

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Локтионова Оксана Геннадьевна
Должность: проректор по учебной работе
Дата подписания: 13.03.2023 10:45:42
Уникальный программный ключ:
0b817ca911e6668abb13a5d426d39e5f1c11eabbf73e943df4a4851fda56d089

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет» (ЮЗГУ)

Кафедра технологии материалов и транспорта

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебной работе
О.Г. Локтионова
«13» 2021 г.



АВТОМОБИЛИ: ОСНОВЫ КОНСТРУКЦИИ

Методические указания к выполнению лабораторных работ по
дисциплине «Конструкция и элементы расчета автомобилей»
для студентов специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-
технологические средства»

Курск 2021

Составители: В.И. Козликин, Е.В. Агеев, Б.А. Семенихин

УДК 62-11 (075.8)

Рецензент

Кандидат технических наук, доцент *А.А. Толкушев*

Автомобили: Основы конструкции: методические указания к выполнению лабораторных работ по дисциплине «Конструкция и элементы расчета автомобилей» для студентов специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства» / Юго-Зап. гос. ун-т; сост.: В.И. Козликин, Е.В. Агеев, Б.А. Семенихин. Курск: ЮЗГУ, 2021. - 134с.

Содержат разработки лабораторных работ по дисциплине «Конструкция и элементы расчета автомобилей» (раздел «Автомобили: основы конструкции»). Изложены общие сведения о механизмах трансмиссии, подвески, рулевого и тормозного управления, об особенностях их конструкции и работы. Указываются порядок выполнения работ, требования к отчетам и их содержанию. Приведены контрольные вопросы по каждой лабораторной работе.

Предназначены для студентов специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства» очной и заочной форм обучения

Текст печатается в авторской редакции

ИД №06430 от 10.12.01

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16. Печать офсетная.
Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж экз. Заказ . Бесплатно.

Юго-Западный государственный университет
Издательско-полиграфический центр Юго-Западного
государственного
университета. 305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
Лабораторная работа №1. Изучение устройства двигателей внутреннего сгорания.....	6
Лабораторная работа №2. Основные виды трансмиссий автомобилей.....	15
Лабораторная работа №3. Изучение конструкций фрикционных сцеплений.....	24
Лабораторная работа №4. Коробка передач.....	33
Лабораторная работа №5. Раздаточная коробка.....	43
Лабораторная работа №6. Карданная передача.....	52
Лабораторная работа №7. Главная передача и дифференциал.....	65
Лабораторная работа №8. Привод к ведущим колесам.....	83
Лабораторная работа №9. Управляемый мост. Управляемый ведущий мост.....	93
Лабораторная работа №10. Подвеска автомобиля.....	98
Лабораторная работа №11. Тормозные системы.....	109
Лабораторная работа №12. Рулевое управление.....	119
Заключение.....	132
Библиографический список.....	134

ВВЕДЕНИЕ

Автомобильный транспорт является наиболее массовым видом транспорта, особенно эффективным и удобным при перевозке грузов и пассажиров на относительно небольшие расстояния. Несмотря на происходящие экономические преобразования, автомобильный транспорт сохранил ведущее положение в сфере транспортных услуг. Экономичная и эффективная работа автомобильного транспорта обеспечивается рациональным использованием многомиллионного парка подвижного состава – грузовых и легковых автомобилей, автобусов, прицепов и полуприцепов.

За последние пятнадцать лет автомобильная техника изменилась кардинальным образом. Совершенствование и усложнение конструкции автомобилей (электронизация и бортовая диагностика; многоклапанные двигатели; системы впрыска и компьютерное управление рабочими процессами; нейтрализация отработавших газов; автоматические коробки передач; антиблокировочные устройства тормозов; противобуксовочные системы; регулируемые подвески и др.) имеют серьезные основания. Автомобили в результате стали намного более чистыми, безопасными, более удобными и легкими в управлении.

Автомобильная промышленность поставляет на рынок Российской Федерации совершенный подвижной состав, конструкция которого имеет высокую надежность. Однако вследствие усложнения конструкций подвижного состава необходимо применение все более сложных технических средств обслуживания автомобилей, в первую очередь диагностических, а также совершенствование технологии и организации работ, повышение квалификации персонала.

Основой профессиональной деятельности инженера по специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства» является реализация технической политики обеспечения работоспособности автомобилей. Высокий уровень работоспособности определяется, во-первых – конструкцией автомобилей, во-вторых – мерами по обеспечению их работоспособности в процессе эксплуатации. Это и определяет значимость дисциплины «Конструкция и элементы расчета

автомобилей» в подготовке специалистов для автотранспортного комплекса страны.

Лабораторный практикум по дисциплине «Конструкция и элементы расчета автомобилей состоит из 3-х частей.

В первой части практикума представлен цикл лабораторных работ по изучению устройства автомобилей, конструкций его основных агрегатов.

Выполнение лабораторных работ с использованием макетов и разрезов агрегатов автотранспортных средств обеспечивает закрепление знаний конструктивных особенностей разрабатываемых и используемых моделей автомобилей.

ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

ЦЕЛЬ РАБОТЫ:

1. Изучить конструкцию поршневых ДВС.
2. Научиться определять основные конструктивные параметры поршневых ДВС.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Двигатель – машина, преобразующая какой-либо вид механической энергии в механическую работу. На большинстве современных автомобилей установлены тепловые поршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС). Теплота, выделяющаяся при сгорании топлива в их цилиндрах, преобразуется в механическую работу.

Двигатель является источником механической энергии, которая необходима для движения автомобиля.

Классификация двигателей. ДВС классифицируют по следующим признакам:

- по назначению – транспортные и стационарные;
- способу осуществления рабочего цикла – четырех- и двухтактные;
- способу смесеобразования – с внешним смесеобразованием (бензиновые и газовые) и внутренним смесеобразованием (дизели);
- способу воспламенения рабочей смеси – с принудительным воспламенением от рабочей искры (бензиновые, газовые и др.) и воспламенением от сжатия (дизели);
- виду применяемого топлива – работающие на бензине, тяжелом дизельном топливе, сжатом или сжиженном газе, других видах топлива;
- числу цилиндров – одно- и многоцилиндровые (двух-, трех-, четырех-, шестицилиндровые и т.д.);

- расположению цилиндров – однорядные с вертикальным расположением цилиндров или с наклоном оси цилиндров к вертикали на $20...40^\circ$; V-образные двухрядные с расположением цилиндром под углом и оппозитные с противоположным горизонтальным расположением цилиндров под углом 180° ;
- способу наполнения цилиндров свежим зарядом – без наддува (наполнение осуществляется за счет разрежения, создаваемого в цилиндре при движении поршня от верхней мертвой точки (ВМТ) к нижней мертвой точке (Н.М.Т.)) и с наддувом (наполнение цилиндров происходит под давлением, которое создается компрессором);
- способу охлаждения – с жидкостным и воздушным охлаждением.

Составные части двигателей. Поршневой двигатель внутреннего сгорания состоит из механизмов кривошипно-шатунного и газораспределения и систем охлаждения, смазочной, питания, зажигания, пуска.

Кривошипно-шатунный механизм (КШМ) воспринимает давление газов и преобразует прямолинейное возвратно-поступательное движение поршня во вращательное движение коленчатого вала.

Детали КШМ можно разделить на две группы: неподвижные и подвижные. К первым относятся базовые детали – блок цилиндров, головка блока, крышка блока распределительных шестерен и поддон (картер); ко вторым – поршневой комплект в сборе, шатун, коленчатый вал и маховик. Схемы кривошипно-шатунного механизма представлена на рисунке 1.

Механизм газораспределения (ГРМ) предназначен для своевременного открытия и закрытия клапанов, что необходимо для впуска в цилиндр горючей смеси (карбюраторные и газовые двигатели) или воздуха (дизели) и выпуска отработавших газов.

В четырехтактных автомобильных двигателях обычно устанавливают клапанные механизмы газораспределения, в которых впуск свежего заряда и выпуск отработавших газов происходят с помощью впускных и выпускных клапанов. Они также надежно изолируют камеру сгорания от окружающей среды во время тактов сжатия и рабочего хода.

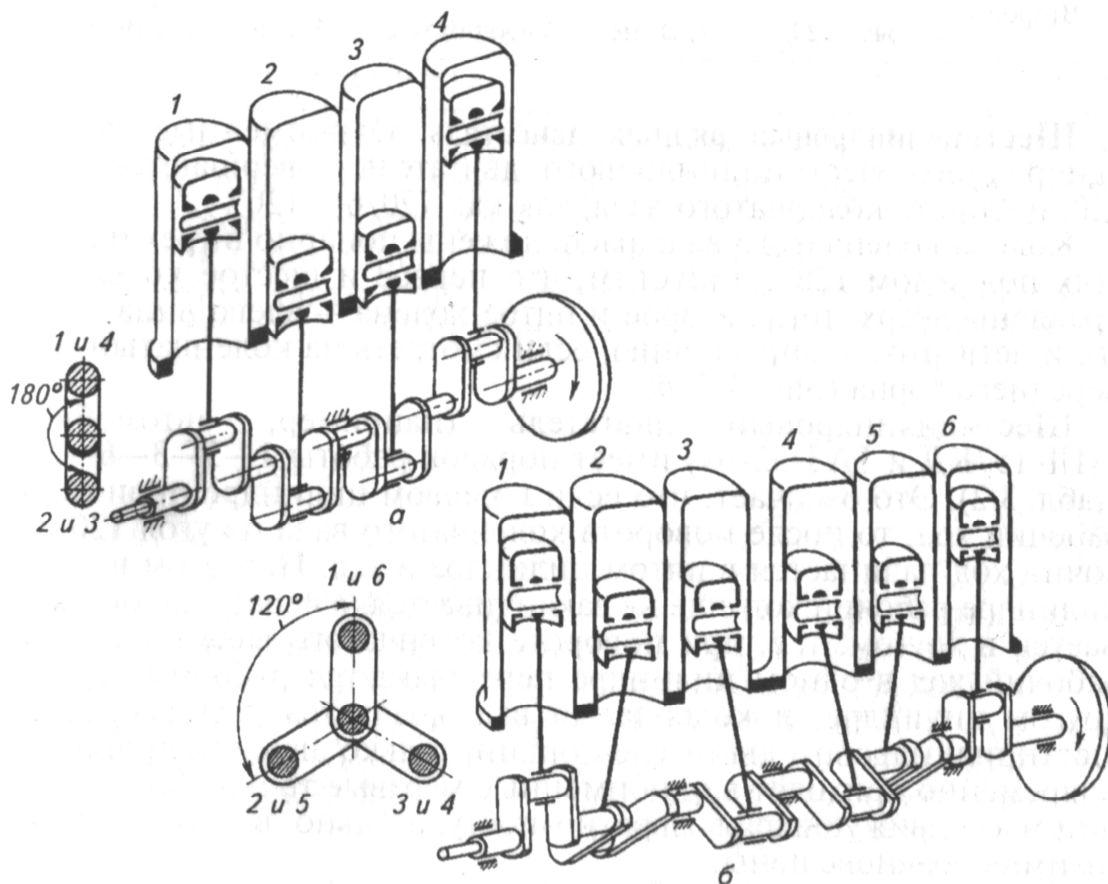


Рисунок 1 - Схемы кривошипно-шатунных механизмов четырехтактных рядных двигателей
 а - четырехцилиндрового; б - шестицилиндрового; 1...6 - цилиндры

В зависимости от расположения клапанов различают механизмы газораспределения (рисунок 2) с нижними клапанами, расположенными в блоке цилиндров, и верхними (подвесными) клапанами, размещенными в головке блока. В бензиновых двигателях применяют механизмы обоих типов, а в дизелях – только механизм с верхними клапанами.

Почти все современные двигатели имеют ГРМ с верхним расположением клапанов, т.к. камера сгорания более компактная, лучше наполнение цилиндров свежим зарядом, проще регулировка клапанов и значительно меньше потери теплоты.

Основные части ГРМ: привод, передаточные детали и клапанная группа. Привод состоит из механизма привода (блока

шестерен) и распределительного вала. Детали передачи: толкатели, штанги, коромысла. Клапанная группа включает в себя клапан, направляющую втулку, пружину, и замок пружины.

Система питания – служит для подачи отдельно топлива и воздуха в цилиндры дизеля или приготовления горючей смеси из мелко распыленного топлива и воздуха и подачи смеси в цилиндры карбюраторного или газового двигателя.

Система охлаждения обеспечивает нормальный тепловой режим двигателя.

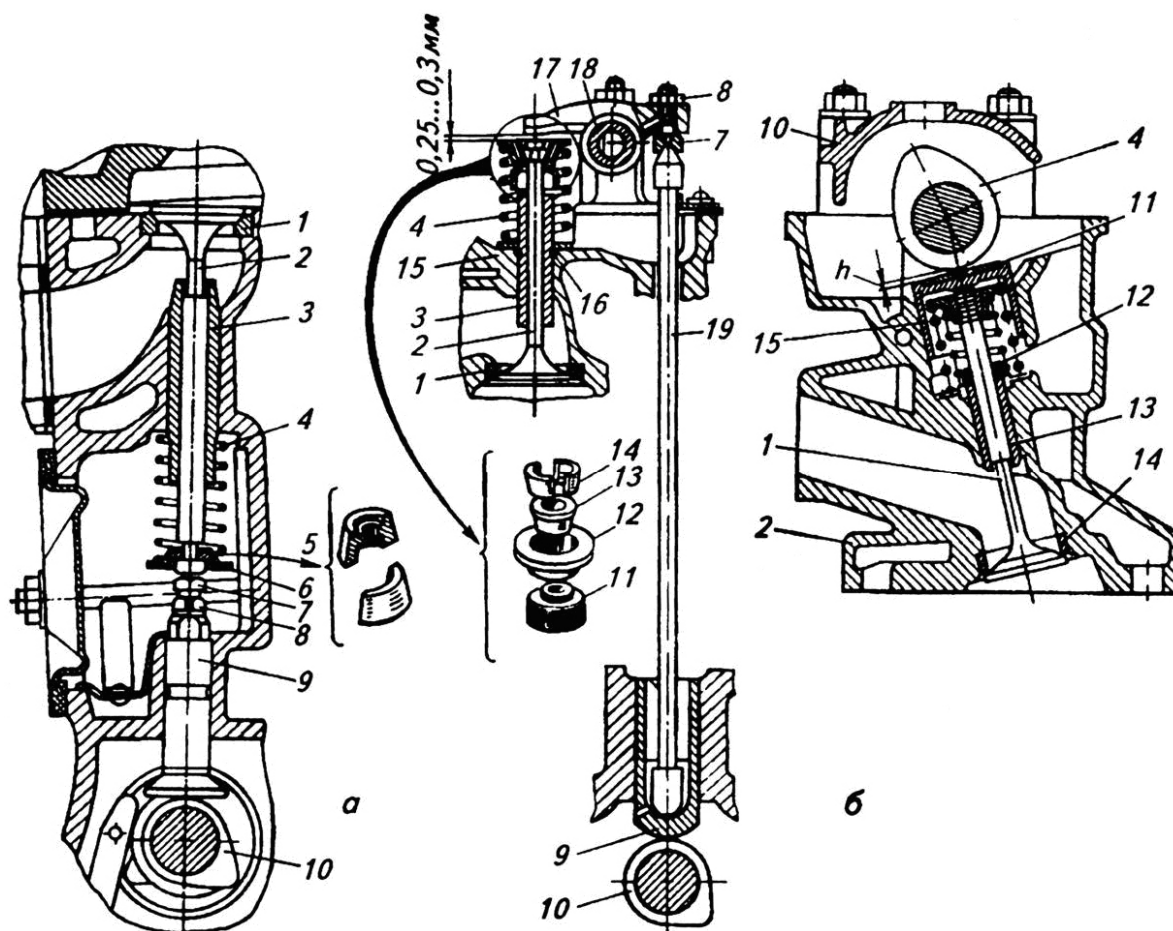


Рисунок 2 - Схемы газораспределительных механизмов с различным расположением клапанов

а - нижним; б - верхним; 1 - седло; 2 - стержень клапана; 3 - направляющая втулка; 4 - пружина; 5, 14 - сухарики; 6, 12 - тарелки; 7 - регулировочный болт; 8 - контргайка; 9 - толкатель; 10 - кулачок; 11, 13 - втулки; 15 - головка цилиндров; 16 - стопорное кольцо; 17 - коромысло; 18 - ось; 19 - штанга.

Смазочная система служит для подачи смазочного материала к трущимся поверхностям с целью уменьшения трения, снижению износа и отвода теплоты от контактирующих поверхностей.

Система зажигания обеспечивает воспламенение рабочей смеси в карбюраторных и газовых двигателях.

Система пуска служит для вращения коленчатого вала двигателя при его пуске.

Основные понятия и определения. Основные параметры двигателя: диаметр цилиндра, ход поршня и число цилиндров.

При одном обороте коленчатого вала двигателя поршень делает один ход вниз и один вверх. Изменение направления движения поршня в цилиндре происходит в двух крайних точках, называемых мертвыми. Крайнее верхнее положение поршня считают верхней мертвой точкой (В.М.Т.), крайнее нижнее – нижней мертвой точкой (Н.М.Т.).

Расстояние, проходимое поршнем от В.М.Т. до Н.М.Т., называется ходом поршня S , который равен удвоенному радиусу R кривошипа: $S = 2R$. При перемещении поршня от одной мертвой точки до другой коленчатый вал поворачивается на 180° , т.е. совершает половину оборота.

На рисунке 3 представлена схема для определения основных конструктивных параметров двигателя.

Пространство над днищем поршня при нахождении его в В.М.Т. представляет собой камеру сгорания. Ее объем обозначают V_c . Пространство цилиндра между его двумя мертвыми точками называют рабочим объемом и обозначают V_h . Сумма объема камеры сгорания V_c и рабочего объема V_h составляет полный объем цилиндра, обозначаемый V_a .

Рабочий объем цилиндра, см^3 или л,

$$V_h = \pi D^2 S / 4,$$

где D – диаметр цилиндра, см или дм.

Сумму всех рабочих объемов цилиндров многоцилиндрового двигателя называют рабочим объемом двигателя или литражом:

$$V_{\text{л}} = \pi D^2 S_{\text{л}} / 4,$$

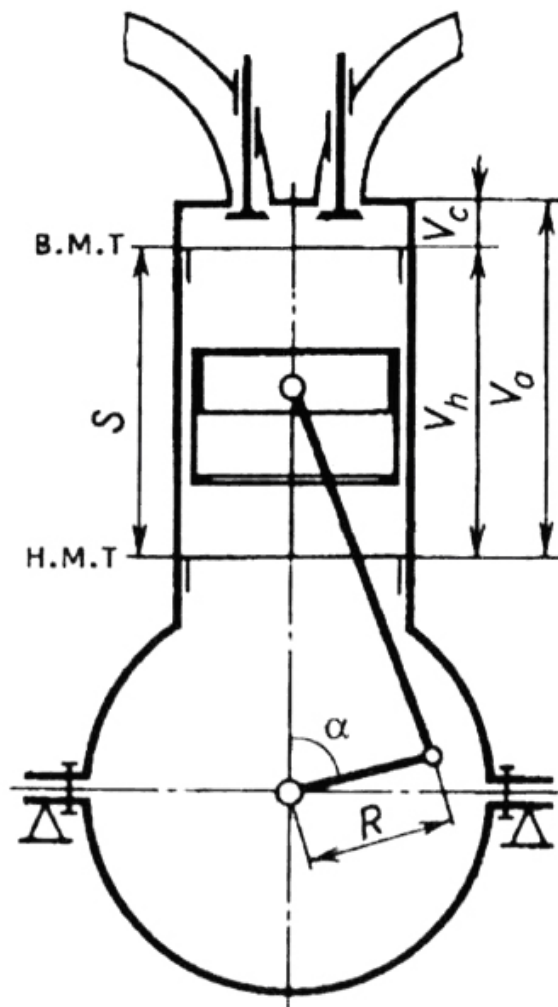


Рисунок 3 - Схема для определения основных конструктивных параметров двигателя

где i – число цилиндров.

Отношение полного объема цилиндра V_a к объему камеры сгорания представляет собой степень сжатия:

$$\varepsilon = V_a / V_c, \text{ или } \varepsilon = (V_c + V_h) / V_c.$$

Степень сжатия – величина безразмерная, показывающая во сколько раз уменьшается объем рабочей смеси или воздуха, находящихся в цилиндре, при перемещении поршня от Н.М.Т. к В.М.Т. Чем выше степень сжатия, тем выше температура и давление рабочей смеси в конце сжатия.

С увеличением степени сжатия повышается мощность и

топливная экономичность двигателя. Однако повышение степени сжатия карбюраторных двигателей возможно лишь до определенных значений, выше которых возникают преждевременное воспламенение и взрывное сгорание (детонация) рабочей смеси, что снижает работоспособность двигателя.

Различные виды жидких и газообразных топлив имеют разные температуры воспламенения, поэтому вид топлива, на котором работает двигатель, определяет пределы его степени сжатия. Автомобильные двигатели, работающие на бензине, имеют степень сжатия в пределах 6...10, на газе - 7...9, дизели – 15...20.

ЛАБОРАТОРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ИНСТРУМЕНТ

1. Набор ключей гаечных
2. Штангенциркуль
3. Штангенглубиномер
4. Шприц медицинский
5. Макеты двигателей внутреннего сгорания автомобилей
6. Пластина из органического стекла
7. Пластичная смазка

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Изучить общие сведения.
2. Получить у преподавателя задание для выполнения лабораторной работы.
3. Снять головку блока цилиндров с исследуемого двигателя.
4. Измерить штангенциркулем диаметр цилиндра d .
5. Измерить штангенглубиномером ход поршня S .
6. С помощью пластины из оргстекла и мерного шприца измерить объем камеры сгорания V_k следующим образом:
 - Провернуть распределительный вал таким образом, чтобы оба клапана в исследуемой камере сгорания были закрыты.
 - Смазать поверхность камеры сгорания вокруг тарелок клапанов небольшим количеством смазки.
 - На поверхность головки блока вокруг камеры сгорания

нанести тонкий слой смазки.

- Плотно прижать пластину из оргстекла к поверхности головки блока, полностью накрыв камеру сгорания.
- Через отверстия в пластине мерным шприцем налить в камеру сгорания воду так, чтобы в ней не осталось воздуха.
- Количество воды, которое поместилось в камере сгорания, и есть объем камеры сгорания.

7. Рассчитать: радиус кривошипа r_k , рабочий объем цилиндра $V_{ц}$, рабочий объем двигателя V , степень сжатия ϵ .

8. Результаты измерений занести в таблицу.

9. Составить отчет.

Номер цилиндра	Параметры							
	Диаметр цилиндра, мм	Ход поршня, мм	Объем камеры сгорания, см ³	Радиус кривошипа, мм	Рабочий объем цилиндра, см ³	Полный объем цилиндра, см ³	Степень сжатия	Рабочий объем двигателя, см ³
1								
2								
3								
4								

СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Цель работы.
2. Общие сведения.
3. Практическая часть.
4. Выводы по лабораторной работе.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Классификация поршневых ДВС.
2. Принципиальные отличия бензиновых и дизельных ДВС.
3. Основные системы ДВС.

4. Устройство систем охлаждения ДВС.
5. Устройство систем зажигания бензиновых ДВС.
6. Устройство систем смазки ДВС.
7. Устройство систем питания ДВС.
8. Перечислить основные детали цилиндропоршневой группы.
9. Перечислить основные детали газораспределительного механизма.
10. Конструкция блока цилиндров.
11. Конструкция головки блока цилиндров.
12. Конструкция поршня.
13. Конструкция коленчатого вала.
14. Основные конструктивные параметры ДВС.
15. Дать определение понятию «степень сжатия». Расчетная формула.
16. Регулируемые параметры ДВС. Их влияние на работу ДВС.

ОСНОВНЫЕ ВИДЫ ТРАНСМИССИЙ АВТОМОБИЛЕЙ

ЦЕЛЬ РАБОТЫ:

1. Изучить назначение, классификацию и компоновку трансмиссий автомобилей.
2. Научиться составлять кинематические схемы трансмиссий автомобилей с различными колесными формулами.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Трансмиссия автомобиля – это ряд взаимодействующих между собой агрегатов и механизмов, передающих крутящий момент от двигателя к ведущим колесам. В трансмиссии крутящий момент изменяется по величине и по направлению, одновременно распределяясь между ведущими колесами автомобиля.

К трансмиссиям предъявляют следующие основные требования: высокая надежность и возможно меньшие потери передаваемой энергии (высокий КПД); обеспечение функциональных требований, предъявляемых к машине данного типа; возможно меньшие габаритные размеры и масса; рациональный подбор передаточных чисел для обеспечения требуемых значений тяговых усилий и скоростей движения машины; вращение колес с различной скоростью и осуществление блокировки как межосевых, так и межколесных дифференциалов для улучшения проходимости в тяжелых условиях эксплуатации; легкость управления; удобное расположение органов управления; доступность и малая трудоемкость технического обслуживания и ремонта; шум и вибрация от трансмиссии в пределах установленных норм; возможность отбора мощности для привода рабочего оборудования, дополнительных механизмов и устройств.

По характеру связи между двигателем и ведущими колесами, а также по способу преобразования крутящего момента трансмиссии делятся на механические, гидромеханические, гидрообъемные, электромеханические.

Наибольшее распространение получили механические трансмиссии, выполненные по различным схемам в зависимости от общей компоновки агрегатов автомобиля, включая расположение двигателя и ведущих колес.

В механических трансмиссиях (рисунки 4, 7, 8, 9, 10) передача крутящего момента происходит за счет механического трения в сцеплениях, а также соединениями валов, шарнирами и зубчатыми колесами. Механическая трансмиссия (рисунок 4), применяемая на большинстве грузовых и легковых автомобилей, состоит из сцепления 2, коробки передач 3, карданной передачи 4, главной передачи 5, дифференциала и двух полуосей 6. Трансмиссию автомобилей с двумя и более ведущими мостами (рисунки 9, 10) оборудуют раздаточной коробкой 7 и дополнительными карданными валами, а каждая пара ведущих колес имеет свою главную передачу, полуоси и дифференциал.

В гидромеханических трансмиссиях между двигателем и механической частью трансмиссии устанавливают гидротрансформатор или гидромуфту, осуществляя гидравлическую связь двигателя с трансмиссией. Гидротрансформатор устанавливают вместо сцепления. Крутящий момент от гидротрансформатора передается к механической коробке передач с автоматическим или полуавтоматическим управлением. Такая трансмиссия является бесступенчатой, так как обеспечивает бесступенчатое изменение передаточного числа.

В гидрообъемных трансмиссиях (рисунок 5) двигатель 1 приводит в действие гидронасос 2, который под высоким давлением нагнетает масло в гидромоторы 3, расположенные в ведущих колесах и приводящие их во вращение. В гидрообъемных трансмиссиях используется гидростатический напор жидкости. Вращающий момент и частота вращения ведущих колес изменяются или за счет изменения параметров гидромашин при возможном постоянном режиме работы двигателя внутреннего сгорания, или в результате регулирования мощности двигателя. Преимущества гидрообъемной трансмиссии: широкий диапазон изменения ведущего момента и скорости движения автомобиля, дистанционность (агрегаты, расположенные в разных частях машины, связаны между собой маслопроводами), простота и удобство автономного подвода

мощности к ведущим колесам, полная замена механической трансмиссии, возможность торможения машины. Недостатки гидрообъемной трансмиссии: сложность и высокая стоимость конструкции. Эту трансмиссию устанавливают только в специальных машинах.

В электромеханической трансмиссии (рисунок б) двигатель 1 (как правило, дизель) вращает ротор электрогенератора 2, энергия которого по электрическому кабелю передается электродвигателю 3 и далее через зубчатый редуктор ведущим колесам или электродвигателям, вмонтированным в ведущие колеса. Электромеханическая трансмиссия при наличии соответствующей регулирующей аппаратуры обладает высокими преобразующими свойствами и автоматически приспособливается к меняющейся нагрузке, а двигатель работает в оптимальном режиме. Ввиду высокой стоимости, сложности конструкции, использования дефицитных материалов и большой массы электромеханические трансмиссии экономически выгодно применять на автомобилях грузоподъемностью выше 80 т (БелАЗ-7549 и др.).

Схема трансмиссии зависит от типа и компоновочной схемы самого автомобиля, а потому определяется конструкцией, местом и последовательностью расположения отдельных механизмов, сборочных единиц трансмиссии конкретного автомобиля, заданными эксплуатационными свойствами.

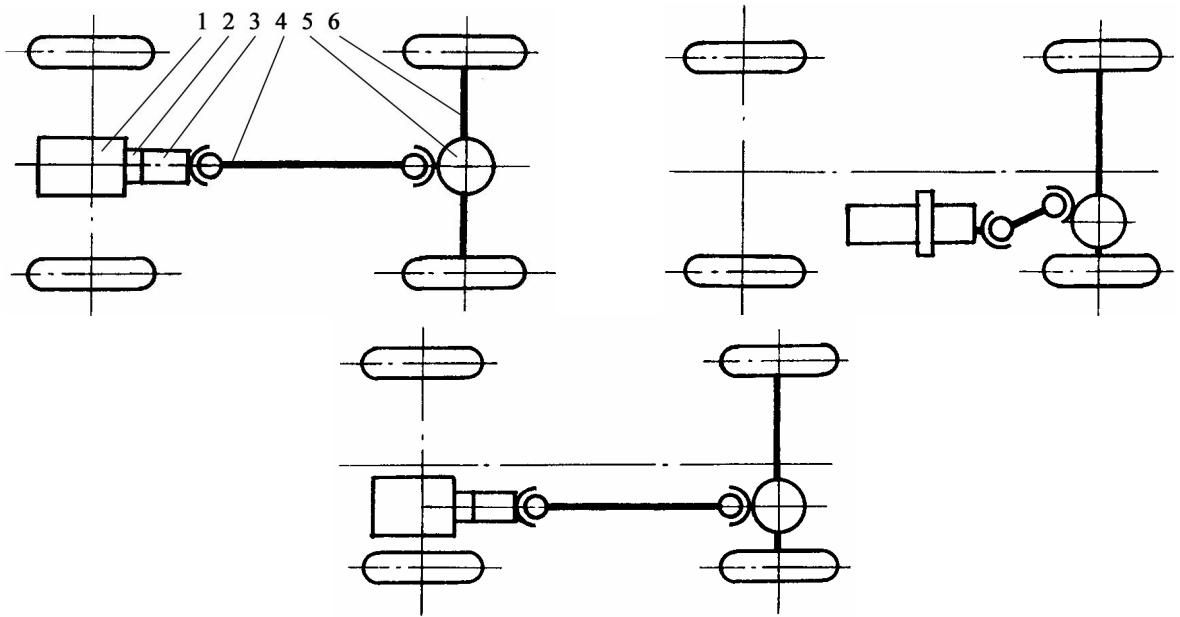


Рисунок 4 - Схемы трансмиссий автомобилей с задними ведущими колесами

1 – двигатель; 2 – сцепление; 3 – коробка передач; 4 – карданная передача; 5 – главная передача; 6 – полуось.

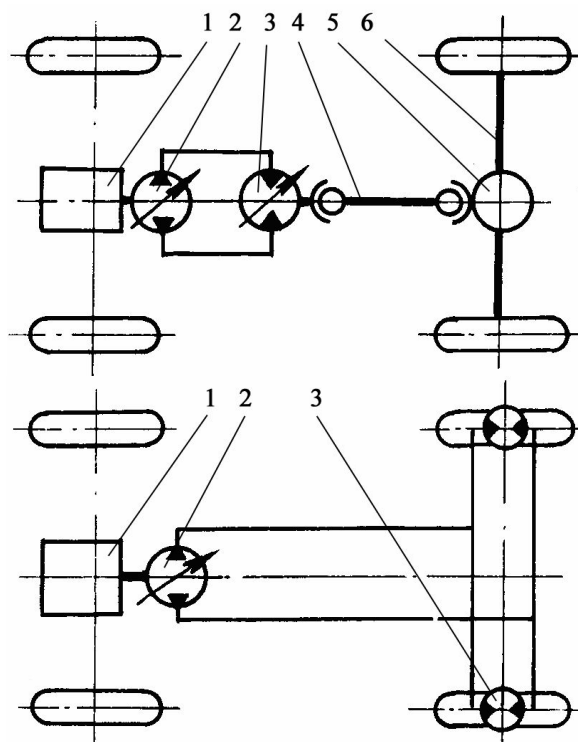


Рисунок 5 - Схемы гидрообъемных трансмиссий

1 – двигатель; 2 – гидронасос; 3 – гидромотор; 4 – карданная передача; 5 – главная передача; 6 – полуось.

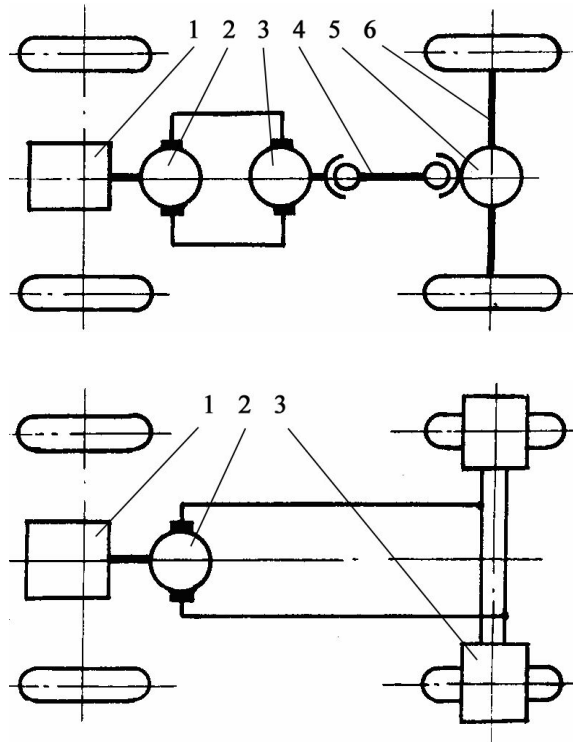


Рисунок 6 - Схемы электромеханических трансмиссий
 1 – двигатель; 2 – электрогенератор; 3 – электродвигатель; 4 – карданная передача; 5 – главная передача; 6 – полуось.

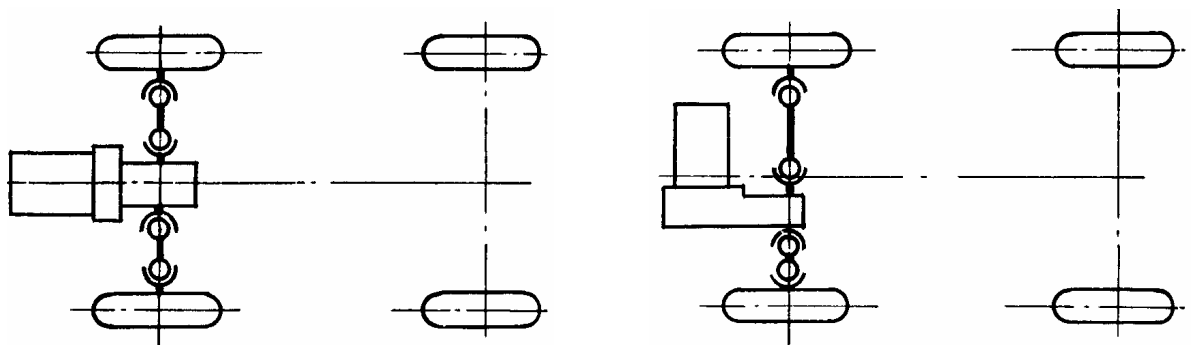


Рисунок 7 - Схемы трансмиссий переднеприводных автомобилей

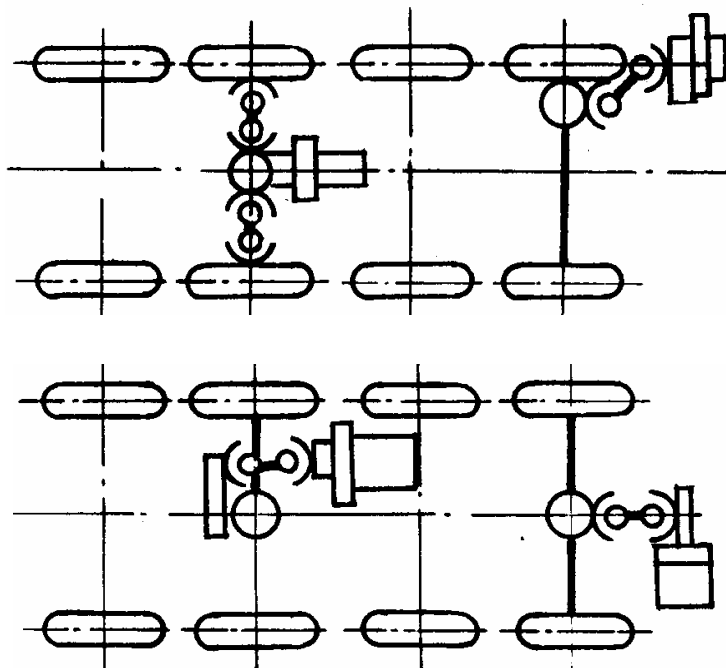


Рисунок 8 - Схемы трансмиссий автобусов при заднем расположении двигателя

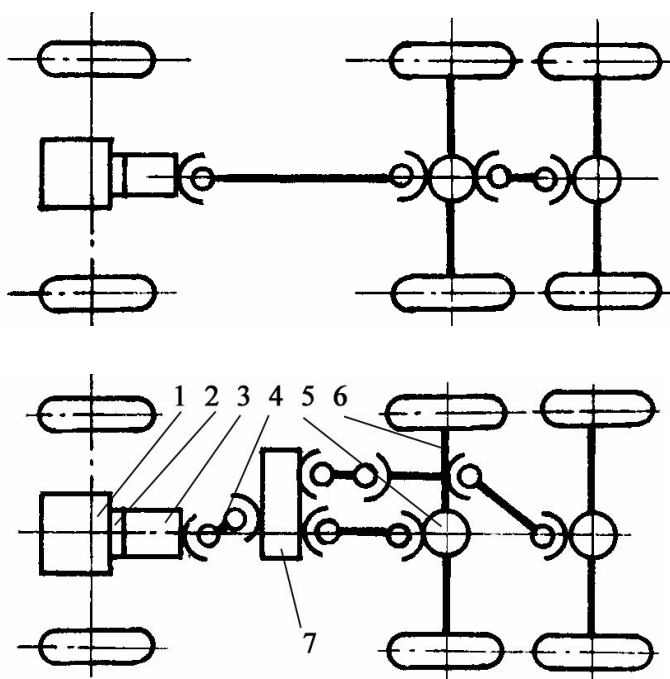


Рисунок 9 - Схемы трансмиссий неполноприводных автомобилей с двумя ведущими мостами

1 – двигатель; 2 – сцепление; 3 – коробка передач; 4 – карданная передача; 5 – главная передача; 6 – полуось; 7 – раздаточная коробка.

