.

12 Об утверждении Инструкции о порядке участия в дорожном движении тяжеловесных и (или) крупногабаритных транспортных средств: постановление Министерства транспорта и коммуникаций Республики Беларусь от 25 августа 2011 г. № 50.

13 [Автомобили грузовые. Общие технические требования](#): ГОСТ 21398–89 (с изменениями № 1 Республики Беларусь от 13.05.2005 № 20).

14 [О проезде тяжеловесных и \(или\) крупногабаритных транспортных средств по автомобильным дорогам общего пользования](#): Указ Президента Республики Беларусь от 26 ноября 2010 г. № 613.

15 [Об утверждении Инструкции о порядке контроля технического состояния автомобильных транспортных средств при выпуске на линию и приемке с линии](#): приказ Министерства транспорта и коммуникаций Республики Беларусь от 3 мая 2010 г. № 222–Ц.

16 [Автомобильные шины. Нормы и правила обслуживания](#): ТКП 299–2011 (02190).

- 17 Средства транспортные. Маркировка. Технические требования: СТБ 984–2009.
- 18 Транспорт дорожный. Экологические классы: СТБ 1848–2009.
- 19 [Техническое обслуживание и ремонт автомобильных транспортных средств. Нормы и правила проведения](#): ТКП 248–2010 (02190).
- 20 [Стартерные аккумуляторные батареи. Нормы и правила обслуживания](#): ТКП 298–2011 (02190).
- 21 [Государственный технический осмотр транспортных средств. Порядок проведения проверки технического состояния транспортных средств](#): ТКП 309–2011 (02190).
- 22 Техническое обслуживание и ремонт транспортных средств. Общие требования безопасности: СТБ 960–2011.
- 23 Принципиальная схема пневмосистемы автобуса МАЗ-103.
- 24 Технический регламент Таможенного союза. О безопасности колесных транспортных средств: ТР ТС 018/2011.

Учебное издание

*ЛАПСКИЙ Сергей Леонидович*  
*САВИЧ Евгений Леонидович*  
*КАРАСЕВИЧ Сергей Николаевич*

**Транспортные средства и их эксплуатационные качества. Практикум**  
С приложением на оптическом диске

Учебное пособие

Редактор И. И. Э в е н т о в  
Технический редактор В. Н. К у ч е р о в а  
Корректор Т. А. П у г а ч

Подписано в печать 04.12.2015 Формат 60х84 1/16.  
Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Печать на ризографе.  
Усл. печ. л. 16,28. Уч.-изд. л. 278. Тираж 400 экз.  
Зак. № Изд. № 3

Издатель и полиграфическое исполнение:  
Белорусский государственный университет транспорта.  
Свидетельство о государственной регистрации издателя,  
изготовителя, распространителя печатных изданий  
№ 1/361 от 13.06.2014.  
№ 2/104 от 01.04.2014.

Ул. Кирова, 34, 246653, Гомель