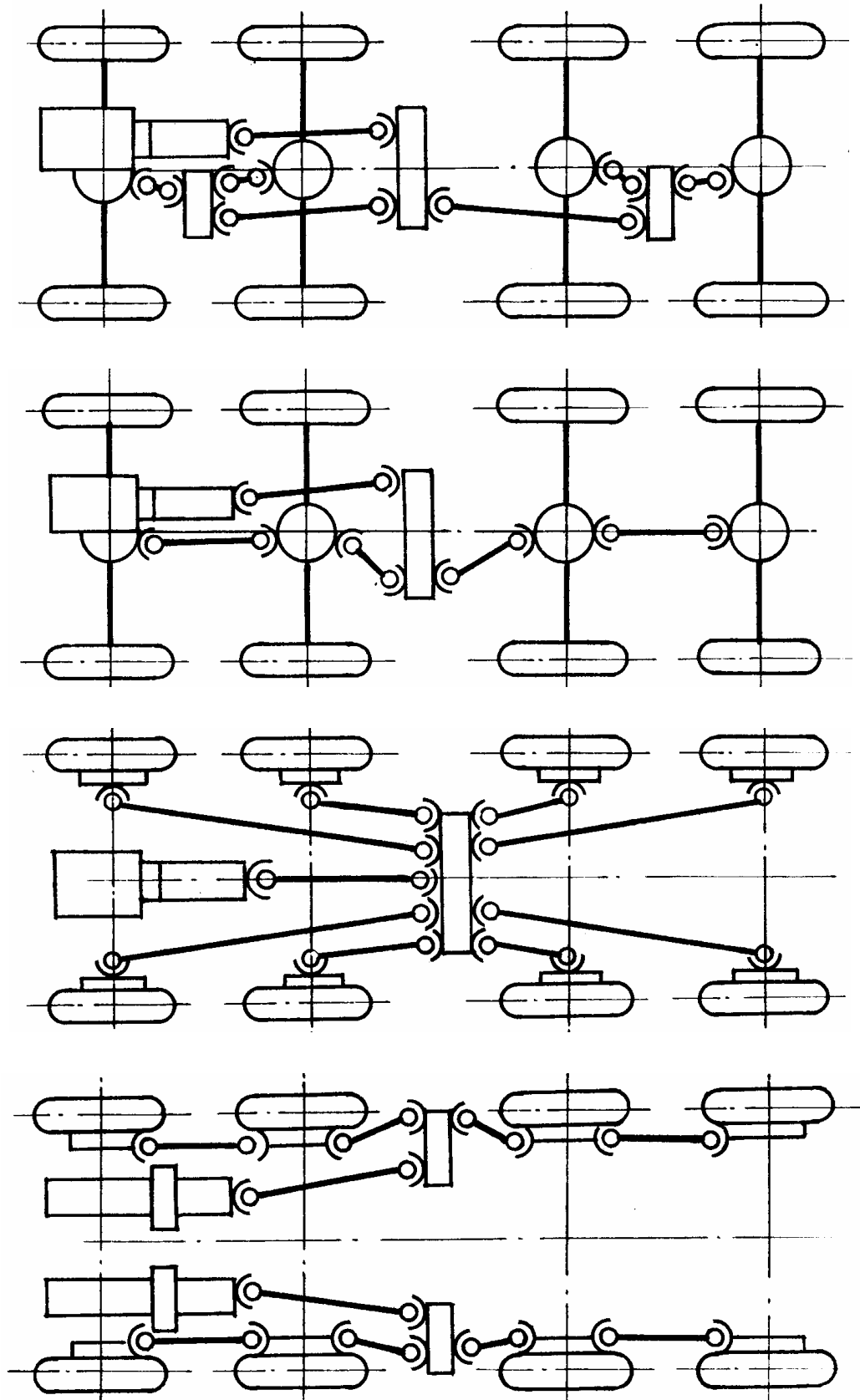


Рисунок 10 - Схемы трансмиссий многоприводных автомобилей

ЛАБОРАТОРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ИНСТРУМЕНТ

1. Макеты трансмиссий автомобилей
2. Схемы трансмиссий автомобилей

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Изучить общие сведения.
2. Получить у преподавателя задание для выполнения лабораторной работы.
3. В соответствии с заданием определить тип трансмиссии автомобиля.
4. Составить кинематическую схему трансмиссии автомобиля с обозначением всех ее элементов.
5. Рассчитать передаточное число трансмиссии автомобиля.
6. Составить отчет.

СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Цель работы.
2. Общие сведения.
3. Кинематическая схема и расчет передаточного числа трансмиссии автомобиля.
4. Выводы по лабораторной работе.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Назначение автомобильной трансмиссии.
2. Требования, предъявляемые к автомобильным трансмиссиям.
3. Какие типы трансмиссий применяют на отечественных автомобилях?
4. Устройство и принцип действия механических трансмиссий.
5. Устройство и принцип действия гидромеханических трансмиссий.

6. Устройство и принцип действия электромеханических трансмиссий.

7. Устройство и принцип действия гидрообъемных трансмиссий.

8. Назовите преимущества и недостатки различных типов трансмиссий.

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ФРИКЦИОННЫХ СЦЕПЛЕНИЙ

ЦЕЛЬ РАБОТЫ:

1. Изучить конструкции основных типов дисковых сцеплений.
2. Построить характеристики рабочих пружин сцеплений.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Сцепление предназначено для плавного трогания автомобиля с места, кратковременного разъединения двигателя и трансмиссии при переключении передач и предотвращения воздействия на трансмиссию больших динамических нагрузок, возникающих на переходных режимах и при движении по различным дорогам.

При конструировании фрикционных сцеплений в соответствии с их назначением помимо основных требований (минимальная собственная масса, простота конструкции, высокая надежность и т. п.) необходимо обеспечить следующие требования:

- надежную передачу крутящего момента от двигателя в трансмиссию при любых условиях эксплуатации;
- плавное трогание автомобиля с места и полное включение сцепления;
- необходимую «чистоту» выключения, т. е. полное разъединение двигателя от трансмиссии с гарантированным зазором между поверхностями трения;
- минимальный момент инерции ведомых элементов сцепления, позволяющий осуществить более легкое переключение передач и снижение износа поверхностей трения в синхронизаторе;
- необходимый отвод теплоты от поверхностей трения;
- предохранение трансмиссии автомобиля от динамических нагрузок;
- удобство и легкость управления, оцениваемые усилием на педали и ее ходом при выключении сцепления; возможность автоматизации управления сцеплением.

По способу передачи крутящего момента сцепления делятся на

фрикционные, гидравлические, электромагнитные. По способу управления различают сцепления с принудительным управлением, приводимым в действие водителем, с усилителем и без усилителя, а также сцепление с автоматическим управлением.

При автоматическом управлении из органов управления исключается педаль сцепления, что упрощает и облегчает управление. По способу создания давления на нажимной диск фрикционные сцепления подразделяют на:

- пружинные (с цилиндрическими, коническими и диафрагменными пружинами);
- полуцентробежные (давление создается одновременно пружинами и центробежными силами);
- центробежные.

В центробежных сцеплениях для создания давления на нажимной диск используется центробежная сила или сила пружин. В последнем случае при неработающем двигателе сцепление выключено, и центробежная сила при включении сцепления освобождает нажимные пружины. По форме поверхностей трения сцепления бывают дисковые, конусные и барабанные (колодочные). Конусные и барабанные сцепления обладают повышенным моментом инерции ведомых элементов и поэтому используются в качестве вспомогательных фрикционных устройств.

Дисковые сцепления по числу ведомых дисков классифицируются на одно-, двух- и многодисковые. Последние имеют меньшие диаметры дисков, неупругие ведомые диски и малые зазоры между дисками в выключенном сцеплении. В многодисковых сцеплениях обеспечение «чистоты» выключения является трудоемкой операцией. Многодисковые сцепления имеют значительную длину, большой ход выключения, значительные моменты инерции ведомых деталей и т. п. Поэтому многодисковые сцепления применяются в основном в автоматических трансмиссиях.

На современных автомобилях обычно устанавливают одно- или двухдисковые сцепления трения без смазочного материала с периферийным расположением цилиндрических пружин или с центрально расположенной конической или диафрагменной пружиной с принудительным управлением. Такие конструкции сцепления сравнительно легко позволяют обеспечить выполнение

основных требований. Однодисковые сцепления просты в изготовлении и обслуживании, надежны, отличаются достаточной «чистотой» выключения, обеспечивают хороший отвод теплоты от пар трения. Они имеют небольшую массу, отличаются высокой износостойкостью.

Если передаваемый момент значителен, повышение момента трения сцепления возможно при увеличении диаметра фрикционных колец или числа ведомых дисков. Рост диаметра колец ограничен габаритными размерами маховика двигателя и усилием выключения сцепления. Увеличение диаметра диска приводит также к возрастанию его линейной скорости, что может вызвать разрушение дисков под действием центробежной силы.

На рисунке 11 приведены типичные конструкции автомобильных дисковых сцеплений.

В сцеплениях с периферийно расположенными пружинами (рисунок 11, а, б) при быстроходных двигателях возможно выпучивание пружин под действием центробежной силы. Это приводит к снижению нажимного усилия, пробуксовыванию поверхностей трения в сцеплении, к повышению температуры и росту износа поверхностей трения. Кроме того, в таких сцеплениях невозможно осуществить регулирование нажимного усилия, уменьшающегося по мере износа фрикционных колец. Это необходимо учитывать при выборе коэффициента запаса сцепления. В сцеплении с центральной конической пружиной (рисунок 11, в) передача усилия осуществляется рычагами выключения, обеспечивающими равномерное распределение усилия на нажимной диск. Сцепления с диафрагменными пружинами (рисунок 11, г) имеют ряд преимуществ перед сцеплениями, рассмотренными выше. Применение таких пружин позволяет сократить габаритные размеры сцепления и его массу вследствие совмещения функций нажимной пружины и отжимных рычагов, а также обеспечить равномерное распределение усилия на нажимной диск. Характеристика диафрагменной пружины имеет участки с отрицательной жесткостью (возрастание прогиба происходит при уменьшении нагрузки), что благоприятно для работы сцепления. На рисунке 12 представлены конструкция и характеристики рабочих пружин, на которых точка А соответствует включенному сцеплению, а точки А1, А2 и А3 -

ВЫКЛЮЧЕННОМУ.

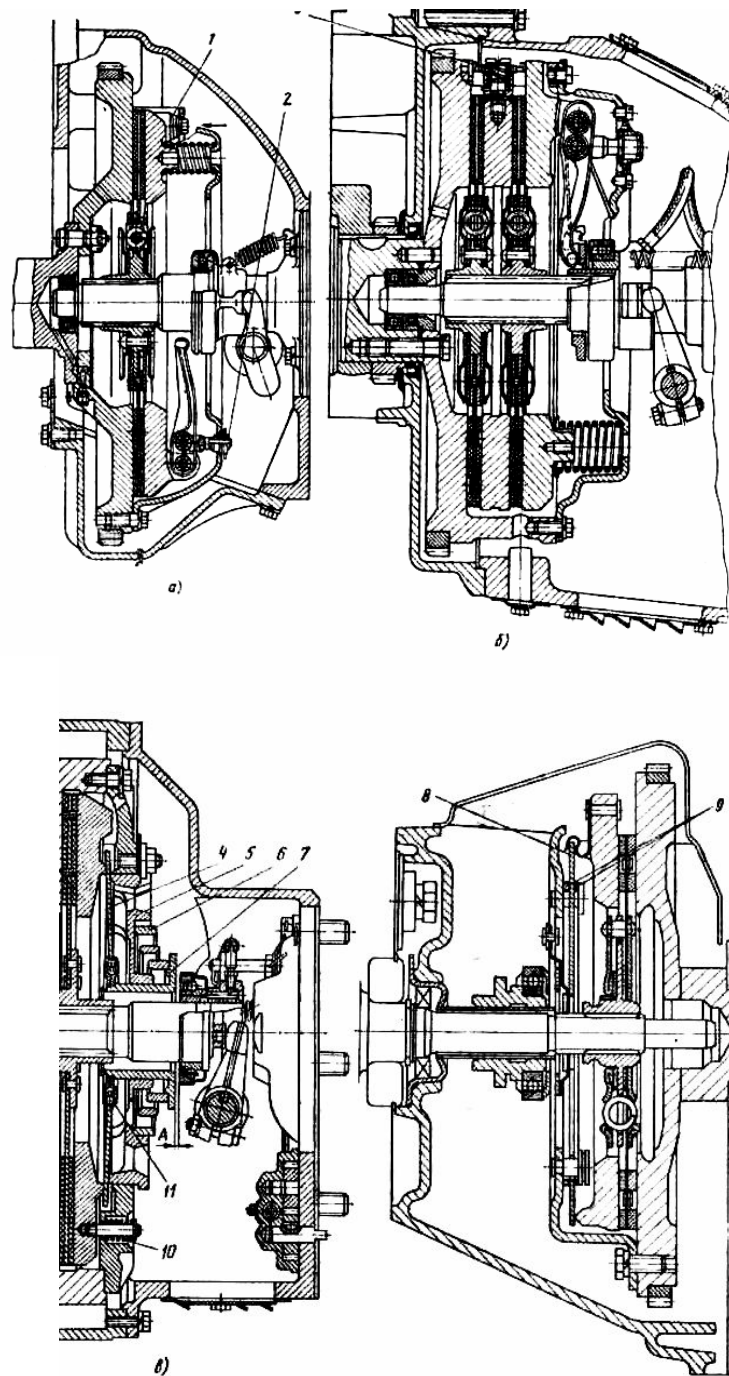


Рисунок 11 - Типовые конструкции дисковых сцеплений
 1 – упругие пластины; 2 – регулировочная гайка; 3 – механизм положения среднего диска; 4 – рычаги выключения; 5 – опорный фланец; 6 – коническая пружина; 7 – подвижная втулка; 8 – диафрагменная пружина; 9 – опорные проволочные кольца; 10 – пружина; 11 – шарики

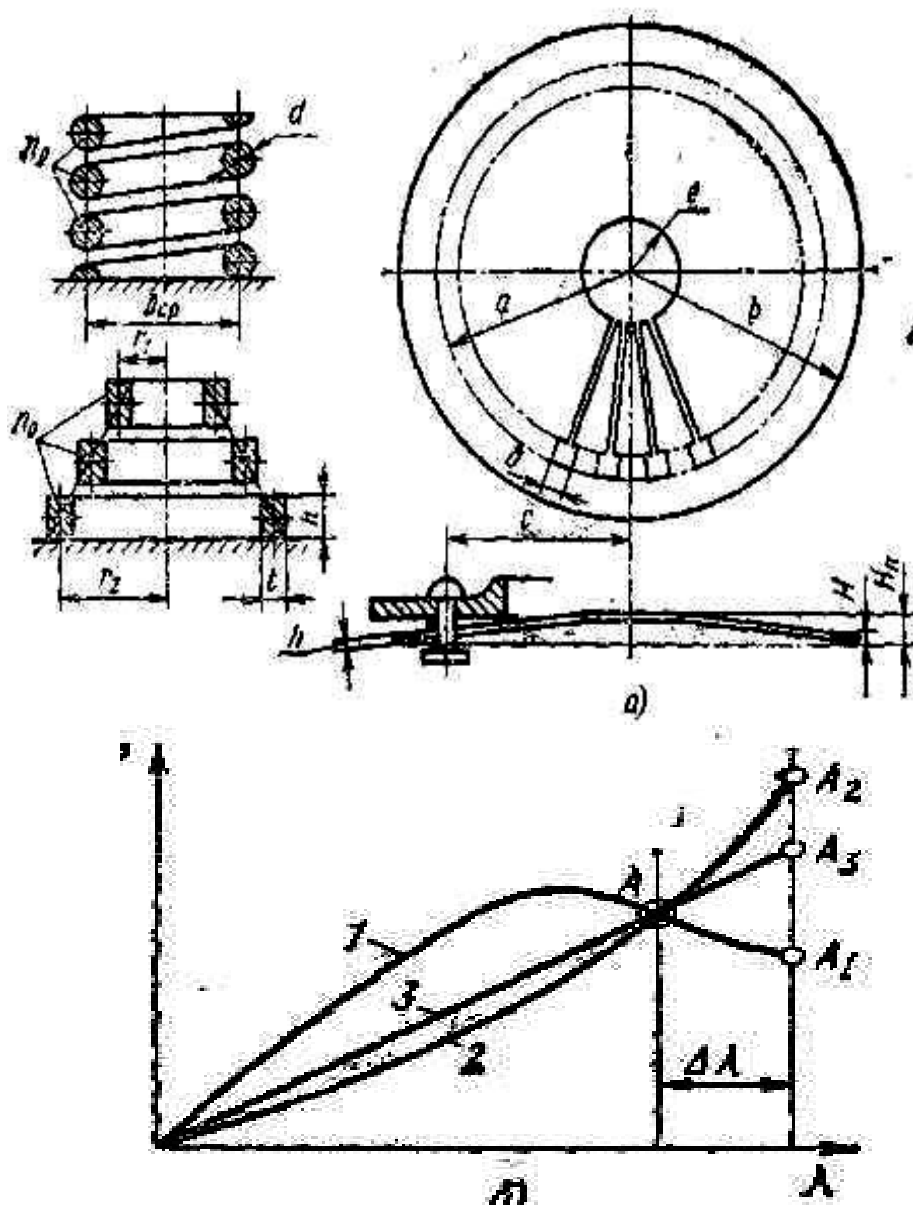


Рисунок 12 - Рабочие пружины сцепления и их характеристики
 а – конструкция; б – упругие характеристики; 1 - 3 – пружины соответственно диафрагменная, коническая и цилиндрическая

Как видно из сопоставления характеристик, в случае применения диафрагменной пружины уменьшается усилие на педаль, необходимое для удержания сцепления в выключенном положении.

Износ поверхностей трения не приводит к уменьшению нажимного усилия в сцеплении. Сцепления с диафрагменной пружиной нашли применение на легковых и грузовых автомобилях малой грузоподъемности.

К недостаткам диафрагменного сцепления относится трудоемкость изготовления пружин по заданной характеристике на большие осевые усилия при малых габаритных размерах сцепления. Повышение момента трения при увеличении числа ведомых дисков в двухдисковых сцеплениях не вызывает принципиальных изменений в схеме сцепления. Однако конструктивно они становятся более сложными, чем однодисковые сцепления, масса их возрастает, необходимо принудительное перемещение среднего нажимного диска для обеспечения «чистоты» выключения.

Двухдисковые сцепления вызывают необходимость использования повышенного усилия для преодоления трения в скользящих соединениях ведущих дисков с маховиком. Они имеют большую длину и значительный момент инерции ведомых деталей, а также увеличенный ход выключения.

На некоторых автомобилях установлены автоматические сцепления, которые должны обеспечить выполнение следующих основных функций:

- отсоединение двигателя от трансмиссии при частоте вращения холостого хода (двигатель должен продолжать работать в случае торможения автомобиля до полной остановки);

- быстрое отсоединение двигателя от трансмиссии при переключении передач;

- включение сцепления при трогании автомобиля с места и переключении передач с различной интенсивностью в зависимости от положения педали управления дроссельной заслонкой;

- возможность пуска двигателя буксировкой;

- торможение автомобиля двигателем при движении и на стоянке.

Для выполнения указанных функций современные конструкции сцепления иногда имеют два автономных сцепления: одно для трогания (I), а второе для переключения передач (II). Это сцепление выполняет также функции ограничителя передаваемого крутящего момента (рисунок 13).

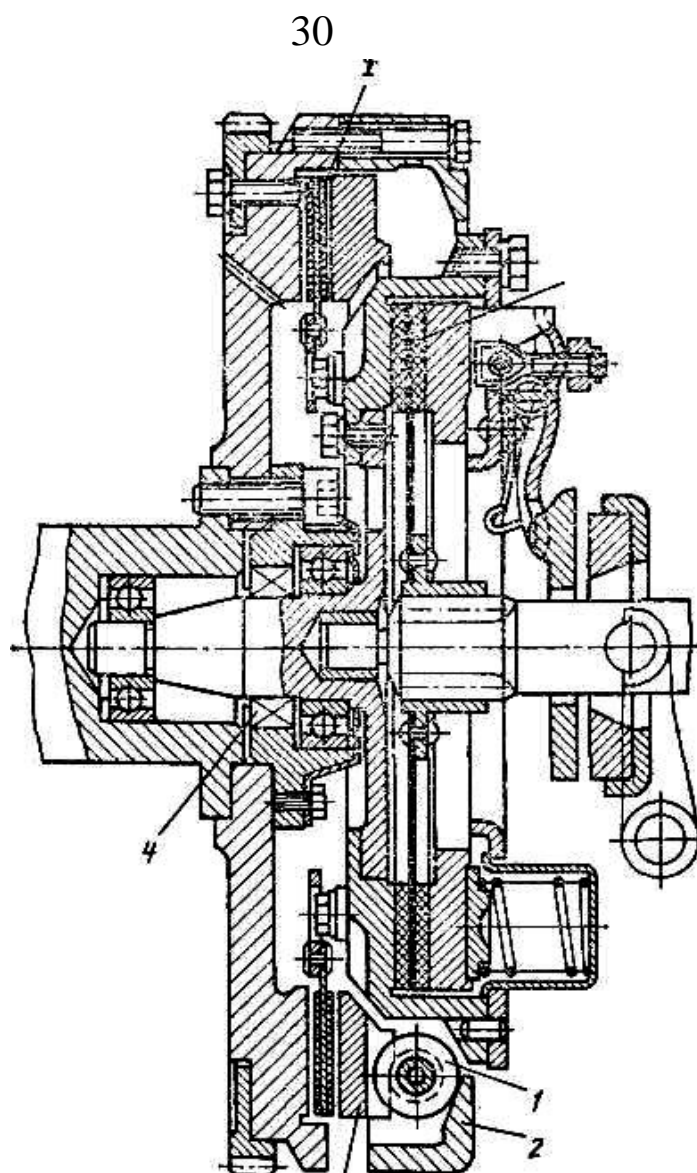


Рисунок 13 - Центробежное сцепление

Два однодисковых сцепления установлены последовательно. Центробежное сцепление автоматически включается при трогании автомобиля под действием центробежных сил от роликов 1, перемещающихся по внутренней конусной поверхности кожуха 2 маховика и нажимного диска 3. Для обеспечения торможения автомобиля двигателем в сцеплении установлен специальный роликовый механизм 5 свободного хода. Такое сцепление трудоемко в изготовлении; кроме того, при движении в тяжелых дорожных условиях возможно пробуксовывание.

Использование быстроходных двигателей вызывает необходимость принимать во внимание влияние центробежных сил и

осуществлять балансировку как собственно сцеплений, так и их отдельных деталей. Допустимый дисбаланс при динамической балансировке сцеплений в сборе в зависимости от их размеров составляет 0,2 - 0,8 Н·см, а дисбаланс ведущего диска 0,10 - 0,25 Н·см. Уравновешивание обычно достигается снятием металла на большом радиусе или креплением балансировочных пластин.

ЛАБОРАТОРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ИНСТРУМЕНТ

1. Приспособление для определения характеристик пружин.
2. Набор грузов.
3. Макеты сцеплений автомобилей.
4. Схемы сцеплений автомобилей.

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Изучить общие сведения.
2. Получить у преподавателя задание для выполнения лабораторной работы.
3. В соответствии с заданием определить тип сцепления автомобиля.
4. Построить характеристики рабочих пружин сцепления.
5. Составить отчет.

СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Цель работы.
2. Общие сведения.
3. Графическое изображение характеристик рабочих пружин сцепления.
4. Выводы по лабораторной работе.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Для чего предназначено сцепление в трансмиссии автомобиля?

2. Какие требования предъявляются к конструкции сцеплений?
3. Как фрикционные сцепления подразделяют по способу создания давления на нажимной диск?
4. Как дисковые сцепления классифицируются по числу ведомых дисков?
5. Какие конструктивные особенности в сцеплениях с периферийно расположенными пружинами?
6. Какие конструктивные особенности в сцеплениях с диафрагменными пружинами?
7. Где применяются в основном многодисковые сцепления?
8. Какие рабочие пружины применяют в сцеплениях и какими упругими характеристиками они обладают?

КОРОБКА ПЕРЕДАЧ

ЦЕЛЬ РАБОТЫ:

1. Изучить назначение и классификацию коробок передач автомобилей.

2. Изучить устройство и принцип действия коробок передач.

3. Научиться составлять кинематические схемы коробок передач и перечень шестерен, образующих кинематические цепи по отдельным ступеням.

2. Научиться определять передаточные числа коробок передач на различных передачах.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Коробка передач автомобиля предназначена для изменения скорости движения автомобиля, обеспечения его движения задним ходом, а также для длительного отключения трансмиссии от двигателя.

К коробкам передач автомобилей предъявляются следующие основные требования: обеспечение оптимальных тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля при заданной внешне-скоростной характеристике двигателя; бесшумность при работе и переключении передач; легкость управления; высокий КПД; обеспечение минимальных размеров и массы; простота устройства и обслуживания; технологичность; ремонтпригодность; низкий уровень шума.

Коробки передач автомобилей подразделяются на:

- бесступенчатые – механические (фрикционные, импульсные); гидравлические (гидрообъемные, гидродинамические); электрические;

- ступенчатые:

- по конструктивной схеме – с неподвижными осями (двухвальные, трехвальные, многовальные); с подвижными осями (планетарные); комбинированные:

- по числу ступеней – трехступенчатая; четырехступенчатая; пятиступенчатая; многоступенчатая (с мультипликатором (делителем); с демумльтипликатором; с делителем и демумльтипликатором);

- по типу зубчатого зацепления – прямозубые; косозубые; шевронные; смешанные;

- по способу переключения – с подвижными зубчатыми колесами (каретками); с муфтами легкого включения; с синхронизаторами;

- по способу управления – с непосредственным; с дистанционным; полуавтоматические; автоматические;

- комбинированные – гидромеханические; электромеханические.

На большинстве легковых и грузовых автомобилей устанавливают ступенчатые коробки передач.

Двухвальные коробки передач с числом передач 4, 5 применяют на переднеприводных автомобилях малого класса (ВАЗ-2108 – 15, АЗЛК-2141) и заднеприводных – с задним расположением двигателя (ЗАЗ-968М). Высшая передача часто повышающая. Как правило, большинство передач синхронизировано.

Трехвальные коробки передач применяют на легковых автомобилях, выполненных по классической схеме, грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности и автобусах.

В современных легковых автомобилях применяются коробки передач с числом передач (ступеней) не менее четырех. В грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности иногда применяются четырехступенчатые коробки передач (УАЗ, ГАЗ-53), но в большинстве случаев – пяти-, шестиступенчатые, синхронизированные на высших передачах.

Многовальные коробки передач применяют на автомобилях большой грузоподъемности для увеличения числа передач с целью улучшения тяговых и экономических свойств. В основе конструкций многовальных коробок передач лежит четырех-, пяти- или шестиступенчатая трехвальная коробка передач, в общем картере с которой размещен повышающий редуктор (делитель или мультипликатор) или понижающий редуктор (демумльтипликатор), а иногда в одном картере с коробкой передач размещаются и делитель

и демультпликатор. При применении многовальных коробок передач число передач может быть от 8 до 24. Многоступенчатые коробки передач чаще всего используют для автомобилей-тягачей, работающих с прицепным составом.

В большинстве конструкций ступенчатых коробок передач переключение передач выполняет водитель. В последнее время появились конструкции коробок передач, где процесс переключения передач автоматизирован на основе применения микропроцессорной техники.

Бесступенчатые коробки передач фрикционного типа (вариаторы с гибкой связью) получили некоторое распространение на автомобилях малого класса (Fiat Uno и др.). Бесступенчатые коробки передач импульсного типа, предлагавшиеся в различных вариантах в 20 – 30-х годах XX века, не получили дальнейшего применения.

Из всех типов бесступенчатых коробок передач наиболее широкое внедрение получили гидродинамические коробки передач (гидротрансформаторы), которые применяются в сочетании с автоматически управляемой ступенчатой коробкой – гидромеханические коробки передач. Многие зарубежные фирмы, выпускающие легковые автомобили, предлагают устанавливать на своих автомобилях гидромеханические коробки передач. Продолжающееся совершенствование гидромеханических передач в направлении повышения КПД и соответственно топливной экономичности автомобиля приведет к более широкому применению этих передач на автомобилях различного назначения. На отечественных автомобилях гидромеханические коробки передач устанавливались на автомобилях высшего класса ГАЗ-14, ЗИЛ-4104, автобусах ЛиАЗ-677, автомобилях-самосвалах БелАЗ-548А и некоторых специальных автомобилях.

Гидрообъемные коробки передач на российских автомобилях не применяются. Достоинства гидрообъемной передачи (сравнительно высокий КПД, реверсивность, большой диапазон передач) позволяют предположить, что в перспективе расширится применение бесступенчатой передачи этого типа, если будут преодолены присущие ей недостатки – сложность, высокая стоимость.

Трехвальная четырехступенчатая коробка передач с прямой

передачей и цилиндрическими косозубыми зубчатыми колесами постоянного зацепления схематично изображена на рисунке 14. Первичный вал 1 получает вращение от вала двигателя. Передний конец вторичного вала 8 установлен на подшипнике в торце первичного вала. На промежуточном валу 13 закреплены зубчатые колеса постоянного зацепления: переднее зубчатое колесо находится в зацеплении с зубчатым колесом 2 первичного вала, три других находятся в постоянном зацеплении с зубчатыми колесами 7, 9, 11, установленными на роликовых подшипниках на вторичном валу. Заодно с колесами 7, 9, 11 изготовлены прямозубые зубчатые венцы. На вторичном валу посредством шпонок закреплены зубчатые ступицы, на которых установлены скользящие зубчатые муфты 5 и 10. При включении, например, третьей передачи скользящую муфту 5 вводят в зацепление с зубчатым венцом 6. В этом случае вращение с зубчатого колеса 2 вала 1 передается последовательно на зубчатые колеса промежуточного вала и с них на зубчатое колесо 7, венец 6, муфту 5, ступицу 4 и на вторичный вал, с которого вращение передается на детали трансмиссии и на ведущие колеса.

Перемещением муфты 10 вперед или назад получают еще две передачи: соответственно II и I. При смещении муфты 5 вперед (на рисунке влево) получают IV прямую передачу. В этом случае вращающий момент передается непосредственно с первичного вала на вторичный, передаточное число $i=1$, КПД возрастает, преобразования момента не происходит.

Перечень шестерен коробки передач, образующих кинематические цепи по отдельным ступеням:

I передача: 2, 16, 12, 11.

II передача: 2, 16, 14, 9.

III передача: 2, 16, 15, 7.

IV передача: прямая передача.

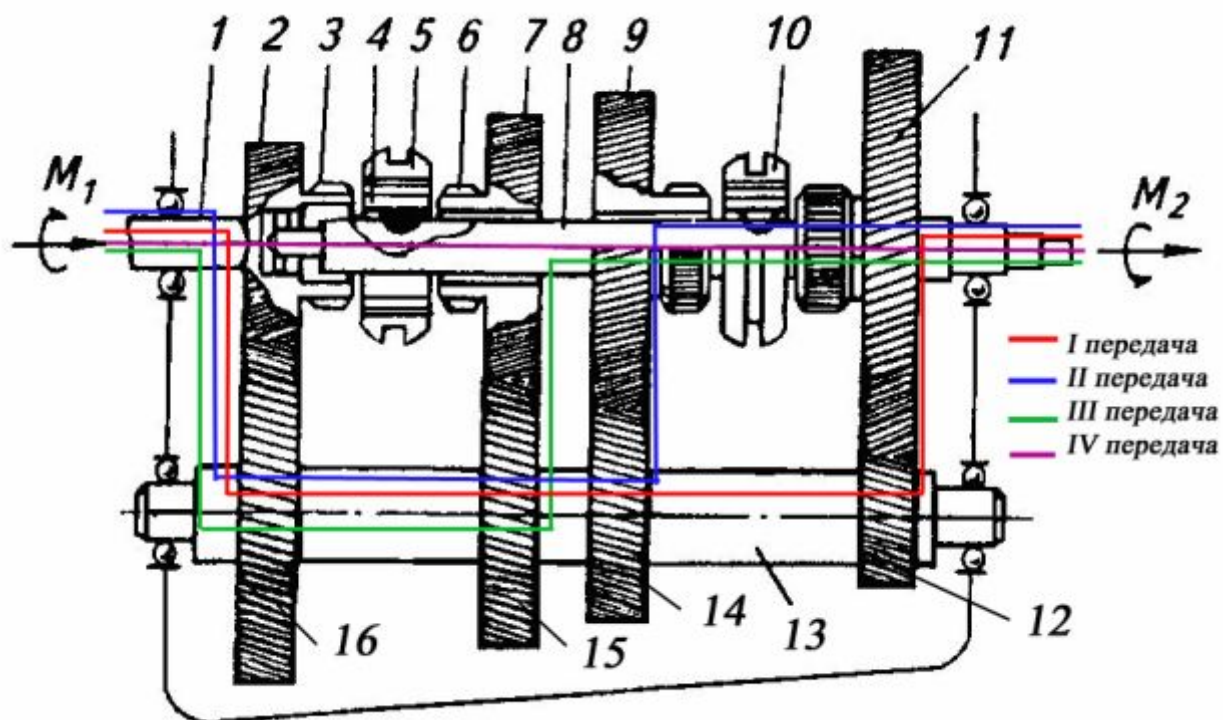


Рисунок 14 - Схема трехвальной четырехступенчатой коробки передач автомобиля

1, 8, 13 – первичный, вторичный и промежуточный валы соответственно; 2 – зубчатое колесо постоянного зацепления первичного вала; 3, 6 – зубчатые венцы; 4 – зубчатая ступица; 5, 10 – скользящие зубчатые муфты; 7, 9, 11 – зубчатые колеса постоянного зацепления вторичного вала; 12, 14, 15, 16 – зубчатые колеса постоянного зацепления промежуточного вала.

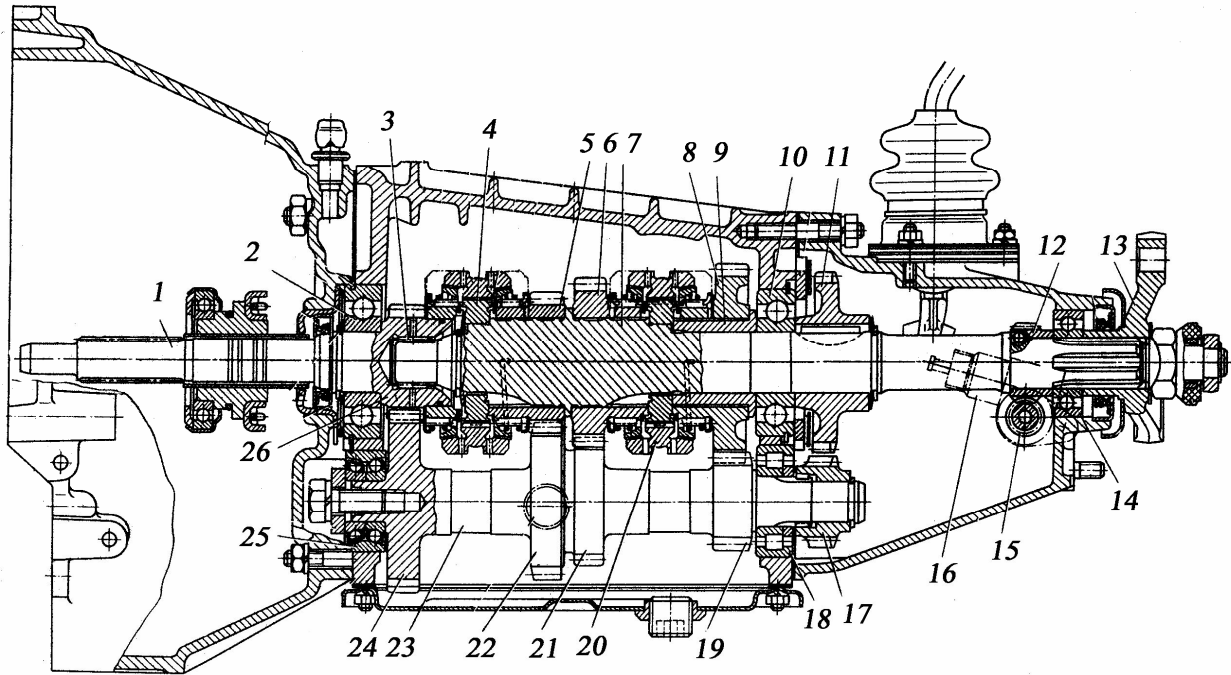


Рисунок 15 - Трехвальная четырехступенчатая коробка передач автомобиля ВАЗ-2101

1 – ведущий вал; 2 – задний подшипник ведущего вала; 3 – игольчатый подшипник ведомого вала; 4 – синхронизатор III и IV передач; 5 – ведомая шестерня III передачи; 6 – ведомая шестерня II передачи; 7 – ведомый вал; 8 – ведомая шестерня I передачи; 9 – втулка шестерни I передачи; 10 – промежуточный подшипник ведомого вала; 11 – ведомая шестерня заднего хода; 12 – ведущая шестерня привода спидометра; 13 – фланец эластичной муфты; 14 – задний подшипник ведомого вала; 15 – ведомая шестерня привода спидометра; 16 – привод спидометра; 17 – ведущая шестерня заднего хода; 18 – задний подшипник промежуточного вала; 19 – ведущая шестерня I передачи; 20 – синхронизатор I и II передач; 21 – ведущая шестерня II передачи; 22 – ведущая шестерня III передачи; 23 – промежуточный вал; 24 – шестерня постоянного зацепления промежуточного вала; 25 – передний подшипник промежуточного вала; 26 – шестерня постоянного зацепления ведущего вала.

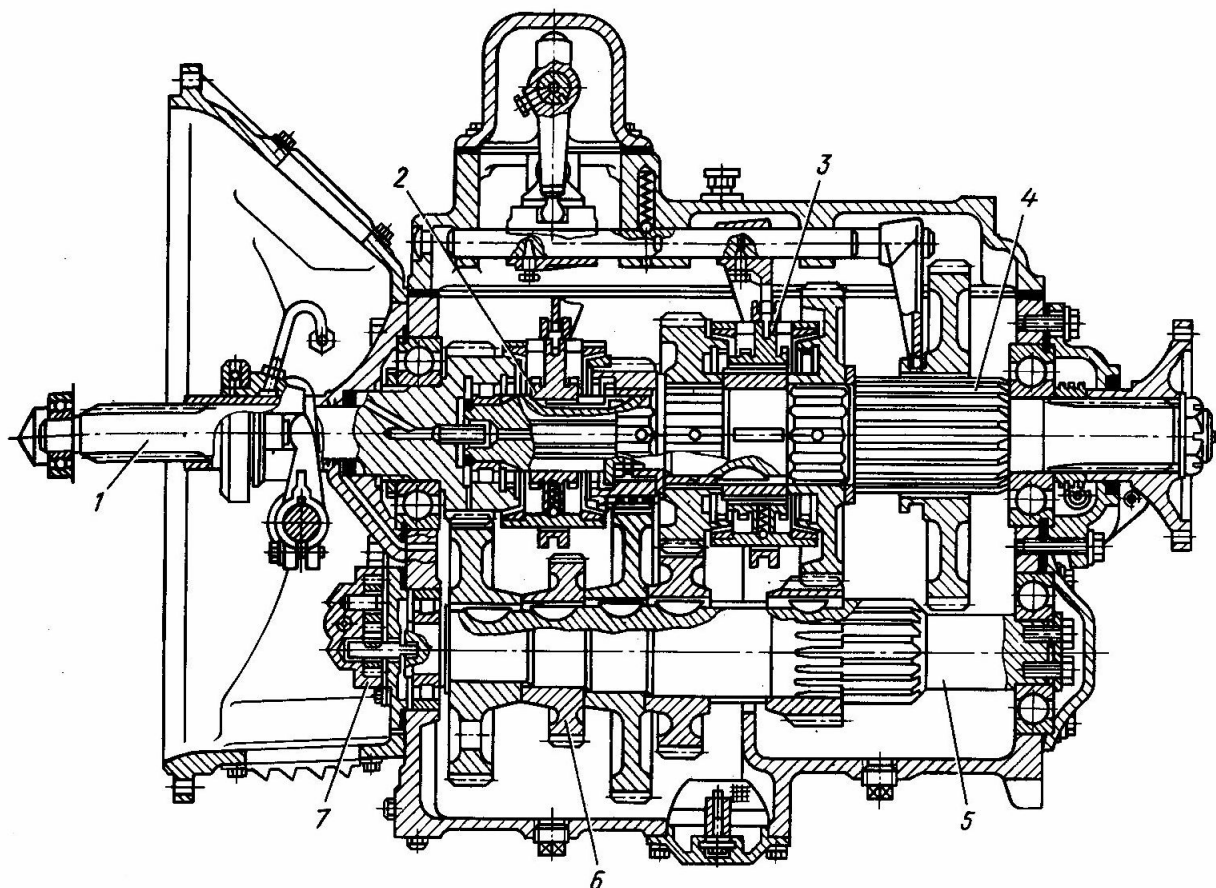


Рисунок 16 - Трехвальная пятиступенчатая коробка передач
автомобиля МАЗ-5335

1 – ведущий вал; 2 – синхронизатор четвертой и пятой передач;
3 – синхронизатор второй и третьей передач; 4 – ведомый вал; 5 –
промежуточный вал; 6 – шестерня отбора мощности; 7 – масляный
насос.

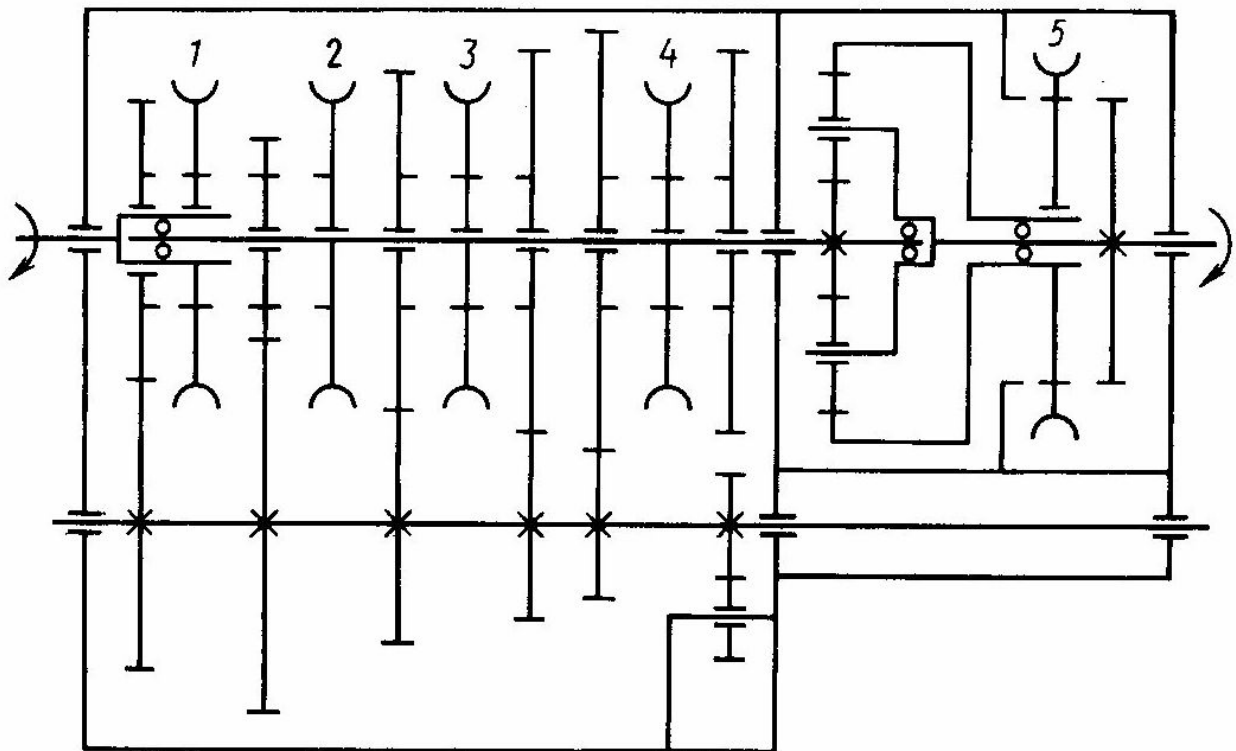


Рисунок 17 - Кинематическая схема четырнадцатиступенчатой коробки передач

1 – синхронизатор делителя; 2 – односторонний синхронизатор повышающей передачи; 3 – синхронизатор второй и третьей передач в коробке; 4 – синхронизатор первой передачи и заднего хода; 5 – синхронизатор прямой и понижающей передач демультипликатора.

ЛАБОРАТОРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ИНСТРУМЕНТ

1. Макеты коробок передач автомобилей.
2. Схемы коробок передач автомобилей.
3. Набор ключей гаечных.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Изучить общие сведения.
2. Получить у преподавателя в качестве задания на выполнение лабораторной работы коробку передач автомобиля.
3. Изучить устройство коробки передач.
4. Составить кинематическую схему коробки передач, пользуясь условными графическими обозначениями.
5. Составить перечень шестерен, образующих кинематические цепи по отдельным ступеням коробки передач.
6. Определить передаточные числа коробки передач на различных передачах.
7. Составить отчет.

СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Цель работы.
2. Общие сведения.
3. Кинематическая схема коробки передач автомобиля.
4. Перечень шестерен, образующих кинематические цепи по отдельным ступеням коробки передач.
5. Расчет передаточных чисел коробки передач на различных передачах.
6. Выводы по лабораторной работе.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Назначение автомобильной коробки передач.

2. Требования, предъявляемые к автомобильным коробкам передач.
3. Классификация коробок передач.
4. Основные типы коробок передач применяемые на отечественных автомобилях.
5. С какой целью в коробках передач применяют синхронизаторы?
6. Перечислите основные детали коробок передач и охарактеризуйте их назначение.
7. Объясните принцип действия коробки передач автомобиля ВАЗ-2101.
8. Объясните принцип действия коробки передач автомобиля ВАЗ-2108.
9. Объясните принцип действия коробки передач автомобиля АЗЛК-2141.
10. Объясните принцип действия коробки передач автомобиля МАЗ-5335.
11. Объясните принцип действия коробки передач автомобиля МАЗ-6303.
12. Объясните принцип действия четырнадцатиступенчатой коробки передач автомобиля.

РАЗДАТОЧНАЯ КОРОБКА

ЦЕЛЬ РАБОТЫ:

1. Изучить назначение и классификацию раздаточных коробок автомобилей.
2. Изучить устройство и принцип действия раздаточных коробок автомобилей.
3. Научиться составлять кинематические схемы раздаточных коробок автомобилей.
4. Научиться определять передаточные числа раздаточных коробок автомобилей.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Раздаточные коробки применяют в полноприводных автомобилях для передачи крутящего момента на несколько мостов. Раздаточные коробки одновременно выполняют функции демультипликатора, что дает возможность увеличить диапазон передаточных чисел, увеличить тяговую силу, которая распределяется между всеми колесами, повышая проходимость автомобиля. Раздаточную коробку располагают непосредственно за коробкой передач или соединяют с коробкой передач карданным валом.

К раздаточным коробкам предъявляются следующие основные требования: полное использование тяговой силы в соответствии со сцепным весом, приходящимся на каждый мост; отсутствие циркуляции мощности в трансмиссии автомобиля; низкий уровень шума и вибрации при работе; легкость управления; высокий КПД; обеспечение минимальных размеров и массы; простота устройства и обслуживания; технологичность; ремонтпригодность.

Конструкции раздаточных коробок различаются по следующим признакам:

- по расположению ведомых валов – с соосными и несоосными ведомыми валами;

- по приводу выходных валов – с заблокированным и дифференциальным приводом;
- по числу передач – одноступенчатые, двухступенчатые, трехступенчатые.

Кинематические схемы основных типов раздаточных коробок приведены на рисунке 18.

Раздаточные коробки с соосными ведомыми валами имеют преимущественное применение. Их достоинством является возможность использования одинаковых по конструкции (взаимозаменяемых) главных передач ведущих мостов.

Раздаточные коробки с несоосными ведомыми валами, в которых отсутствует промежуточный вал, более компактны, менее металлоемки, имеют более высокий КПД и более низкий уровень шума. Такую схему имеет раздаточная коробка автомобиля ЗИЛ-131 (рисунке 18, б). В данной конструкции привод ведомых валов заблокированный (дифференциал отсутствует).

Применение заблокированного привода ведомых валов раздаточной коробки (рисунке 18, а, б) позволяет использовать полную по условиям сцепления ведущих колес с опорной поверхностью (если блокируются также межколесные дифференциалы) тяговую силу, но при этом через трансмиссию может передаваться циркулирующая мощность. Если передние и задние оси заблокированы, то при движении автомобиля на повороте, когда колеса идут по дугам разного радиуса, или при возможной разнице диаметров колес может возникнуть кинематическое рассогласование. Это создает циркуляцию так называемой паразитной мощности. Циркулирующая мощность не создает положительной работы, а дополнительно нагружает детали трансмиссии, вызывая изнашивание шин, на что расходуется дополнительная мощность. Поэтому раздаточные коробки с заблокированным приводом ведомых валов обязательно должны иметь устройство для отключения переднего моста, чтобы исключить циркуляцию мощности при движении автомобиля по хорошим дорогам.

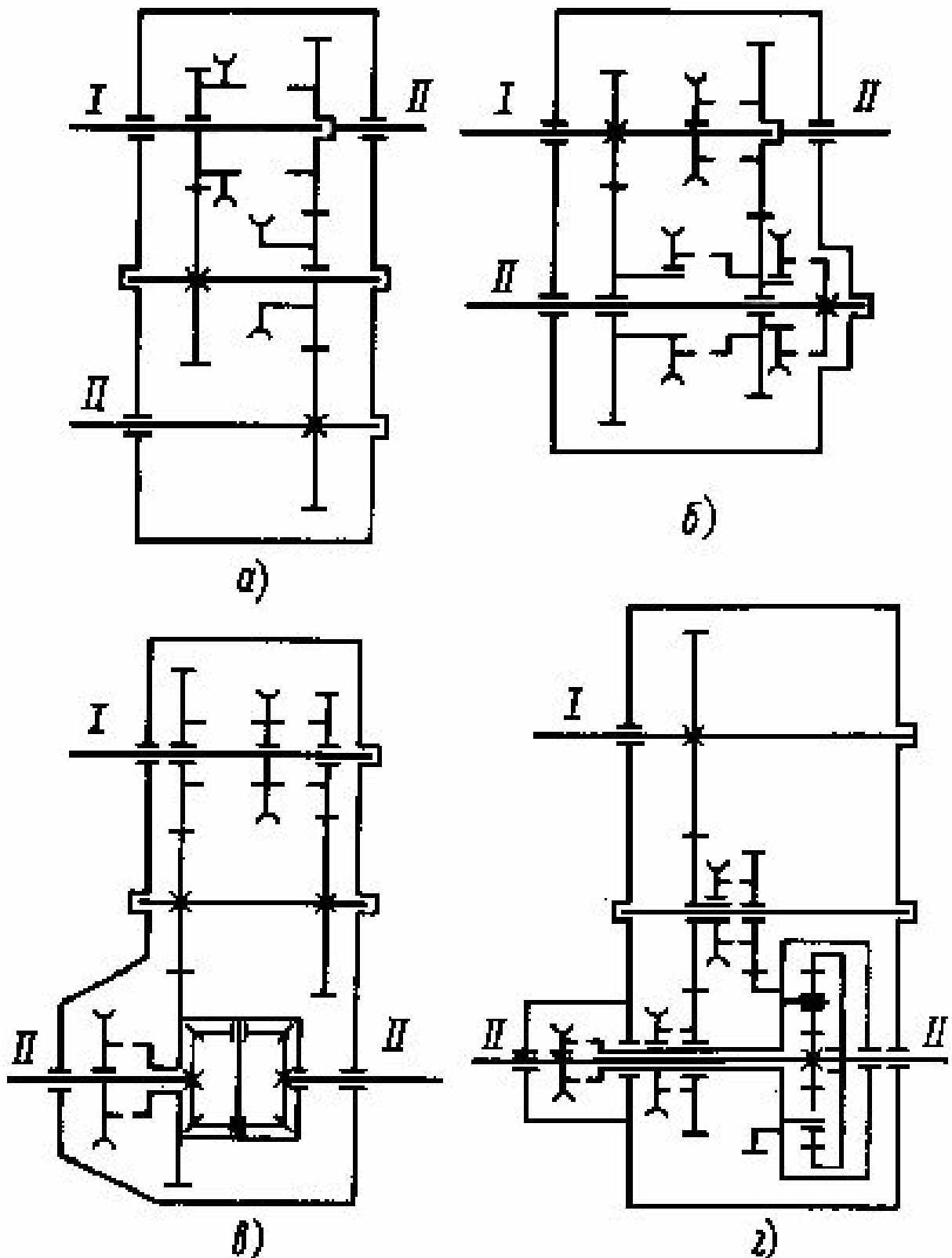


Рисунок 18 - Кинематические схемы основных типов раздаточных коробок автомобилей
 I – ведущий вал; II – ведомый вал.

При использовании раздаточных коробок с дифференциальным приводом передний мост постоянно включен, так как возможность циркуляции мощности здесь исключена, но обязательно должно быть устройство для блокировки дифференциала – при буксовании одного из колес оси и незаблокированном межколесном дифференциале движение автомобиля невозможно. Раздаточные коробки с дифференциальным приводом и с постоянно включенным передним мостом используются на автомобилях ВАЗ-2121, КамАЗ-4310, Урал-4320. При постоянно включенном приводе передних колес раздаточной коробки с дифференциальным приводом износ шин меньше, чем при отключении переднего моста в раздаточной коробке с заблокированным приводом.

По условию получения максимально возможной тяговой силы распределение крутящего момента между мостами полноприводного автомобиля должно осуществляться пропорционально распределению вертикальных нагрузок.

Для обеспечения дифференциального привода в раздаточной коробке может быть использован симметричный (рисунок 18, в) или несимметричный (рисунок 18, г) дифференциал. Симметричный дифференциал в раздаточной коробке применяется в том случае, если в полноприводном двухосном автомобиле сцепной вес делится между мостами примерно поровну, как, например, в автомобиле ВАЗ-2121 (рисунок 18, в).

В полноприводных трехосных автомобилях, где вертикальная нагрузка на переднюю ось составляет приблизительно половину нагрузки на заднюю тележку, дифференциальный привод в раздаточной коробке должен распределять момент между передним мостом и мостами задней тележки в соответствующей пропорции. В качестве примера на рисунке 19. приведена конструкция раздаточной коробки автомобиля КамАЗ-4310.

Раздаточная коробка автомобиля КамАЗ-4310 двухступенчатая планетарного типа с несимметричным дифференциалом.

Вращающий момент передается с выходного вала коробки передач на ведущий вал раздаточной коробки. На нем установлено зубчатое колесо 1, которое находится в постоянном зацеплении с зубчатым колесом 14 и колесом 9. Зубчатое колесо 3 свободно установлено на промежуточном валу 13 и находится в постоянном

зацеплении с зубчатым колесом 4, являющимся корпусом водила, на котором установлены оси сателлитов 5. Дифференциал планетарного типа состоит из коронного 6, солнечного 8 и планетарных 5 (сателлитов) зубчатых колес. Внутри корпуса водила проходит вал 12 привода переднего моста. Раздаточная коробка оборудована двумя передачами: повышающей и понижающей.

Понижающую передачу включают, перемещая муфту 2 влево по шлицам и соединяя зубчатые колеса 14 и 3. Вращающий момент передается с зубчатого колеса 1 на колесо 14, далее на колесо 3, которое вращает корпус водила и оси сателлитов. Сателлиты передают вращающий момент на солнечное 8 и коронное 6 зубчатые колеса и валы 12 и 7 в соотношении 1:2.

Для принудительной блокировки дифференциала соединяют водило и вал 12 скользящей муфтой 11. Тогда водило и солнечное колесо вращаются как одно целое, т.е. дифференциал заблокирован. При смещении влево зубчатой муфты 11 дифференциал разблокируется.

На рисунке 20. представлена раздаточная коробка грузового автомобиля ГАЗ-66. Коробка двухступенчатая с прямой и понижающей передачами и заблокированным приводом.

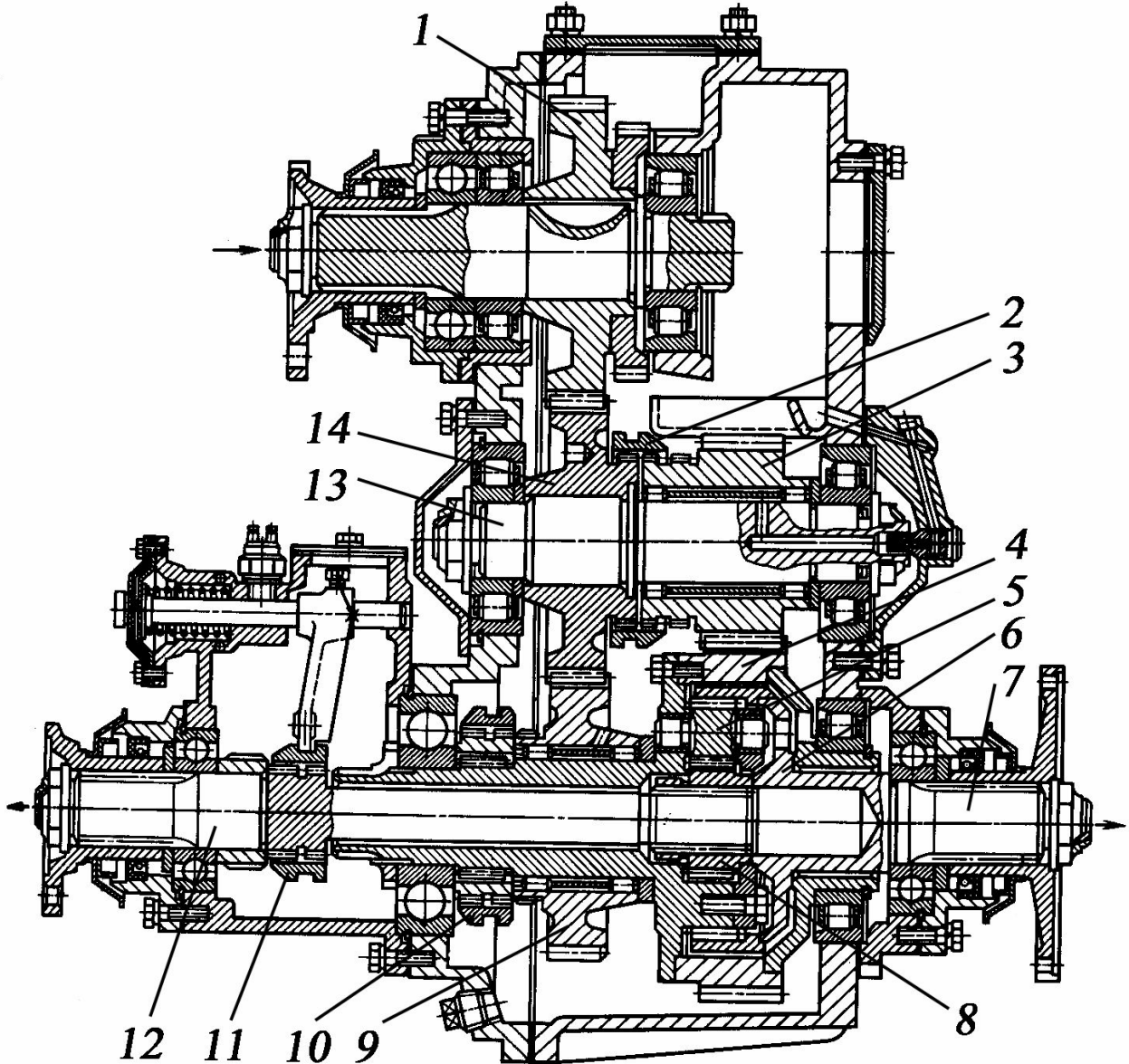


Рисунок 19 - Раздаточная коробка автомобиля КамАЗ-4310

1 – ведущее зубчатое колесо; 2 – муфта включения понижающей передачи; 3 – зубчатое колесо привода понижающей передачи; 4 – зубчатое колесо корпуса водила; 5 – планетарное зубчатое колесо (сателлит); 6 – коронное зубчатое колесо; 7 – вал привода задних мостов; 8 – солнечное зубчатое колесо; 9 – промежуточное зубчатое колесо включения повышающей передачи; 10 – муфта включения повышающей передачи; 11 – муфта блокировки дифференциала; 12 – вал привода переднего моста; 13 – промежуточный вал; 14 – зубчатое колесо промежуточного вала.

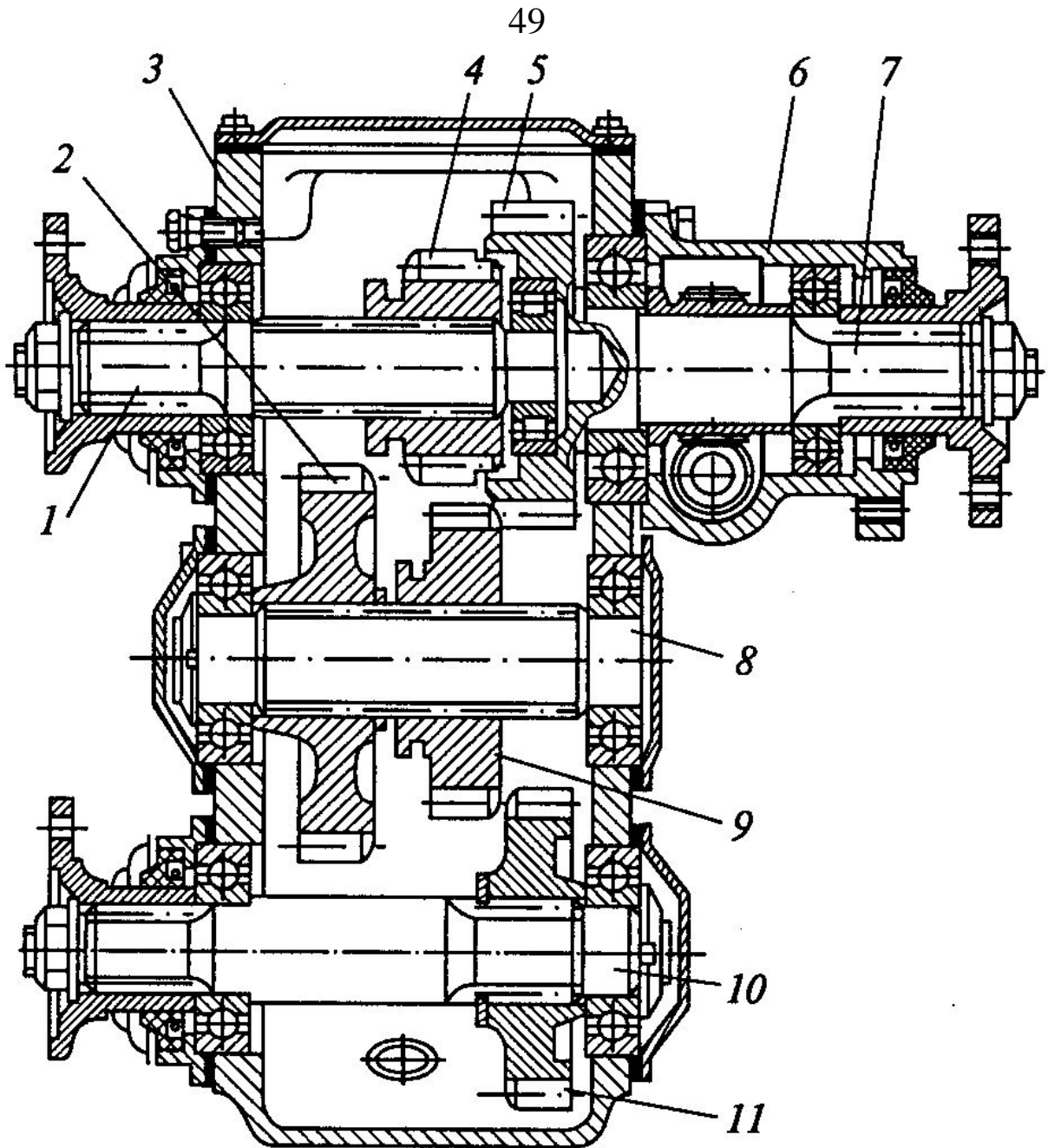


Рисунок 20 - Раздаточная коробка автомобиля ГАЗ-66
 1 – ведущий вал; 2, 4, 5, 9, 11 – шестерни; 3 – картер; 6 – крышка; 7, 10 – валы привода мостов; 8 – промежуточный вал.

ЛАБОРАТОРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ИНСТРУМЕНТ

1. Макеты раздаточных коробок автомобилей.
2. Схемы раздаточных коробок автомобилей.
3. Набор ключей гаечных.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Изучить общие сведения.
2. Получить у преподавателя в качестве задания на выполнение лабораторной работы раздаточную коробку автомобиля.
3. Изучить устройство раздаточной коробки.
4. Составить кинематическую схему раздаточной коробки.
5. Составить перечень шестерен, образующих кинематические цепи по отдельным ступеням раздаточной коробки.
6. Определить передаточные числа раздаточной коробки на различных передачах.
7. Составить отчет.

СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Цель работы.
2. Общие сведения.
3. Кинематическая схема раздаточной коробки автомобиля.
4. Перечень шестерен, образующих кинематические цепи по отдельным ступеням раздаточной коробки.
5. Расчет передаточных чисел раздаточной коробки автомобиля.
6. Выводы по лабораторной работе.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Для чего и на каких автомобилях устанавливают раздаточные коробки?
2. Требования, предъявляемые к раздаточным коробкам

автомобилей.

3. Классификация раздаточных коробок автомобилей.

4. Достоинства и недостатки раздаточных коробок с соосными ведомыми валами.

5. Достоинства и недостатки раздаточных коробок с несоосными ведомыми валами.

6. Достоинства и недостатки раздаточных коробок с блокированным приводом.

7. Достоинства и недостатки раздаточных коробок с дифференциальным приводом.

8. Перечислите основные детали раздаточных коробок автомобилей и охарактеризуйте их назначение.

9. Что такое циркуляция паразитной мощности, и какими конструктивными мероприятиями ее можно устранить?

10. Объясните устройство и принцип действия раздаточной коробки автомобиля КамАЗ-4310.

КАРДАННАЯ ПЕРЕДАЧА

ЦЕЛЬ РАБОТЫ:

1. Изучить назначение и классификацию карданных передач и карданных шарниров.
2. Изучить устройство и принцип действия карданных передач с шарнирами неравных угловых скоростей.
3. Изучить устройство и принцип действия карданных передач с шарнирами равных угловых скоростей.
4. Изучить устройство и принцип действия карданных передач с полукарданными шарнирами.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Карданные передачи применяются в трансмиссиях автомобилей для силовой связи механизмов, валы которых не соосны или расположены под углом, причем взаимное положение их может меняться в процессе движения. Карданные передачи могут иметь один или несколько карданных шарниров, соединенных карданными валами, и промежуточные опоры. Карданные передачи применяют также для привода вспомогательных механизмов, например, лебедки. В ряде случаев связь рулевого колеса с рулевым механизмом осуществляется при помощи карданной передачи.

К карданным передачам предъявляют следующие основные требования: передача крутящего момента без создания дополнительных нагрузок в трансмиссии (изгибающих, скручивающих, вибрационных, осевых); возможность передачи крутящего момента с обеспечением равенства угловых скоростей ведущего и ведомого валов независимо от угла между соединяемыми валами; высокий КПД; низкий уровень шума и вибрации при работе; обеспечение минимальных размеров и массы; простота устройства и обслуживания; технологичность; ремонтпригодность.

Карданные передачи подразделяют на открытые и закрытые. Карданные шарниры подразделяют на:

- полукарданные (жесткие и упругие);
- полные: неравных угловых скоростей (асинхронные); равных угловых скоростей (синхронные): кулачковые; сдвоенные; шиповые; шариковые. В свою очередь каждый тип карданного шарнира может быть простым и универсальным.

Карданные шарниры неравных угловых скоростей (асинхронные), имеющие две фиксированные оси качания, используют в карданной передаче при наклоне ведомого вала обычно на угол не более 20° .

Карданные шарниры равных угловых скоростей (синхронные) применяют в приводах ведущих и одновременно управляемых колес, угол наклона ведомого вала в зависимости от конструкции шарнира может достигать 45° .

Упругие полукарданные шарниры устанавливаются в карданных передачах легковых автомобилей, и в зависимости от конструкции угол наклона вала может быть $8...10^\circ$.

Жесткие полукарданные шарниры используют для компенсации неточности монтажа соединяемых механизмов в случае установки последних на недостаточно жестком основании. Они допускают угол наклона вала не более 2° .

Универсальные карданные шарниры конструктивно отличаются от простых тем, что в них осевая компенсация осуществляется в самом механизме шарнира, а не в шлицевом соединении.

Карданные передачи с шарнирами неравных угловых скоростей.

В карданных шарнирах неравных угловых скоростей угловая скорость ведомого вала, расположенного под углом к ведущему валу не равна угловой скорости ведущего вала, а изменяется в зависимости от угла поворота ведущего вала. С увеличением угла между валами неравномерность вращения ведомого вала возрастает.

Схема карданного шарнира неравных угловых скоростей представлена на рисунок 21.

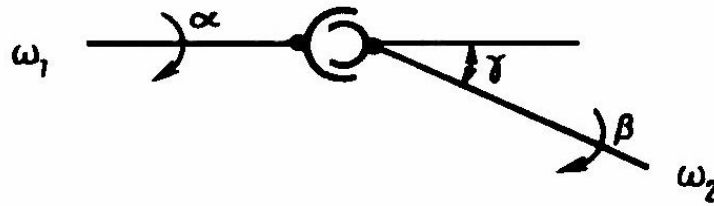


Рисунок 21 - Схема карданного шарнира неравных угловых скоростей

Из теории механизмов известно, что соотношение углов поворота ведущего и ведомого валов выражается уравнением

$$\operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \gamma. \quad (1)$$

Дифференцируя это уравнение по времени, получим

$$\frac{1}{\cos^2 \beta} \cdot \frac{d\beta}{dt} = \frac{1}{\cos^2 \alpha \cdot \cos \gamma} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \quad (2)$$

Так как угловая скорость ведущего вала $\omega_1 = d\alpha/dt$? А угловая скорость ведомого вала $\omega_2 = d\beta/dt$, то

$$\omega_2 / \omega_1 = \cos^2 \beta / (\cos^2 \alpha \cdot \cos \gamma). \quad (3)$$

Используя уравнение (1) и исключив $\cos^2 \beta$ из уравнения (3), получим

$$\omega_2 / \omega_1 = \cos \gamma / (1 - \sin^2 \gamma \cdot \cos^2 \alpha). \quad (4)$$

Приняв значение угловой скорости ω_1 ведущего вала постоянным, получим зависимость угловой скорости ω_2 ведомого вала от угла поворота ведущего вала (рисунок 22).

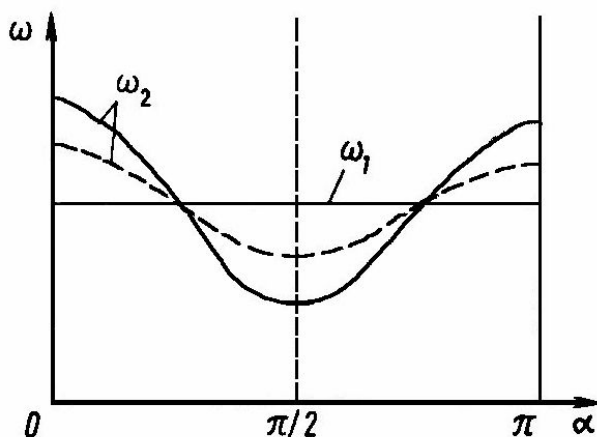


Рисунок 22 - Зависимость угловой скорости ω_2 ведомого вала карданного шарнира неравных угловых скоростей от угла α поворота ведущего вала при различных значениях угла γ между валами и постоянной угловой скорости ω_1 ведущего вала

----- - при γ_1 _____ - при γ_2 ($\gamma_2 > \gamma_1$)

Для обеспечения синхронности вращения ведущего и ведомого валов карданной передачи с двумя шарнирами, ведущие вилки которых повернуты относительно друг друга на угол $\pi/2$, необходимо, чтобы $\gamma_1 = \gamma_2$.

Простой карданный шарнир неравных угловых скоростей изображен на рисунке 23.

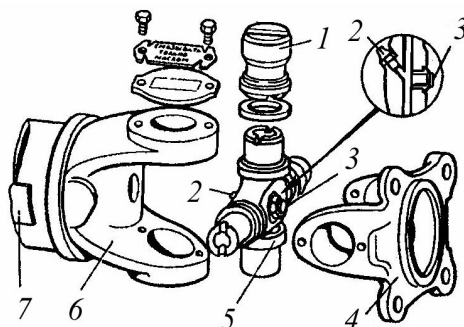


Рисунок 23 - Карданный шарнир неравных угловых скоростей

1 - игольчатый подшипник; 2 - масленка; 3 - предохранительный клапан; 4, 6 - вилки; 5 - крестовина; 7 - балансировочная пластина

Упругий полукарданный шарнир допускает передачу крутящего момента от одного вала к другому, расположенному под некоторым углом, благодаря деформации упругого звена, связывающего оба вала. Упругое звено может быть резиновым, резинотканевым или резиновым, усиленным стальным тросом. Достоинства полукарданного шарнира: снижение динамических нагрузок в трансмиссии; отсутствие необходимости обслуживания в процессе эксплуатации. Благодаря эластичности такой шарнир допускает небольшое осевое перемещение карданного вала.

Карданные передачи с шарнирами равных угловых скоростей.

В основе всех конструкций шарниров равных угловых скоростей лежит единый принцип: точки контакта, через которые передаются окружные силы, находятся в биссекторной плоскости валов. Для пояснения этого рассмотрим простейшую модель, приведенную на рисунок 24.

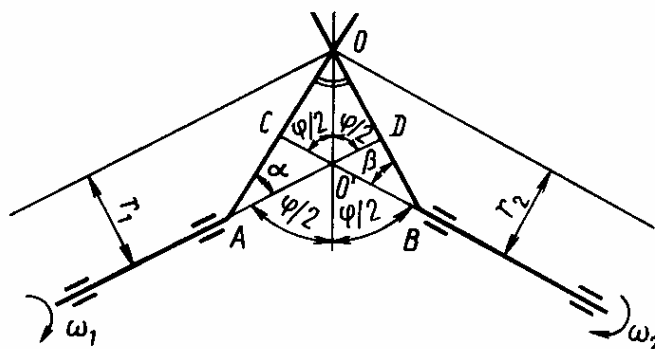


Рисунок 24 - Схема карданного шарнира равных угловых скоростей

Окружная скорость точки контакта O $v_o = \omega_1 r_1$; $v_o = \omega_2 r_2$, откуда $\omega_1 r_1 = \omega_2 r_2$. Подставив в это равенство значения $r_1 = AO \sin \alpha$ и $r_2 = BO \sin \beta$, получим $\omega_1 AO \sin \alpha = \omega_2 BO \sin \beta$. Угловые скорости ведущего и ведомого валов равны, если $AO = BO$; $\alpha = \beta$.

Легко показать, что в этом случае точка O лежит в биссекторной плоскости. Это видно из равенства треугольников $OO'C$ и $OO'D$.

Четырехшариковый карданный шарнир с делительными

канавками (типа «Вейс») (рисунок 25) устанавливается на автомобилях ГАЗ-66, ЗИЛ-131 в приводе управляемых ведущих колес. При движении автомобиля вперед усилие передается одной парой шариков; при движении задним ходом – другой парой. Канавки в кулаках 2 и 3 нарезаны по дуге окружности. Четыре шарика 6 располагаются на пересечении симметрично расположенных канавок 5 – в биссекторной плоскости, что обеспечивает равенство угловых скоростей валов 1 и 4. Шарик 7 центрирующий. Карданные шарниры этого типа обеспечивают угол между валами 30-32°. Малая трудоемкость изготовления, простота конструкции и низкая стоимость обеспечили их широкое распространение. КПД шарнира достаточно высокий, т.к. в нем преобладает трение качения. Долговечность шарнира в эксплуатации обычно не превышает 25-30 тыс. км, т.к. в нем возникают контактные напряжения и распорные нагрузки.

Шестишариковый карданный шарнир с делительным рычажком (типа «Рцепп») представлен на рисунке 26. Основными элементами шарнира являются сферический кулак 4, закрепленный на шлицах вала 5, и сферическая чашка 3, связанная с другим валом 1. На кулаке и на внутренней стороне чашки из одного центра выфрезеровано по шесть канавок полукруглого сечения. В канавках размещено шесть шариков, которые связаны с сепаратором 6. При наклоне валов шарики устанавливаются в биссекторной плоскости при помощи делительного рычажка 2, который поворачивает направляющую чашку 7, а вместе с ней и сепаратор. Пружина 8 служит для поджатия делительного рычажка к гнезду в торце вала 5 при изменении положения рычажка в результате наклона валов. Карданный шарнир этого типа допускает максимальный угол 37°. Т.к. усилие в этом шарнире передается шестью шариками, он обеспечивает передачу большого крутящего момента при малых размерах. Шарнир обладает большой надежностью, высоким КПД, однако технологически сложен.

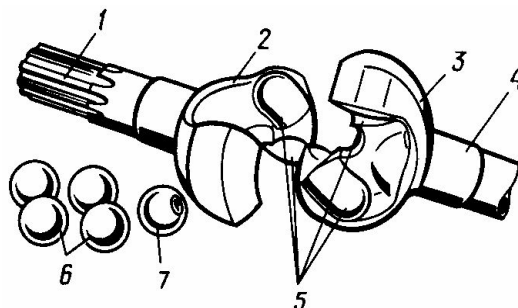


Рисунок 25 - Четырехшариковый карданный шарнир с делительными канавками (типа «Вейс») 1, 4 – вал; 2, 3 – кулак; 5 – канавки; 6, 7 – шарики.

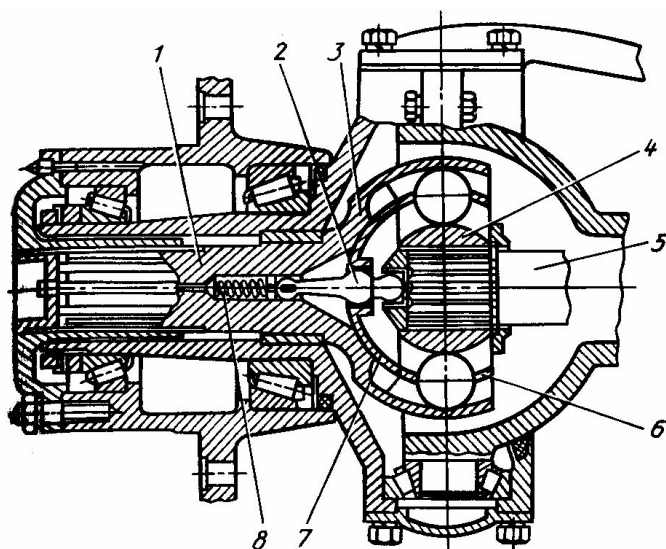


Рисунок 26 - Шестишариковый карданный шарнир с делительным рычажком (типа «Рцепп») 1, 5 – вал; 2 – делительный рычажок; 3 – сферическая чашка; 4 – кулак; 6 – сепаратор; 7 – направляющая чашка; 8 – пружина.

Шестишариковый карданный шарнир с делительными канавками (типа «Бирфильд») изображен на рисунке 27. На сферическом кулаке 4 и внутренней поверхности корпуса выфрезеровано по шесть канавок переменной глубины. Сепаратор 3, в котором размещены шарики 2, имеет сферические наружную и внутреннюю поверхности. В положении, когда валы шарнира соосны, шарики находятся в плоскости, перпендикулярной осям валов, проходящих через центр шарнира. При наклоне вала 5 верхний шарик выталкивается из сужающегося пространства канавок

вправо, а нижний шарик перемещается сепаратором в расширяющееся пространство канавок влево. Центры шариков всегда находятся на пересечении осей канавок. Это обеспечивает их расположение в биссекторной плоскости. Отсутствие делительного рычажка позволяет этому шарниру работать при угле между валами до 45° . КПД шарнира при малых углах выше 0,99, а при угле 30° - 0,97. Сравнительно большие потери в шарнире объясняются тем, что наряду с трением качения для него характерно трение скольжения. Ресурс шарниров этого типа составляет примерно 150 тыс. км. Шарнир устанавливается в карданные передачи передних управляемых и ведущих колес автомобилей ВАЗ на наружном конце карданного вала. При этом на внутреннем конце карданного вала должен устанавливаться карданный шарнир, позволяющий компенсировать изменение длины карданного вала при деформации рессор.

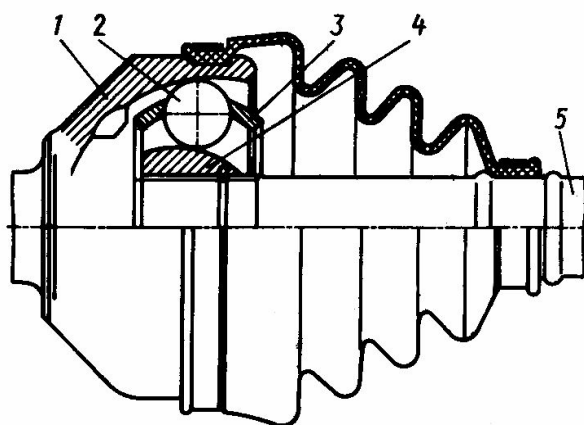


Рисунок 27 - Шестишариковый карданный шарнир с делительными канавками (типа «Бирфильд»)

1 – корпус; 2 – шарики; 3 – сепаратор; 4 – кулак; 5 – вал.

Универсальный шестишариковый карданный шарнир (типа ГКН) представлен на рисунке 28. На внутренней поверхности цилиндрического корпуса шарнира нарезаны шесть продольных канавок эллиптического сечения, такие же канавки имеются на сферической поверхности кулака параллельно продольной оси вала. В канавках размещаются шесть шариков установленных в сепараторе. Взаимодействующие поверхности кулака и сепаратора

сферические. В результате смещения центров сфер сепаратора шарики при наклоне вала устанавливаются и фиксируются в биссекторной плоскости. При осевых перемещениях шарики не перекатываются, а скользят, что снижает КПД шарнира. Так выполнен внутренний шарнир переднеприводных автомобилей ВАЗ. При передаче больших крутящих моментов используют восьмишариковый шарнир этого типа.

Универсальный шестишариковый карданный шарнир с делительными канавками (типа «Лебро») (рисунок 29) состоит из цилиндрического корпуса 1, на внутренней поверхности которого под углом к образующей нарезаны шесть прямых канавок; сферического кулака 2 с шестью канавками; сепаратора 3 с шариками 4, центрируемыми наружной сферической поверхностью по внутренней цилиндрической поверхности корпуса 1. Шарики устанавливаются в пересечениях канавок, чем обеспечивается синхронность вращения валов, так как шарики, независимо от угла между валами, всегда находятся в биссекторной плоскости. Этот шарнир имеет меньшие размеры, чем шарниры других типов. Имеются и другие преимущества: сепаратор не выполняет функции деления угла между валами, он менее нагружен, а поэтому требования к точности его изготовления ниже; наличие фланцевого разъема шарнира обеспечивает удобство монтажа. К точности расположения канавок предъявляются высокие требования. Шарнир имеет высокий КПД (0,99) и применяется на переднеприводных автомобилях.

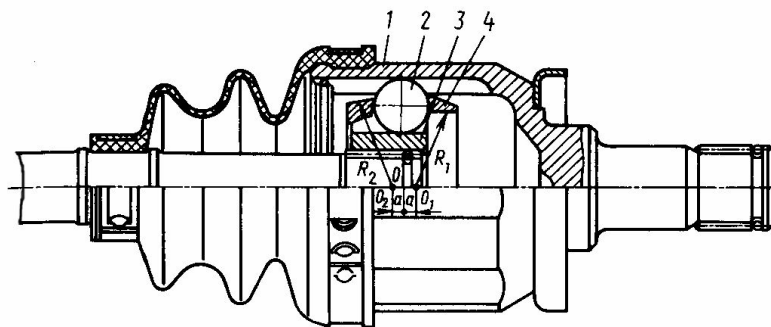


Рисунок 28 - Универсальный шестишариковый карданный шарнир (типа ГКН)

1 – корпус; 2 – шарики; 3 – кулак; 4 – сепаратор.

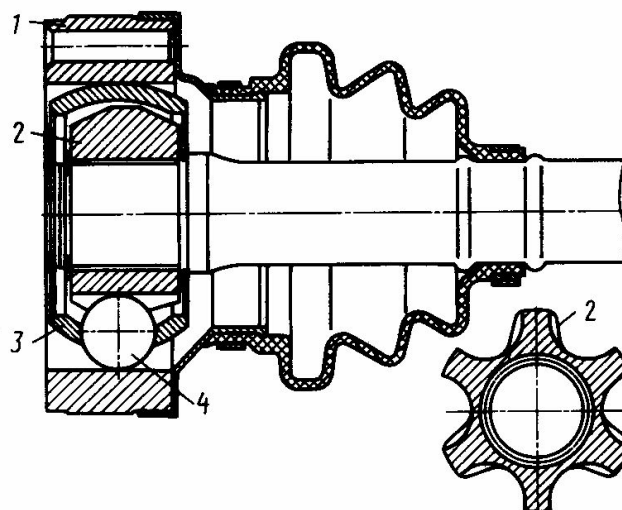


Рисунок 29 - Универсальный шестишариковый карданный шарнир с делительными канавками (типа «Лебро»)
1 – корпус; 2 – кулак; 3 – сепаратор; 4 – шарики.

Универсальный трехшиповой карданный шарнир (типа «Трипод»), изображенный на рисунке 30, устанавливают на легковых и грузовых автомобилях малой грузоподъемности. Шарнир состоит из цилиндрического корпуса 3, выполненного за одно целое с валом, в котором имеются три продольных паза; ступицы 2 с тремя шипами, закрепленной на внутреннем конце карданного вала; трех роликов 1 на игольчатых подшипниках. Шипы, как и пазы, расположены под углом 120° друг к другу. Ролики имеют сферическую поверхность такого же радиуса, как цилиндрическое сечение продольных пазов. При вращении валов под углом ролики перекатываются в пазах, поворачиваясь на игольчатых подшипниках, и в то же время шипы могут перемещаться вдоль роликов подшипников. В этом шарнире равенство угловых скоростей валов достигается благодаря изменению положения центра конца вала. Шарнир этого типа может использоваться при углах между валами до 25° . Достоинством шарнира являются малые потери при осевом перемещении, т.к. это обеспечивается практически только качением, что определяет высокий КПД шарнира.

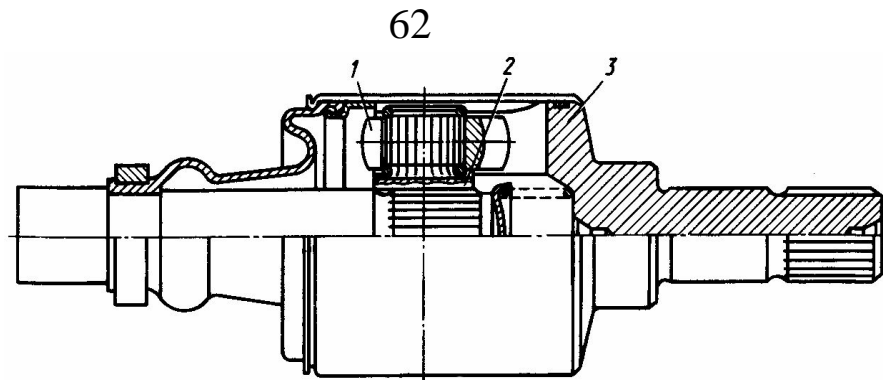


Рисунок 30 - Универсальный трехшиповой карданный шарнир
(типа «Трипод»)
1 – ролики; 2 – ступица; 3 – корпус.

Кулачковые карданные шарниры (рисунок 31) применяются на автомобилях большой грузоподъемности. Если разделить по оси симметрии кулачковый карданный шарнир на две части, то каждая часть будет представлять собой карданный шарнир неравных угловых скоростей с фиксированными осями качания. Благодаря наличию развитых поверхностей взаимодействующих деталей шарнир способен передавать значительный по величине крутящий момент при обеспечении угла между валами $45...50^\circ$. На зарубежных автомобилях большой грузоподъемности широко применяется кулачковый карданный «шарнир Тракта» (рисунок 31, а). Он состоит из четырех штампованных деталей: двух вилок 1 и 4 и двух фасонных кулачков 2 и 3. В нашей стране был разработан кулачковый шарнир (рисунок 31, б), который устанавливается на автомобилях КамАЗ-4310, УРАЛ-4320. Шарнир состоит из пяти деталей: двух вилок 1 и 4, двух кулачков 2 и 3 и диска 5, поэтому его часто называют дисковым. Максимальное значение угла между валами, обеспечиваемое этим шарниром, 45° . КПД кулачковых шарниров ниже, чем КПД других шарниров равных угловых скоростей, т.к. для их элементов характерно трение скольжения.

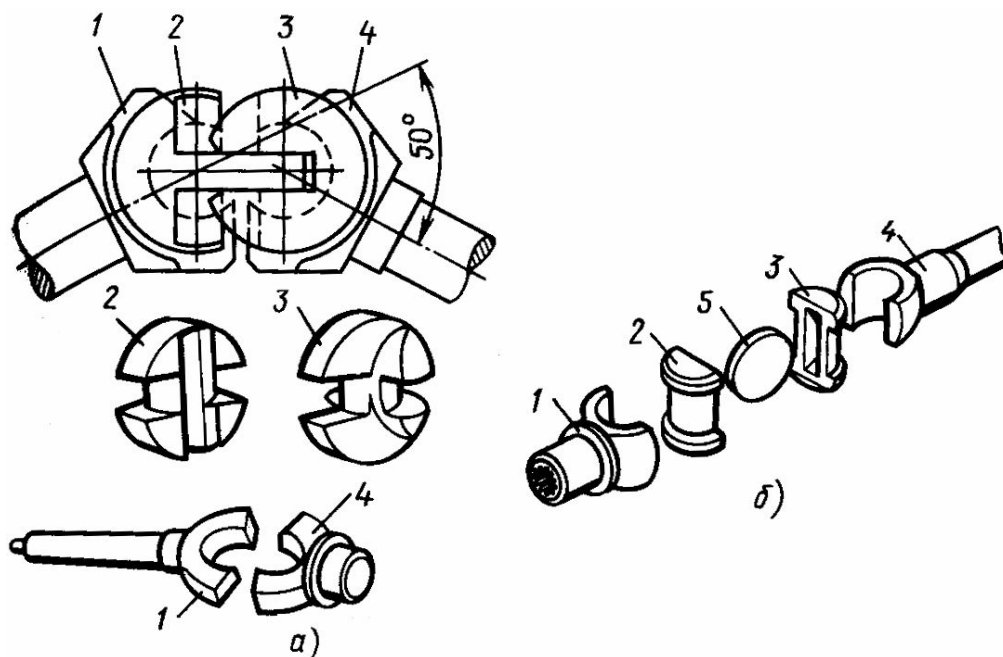


Рисунок 31 - Кулачковые карданные шарниры
1, 4 – вилка; 2, 3 – кулак; 5 – диск.

ЛАБОРАТОРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ИНСТРУМЕНТ

1. Карданные шарниры автомобилей.
2. Схемы карданных шарниров автомобилей.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Изучить общие сведения.
2. Получить у преподавателя в качестве задания карданный шарнир автомобиля.
3. Определить тип карданного шарнира.
4. Изучить устройство карданного шарнира.
5. Составить отчет.

СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Цель работы.

2. Общие сведения.
3. Схемы различных карданных шарниров.
4. Выводы по лабораторной работе.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Назначение карданной передачи автомобиля.
2. Требования, предъявляемые к карданным передачам автомобилей.
3. Классификация карданных передач и карданных шарниров автомобилей.
4. Устройство универсального карданного шарнира неравных угловых скоростей.
6. Устройство упругого полукарданного шарнира.
7. Принцип действия карданного шарнира равных угловых скоростей.
8. Устройство четырехшарикового карданного шарнира с делительными канавками (типа «Вейс»).
9. Устройство шестишарикового карданного шарнира с делительным рычажком (типа «Рцепп»).
10. Устройство шестишарикового карданного шарнира с делительными канавками (типа «Бирфильд»).
11. Устройство универсального шестишарикового карданного шарнира (типа ГКН).
12. Устройство универсального шестишарикового карданного шарнира с делительными канавками (типа «Лебро»).
13. Устройство универсального трехшипового карданного шарнира (типа «Трипод»).
14. Устройство кулачкового карданного шарнира.

ГЛАВНАЯ ПЕРЕДАЧА И ДИФФЕРЕНЦИАЛ

ЦЕЛЬ РАБОТЫ:

1. Изучить конструктивные особенности одинарных, двойных с центральными редукторами, двойных с разнесенными редукторами и двухступенчатых главных передач.

2. Изучить конструктивные особенности шестеренчатых дифференциалов, дифференциалов повышенного трения – кулачковых и червячных.

3. Научиться составлять кинематические схемы различных видов главных передач, дифференциалов и определять их передаточные числа.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Главная передача предназначена для постоянного увеличения крутящего момента и передачи его через дифференциал и полуоси к ведущим колесам.

Главная передача с дифференциалом и полуосями должна удовлетворять следующим требованиям:

- обеспечивать передаточные числа, соответствующие оптимальным тяговым качествам и топливной экономичности;
- осуществлять кинематическую согласованность с направляющим устройством подвески, а в случае управляемого ведущего моста - и с рулевым приводом;
- обеспечивать низкий уровень шума;
- не создавать колебаний угловой скорости в трансмиссии;
- иметь небольшие габаритные размеры для осуществления простой компоновки и обеспечения необходимого дорожного просвета;
- обладать достаточными прочностью и жесткостью при минимальной массе.

Основными признаками для классификации главных передач являются число, тип и взаимное расположение применяемых в них

зубчатых передач. Главные передачи подразделяются на одинарные, двойные с центральными редукторами, двойные с разнесенными редукторами и двухступенчатые.

Одинарная главная передача представлена на рисунке 32.

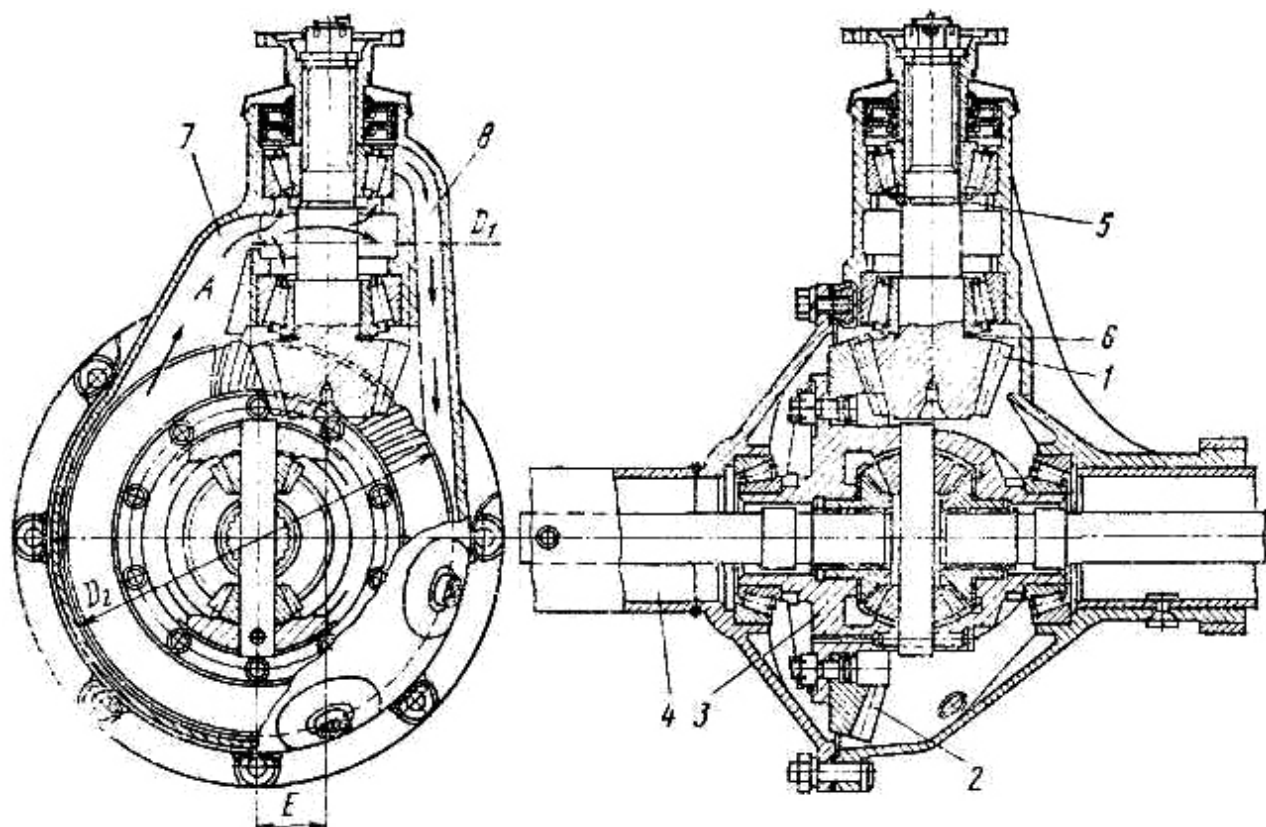


Рисунок 32 - Одинарная гипоидная главная передача

1 – шестерня; 2 – колесо; 3 – дифференциал; 4 – полуось; 5 и 6 – соответственно регулировочное кольцо и прокладки; 7 и 8 – каналы соответственно подвода масла к подшипникам и отвода масла от сальников; E – гипоидное смещение

Такая передача обычно выполняется из конических или гипоидных зубчатых колес. Передаточное число одинарных передач $U_0 < 7$. Такие передачи имеют минимальные размеры и массу, невысокую стоимость, они относительно просты в эксплуатации. Дальнейшее увеличение передаточного числа вызывает необходимость увеличения ведомого зубчатого колеса, что уменьшит дорожный просвет и усложнит термообработку ведомого колеса.

Одинарные передачи используются в легковых и грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности.

Конические главные передачи со спиральным зубом просты в изготовлении и обслуживании. Основными недостатками передач являются наличие значительных осевых усилий в зацеплении, большая чувствительность к неточности зацеплений, повышенный уровень шума в работе. При небольшом несовпадении вершин конусов передачи резко ухудшаются условия ее работы, что сопровождается повышением износа и уровня шума.

Для обеспечения правильного зацепления зубчатых пар необходимо повышать жесткость главной передачи применением предварительного натяга подшипников, созданием дополнительных опор валов и колес, увеличением жесткости картера.

Гипоидные передачи отличаются от конических передач со спиральным зубом смещением осей валов на величину E (рисунок 33). Поэтому углы наклона зубьев колеса $\beta_{\omega 2}$ и шестерни $\beta_{\omega 1}$ различны. Эта разница создает одно из основных преимуществ гипоидной передачи - ее компактность.

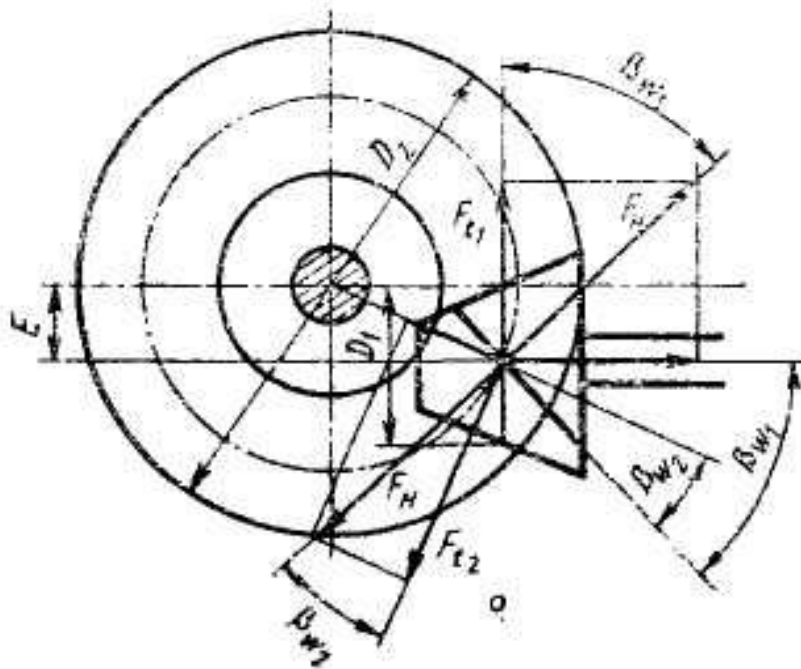


Рисунок 33 - Расчетная схема главной передачи

Из рисунка 33 видно, что нормальные силы F_n , действующие в зацеплении, равны между собой, а касательные силы связаны между собой соотношением:

$$F_{t1} / F_{t2} = \cos \beta_{\omega1} / \cos \beta_{\omega2}.$$

С учетом этого соотношения передаточное число гипоидной передачи:

$$u_{ор} = (r_2 / r_1) (\cos \beta_{\omega1} / \cos \beta_{\omega2}) = u_{ок}k.$$

Для конической передачи передаточное число:

$$u_{ок} = r_2 / r_1.$$

Значительное давление и большая работа трения в гипоидной передаче могут привести к разрушению масляной пленки и заеданию поверхностей трения. Поэтому применяются специальные смазочные материалы с сернистыми и другими присадками для образования прочной пленки и предохранения зубьев от заедания. Гипоидная передача дает возможность изменить расположение пола кузова, уменьшить размеры кожуха для карданного вала, упростить привод к ведущим колесам многоосного автомобиля при применении проходной главной передачи.

Гипоидное смещение бывает верхним и нижним. При нижнем смещении шестерни осевая сила в зацеплении должна быть направлена к большому конусу (см. рисунок 33). Осевые усилия, действующие на шестерню, несколько выше, чем осевые усилия конической передачи со спиральным зубом.

К одинарным передачам относятся и червячные передачи, которые в настоящее время используются редко (главным образом на тяжелых многоприводных автомобилях, автобусах, а также на некоторых легковых автомобилях, имеющих высокую стоимость). Червячные передачи имеют меньший уровень шума и позволяют получать большие передаточные числа при малых габаритных размерах и массе, дают возможность упростить конструкцию

привода к ведущим колесам многоприводных автомобилей. К недостаткам червячной передачи по сравнению с зубчатыми передачами относятся меньший КПД, высокая стоимость, обусловленная применением дорогостоящих материалов (высококачественной оловянистой бронзы для зубчатого венца червячного колеса), а также необходимость тщательной обработки поверхности червяка (шлифование и полирование).

Двойная главная передача представлена на рисунке 34. Такие передачи применяются для автомобилей (средней и большой грузоподъемности) и автобусов. Двойная главная передача состоит из двух пар зубчатых колес - конической (гипоидной) и цилиндрической. По сравнению с одинарными двойные передачи имеют большие размеры, массу, стоимость. В то же время двойные передачи дают возможность получить при допустимом значении дорожного просвета большие значения передаточных чисел ($u_0 = 7 \div 12$).

Двойные главные передачи могут иметь горизонтальное и вертикальное расположение (рисунок 35). Горизонтальное расположение позволяет получить практически любое передаточное число, но приводит к увеличению длины агрегата, а также отрицательно влияет на установку карданных валов, увеличивая их углы наклона.

При вертикальном расположении упрощается компоновка проходной главной передачи в многоприводных автомобилях, уменьшаются углы наклона карданного вала. Однако при таком расположении картер главной передачи крепится к балке моста сверху, что снижает жесткость балки и ухудшает условия работы зубчатых пар. Применение схемы, при которой плоскость соединения картера редуктора и балки моста расположена под углом 45° , создает более благоприятные условия для работы.

При разделении общего передаточного числа между зубчатыми парами большее число имеет цилиндрическая пара, а меньшее — коническая, что дает возможность увеличить размеры конической шестерни, уменьшить осевые силы в зацеплении и повысить надежность конической пары. В существующих конструкциях двойных центральных редукторов передаточные числа конических пар равны 1,7 – 2,7.

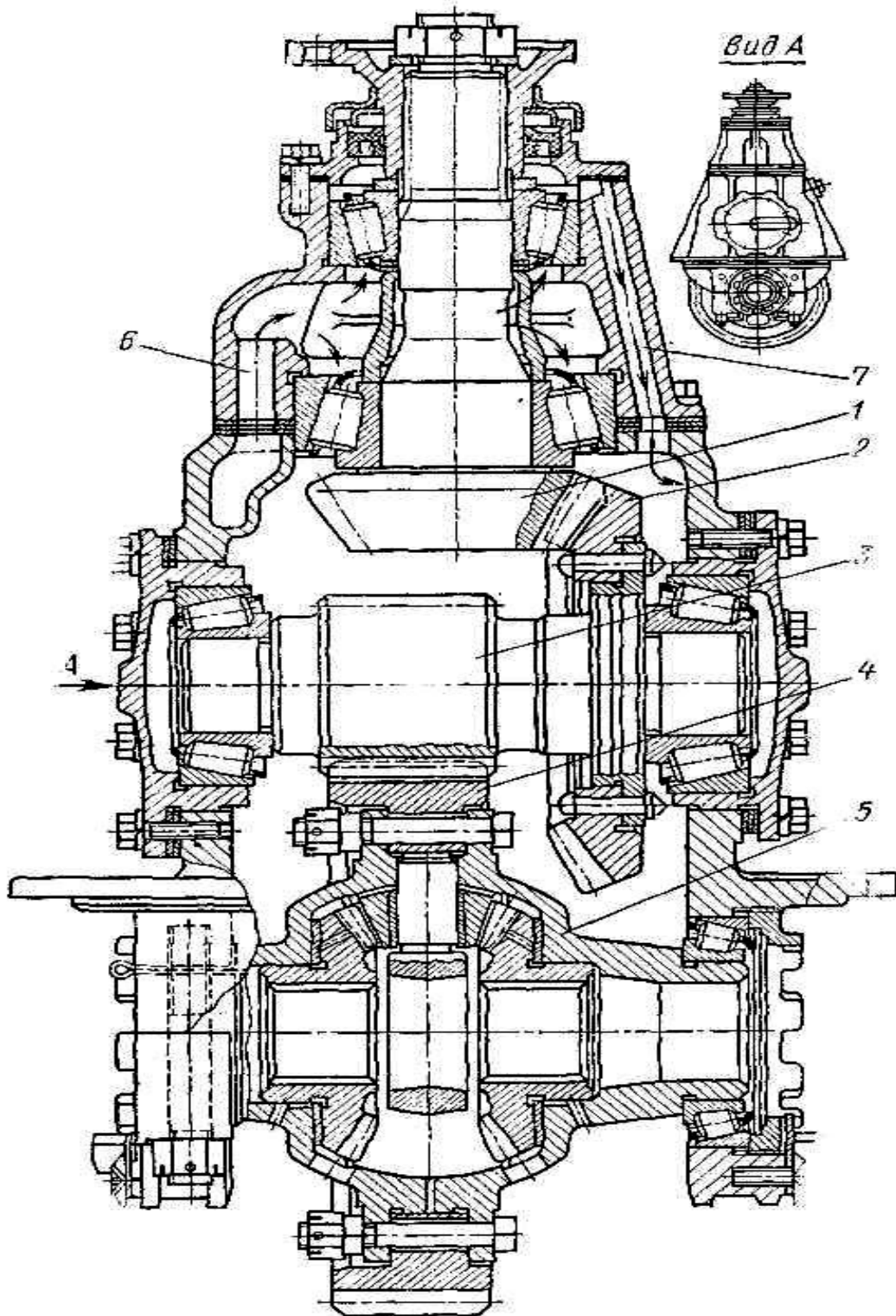


Рисунок 34 - Двойная главная передача

1 – шестерня; 2 – колесо; 3 и 4 – цилиндрические шестерни; 5 – дифференциал; 6 и 7 – масляные каналы соответственно входной и выходной

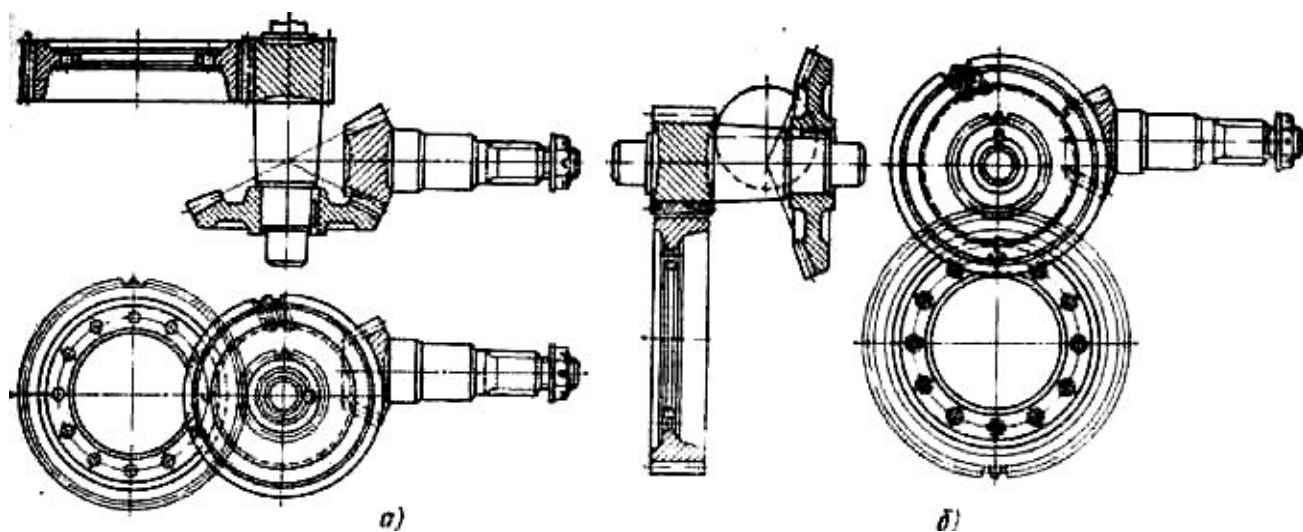


Рисунок 35 - Двойные главные передачи
а – горизонтальная; б – вертикальная

Разнесенная двойная главная передача представлена на рисунке 36. Такая передача имеет следующие преимущества:

- малые нагрузки, на дифференциал, полуоси и карданные механизмы равных угловых скоростей, устанавливаемых в ведущих управляемых мостах (поэтому их габаритные размеры и масса уменьшаются);

- малые нагрузки на зубья при небольших размерах центральной части моста; при этом увеличивается дорожный просвет, что позволяет получить большие значения передаточных чисел.

Недостатками разнесенных двойных главных передач являются относительная сложность конструкции в связи с увеличением числа цилиндрических зубчатых колес и необходимость иметь дополнительно два отдельных картера. Кроме того, размещение подшипниковых узлов колесных редукторов затруднено.

В колесных редукторах применяются передачи с параллельными и соосными валами. Применение передачи с параллельными валами с расположением шестерни над зубчатым колесом позволяет иметь наибольший дорожный просвет, но не дает возможности получить большое передаточное число.

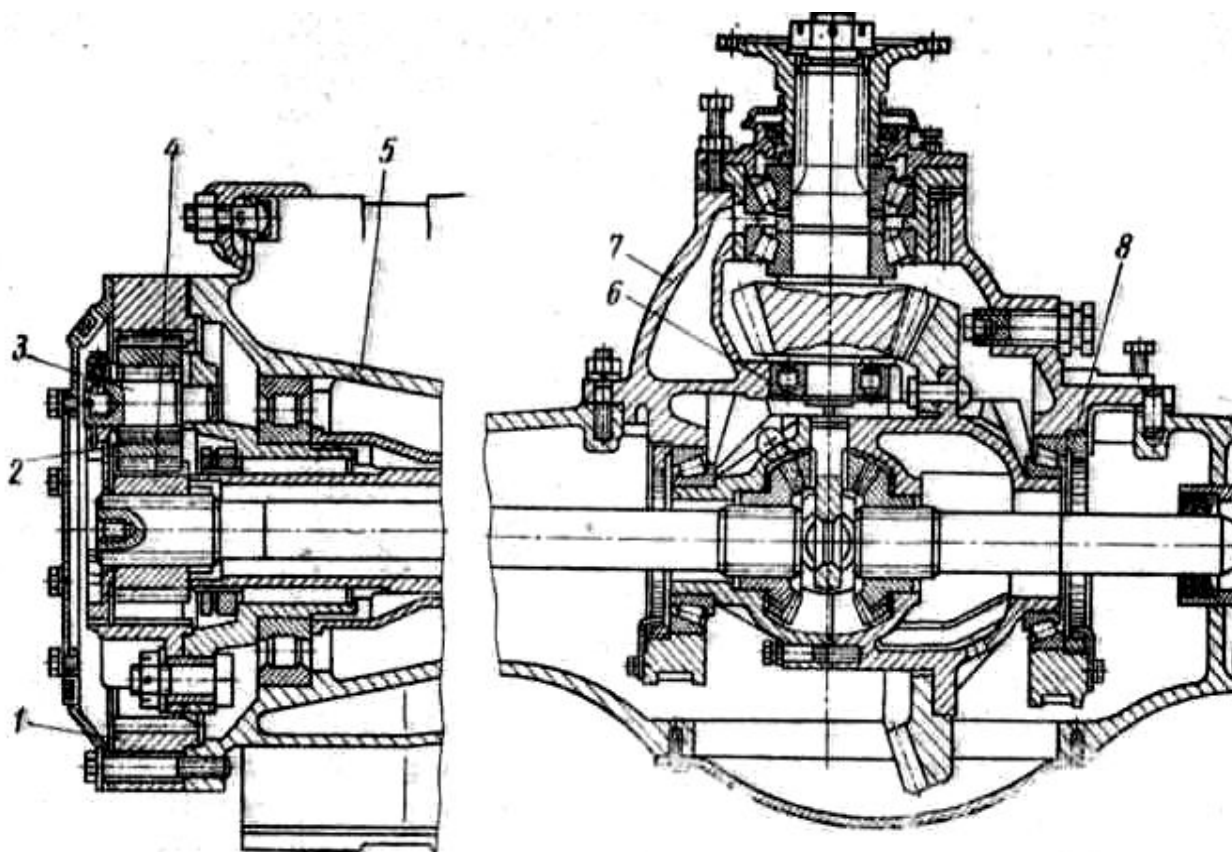


Рисунок 36 - Разнесенная двойная главная передача

1 – коронное колесо; 2 – сателлит; 3 – ось сателлита; 4 – солнечная шестерня; 5 – ступица колеса; 6 – дополнительная опора; 7 – корпус главной передачи; 8 – регулировочная гайка

Передачи с соосными валами могут быть непланетарными, в которых неподвижным звеном является водило, и планетарными (рисунок 37) с неподвижным коронным колесом. Планетарный редуктор при одних и тех же размерах передачи по сравнению с непланетарным дает возможность на единицу увеличить передаточное число, что является существенным преимуществом:

$$u_{\text{нп}} = z_c / z_a; \quad u_{\text{п}} = 1 + z_c / z_a,$$

где z_c и z_a - число зубьев коронной и солнечной шестерен. Поэтому наибольшее распространение получили однорядные планетарные передачи, в которых число сателлитов составляет от трех до пяти.

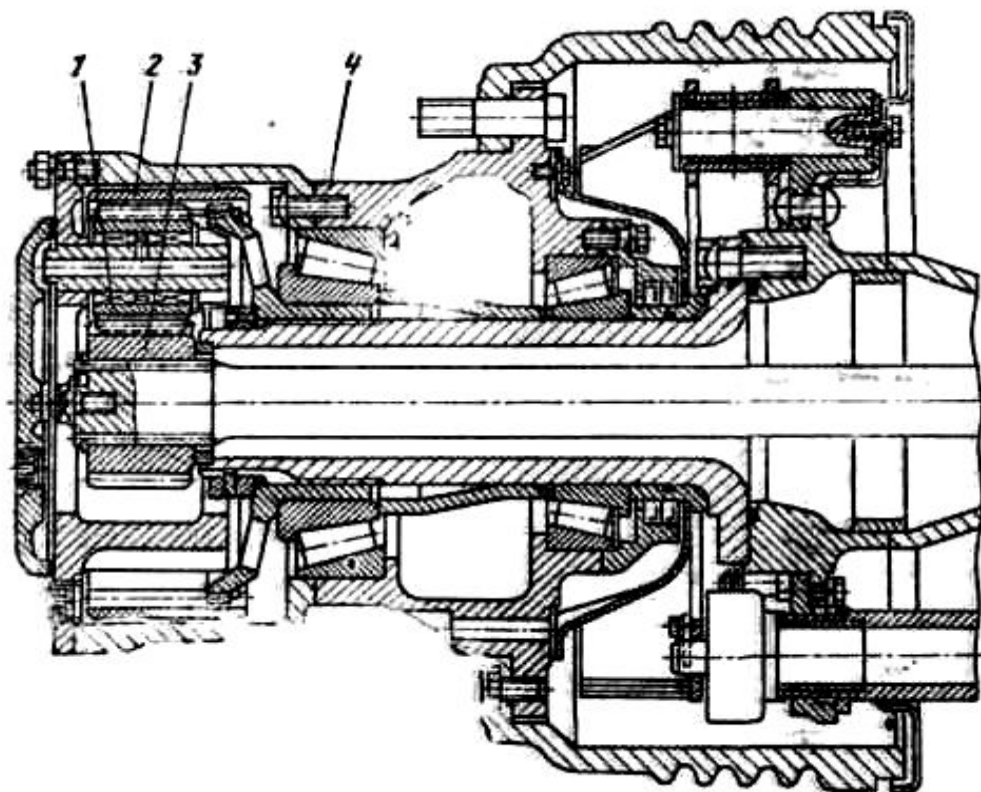


Рисунок 37 - Планетарная колесная передача с неподвижным коронным колесом

1 – сателлит; 2 – коронное колесо; 3 – солнечная шестерня; 4 – ступица колеса

Применение двухступенчатых главных передач позволяет увеличивать число ступеней трансмиссии без применения сложных многоступенчатых коробок передач и дополнительных коробок передач. Использование двухступенчатых главных передач целесообразно для автомобилей, работающих в горных условиях, на тягачах и для специальных автомобилей, создаваемых на базе стандартных автомобилей. Такая передача дает возможность увеличить как максимальное передаточное число, так и число передач, что необходимо для преодоления меняющихся сопротивлений, вызванных параметрами дороги и нагруженностью автомобиля.

Двухступенчатые передачи могут быть выполнены в виде цилиндрического или планетарного понижающего редуктора. На рисунке 38 представлена двухступенчатая главная передача с

цилиндрическим демультипликатором.

Цилиндрические шестерни установлены на промежуточном валу свободно (на подшипниках скольжения), а между ними на шлицах расположена зубчатая муфта. При перемещении муфты осуществляется переход с одного передаточного числа на другое. В двухступенчатой главной передаче всегда работают зубчатые пары, поэтому потери в зацеплении такие же, как в обычных двойных передачах, кроме потерь на разбрызгивание масла, которые значительны. Применение таких передач обуславливает увеличение габаритных размеров и массу заднего моста.

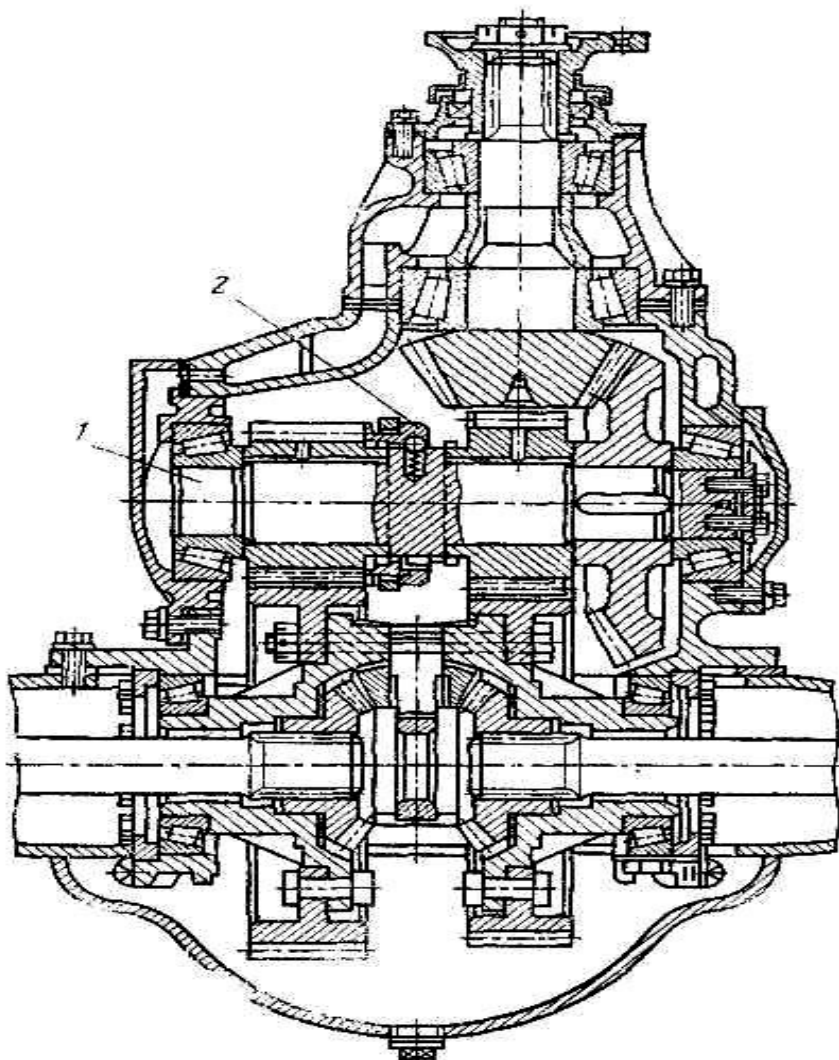


Рисунок 38 - Двухступенчатая главная передача
1 – промежуточный вал; 2 – зубчатая муфта переключения

В главной передаче (рисунок 39) второй ступенью является планетарный редуктор, в котором водило соединено с корпусом конического дифференциала. Изменение передаточного числа осуществляется с помощью планетарных цилиндрических зубчатых колес, расположенных между ведомым коническим зубчатым колесом и дифференциалом. На высшей передаче солнечная шестерня блокируется механически с корпусом планетарного механизма. Весь механизм вращается как одно целое со скоростью вращения ведомого конического зубчатого колеса. На низшей передаче солнечная шестерня блокируется с картером моста, благодаря чему коронное зубчатое колесо, составляющее одно целое с ведомым коническим колесом, вращает через сателлит и водило корпус планетарного механизма, соответственно уменьшая частоту вращения.

Переключение передач осуществляется с помощью дистанционного привода (механического, гидравлического, пневматического, электрического) с места водителя. Такой вариант расширения диапазона передаточных чисел является рациональным при использовании одного ведущего моста. Для многоприводных автомобилей синхронное переключение нескольких ведущих мостов усложняет систему управления, и поэтому широкого применения такие передачи не получили. Из-за отсутствия синхронизации передач их переключение осуществляется до начала движения, что является недостатком таких передач. К недостаткам следует отнести также сложность конструкции, увеличение неподрессоренных масс. Передаточное число понижающей передачи:

$$u_{\text{он}} = u_0 \sqrt{q_{\text{ср}}},$$

где $q_{\text{ср}}$ - среднее значение шага передаточных чисел ступенчатой коробки передач, установленной на автомобиле;

u_0 - высшее передаточное число главной передачи.

При таком выборе величины $u_{\text{он}}$ передаточные числа ступенчатой трансмиссии составят ряд, близкий к геометрической прогрессии.

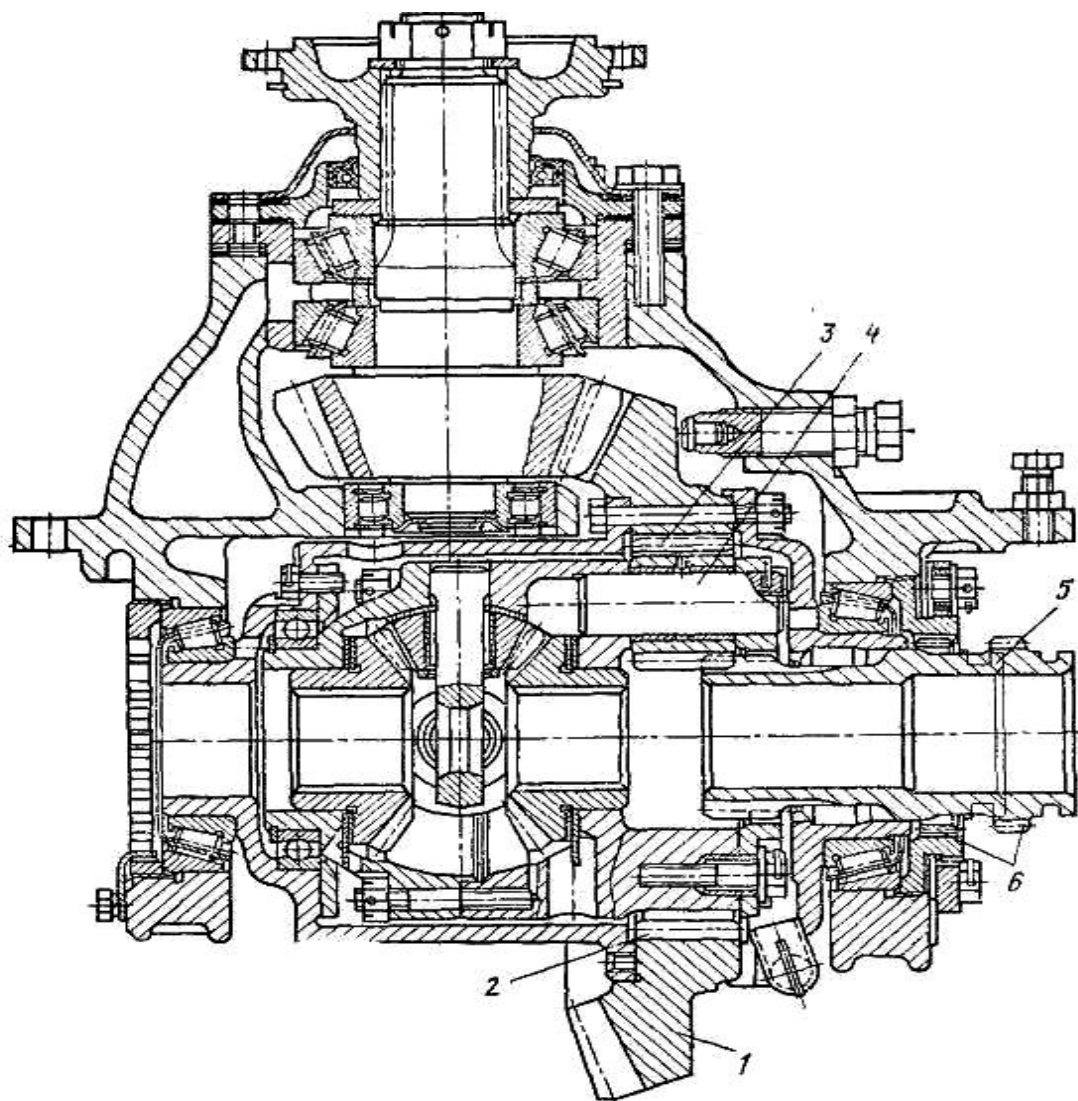


Рисунок 39 - Двухступенчатая планетарная главная передача
 1 – колесо; 2 – зубчатый венец коронной шестерни; 3 – сателлит; 4 – ось сателлита; 5 – муфта переключения; 6 – зубчатые венцы для включения низшей передачи

Дифференциал - механизм трансмиссии автомобиля, распределяющий подводимый к нему крутящий момент между выходными валами и обеспечивающий их вращение с разными угловыми скоростями. К конструкции дифференциала предъявляются следующие требования:

- осуществление пропорционального распределения крутящих моментов между колесами или осями. Для повышения проходимости автомобиля распределение моментов по отдельным колесам и

мостам должно осуществляться пропорционально их вертикальным реакциям;

- обеспечение различной частоты вращения ведущих колес, что необходимо при повороте, движении автомобиля по неровной поверхности дороги и в других случаях;

- малые габаритные размеры и массу. Строгое соблюдение габаритных размеров имеет особое значение, так как дифференциалы устанавливаются обычно внутри главной передачи или раздаточной коробки.

В зависимости от места установки дифференциалы бывают меж-осевыми (если они распределяют мощность между ведущими мостами) и межколесными (если деление производится между ведущими колесами).

По конструкции основных элементов дифференциалы подразделяются на шестеренчатые, кулачковые и червячные. Шестеренчатые дифференциалы представляют собой трехзвенный планетарный механизм.

Кулачковые и червячные дифференциалы одновременно являются дифференциалами повышенного трения. При введении в конструкцию шестеренчатых дифференциальных устройств, повышающих внутреннее трение, можно преобразовать их в дифференциалы повышенного трения.

По характеру распределения крутящего момента между выходными валами дифференциалы делятся на симметричные (крутящий момент распределяется поровну) и несимметричные (крутящий момент между выходными валами распределяется в некотором отношении p , не равном единице).

Значение параметра p для несимметричного дифференциала выбирается близким к значению отношения весовых нагрузок на соответствующие ведущие мосты. Дифференциалы такого типа применяются главным образом как межосевые, а по конструкции — цилиндрические.

Наибольшее распространение на автомобилях общего назначения получили дифференциалы с коническими зубчатыми колесами и малым внутренним трением (рисунок 40). Дифференциал с коническими шестернями изготавливается с неразъемным или разъемным корпусом. Плоскость разъема корпуса проходит через оси

сателлитов, и две его части центрируются при помощи буртика, а при сборке стягиваются болтами.

Неразъемные корпуса применяются при двух сателлитах, и для возможности сборки дифференциала они имеют окна. Оси сателлитов должны быть закреплены для предотвращения самопроизвольного смещения. Конструкция неразъемного корпуса дифференциала обладает большой жесткостью. Для того чтобы сателлит мог самоустанавливаться, его торец часто выполняют сферическим. Корпус должен иметь соответствующую сферическую опорную поверхность, центр которой совпадает с вершиной конусов зубчатых колес дифференциала.

Для повышения срока службы дифференциала между опорными поверхностями сателлитов и полуосевых шестерен устанавливают бронзовые или стальные шайбы, уменьшающие трение. Своевременная замена изношенных шайб обеспечивает восстановление хорошего зацепления сателлитов с полуосевыми шестернями.

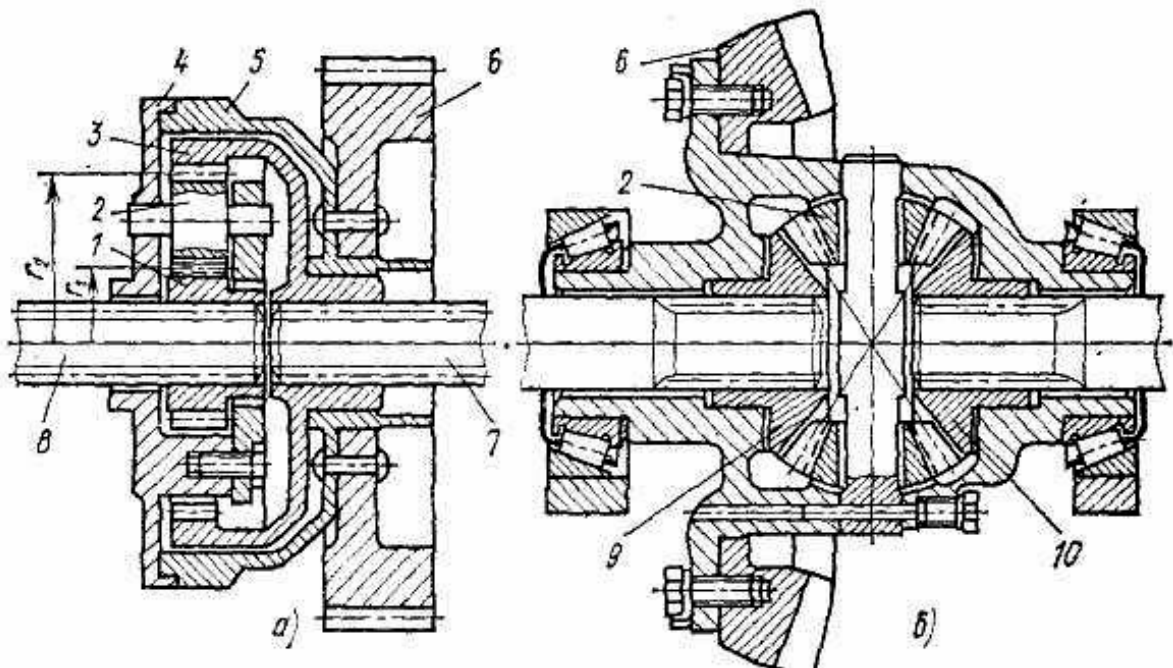


Рисунок 40 - Шестеренчатые дифференциалы

а – цилиндрический; б – конический; 1 и 3 – колеса выходных валов; 2 – сателлит; 4 и 5 – корпус дифференциала; 6 – зубчатое колесо; 7 и 8 – выходные валы; 9 и 10 – шестерни полуосей

Кулачковый дифференциал относится к дифференциалам с повышенным внутренним трением и выполняется с радиальным и осевым расположением кулачков (рисунок 41, а и б).

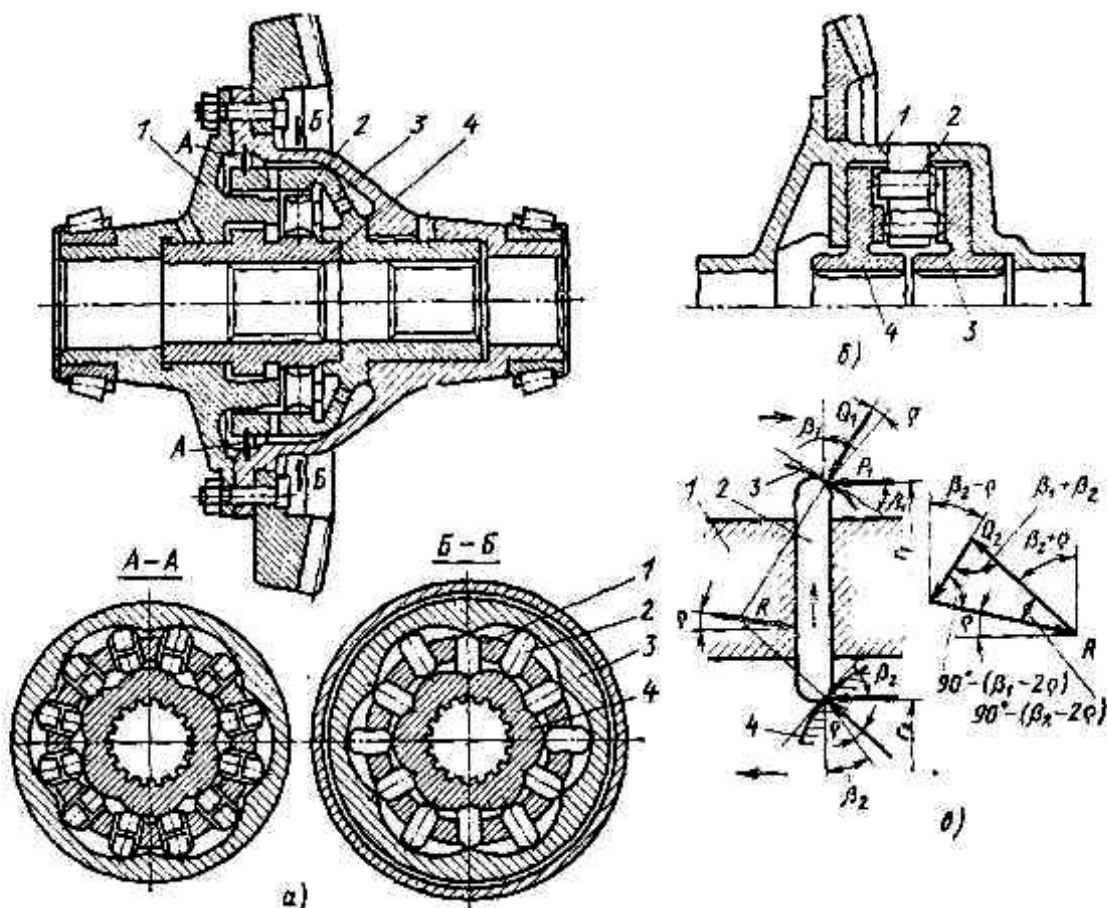


Рисунок 41 - Двухрядные кулачковые дифференциалы а и б – соответственно с радиально и осевым расположением кулачков; в – расчетная схема; 1 – корпус дифференциала; 2 – плунжер; 3 и 4 – кулачковые шайбы соответственно наружная и внутренняя

Момент от зубчатого колеса главной передачи подводится к обойме, в пазах ее расположены плунжеры (ползуны). Наружные и внутренние концы плунжеров соприкасаются с соответствующими поверхностями кулачковых шайб, насаженных на шлицевые концы полуосей. При одинаковых угловых скоростях обеих полуосей плунжеры неподвижны относительно поверхностей кулачков полуосевых шайб.

Если угловые скорости неодинаковы, то плунжеры, вращаясь вместе с обоймой, одновременно перемещаются от отстающей полуоси к забегающей; такое перемещение обусловлено скосами кулачков полуосевых шайб. На кулачках отстающей полуоси скорость и скольжение плунжера направлены в сторону вращения ведущего элемента, а на кулачках забегающей полуоси — в противоположную сторону. Поэтому силы трения между плунжерами и поверхностями кулачков способствует увеличению момента, передаваемого на отстающую полуось, и уменьшению на забегающую.

Передача усилия к ведомым элементам возможна при условии применения кулачков с различным шагом для каждого из ведомых элементов.

Максимальное число ползунов, которое можно установить в обойму дифференциала, равно сумме кулачков шайб дифференциала. Различное число кулачков на шайбах вызывает пульсацию момента при работе дифференциала, а также повышенный износ. Поэтому широкое применение нашли кулачковые дифференциалы с установкой двух рядов плунжеров со сдвигом второго ряда относительно первого на величину, равную половине расстояния от вершины до впадины кулачка. На одном из ведомых элементов кулачки также расположены в два ряда, но со сдвигом, большим в 2 раза. Когда ползуны одного ряда занимают положение, при котором передача усилий невозможна, ползуны второго ряда находятся в рабочем состоянии. Профили ползунов и кулачков полуосевых шайб обычно имеют дуги окружностей, радиусы которых подбирают так, чтобы внутреннее передаточное число дифференциала было постоянным и равнялось единице.

Червячный дифференциал относится к дифференциалам с повышенным внутренним трением и по кинематической схеме подобен симметричному коническому дифференциалу (рисунок 42). Вместо конических полуосевых шестерен у червячного дифференциала используются червячные колеса 1 и 5. Связь между ними и корпусом дифференциала осуществляется через червячные сателлиты 3 и червяки 2 и 4.

Основным недостатком червячных дифференциалов является сложность их конструкции, высокие требования к точности

изготовления и качеству материалов.

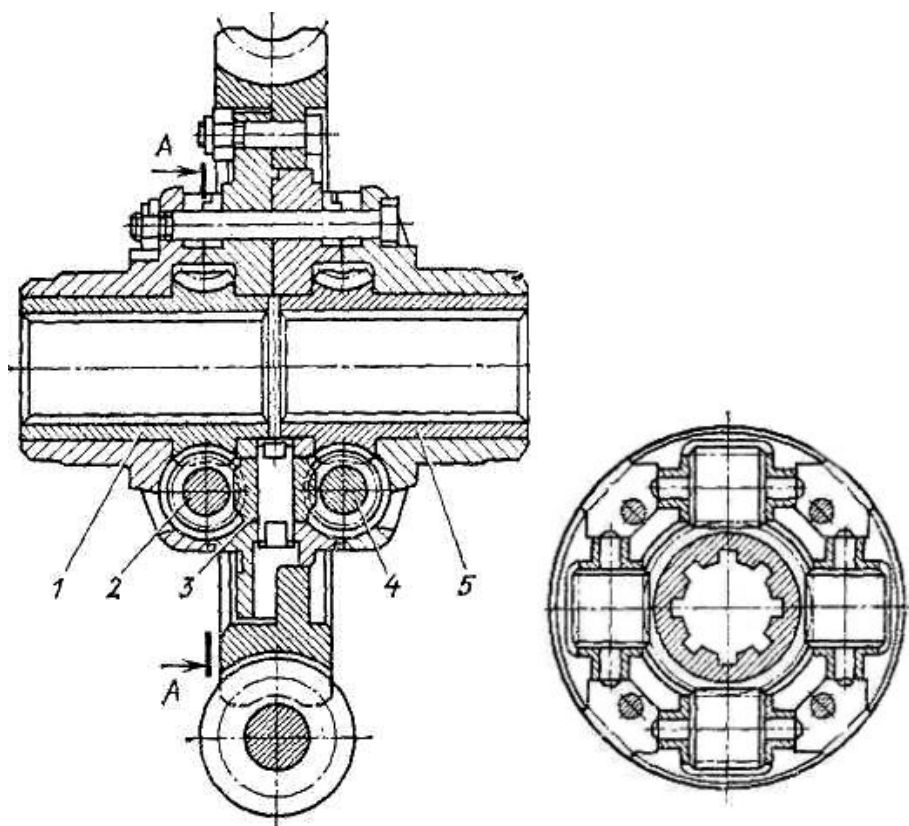


Рисунок 42 - Червячный дифференциал

ЛАБОРАТОРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ИНСТРУМЕНТ

1. Макеты редукторов задних мостов автомобилей.
2. Схемы редукторов задних мостов.
3. Штангенциркуль.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Изучить общие сведения.
2. Получить у преподавателя в качестве задания главную передачу автомобиля.
3. Определить тип главной передачи и дифференциала автомобиля.
4. Изучить устройство главной передачи и дифференциала

автомобиля.

5. Составить кинематическую схему главной передачи и дифференциала и определить их передаточные числа.

6. Составить отчет.

СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Цель работы.

2. Общие сведения.

3. Кинематические схемы главной передачи и дифференциала.

4. Выводы по лабораторной работе.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какое назначение главной передачи?

2. Каким требованиям должна удовлетворять главная передача и дифференциал?

3. Классификации главных передач.

4. Конструктивные особенности одинарных главных передач
5. конструктивные особенности двойных с центральными редукторами главных передач.

6. Конструктивные особенности двойных с разнесенными редукторами главных передач.

7. Конструктивные особенности двухступенчатых главных передач.

8. Как определить передаточное число гипоидной и конической главных передач?

9. Как определить передаточное число планетарной колесной передачи?

10. Назначение дифференциала.

11. Конструктивные особенности шестеренчатых дифференциалов.

12. Конструктивные особенности дифференциалов повышенного трения – кулачковых и червячных.

ПРИВОД К ВЕДУЩИМ КОЛЕСАМ

ЦЕЛЬ РАБОТЫ:

1. Изучить конструктивные особенности привода ведущих колес с помощью цельных валов полуосей и карданных передач.
2. Изучить конструктивные особенности полуразгруженной, разгруженной на три четверти и полностью разгруженной ведущих полуосей автомобиля.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Главная передача с дифференциалом и полуосями осуществляет привод к ведущим колесам, принципиальная схема которого зависит от типа направляющего устройства подвески (рисунок 43).

В случае цельной балки моста (рисунок 43, а) картер главной передачи может быть укреплен непосредственно к балке или являться ее составной частью, а полуоси представляют собой валы, полностью или частично разгруженные от поперечных усилий со стороны колес. Такая схема получила широкое распространение из-за простоты и малой стоимости конструкции. Однако в этой схеме отмечаются большие неподрессоренные массы, что приводит к повышенным инерционным нагрузкам на упругие и амортизирующие узлы подвески.

Картер главной передачи может быть укреплен на раме или основании несущего кузова. Балка моста обеспечивает параллельное и соосное расположение колес (рисунок 43, б). Полуоси не испытывают действие поперечных усилий и представляют собой валы с двумя карданными шарнирами. Полуоси должны иметь скользящее шлицевое соединение для компенсации изменения расстояния между шарнирами при относительных перемещениях моста и рамы. В таких конструкциях при сохранении зависимой подвески снижается масса неподрессоренных частей. Картер главной передачи может быть укреплен на раме, а колеса перемещаются независимо одно от другого (рисунок 43, в). В зависимости от схемы

подвески колесо может перемещаться параллельно плоскости симметрии автомобиля или качаться по дуге относительно фиксированной оси, пересекающейся с осью главной передачи. В первом случае полуоси не испытывают действия поперечных сил и представляют собой валы с двумя карданными шарнирами, а во втором — полуоси обычно несут поперечную нагрузку и имеют один карданный шарнир, центр которого расположен на оси качания колеса.

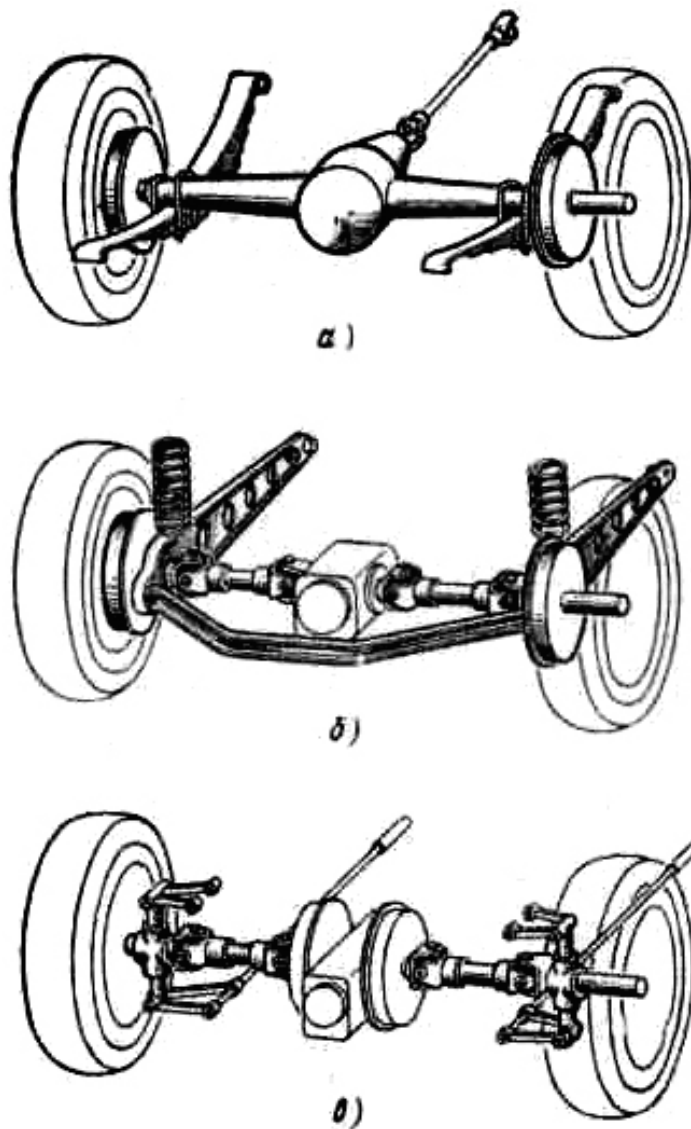


Рисунок 43 - Приводы к ведущим колесам автомобиля

а – с жесткой балкой; б – с поддрессоренной главной передачей и дополнительной жесткой осью; в – с поддрессоренной главной передачей и независимой подвеской

Передача крутящего момента от дифференциала к ведущим колесам в зависимости от типа подвески колес осуществляется с помощью цельных валов полуосей или карданных передач. Полуоси применяются в приводе ведущих неуправляемых колес; карданные передачи с простыми карданными шарнирами - в приводе неуправляемых колес с поддресоренной главной передачей; карданные передачи с синхронными шарнирами - в приводе управляемых колес. Привод к ведущим колесам должен обеспечить отсутствие пульсации момента и частоты вращения, как к неуправляемым, так и к управляемым колесам при полном ходе колеса, допускаемого подвеской автомобиля.

Полуоси ведущего моста с жесткой балкой (рисунок 44) в зависимости от испытываемых полуосью нагрузок условно делятся на полуразгруженные (рисунок 44, а), на три четверти разгруженные (рисунок 44, б) и полностью разгруженные (рисунок 44, в).

Полуразгруженная полуось имеет внешнюю опору, установленную внутри балки моста (рисунок 45). При этом со стороны колеса полуось воспринимает все усилия и моменты, действующие от дороги. Полуразгруженные полуоси имеют наиболее простую конструкцию и поэтому широко применяются на легковых автомобилях. Обычно в таких конструкциях отсутствует ступица колеса; ее заменяет фланец полуоси, к которому непосредственно прикреплены диск колеса и тормозной барабан. Наружный конец полуоси опирается на шариковые или роликовые конические подшипники, которые передают как нормальные, так и осевые усилия. При использовании шариковых подшипников для передачи осевой силы одного из направлений на полуось запрессовывается запорное кольцо.

На три четверти разгруженная полуось (рисунок 46) имеет внешнюю опору между ступицей колеса и балкой моста. При этом изгибающие моменты от реакций R_z , P_k и R_y (см. рисунок 44, б) воспринимаются одновременно и полуосью, и балкой моста через подшипник. Доля нагрузок, приходящихся на полуось, зависит от конструкции подшипника и его жесткости. Боковая сила R_y нагружает подшипник моментом $R_y \cdot r_k$, который вызывает перекося подшипника и резко снижает срок его службы. Вследствие указанных недостатков полуоси такого типа применяют редко.

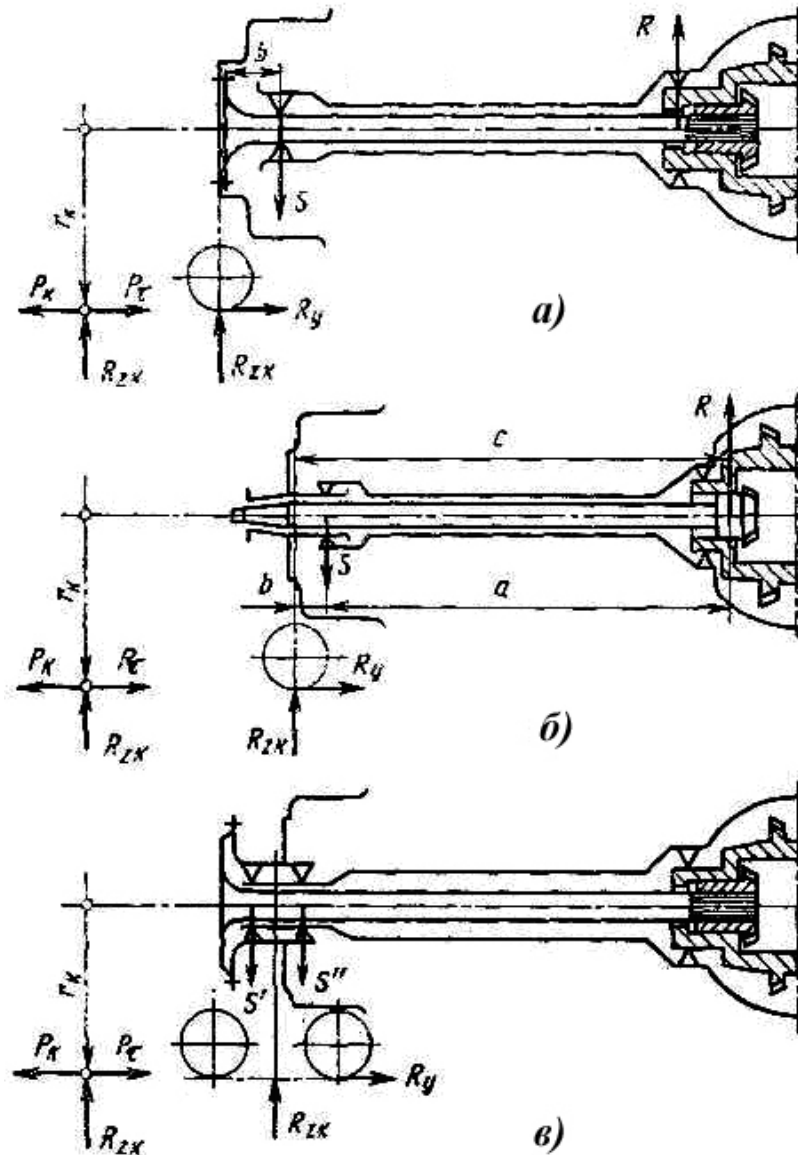


Рисунок 44 - Расчетная схема действующих сил на полуоси неразрезных мостов:

а – в - полуоси соответственно полуразгруженная, разгруженная на три четверти и разгруженная полностью

Полностью разгруженная полуось имеет внешнюю опору со ступицей колеса, установленную на разнесенных двух роликовых или радиально-упорных шариковых подшипниках (рисунок 47). Полуось теоретически нагружается только крутящим моментом, передаваемым от дифференциала к колесам. Однако вследствие упругой деформации балки моста, технологической несоосности

ступицы колеса и полуосевой шестерни дифференциала, неперпендикулярности плоскости фланца к оси полуоси возможно возникновение деформации изгиба полуоси. Напряжение изгиба составляет 5 – 70 МПа.

На рисунке 48 приведена конструкция привода к управляемым колесам легкового автомобиля с полуразгруженной полуосью и кулачковым шарниром.

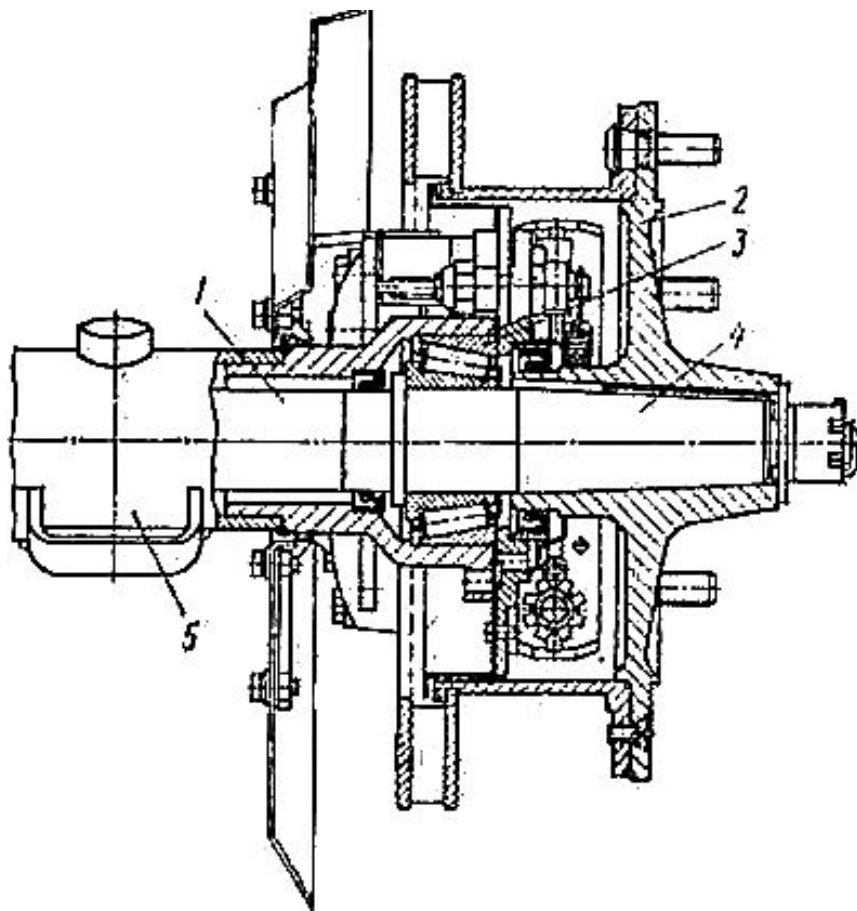


Рисунок 45 - Соединение полуразгруженной полуоси с колесом
1 – полуось; 2 – ступица колеса; 3 – подшипник; 4 – конусное крепление ступицы колеса; 5 – балка ведущего моста

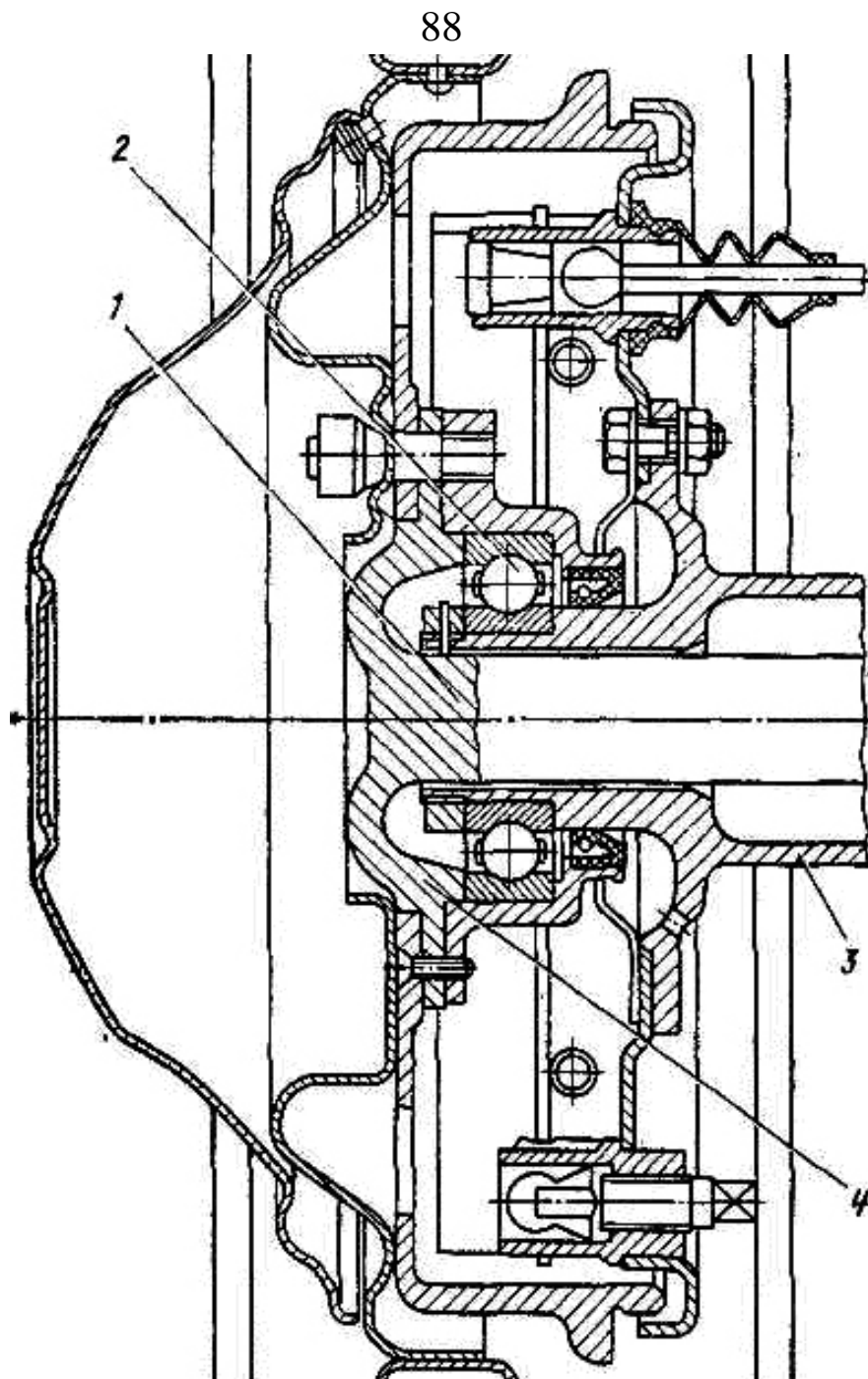


Рисунок 46 - Соединения разгруженной на три четверти полуоси с колесом

1 – полуось; 2 – подшипник; 3 – балка ведущего моста; 4 – фланец полуоси

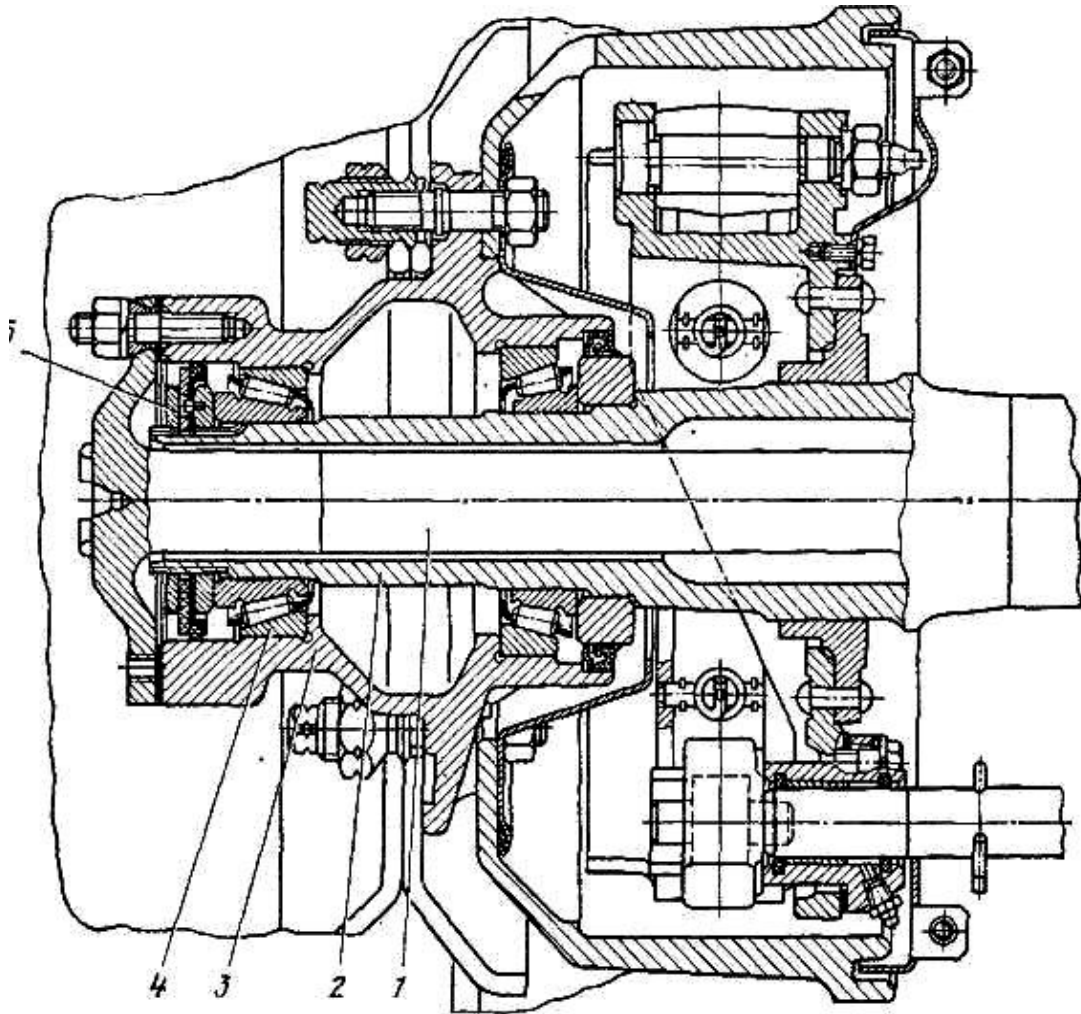


Рисунок 47 - Соединения разгруженной полуоси со ступицей
колеса

1 – полуось; 2 – балка ведущего моста; 3 – ступица; 4 – подшипник; 5 – крепление ступицы колеса

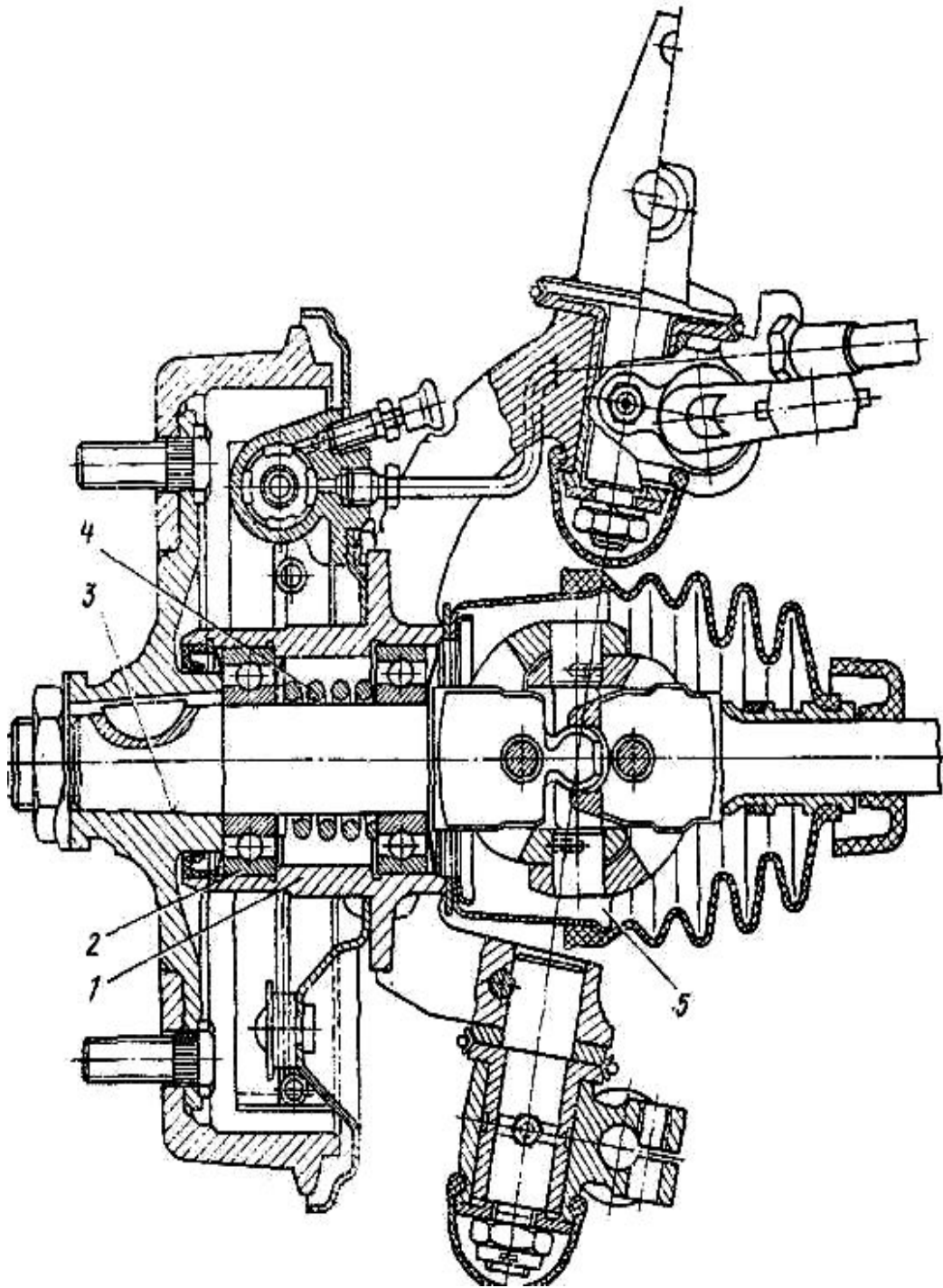


Рисунок 48 - Привод к ведущим и управляемым колесам
легкового автомобиля

1 - ступица колеса; 2 - подшипник; 3 - полуось; 4 - пружина; 5 - шарнир равных угловых скоростей

ЛАБОРАТОРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ИНСТРУМЕНТ

1. Схемы приводов ведущих колес автомобилей.
2. Макеты приводов ведущих колес автомобилей.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Изучить общие сведения.
2. Получить у преподавателя в качестве задания привод ведущих колес автомобиля.
3. Определить тип привода ведущих колес и изучить его устройство.
4. Составить кинематическую схему привода ведущих колес.
5. Составить отчет.

СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Цель работы.
2. Общие сведения.
3. Кинематическая схема привода ведущих колес автомобиля.
4. Выводы по лабораторной работе.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. От чего зависит принципиальная схема привода к ведущим колесам?
2. В каком приводе ведущих колес применяются полуоси?
3. В каком приводе ведущих колес применяются карданные передачи с простыми карданными шарнирами?
4. В каком приводе ведущих колес применяются карданные передачи с синхронными шарнирами?
3. Как условно делятся полуоси ведущего моста с жесткой балкой в зависимости от испытываемых полуосью нагрузок?
4. Перечислить конструктивные особенности полуразгруженной

ведущей полуоси автомобиля.

5. Перечислить конструктивные особенности разгруженной на три четверти ведущей полуоси автомобиля.

6. Перечислить конструктивные особенности полностью разгруженной ведущей полуоси автомобиля.

УПРАВЛЯЕМЫЙ МОСТ. УПРАВЛЯЕМЫЙ ВЕДУЩИЙ МОСТ

ЦЕЛЬ РАБОТЫ:

1. Изучить конструктивные особенности управляемого моста.
2. Изучить конструктивные особенности управляемого ведущего моста.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Мостом называется узел автомобиля, соединяющий колеса одной оси между собой и через подвеску с несущей системой. Мост воспринимает от колес силы и реактивные моменты, возникающие в результате взаимодействия колес с дорогой, и передает их поддрессоренной части.

Функционально мосты подразделяют на ведущие, управляемые, управляемые ведущие и поддерживающие.

Управляемый мост состоит из балки и поворотных кулаков, шарнирно соединенных с ней при помощи шкворней. Поворотные кулаки, выполненные вместе с цапфами подшипников ступиц колес и фланцами для крепления опорных дисков или суппортов тормозных механизмов, воспринимают и передают на балку вертикальные, боковые и продольные реакции, действующие в точке контакта колеса с опорной поверхностью, а также реактивные тормозные моменты, возникающие в опорных дисках или суппортах тормозных механизмов, которые передаются на поддрессоренную часть через элементы подвески.

Управляемый мост должен удовлетворять перечисленным ниже требованиям:

- обеспечивать стабилизацию и иметь развал управляемых колес;
- обеспечивать необходимые углы поворота кулаков впереди назад;
- допускать пониженное расположение силового агрегата, что

Оси шкворней наклонены в поперечной и продольной плоскостях для обеспечения стабилизации управляемых колес. Колеса установлены с углами развала и схождения для того, чтобы уменьшить сопротивление качению и износ шин.

На полноприводных автомобилях управляемый мост выполняют одновременно ведущим (рисунок 51).

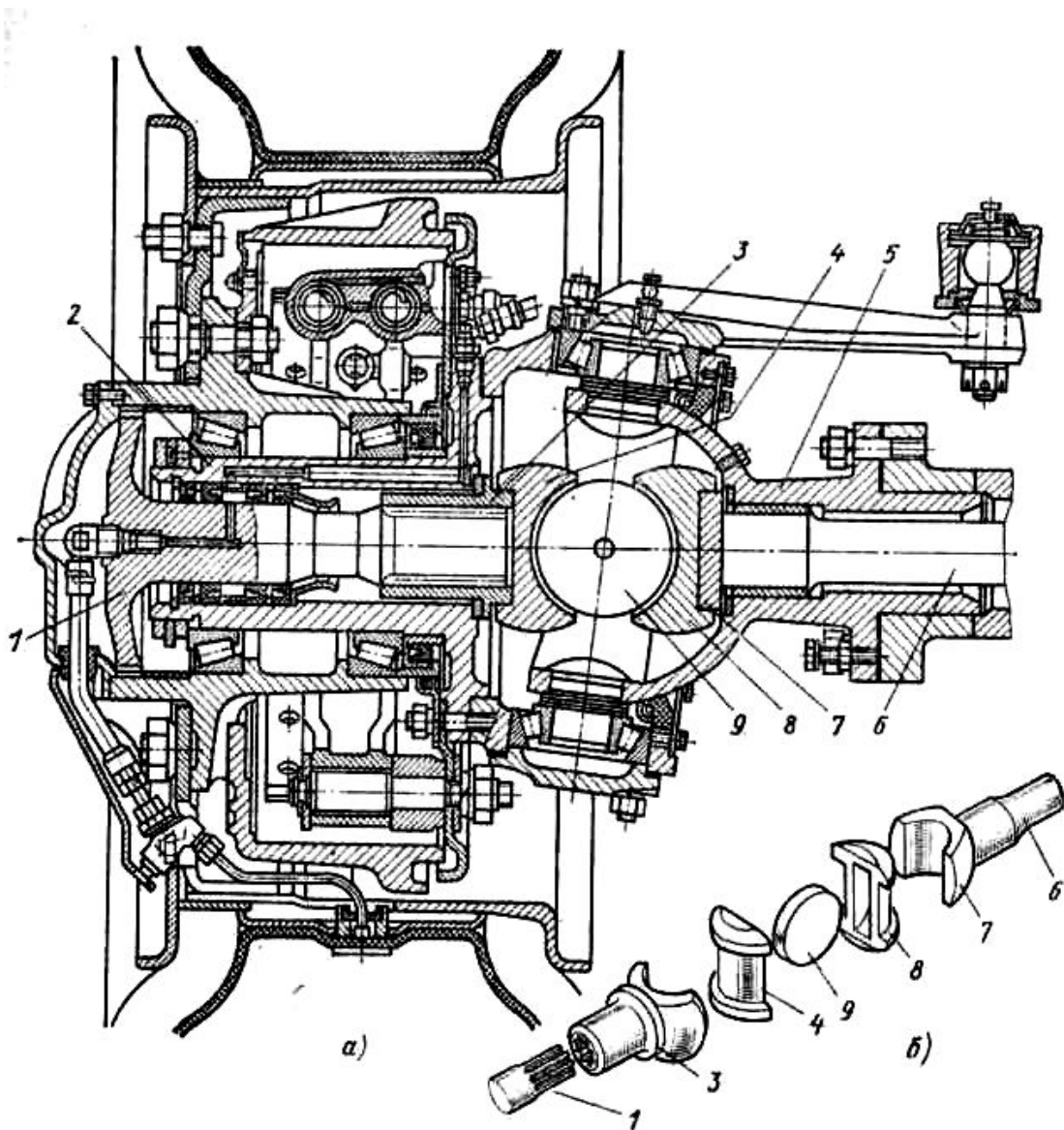


Рисунок 51 - Привод переднего колеса автомобиля с кулачковым карданным шарниром

а – общий вид; б – детали кулачкового шарнира; 1 и 6 – полуоси; 2 – поворотная цапфа; 3 и 7 – вилки; 4 и 8 – кулачки; 5 – шаровая опора; 9 – диск

Обычно управляемый ведущий мост бывает несимметричным, так как главная передача и дифференциал должны быть смещены вправо или влево от плоскости симметрии автомобиля, чтобы обеспечить необходимый зазор между масляным картером двигателя и карданной передачей, соединяющей главную передачу этого моста с раздаточной коробкой.

Балки управляемых ведущих мостов выполняют цельными или разъемными, сварными штампованными или литыми. На концах балки имеются фланцы, к которым болтами укрепляют шаровые опоры поворотного устройства управляемых колес. Шаровая опора имеет два соосно расположенных радиальных отверстия, используемых для центровки коротких, приваренных к шаровой опоре шипов, исполняющих функции шкворня. Шипы располагают на шаровой опоре так, чтобы получить необходимые углы поперечного и продольного наклонов шкворня.

Поворотные кулаки обычно выполняют сборными, состоящими из корпуса и цапфы с фланцем. Корпус кулака устанавливают на шипах шаровой опоры с помощью роликовых конических подшипников. В центральные отверстия шаровой опоры и цапфы запрессовывают втулки из антифрикционного материала, используемые для центровки шарнира равных угловых скоростей.

ЛАБОРАТОРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ИНСТРУМЕНТ

1. Макеты управляемых мостов автомобилей.
2. Схемы управляемых мостов автомобилей.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Изучить общие сведения.
2. Получить у преподавателя в качестве задания управляемый мост автомобиля.
3. Изучить устройство управляемого моста автомобиля.
4. Составить кинематическую схему управляемого моста автомобиля.

5. Составить отчет.

СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Цель работы.
2. Общие сведения.
3. Кинематическая схема управляемого моста автомобиля.
4. Выводы по лабораторной работе.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какой узел автомобиля называется мостом?
2. Как функционально подразделяют мосты?
3. Каким требованиям должен удовлетворять управляемый мост?
4. На каких автомобилях управляемый мост выполняют одновременно ведущим?
5. Почему обычно управляемый ведущий мост бывает несимметричным?
6. Перечислить конструктивные особенности управляемого моста.
7. Перечислить конструктивные особенности управляемого ведущего моста.

ПОДВЕСКА АВТОМОБИЛЯ

ЦЕЛЬ РАБОТЫ:

Изучить устройство и конструктивные особенности различных схем подвесок автомобилей.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ.

Подвеска соединяет раму или кузов с агрегатами ходовой части, воспринимает динамические нагрузки со стороны дороги, обеспечивает плавность хода автомобиля.

К подвескам предъявляют следующие требования: обеспечение оптимальных частоты колебаний кузова и амплитуды затухания колебаний; противодействие крену автомобиля при повороте, разгоне и торможении; стабилизация углов установки направляющих колес, соответствие кинематики колес при повороте кинематике рулевого механизма, простота устройства и технического обслуживания, надежность.

Составные части подвески: упругие элементы, направляющие устройства, амортизаторы. В автомобиле различают подрессоренные массы: кузов (раму) и все, что к нему крепится, и неподрессоренные массы: колеса, некоторые части подвески.

Упругие элементы воспринимают и гасят динамические нагрузки со стороны дороги. Различают рессорные (листовые, витые пружинные, торсионные), пневматические (резинокордные баллоны, диафрагменные, комбинированные), гидropневматические и резиновые (работают на кручение или сжатие) упругие элементы.

Наиболее распространены листовые рессоры. Они просты в изготовлении и ремонте. В них нет рычажных направляющих приспособлений в отличие от пружинных и торсионных рессор. Листовые рессоры бывают трех типов (рисунок 52. I.): полуэллиптические (а), кантилеверные (б) и четвертные (в). Форма набора листов соответствует эпюре изгибающих моментов, т.е. рессора представляет собой балку равного сопротивления. Крепление

рессор первых двух типов асимметричные, что обеспечивает сопротивление крену и «клевкам» при торможении. Коэффициент асимметрии $e = (l_2 - l_1)/l = 0,1 \dots 0,3$. Коэффициент деформации полуэллиптической рессоры $\delta = 1,45 \dots 1,25$.

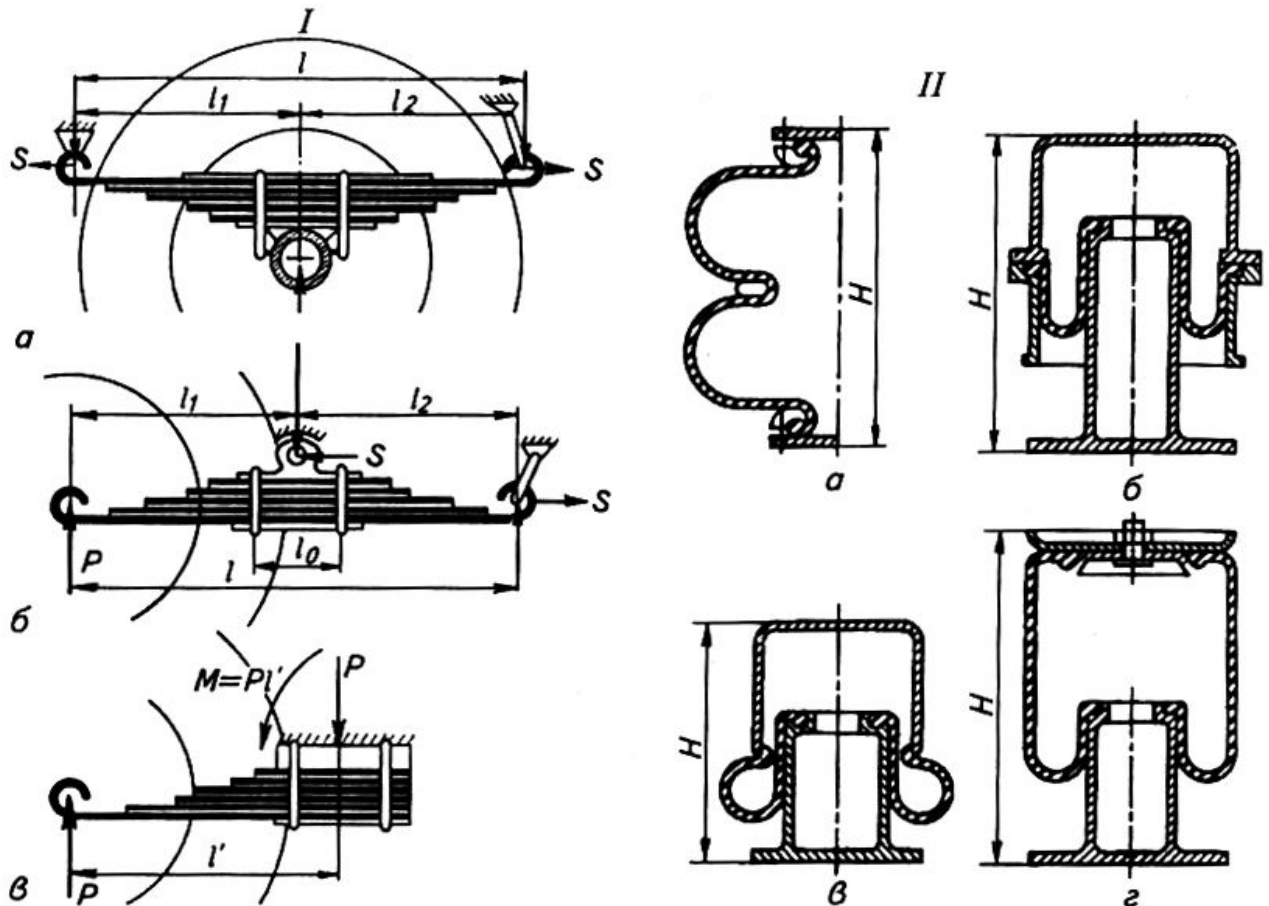


Рисунок 52 - Схемы упругих элементов подвесок

I – листовые рессоры: а – полуэллиптическая; б – кантилеверная; четвертная; II – пневмоэлементы: а – двухсекционный; б, в – диафрагменные; г – рукавный.

Спиральные рессоры (пружины) применяют на легковых автомобилях при независимой подвеске колес. Цилиндрические пружины имеют линейную характеристику, а конические – прогрессивную.

Торсионы представляют собой вал или пучок валов, скручивающийся во время воздействия дороги на подвеску. Их применяют при независимой подвеске колес многоосных

автомобилей, в прицепах и малолитражных автомобилях. Энергия упругой деформации торсионов в 2...3 раза больше, чем у листовых рессор.

Упругие пневматические элементы наиболее часто применяют на автомобилях с меняющейся подрессоренной массой (автобусах, контейнеровозах, трейлерах и т.п.). Характеристика пневматической подвески нелинейная, параметры которой можно менять за счет изменения давления воздуха. Высокая плавность хода может быть получена при относительно малых перемещениях масс кузова и неподрессоренной части. Меняя давление воздуха, можно регулировать положение кузова относительно дороги, а при независимой подвеске - дорожный просвет.

Баллонные и диафрагменные упругие элементы (рисунок 52. П.) изготавливают из двухслойных резинокордных оболочек. Для корда используют капрон или нейлон, для наружного слоя баллона маслостойкую резину, для внутреннего слоя - каучук. Для баллонов (рисунок 52. П, а) характерна высокая герметичность. Однако для работы с ними на низкочастотных колебаниях применяют дополнительные резервуары. Применяя диафрагменные и рукавные элементы (рисунок 52. П, б, в, г), можно получить низкую собственную частоту подвески. Для работы этих элементов требуются меньший объем воздуха. Однако вследствие трения их оболочки о поршень они быстрее изнашиваются.

Гидропневматические элементы телескопического типа передает давление газовой подушке через жидкость. Эти устройства компактнее пневматических, так как работают при давлении до 20 МПа.

Стабилизаторы. При повороте автомобиля под действием центробежной силы кузов наклоняется, положение центра масс изменяется, что может привести к опрокидыванию. Для компенсации этого явления подвеска должна иметь угловую жесткость в поперечном направлении, что достигается установкой стабилизаторов. Часто стабилизатор представляет собой торсион, который при наклоне кузова закручивается. На легковых автомобилях стабилизатор устанавливают на переднем мосту и редко - на заднем. Иногда функцию стабилизатора на задней подвеске выполняет U-образная задняя балка (в автомобилях ВАЗ).

Направляющее устройство воспринимает продольные и боковые силы и моменты. Схема направляющего устройства определяет зависимую и независимую подвески.

При зависимой подвеске (рисунок 53, а) оба колеса жестко соединены с балкой моста. При изменении положения одного из колес по высоте меняется угол λ . В этом случае при вращении колеса возникает гироскопический эффект, стремящийся вернуть ось в предыдущее положение, что приводит к износу шин и осей.

При независимой подвеске (рисунок 53, б...д) каждое колесо поддресорено отдельно. При однорычажной подвеске (рисунок 53, б) в системе также действует гироскопический эффект. При двухрычажной подвеске параллелограммной (рисунок 53, в) и трапециевидной с рычагами разной длины (рисунок 53, г) углового перемещения колес λ нет, но возникает боковое смещение Δl , которое приводит к боковому износу колес.

На легковых автомобилях широко применяют рычажно-телескопическую подвеску «качающаяся свеча» (рисунок 53, д). Она обеспечивает незначительное изменение колеи и развала колес имеет малую массу, большое расстояние между опорами правого и левого колес, большой ход по высоте.

Балансирные подвески (рисунок 54) применяют на многоосных автомобилях.

Подвески с коротким балансиром (рисунок 54, а) используют на полуприцепах и автомобилях с колесной формулой 6×2 . В подвеске, изображенной на рисунке 54, б, под листовой рессорой установлен большой балансир, а над ним - реактивные тяги (в автомобилях МАЗ). В схеме на рисунке 54, в сама рессора является балансиром, а сверху и снизу установлены реактивные штанги, ограничивающие продольные перемещения мостов (в автомобилях ЗИЛ, КАЗ, КрАЗ, УралАЗ).

Амортизаторы поглощают энергию колебаний рессор, кузова и колес. Различают гидравлические, газонаполненные и комбинированные амортизаторы.

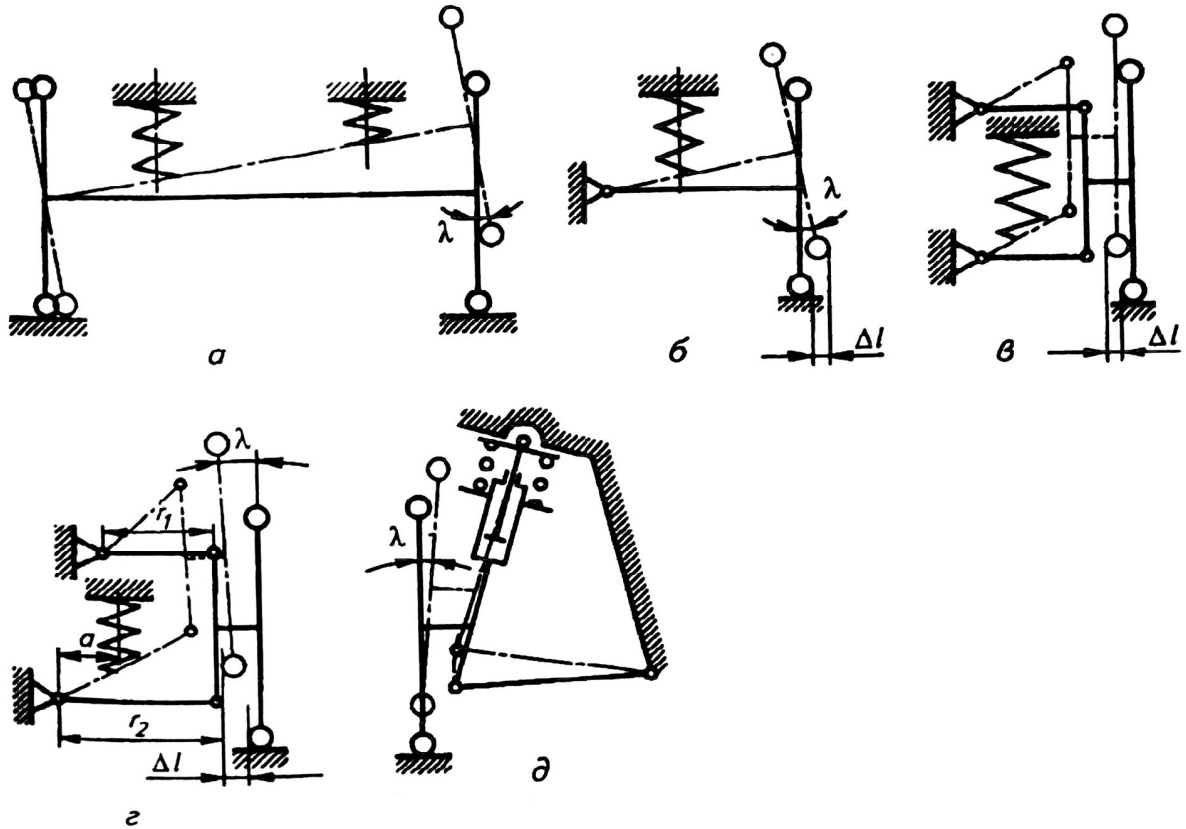


Рисунок 53 - Схемы подвесок

а – зависимая; б – независимая однорычажная; в, г – независимые двухрычажные с рычагами одинаковой и разной длины; д – независимая рычажно-телескопическая.

Амортизаторы гасят колебания подрессоренной и непрессоренной масс автомобиля за счет дросселирования жидкости через калиброванные отверстия в специальных шайбах. Образующаяся теплота трения жидкости рассеивается через корпус амортизатора. В независимых подвесках амортизатор часто используют как направляющий элемент.

Требования к амортизаторам: обеспечение плавности хода автомобиля, его устойчивости и управляемости; уменьшение крена кузова при резком торможении и разгоне; предотвращение отрыва колес от дороги при толчках. Различают амортизаторы одностороннего действия, которые гасят колебания при ходе отбоя рессоры, и двустороннего действия, которые гасят колебания и при сжатии, и при ходе отбоя рессоры. Сопротивление протеканию

жидкости при ходе сжатия в 2...5 раз меньше, чем при ходе отбоя, т. е. основную энергию колебания при ходе сжатия воспринимает рессора, а при ходе отбоя - амортизатор.

По конструкции амортизаторы бывают рычажные и телескопические, а по применяемому в них материалу сжатия - жидкостные, газонаполненные и комбинированные. В основном применяют телескопические амортизаторы, так как у них небольшие давление (2,5...5 МПа по сравнению рычажными, у которых 10...20 МПа) и масса, значительный ресурс, а допустимый установочный угол наклона менее 45° .

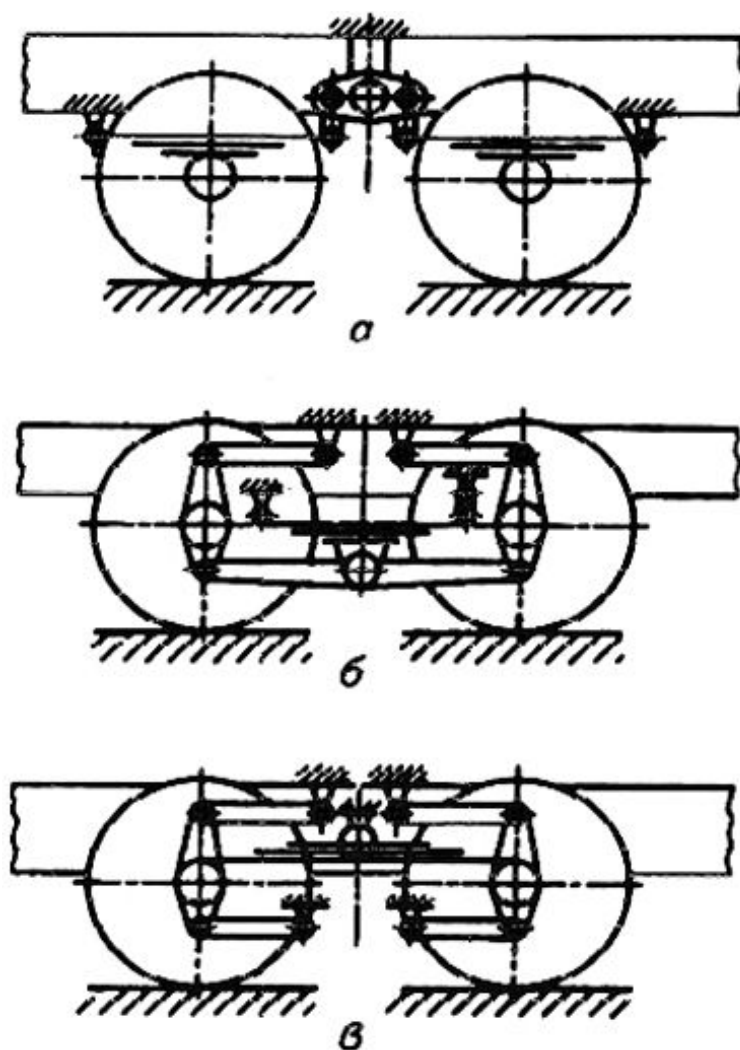


Рисунок 54 - Схемы балансирных подвесок

а – четырехрессорная с балансиром; б – двухрессорная с балансирной балкой; в – с балансирными рессорами и реактивными штангами.

Телескопический двухтрубный амортизатор состоит из рабочего цилиндра 7 (рисунок 55) и резервуара. Полость В между ними заполняется амортизаторной жидкостью, вытесняемой из полости рабочего цилиндра. В верхней части амортизатора установлено уплотнение штока (сальник) из маслобензостойкой резины, поджатой конической пружиной. Сальник имеет ряд кольцевых гребешков, которые служат гидравлическим уплотнением.

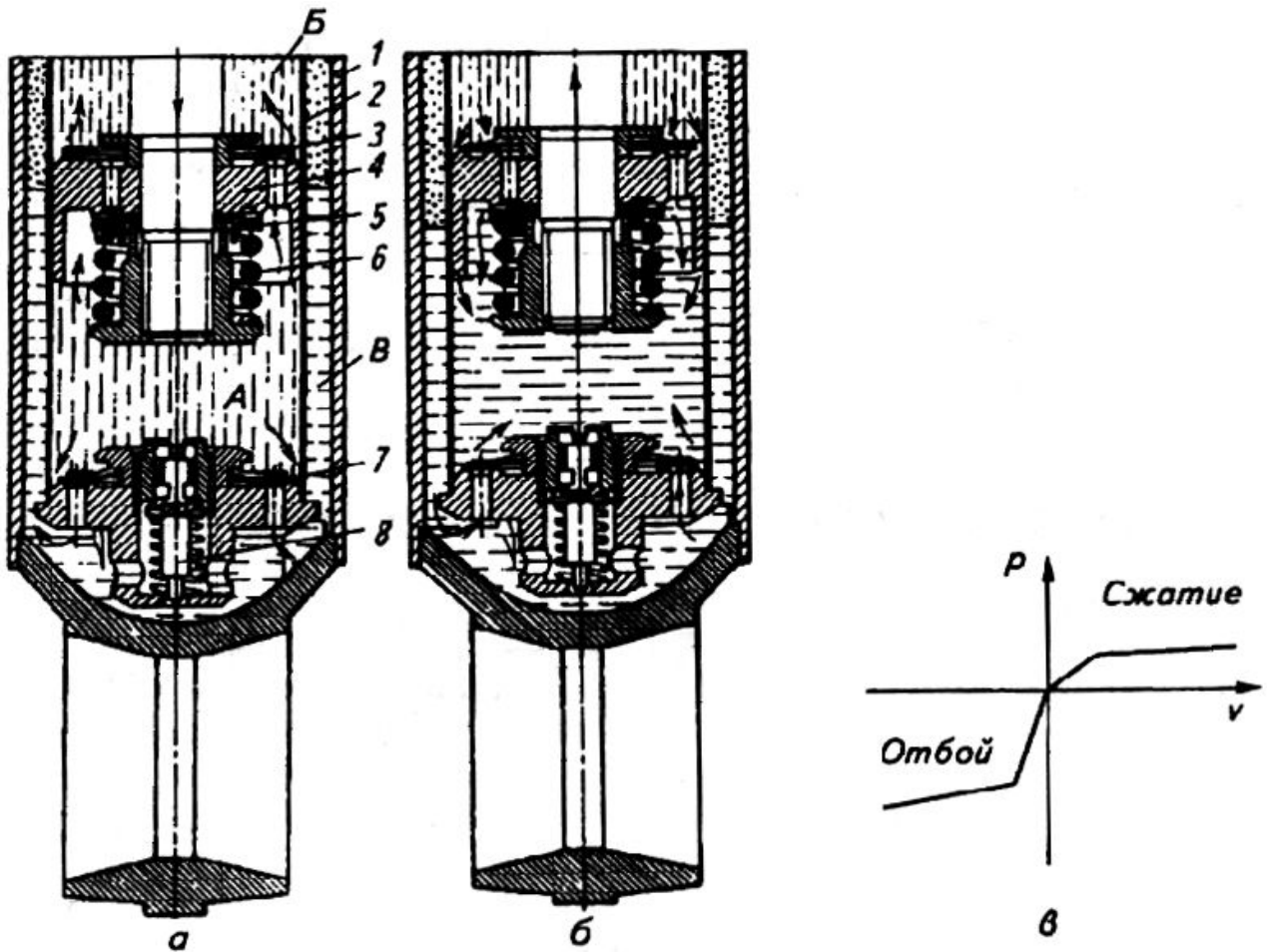


Рисунок 55 - Схема работы амортизатора

а – сжатие рессоры; б – отбой рессоры; в – характеристика амортизатора; А, Б, В – полости; 1- рабочий цилиндр, 2 – корпус резервуара, перепускной клапан, 4 – поршень, 5 – клапан отбоя, 6 – пружина, 7 – всасывающий клапан, 8 – разгрузочный клапан.

При сжатии рессоры поршень 4 (рисунок 55, а) движется вниз, выжимая жидкость из полости А в полость Б через перепускной клапан 3. При малой скорости поршня жидкость проходит через отверстия перепускного клапана, а при большой - добавочно открывается разгрузочный клапан 8. Проходя через отверстия клапанов, жидкость дросселируется, создавая сопротивление движению поршня. Объем жидкости, соответствующий объему штока, вытесняется в корпус резервуара.

При ходе отбоя рессоры поршень перемещается вверх (рисунок 55, б), жидкость закрывает клапан 3, открывает клапан отбоя 5, создавая значительное сопротивление перетеканию жидкости из полости Б в полость А. Освободившийся объем полости А, соответствующий объему штока, заполняется жидкостью из резервуара через всасывающий клапан 7.

Характеристика амортизатора нелинейная (рисунок 55, в). Основное количество энергии поглощается при ходе отбоя - гасятся колебания рессоры. У легковых автомобилей различие сопротивлений сжатия и отбоя меньше, чем у грузовых.

Плавность хода определяется частотой и амплитудой колебаний кузова (рамы). Для получения хорошей плавности хода собственная частота колебаний подрессоренной массы должна быть минимальная. Собственную частоту ω определяют исходя из статического $f_{ст}$ прогиба подвески:

$$\omega = \sqrt{g / f_{ст}},$$

где g - ускорение силы тяжести.

Статический прогиб и динамический ход подвесок определяются типом автомобиля. Так, для легковых автомобилей статический прогиб составляет 10...18 см, а динамический ход - 10...14 см. Частота колебаний их подрессоренной массы 0,8 ... 1,2 Гц. У грузовых автомобилей статический прогиб и динамический ход одинаковые - 6 ... 12 см, а частота колебаний 1,2 ... 1,9 Гц. Характеристика подвески должна обеспечивать оптимальную частоту колебаний, близкую к частоте колебаний человека при ходьбе. На плавность хода существенно влияет упругая

характеристика подвески (рисунок 56)

В подвеске с линейной характеристикой статический прогиб пропорционален нагрузке. Такую характеристику имеют металлические упругие элементы (рессоры). Пневматические элементы имеют прогрессивную характеристику 3 (квадратичная зависимость). Их жесткость и частота возрастают с увеличением нагрузки.

При регрессивной характеристике прогиб зависит от нагрузки в степени 0,5 - это нижняя часть кривой 2. Преимущество регрессивной характеристики - большое сопротивление крену (при медленном перемещении кузова), прогрессивной характеристики — хорошее поглощение мелких неровностей и лучшее предотвращение отрыва колеса от дороги при больших скоростях хода рессор.

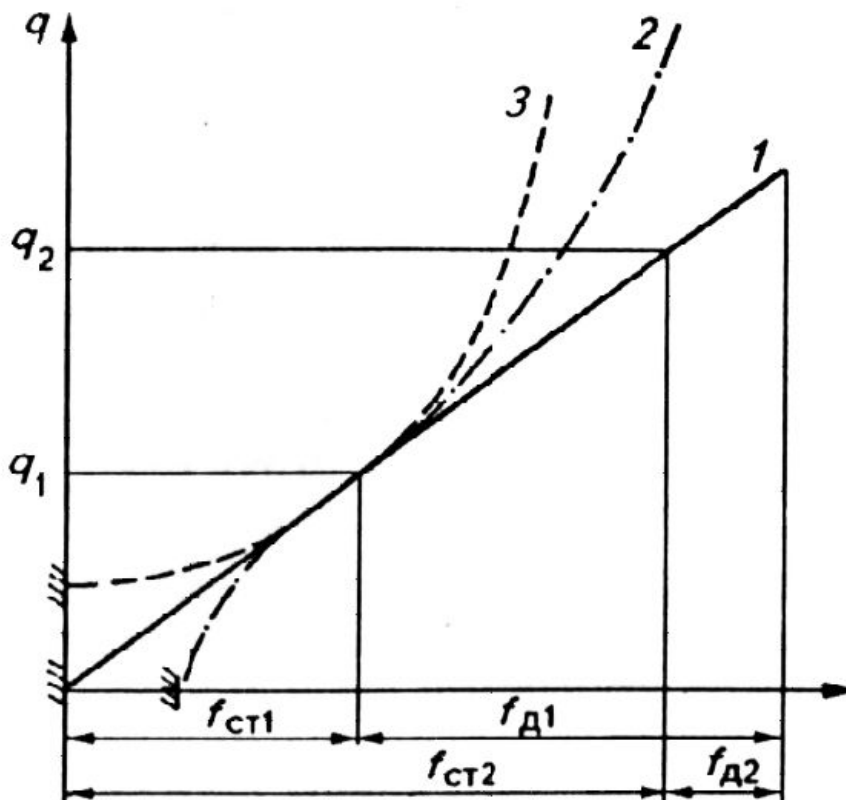


Рисунок 56 - Характеристики подвесок

1 — постоянной жесткости; 2 — переменной жесткости; 3 — прогрессивная; q — нагрузка, f — прогиб.

Желательно иметь подвеску с прогрессивно-регрессивной характеристикой. Тогда при прямом ходе (ход сжатия) подвеска работает по прогрессивной характеристике, а при обратном (ход отбоя) — по регрессивной.

ЛАБОРАТОРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ИНСТРУМЕНТ

1. Комплект спиральных рессор (пружин).
2. Стенд для определения жесткости упругих элементов.
3. Набор грузов.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Изучить общие сведения.
 2. Получить у преподавателя в качестве задания пружины подвески автомобиля.
 3. Установить пружину на стенд.
 4. Последовательно нагружая пружину установить ее сжатие.
 5. Результаты измерений занести в таблицу.
 6. По результатам измерений построить характеристики упругих элементов в координатах $p = f(f)$.
 7. Указать характер характеристики каждого из исследуемых упругих элементов.
5. Составить отчет.

Сжатие образца f , см	Масса груза p , кг				
		5	10	15	20
Образец 1					
Образец 2					
Образец 3					

СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Цель работы.

2. Общие сведения.
3. Таблица с результатами измерений.
4. Характеристика упругих элементов в координатах $p = f(f)$.
5. Выводы по лабораторной работе.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Для чего предназначены подвески и их составные части?
2. Какие показатели определяют плавность хода автомобилей?
3. Чем различаются зависимые и независимые подвески?
4. Какие преимущества имеет подвеска «качающаяся свеча»?
5. Каково назначение реактивных тяг подвески, стабилизатора, амортизатора?
6. Как работает амортизатор при ходе сжатия и отбоя?
7. В чем преимущество газонаполненного амортизатора?

ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ

Цель работы:

1. Изучить виды и назначение тормозных систем автомобиля;
2. Изучить конструкцию тормозных механизмов, применяемых на автомобиле;
3. Изучить виды и устройство тормозных приводов.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Тормозная система предназначена для снижения скорости движения автомобиля вплоть до полной остановки и обеспечения его неподвижности во время стоянки. В процессе торможения кинетическая энергия автомобиля переходит в работу трения между фрикционными накладками и тормозным барабаном или диском, а также между шинами и дорогой.

К тормозным системам предъявляют следующие требования: обеспечение эффективного торможения; сохранение устойчивости автомобиля при торможении; стабильные тормозные свойства; высокая эксплуатационная надежность; удобство и легкость управления, определяемые усилием, прикладываемым к педали или рычагу, и их ходом.

Современные автомобили и автопоезда должны иметь рабочую, запасную и стояночную тормозные системы. Грузовые автомобили и автопоезда полной массой свыше 12 т, а автобусы массой свыше 5 т, предназначенные для эксплуатации в горных районах, дополнительно должны иметь вспомогательную тормозную систему.

Рабочая тормозная система предназначена для управления скоростью автотранспортного средства (АТС) и его остановки с необходимой интенсивностью. У современных автомобилей она является основной системой и воздействует на ее рабочие органы - колесные тормоза.

Запасная тормозная система предназначена для уменьшения скорости и остановки АТС при отказе рабочей тормозной системы.

Стояночная тормозная система служит для удержания АТС в не подвижном состоянии. Она воздействует на колесные тормоза рабочей тормозной системы или специальный дополнительный тормоз, связанный с трансмиссией автомобиля.

Вспомогательная тормозная система предназначена для уменьшения энергонагруженности тормозных механизмов рабочей тормозной системы, например при движении на длинных спусках. Она состоит из моторного или трансмиссионного тормоза-замедлителя.

Тормозная система состоит из тормозных механизмов и тормозного привода.

Тормозные механизмы. К тормозным механизмам предъявляют следующие требования: эффективность действия; стабильность эффективности торможения при изменении скорости, числа торможений, температуры трущихся поверхностей; высокий механический КПД; плавность действия; автоматическое восстановление номинального зазора между трущимися поверхностями; высокая долговечность.

По форме вращающихся элементов различают барабанные и дисковые тормозные механизмы.

Барабанный тормозной механизм (рисунок 57) состоит из барабана 12, колодок 3, опорного диска 7 (суппорта), опоры 2 колодок, разжимного устройства и регулятора зазоров.

В барабанных тормозных механизмах применяют разжимные устройства трех типов: S-образный кулак, клин и гидроцилиндр (рисунок 58).

Гидроцилиндры бывают одно- и двухпоршневые. Тормозные механизмы с разжимным клином по сравнению с механизмами, имеющими разжимной кулак более эффективны и для них требуются меньшие приводные усилия, вследствие чего можно применять ресиверы меньшей емкости. Однако они более трудоемки в изготовлении.

Дисковые тормозные механизмы применяют на легковых автомобилях и реже — на грузовых. Они могут быть открытые и закрытые, одно- и многодисковые, со сплошным и вентилируемым диском.

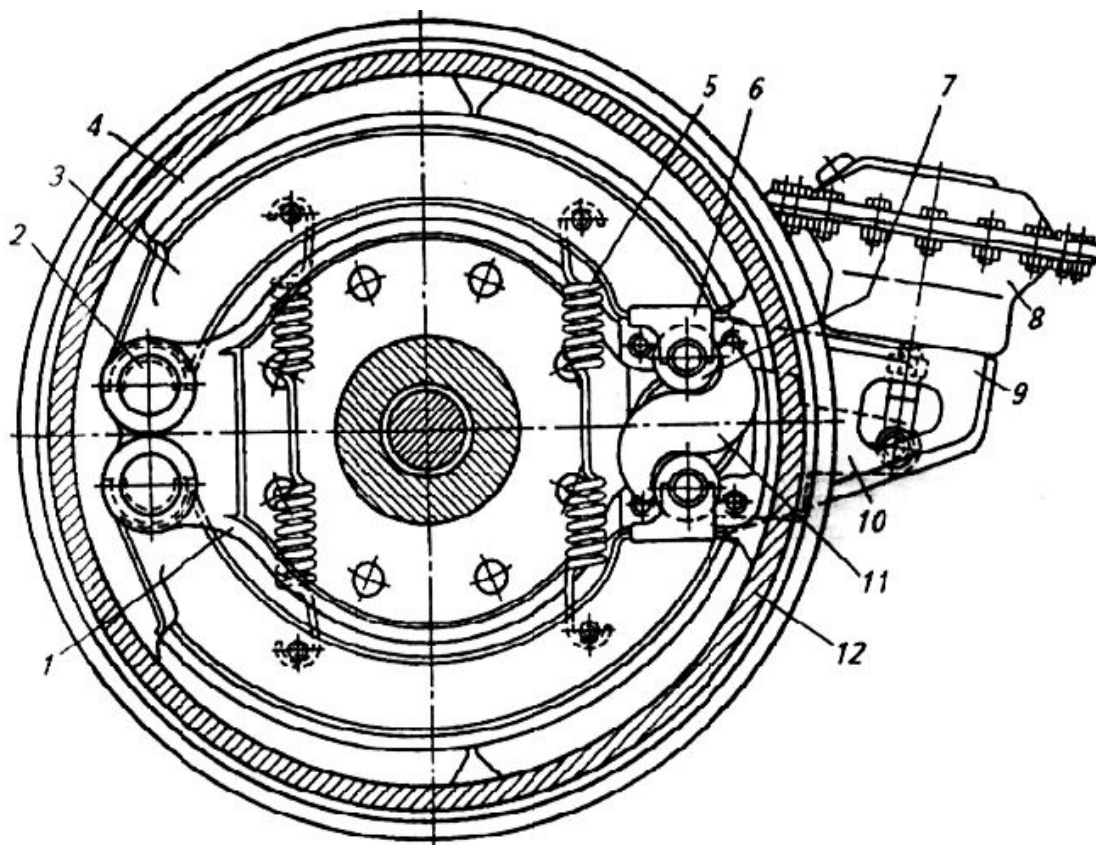


Рисунок 57 - Барабанный тормозной механизм

1 - суппорт; 2 - опора колодки; 3 - колодка; 4 - фрикционная накладка; 5 - оттяжная пружина; 6 - опора ролика; 7 - ролик; 8 - тормозная камера; 9 - кронштейн тормозной камеры; 10 - регулировочный рычаг; 11 - разжимной кулак; 12 - тормозной барабан

В зависимости от способа крепления скобы различают дисковые тормозные механизмы с фиксированной и плавающей скобой.

Дисковый механизм с фиксированной скобой обеспечивает большее приводное усилие и повышенную жесткость механизма. В центре скобы 1 (рисунок 59) размещен тормозной диск 9, по обеим сторонам которого находятся колесные тормозные цилиндры 2. Внутри тормозного цилиндра находятся поршень 8 с уплотнительным кольцом 7 и пылезащитный чехол 5. Полости тормозных цилиндров трубопроводом 3 сообщаются с главным тормозным цилиндром. При торможении давление в тормозных цилиндрах повышается и поршни, перемещаясь, прижимают

накладки 10 к вращающемуся диску 9. Тормозные колодки 6 удерживаются в скобе 1с помощью пальцев 4.

После прекращения торможения давление в тормозных цилиндрах падает, и поршни за счет упругости уплотнительных колец 7 отходят от колодок. Колодки, в свою очередь, отходят от тормозного диска из-за его биения. Следовательно, специального устройства для отвода колодок и регулировки зазора в механизме не требуется.

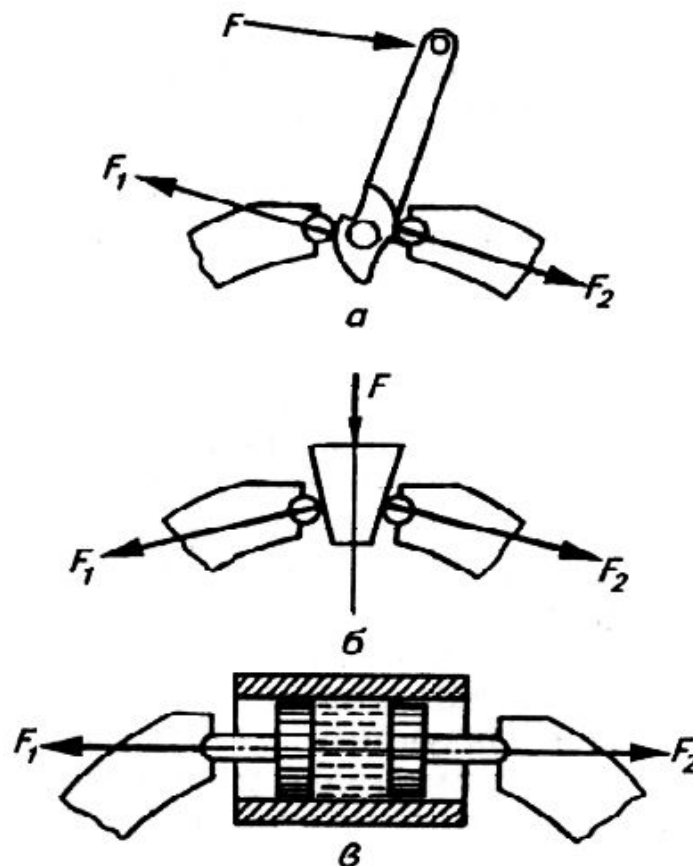


Рисунок 58 - Типы разжимных устройств барабанных тормозных механизмов

а - кулак; б - клин; в - гидроцилиндр; F_1 и F_2 - силы, действующие на тормозные колодки

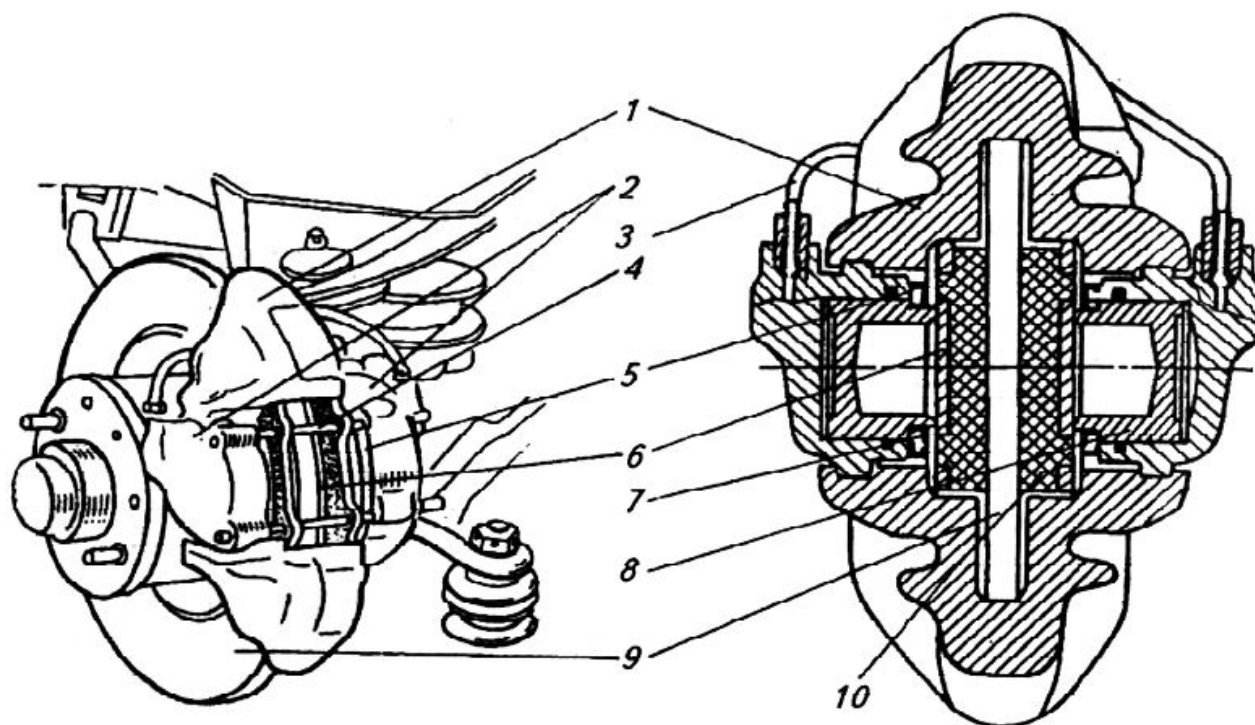


Рисунок 59 - Дисковый тормозной механизм с фиксированной скобой

1 - скоба; 2 - тормозные цилиндры; 3 - трубопровод; 4 - палец; 5 - защитный чехол; 6 - тормозная колодка; 7 - уплотнительное кольцо; 8 - поршень; 9 - диск; 10 - фрикционная накладка

Дисковый механизм с плавающей скобой (рисунок 60). Тормозной цилиндр установлен в скобе с одной стороны тормозного диска. Скоба может перемещаться по направляющим штифтам в суппорте совместно с другой тормозной колодкой. При торможении поршень прижимает к диску одну из колодок. В результате возникшей реакции скоба перемещается в противоположном направлении и прижимает к диску вторую реактивную колодку.

Недостаток дискового механизма с плавающей скобой: возможное одностороннее изнашивание накладки и диска со стороны колесного цилиндра при деформации и коррозии направляющих.

Тормозные диски изготавливают, как правило, из чугуна. Применяют также биметаллические диски, выполняемые с фрикционным слоем из серого чугуна и с алюминиевым или медным основанием. В качестве накладок используют формованные и прессованные материалы на асбокаучуковой основе, а также

спеченные материалы.

Преимущества дисковых тормозных механизмов по сравнению с барабанными: меньше зазоры между дисками и колодками в незаторможенном состоянии, а, следовательно, выше быстродействие; выше стабильность при эксплуатационных колебаниях коэффициента трения фрикционной пары; меньше масса и габаритные размеры; равномернее изнашивание фрикционных накладок; лучше условия теплоотвода.

К недостаткам дисковых тормозных механизмов относятся трудность обеспечения герметизации и повышенная интенсивность изнашивания фрикционных накладок.

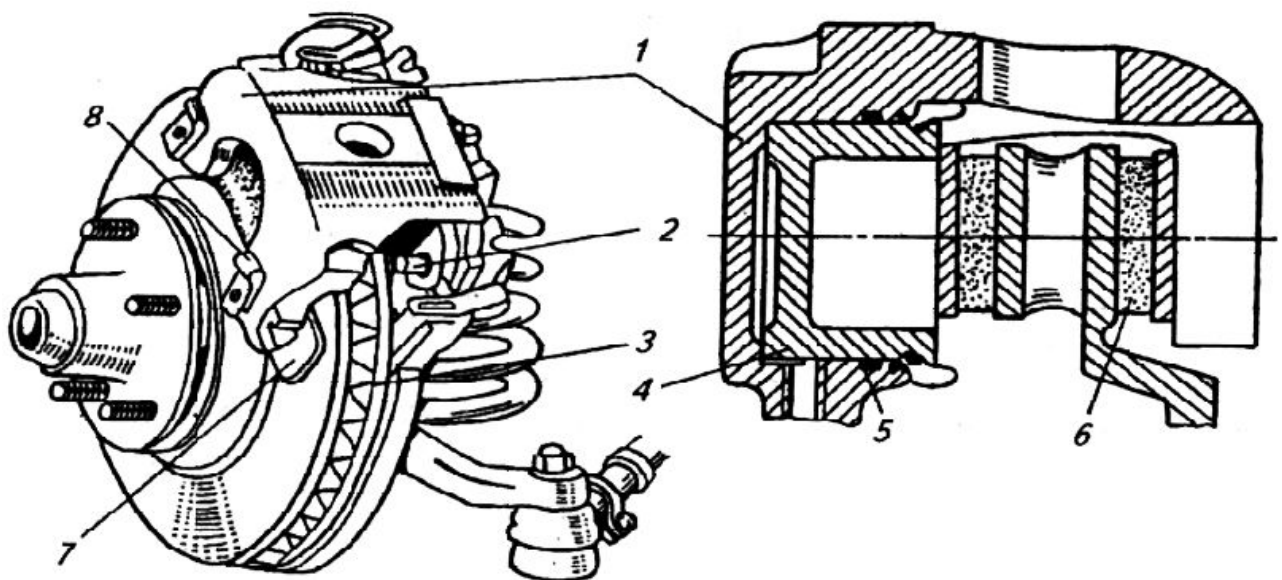


Рисунок 60 - Дисковый тормозной механизм с плавающей скобой

1 - скоба; 2 - направляющие штифты; 3 - суппорт; 4 - поршень; 5 - уплотнительное кольцо; 6,7 - колодки; 8 - пластинчатая пружина

Тормозные приводы. К тормозным приводам автомобилей предъявляют следующие основные требования:

- обеспечение следящего действия, т. е. на режимах торможения и оттормаживания тормозные моменты, развиваемые тормозными механизмами, должны быть пропорциональны усилию, приложенному водителем к тормозной педали, и перемещению ее;

- время срабатывания при торможении не более 0,6 с, при оттормаживании 1,2 с;
- наличие в приводе рабочей тормозной системы не менее двух независимых контуров, чтобы в случае повреждения какой-либо части привода обеспечивалась остаточная эффективность рабочей тормозной системы не менее 50 % предписанной;
- обеспечение автоматического торможения прицепа в случае его отрыва от тягача.

Схемы наиболее распространенных двухконтурных тормозных приводов показаны на рисунке 61. Тормозные приводы могут быть гидравлические, пневматические и комбинированные. Пневматический привод, при котором тормозные механизмы приводятся в действие за счет использования энергии сжатого воздуха, применяют в тормозных системах грузовых автомобилей средней и большой грузоподъемности и автобусах.

В легковых автомобилях особо малого и малого классов, а также в грузовых автомобилях и автобусах полной массой до 1 т применяют гидравлические приводы, приводимые в действие водителем. Гидравлические приводы могут быть оснащены вакуумным, пневматическим или гидравлическим усилителем, который облегчает управление тормозной системой.

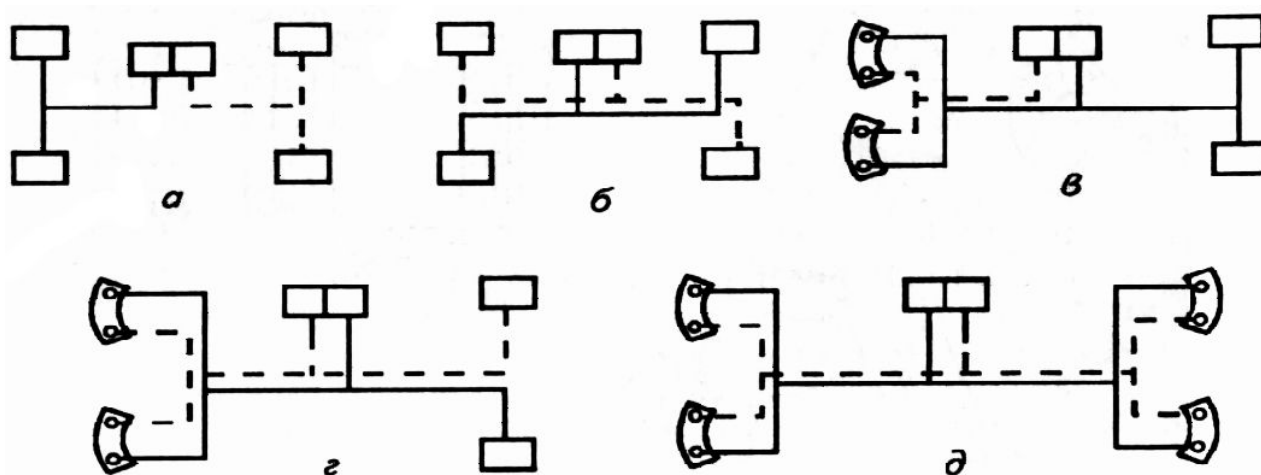


Рисунок 61 - Схема двухконтурных тормозных приводов
 а - по осям; б - диагональная; в - с дублированием передних тормозов; г - с дублированием передних тормозов и раздельным управлением каждого заднего; д - с полным дублированием по осям.

мостам

На грузовых автомобилях и автопоездах большой и особо большой грузоподъемности используют комбинированные тормозные приводы (пневмогидравлические и электропневматические).

Применение пневмопривода облегчает и упрощает управление тормозной системой, создает возможность использования сжатого воздуха для различных целей. Однако изготовление и обслуживание пневмопривода сложнее, чем гидропривода. У него выше стоимость, больше время срабатывания и затраты мощности двигателя на привод компрессора.

Регуляторы тормозных сил. Их основное назначение - ограничение тормозных сил на задних колесах для предотвращения юза и возможного заноса. Управляющими параметрами регулятора являются давление в главном тормозном цилиндре и нагрузка на заднюю ось.

Автоматические антиблокировочные системы. Блокирование колес при торможении приводит к потере устойчивости автомобиля, повышенному износу шин, снижению эффективности торможения. Для устранения блокирования колес при торможении применяют антиблокировочные системы (АБС). Система АБС состоит из датчика угловой скорости колеса, электронного блока и модулятора давления. Сигнал от датчика поступает в электронный блок, где формируются сигналы управления, поступающие на модулятор. Разработано несколько пакетов программ, обеспечивающих быстрое растормаживание колеса в момент, когда оно начинает блокироваться, и последующее затормаживание колеса при значительном угловом ускорении его. В результате получается многоцикловое автоматическое растормаживание - торможение. В каждый цикл входит фаза автоматического растормаживания, выдержки и автоматического затормаживания.

Тормоза-замедлители. Тормозные механизмы многих автомобилей перегреваются при эксплуатации в горных районах, холмистой местности и городах с интенсивным движением. Увеличение размера, а, следовательно, и массы тормозов нежелательно, так как это приводит к увеличению размеров колес и неподрессоренных масс автомобиля.

Снижение теплонапряженности колесных тормозов с целью повышения безопасности движения, особенно на затяжных или крутых спусках и при больших скоростях движения, может быть достигнуто с помощью тормоза-замедлителя.

К тормозам-замедлителям предъявляют следующие требования: высокие надежность и эффективность; небольшая масса и малая стоимость; минимальное время срабатывания; возможность регулирования эффективности торможения; минимальное усложнение агрегатов трансмиссии; малые инерционные, вентиляционные и другие потери мощности; плавные включение и торможение.

На автомобилях применяют тормоза-замедлители трех типов: моторные, гидравлические и электродинамические.

Стояночный тормоз. Стояночная тормозная система предназначена для затормаживания автомобиля на уклоне до 25 % и может быть применена в качестве запасной при отказе рабочей тормозной системы.

В зависимости от места установки тормоза различают колесные и трансмиссионные стояночные системы.

ЛАБОРАТОРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ИНСТРУМЕНТ

1. Макет гидравлической тормозной системы автомобиля.
2. Набор ключей гаечных.
3. Штангенциркуль.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Изучить общие сведения.
2. Получить у преподавателя задание на выполнение лабораторной работы.
3. Изучить устройство гидравлической тормозной системы автомобиля.
4. Составить кинематическую схему гидравлического привода тормозной системы.

5. Отсоединить гидравлические трубки от главного и рабочих тормозных цилиндров.

6. Снять с макета главный и рабочий тормозные цилиндры и разобрать их.

7. Измерить штангенциркулем внутренние диаметры цилиндров.

8. Рассчитать передаточное число гидравлического привода тормозной системы.

9. Составить отчет.

СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Цель работы.
2. Общие сведения.
3. Кинематическая схема гидравлического привода тормозной системы автомобиля.
4. Расчет передаточного числа гидравлического привода тормозной системы автомобиля.
5. Выводы по лабораторной работе.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Для чего предназначена тормозная система?
2. Сколько и какие системы должны быть в современном автомобиле?
3. Какие требования предъявляют к тормозным системам?
4. Какие приводы тормозов применяют на автомобилях?
5. Перечислите типы тормозных механизмов?
6. Для чего необходим усилитель тормозов?
7. Назовите преимущества дисковых тормозных механизмов перед барабанными?
8. Из каких элементов состоит пневмопривод тормозов?
9. Для чего необходимы регулятор тормозных сил и автоматические антиблокировочные системы?
10. С какой целью устанавливают тормоза-замедлители?

РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ

ЦЕЛЬ РАБОТЫ:

1. Изучить конструкцию рулевого управления.
2. Изучить виды и устройство рулевых механизмов.
3. Изучить устройство усилителей руля.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Рулевое управление предназначено для обеспечения движения автомобиля по заданному водителем направлению. Оно в значительной степени обеспечивает безопасность движения. В связи с этим к рулевому управлению предъявляют высокие требования: обеспечение минимального радиуса поворота с целью получения хорошей маневренности автомобиля; легкость управления, оцениваемая усилием на рулевом колесе; силовое и кинематическое следящее действие, т. е. пропорциональность между усилием на рулевом колесе и моментом сопротивления повороту управляемых колес и заданное соответствие между углом поворота рулевого колеса и углом поворота управляемых колес; предотвращение передачи ударов на рулевое колесо при наезде управляемых колес на препятствие; качение управляемых колес с минимальным боковым уводом и скольжением при повороте автомобиля; стабилизация повернутых управляемых колес, обеспечивающая их возвращение в положение, соответствующее прямолинейному движению, при отпущенном рулевом колесе; отсутствие автоколебаний управляемых колес при работе автомобиля в любых условиях и на любых режимах движения; высокая надежность всех узлов и деталей.

На большинстве автомобилей управление осуществляется поворотом управляемых колес. Управление при помощи складывания в горизонтальной плоскости элементов транспортных средств применяют в автопоездах, состоящих из одноосных автомобиля-тягача и прицепа, например МоАЗ-6401-9585. Управление при помощи торможения колес одного борта или их

вращением в сторону, противоположную движению, применяется только на некоторых многоосных автомобилях.

В зависимости от принятого в стране направления движения. Различают левое и правое рулевое управление. Левое управление принято в странах с правосторонним движением (Россия, США и др.), а правое управление - в странах с левосторонним движением (Великобритания, Япония и др.).

В двух- и трехосных автомобилях, как правило, делают управляемыми передние колеса. Для повышения маневренности и проходимости иногда делают управляемыми и колеса задней оси. В четырехосных автомобилях управляемыми могут быть колеса передних двух осей или передней и задней осей.

Рулевое управление состоит из рулевого механизма и рулевого привода (рисунок 62). Рулевой механизм служит для передачи усилия от водителя к рулевому приводу и для увеличения вращающего момента, приложенного к рулевому колесу. Составные части механизма: рулевое колесо 1, вал 9 и редуктор 8. Рулевой привод предназначен для передачи усилия от рулевого механизма к управляемым колесам и обеспечения необходимого соотношения между углами их поворота. Рулевой привод состоит из системы рычагов и тяг с шарнирами: сошки 7, продольной тяги 6, рычага 5, поворотной цапфы 4, поперечной тяги 3 и поворотных рычагов 2. Рычаги 2 и поперечная тяга 3 вместе с балкой моста образуют рулевую трапецию.

Рулевые механизмы. Существует несколько типов рулевого механизма: червяк - ролик, червяк - сектор, винт - шариковая гайка и шестерня - рейка.

Рулевой механизм типа червяк - ролик обеспечивает наименьшие потери на трение. Благодаря этому требуется меньшее усилие водителя на управление и снижается износ деталей.

На автомобилях большей грузоподъемности применяют рулевой механизм типа червяк - сектор с большей поверхностью зацепления или механизм с двумя рабочими парами типа винт - гайка и рейка - сектор.

Реечные рулевые механизмы все чаще применяют на легковых автомобилях. Их преимущества: простота и компактность конструкции, наименьшая стоимость по сравнению с другими

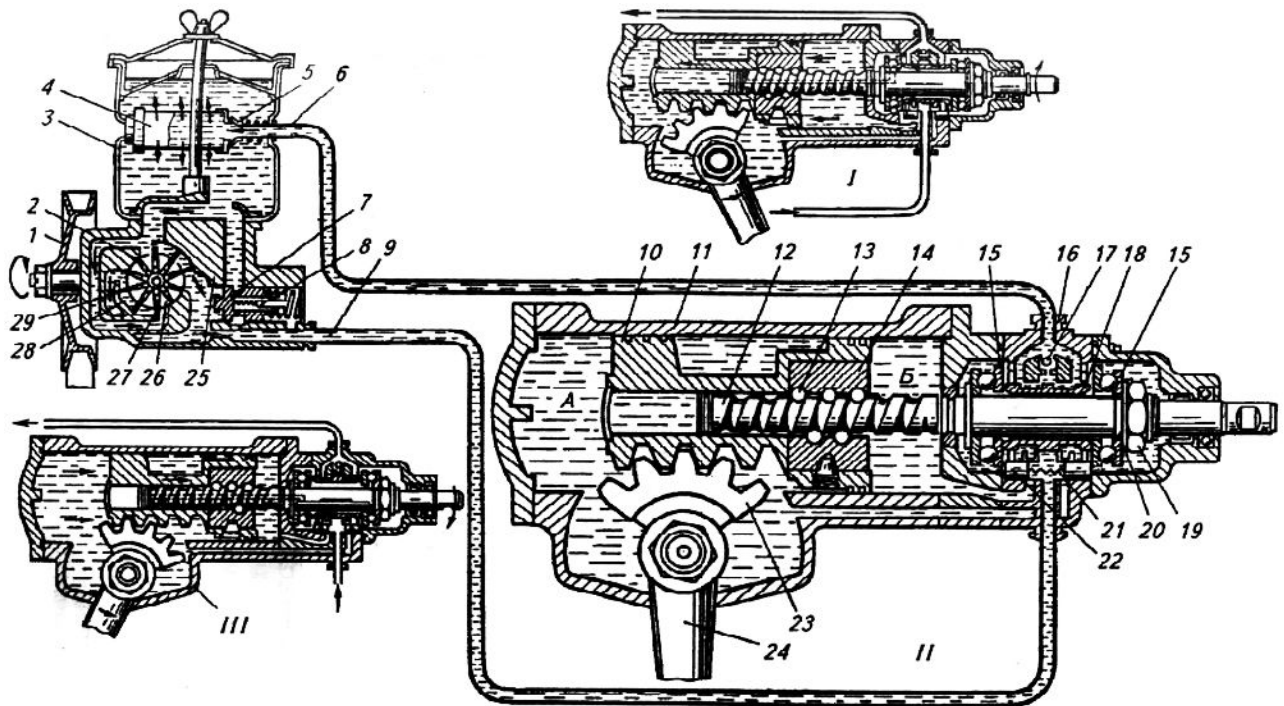


Рисунок 64 - Рулевой механизм типа винт-гайка и рейка-сектор
 I - поворот направо; II - нейтральное положение; III - поворот налево; 1 - шкив привода насоса; 2 - насос гидроусилителя; 3 - бачок насоса; 4 - фильтр; 5 - предохранительный клапан фильтра; 6 - линия слива; 7 - перепускной клапан; 8 - предохранительный клапан; 9 - трубопровод высокого давления; 10 - поршень-рейка; 11 - картер рулевого механизма; 12 - винт; 13 - шарик; 14 - шариковая гайка; 15 - упорные шарикоподшипники; 16 - корпус клапана управления; 17 - обратный клапан; 18 - золотник; 19 - регулировочная гайка; 20 - пружинная шайба; 21 - пружина реактивного плунжера; 22 - реактивный плунжер; 23 - зубчатый сектор; 24 - сошка; 25 - статор насоса; 26 - ротор насоса; 27 - полость всасывания; 28 - полость нагнетания; 29 - лопасти

На рисунке 65 показан реечный рулевой механизм автомобиля ВАЗ-2108. В приливах картера 18 рулевого механизма на роликовом 29 и шариковом 31 подшипниках установлена приводная шестерня 30, которая находится в зацеплении с рейкой 17. Рейка поджимается к шестерне пружиной 40 через упор 39, пружина упирается в гайку 41 со стопорным кольцом 38. Другим концом рейка опирается на втулку 16 с двумя уплотнительными кольцами 15.

механизма с левой стороны надевается защитный колпачок 28, с правой стороны напрессовывается труба, имеющая продольный паз. Через паз трубы и отверстия защитного чехла 11 проходят болты 7 крепления тяг 6 и 8 рулевого привода к рейке. Болты проходят через резинометаллические шарниры 14, запрессованные в головку наконечников тяг, и соединительную пластину 12. Фиксируются болты стопорной пластиной 13. Ход рейки в одну сторону ограничивается кольцом, напрессованным на рейку, а в другую сторону — втулкой резинометаллического шарнира тяги. При этом кольцо и втулка упираются в картер рулевого механизма.

Рулевой вал соединен с приводной шестерней 30 эластичной муфтой 20.

Усилители руля предназначены для снижения усилия на рулевом колесе и повышения безопасности движения автомобиля, так как помогают удерживать управляемые колеса в заданном положении при действии со стороны дороги неуравновешенных сил.

Конструкция усилителя должна удовлетворять ряду требований: обладать следящим действием, высокой чувствительностью и достаточным запасом динамической устойчивости, который выражается в отсутствии автоколебаний управляемых колес; обеспечивать возможность управления автомобилем в случае выхода усилителя из строя; не допускать включения усилителя от случайных воздействий со стороны дороги при прямолинейном движении.

Кинематическое слежение заключается в повороте управляемых колес в соответствии с поворотом рулевого колеса и его направлением. Силовое слежение обеспечивает пропорциональность усилия на рулевом колесе усилию, необходимому для поворота управляемых колес. Чувствительность усилителя оценивают по углу поворота рулевого колеса, соответствующему повышению давления в системе до максимального.

Различают гидравлические и пневматические усилители. Они состоят из источника энергии (блока питания), распределителя, исполнительного механизма и соединительных трубопроводов. Блок питания гидроусилителя представляет собой гидронасос с баком и аккумулятором, а пневмоусилителя - компрессор с ресиверами. С помощью распределителя осуществляется подвод энергии к исполнительному механизму - гидроцилиндру. В нем давление

жидкости или сжатого воздуха преобразуется в усилие на штоке, передающееся на управляемые колеса.

Насосы гидроусилителей рулевого управления должны обеспечивать: необходимую подачу, определяемую расчетной скоростью поворота рулевого колеса; требуемое давление; достаточные долговечность и безотказность.

Наиболее распространены пластинчатые (лопастные) насосы. Они развивают давление 6,5...8,5 МПа при частоте вращения $n_{\max} = 4800 \text{ мин}^{-1}$. Пластинчатый насос гидроусилителя рулевого управления, устанавливаемый на автомобилях ЗИЛ, изображен на рисунке 66. Статор 7 насоса имеет по две полости нагнетания и слива, которые разделены лопастями, вращающимися в пазах ротора 6. В крышке насоса размещен клапан расхода 1, ограничивающий подачу насоса с повышением частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Жиклер 5 обеспечивает перепад давления до и после него вследствие дросселирования. Перепад давления пропорционален квадрату расхода жидкости через жиклер и не зависит от давления в нагнетательной магистрали. Пружина 3 уравнивает создаваемое усилие на клапане 1. С увеличением частоты вращения ротора перепад давления также увеличивается и клапан сдвигается вправо, сжимая пружину 3 и перепуская часть жидкости во всасывающую магистраль. Внутри клапана расхода расположен предохранительный клапан 4, отрегулированный на давление 6,5 МПа.

На грузовых автомобилях большой грузоподъемности устанавливают шестеренные насосы НШ-10Е и НШ-46Д, развивающие максимальное давление 8 ... 10 МПа при $n_{\max} = 2300 \text{ мин}^{-1}$.

Шестеренный насос гидроусилителя (рисунок 67) состоит из корпуса 4, крышек 1 и 7, шестерен 3 и 5 и клапанной группы, обеспечивающей постоянный расход рабочей жидкости и ограничивающей максимальное давление в системе гидроусилителя. При вращении шестерен жидкость переносится из полости всасывания в полость нагнетания насоса. Основная деталь перепускного клапана - золотник 22, перемещающийся в направлении оси гильзы 14, установленной в отверстии задней крышки 1.

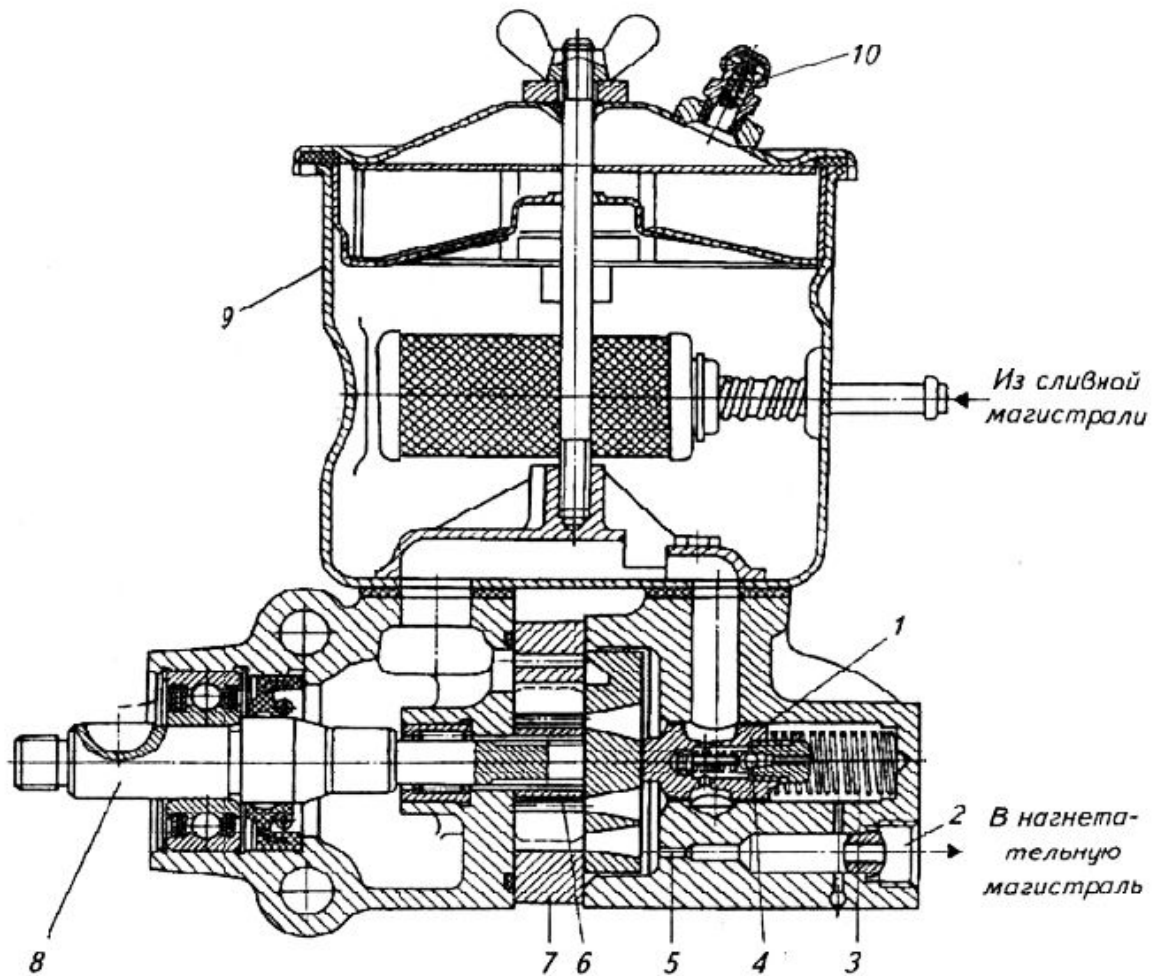


Рисунок 66 - Пластинчатый насос гидроусилителя рулевого управления

1 - клапан расхода; 2 - корпус; 3 - уравнивающая пружина; 4 - предохранительный клапан; 5 - жиклер; 6 - ротор; 7 - статор; 8 - приводной вал; 9 - бачок; 10 - сапун

Положение золотника определяется разностью усилий, действующих на противоположные торцы золотника. Одно из этих усилий создается пружиной 16, а другое — давлением рабочей жидкости, находящейся в полости А клапана. Эта полость соединена с полостью нагнетания насоса отверстием Б, и, следовательно, давление в полости А меняется с изменением частоты вращения коленчатого вала двигателя. При увеличении частоты вращения коленчатого вала давление в полости А увеличивается и золотник 22,

преодолевая усилие пружины 16, смещается в сторону пружины. При этом кромка золотника переходит за кромку гильзы и образуется щель, соединяющая через отверстие Г в крышке полость А клапана с полостью всасывания насоса. В результате полости нагнетания и всасывания насоса сообщаются между собой через отверстие Б в крышке насоса, полость А клапана, щель золотника и отверстие Г. Это позволяет сохранить неизменным расход жидкости в системе гидроусилителя, несмотря на увеличение частоты вращения коленчатого вала двигателя.

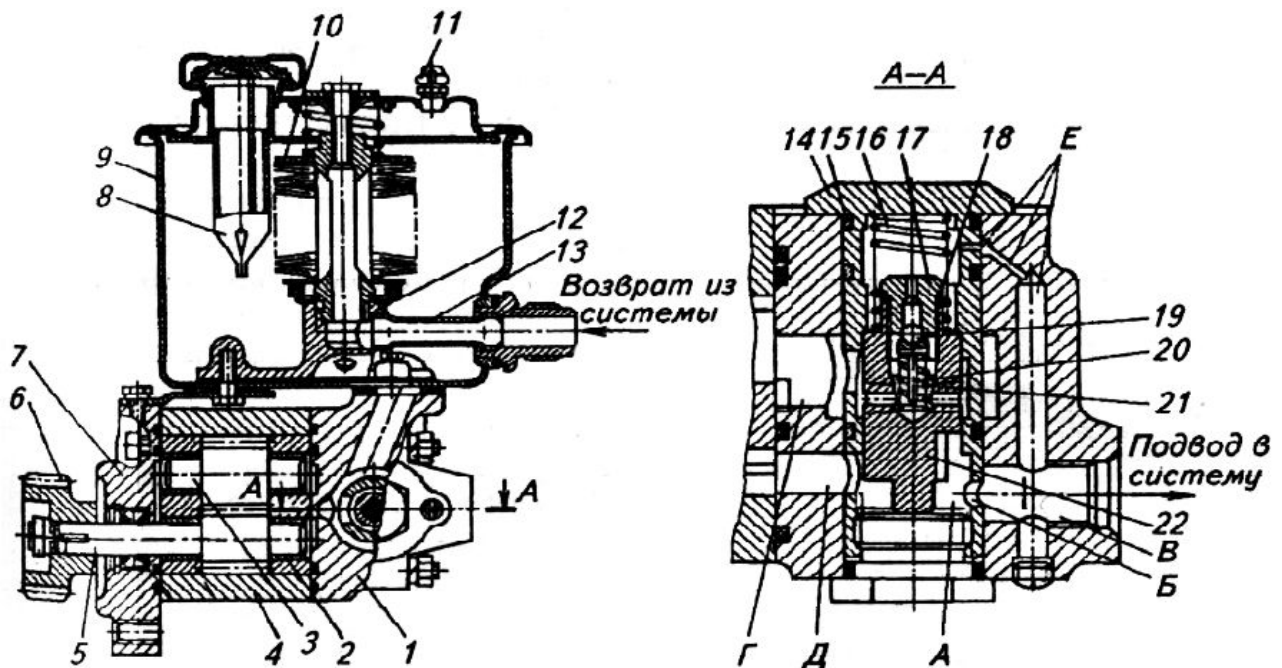


Рисунок 67 - Шестеренный насос гидроусилителя рулевого управления

А - полость перепускного клапана; Б - калиброванное отверстие; В - полость клапана; Г, Д - соединительные отверстия; Е - дренажные отверстия;

1, 7 - соответственно передняя и задняя крышки; 2 - подшипник скольжения; 3 - шестерня; 4 - корпус; 5 - вал-шестерня; 6 - колесо привода; 8, 10 - фильтры; 9 - бачок; 11 - предохранительный клапан; 12 - коллектор насоса; 13 - трубка бачка; 14 - гильза; 15 - уплотнительное кольцо; 16 - пружина; 17 - седло для клапана ограничения давления; 18 - регулировочная шайба; 19 - шарик клапана ограничения давления; 20, 21 - пружины клапана ограничения давления; 22 - золотник

Клапан ограничения давления срабатывает при давлении в напорной магистрали насоса больше 8,5...9 МПа. С напорной магистралью насоса соединена полость В клапана, которая, в свою очередь, сообщается с полостью А через калиброванное отверстие Б и с полостью гильзы 14 через дренажные отверстия Е. Увеличение давления в напорной магистрали вызывает повышение давления в полости В и, следовательно, в полости гильзы 14. Давление жидкости в полости гильзы создает усилие на торец золотника 22, которое действует в направлении закрытия перепускного клапана. Однако это же усилие открывает клапан ограничения давления, переместив шарик 19 и соответственно сжав пружину 21. Открывшийся клапан вызывает снижение давления в полости гильзы, что приводит к открытию перепускного клапана и падению давления в напорной магистрали насоса до требуемого значения. После этого клапан ограничения давления закрывается.

На рисунке 68 показана схема рулевого управления с усилителем. При повороте рулевого колеса 13, например, вправо, сошка 12 рулевого механизма 14 повернется по ходу часовой стрелки и сместит золотник 9 распределителя 8 назад по отношению к принятому направлению движения автомобиля. В результате жидкость от насоса 2 подается через распределитель в полость А и гидроцилиндр 7 начинает поворачивать управляемые колеса 4 вправо.

При этом полость Б цилиндра соединена со сливной магистралью 1.

После прекращения поворота рулевого колеса управляемые колеса под давлением рабочей жидкости на поршень цилиндра продолжают поворачиваться направо. Под действием рычага 5 или тяги 3 корпус распределителя смещается назад и перекрывает доступ жидкости в полость А цилиндра усилителя. Поворот управляемых колес прекращается. Таким образом, управляемые колеса поворачиваются в соответствии с поворотом рулевого колеса. Кинематическое следящее действие усилителю придает обратная связь (рычаг 5 и тяга 3), которой управляемые колеса соединяются с корпусом распределителя.

Силовое следящее действие достигается введением реактивных элементов: камер или плунжеров. В схеме, показанной на рис. 68,

силовое слежение достигается с помощью реактивных камер 6 и 10, в которые через калиброванные отверстия поступает жидкость из нагнетательной магистрали. Она воздействует на правый или левый торец золотника 9 в зависимости от направления поворота автомобиля. В результате усилие, необходимое для смещения золотника, оказывается зависящим от давления в нагнетательной магистрали 11, которое, в свою очередь, определяется моментом сопротивления повороту управляемых колес. С его увеличением повышается Давление в гидроцилиндре и реактивной камере распределителя, препятствующее смещению золотника и способствующее его установке в нейтральное положение.

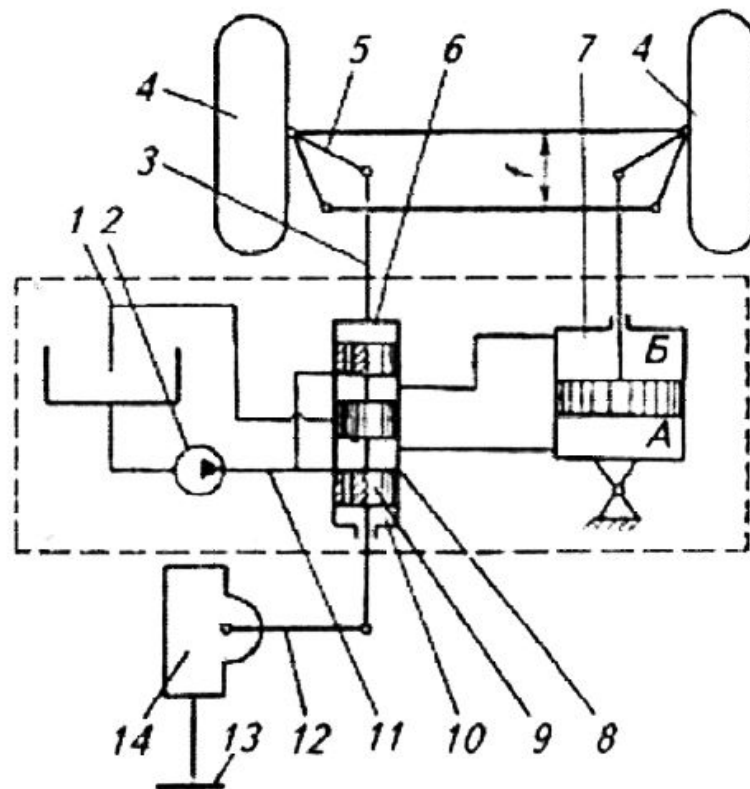


Рисунок 68 - Схема рулевого управления с усилителем

1 - сливная магистраль; 2 - насос; 3 - тяга; 4 - управляемые колеса; 5, 6, 10 - реактивные камеры; 7 - гидроцилиндр; 8 - распределитель; 9 - золотник; 11 - нагнетательная магистраль; 12 - сошка; 13 - рулевое колесо; 14 - рулевой механизм

ЛАБОРАТОРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ИНСТРУМЕНТ

1. Макет рулевого управления автомобиля с гидравлическим усилителем

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Изучить общие сведения.
2. Получить у преподавателя в качестве задания рулевое управление автомобиля.
3. Составить кинематическую схему рулевого управления автомобиля.
4. Составить отчет.

СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Цель работы.
2. Общие сведения.
3. Кинематическая схема рулевого управления автомобиля.
4. Выводы по лабораторной работе.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Из каких основных частей состоит рулевое управление?
2. Какие типы рулевых механизмов Вы знаете?
3. Из каких деталей состоит рулевой привод?
4. Для чего предназначен усилитель рулевого управления?

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящих методических указаниях с целью изучения конструкции автомобиля и его агрегатов рассматриваются типовые конструктивные решения, которые широко используются в современных отечественных автотранспортных средствах. Понятно, что представленный материал не охватывает всего многообразия конструкций агрегатов современного автомобиля. При определении степени детализации конструктивных особенностей агрегатов автомобиля авторы исходили из достаточности полученных знаний для реализации профессиональных обязанностей.

Ранее нами уже отмечалось динамичное развитие автомобилестроения, в результате чего за последние годы автомобильная техника очень быстро претерпевает принципиальные изменения. И, сегодня, конструкторы продолжают работу по совершенствованию автомобиля.

В течение нескольких последующих лет начнутся испытания автомобиля, который будет предупреждать водителя об аварии впереди и посоветует, как найти объездной путь. Он будет поддерживать безопасное расстояние до едущего перед ним транспортного средства и автоматически останавливаться перед выездом на автостраду. Инженеры нетерпеливо смотрят на усовершенствования, которые они могут получить при замене механических приводов двигателя и тормозов при переходе к управлению «по проводам». Мы, вероятно, будем свидетелями перехода от привычных нам 12-вольтовых электрических систем к более мощным и более эффективным 36-вольтовым. Сами двигатели и трансмиссии станут еще более экологически совершенными и экономичными, и мы увидим новое поколение первых электрических «гибридов» и, в конечном счете, автомобили на топливных элементах, способных сделать мир более чистым и сократить угрозу истощения запасов сырой нефти. Похоже, что и способы изготовления автомобилей и материалы, из которых они сделаны, изменятся.

Именно поэтому, в условиях стремительного развития автомобильных технологий, специалисты должны уметь приобретать новые знания, осваивать перспективные модели автомобилей,

оборудования и агрегатов. Для этого, наряду с указанной учебной литературой, отражающей уровень развития автомобильной техники конца 2000-х годов, следует использовать специальную литературу и отраслевые журналы «За рулем», «Коммерческий транспорт», «Авторевю» и др.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Богатырев А.В. и др. Автомобили [Текст]: Учебн. пособие для студ. высш. учеб. заведений / А.В. Богатырев, Ю.К. Есеновский-Лашков, М.Л. Насоновский, В.А. Чернышев. Под ред. А.В. Богатырева. – М.: Колос, 2001. – 496 с.
2. Вахламов В.К. Автомобили: Основы конструкции [Текст]: Учебник для студ. высш. учеб. заведений / В.К. Вахламов. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 528с.
3. Вахламов В.К. Техника автомобильного транспорта: Подвижной состав и эксплуатационные свойства [Текст]: Учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / В.К. Вахламов. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 528с.
4. Роговцев В.Л. и др. Устройство и эксплуатация автотранспортных средств [Текст]: Учебник водителя / В.Л. Роговцев, А.Г. Пузанков, В.Д. Олдфильд. – М.: Транспорт, 2000. – 430 с.