МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Пензенский государственный университет
архитектуры и строительства»
(ПГУАС)

В.В. Лянденбурский, Г.И. Шаронов

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЕЙ

Пенза 2014

УДК 629.113.004.67
ББК 39.33–08
Л97

Рецензенты: кандидат технических наук, доцент кафедры «Организация безопасности движения» И.Е. Ильина (ПГУАС);
кандидат технических наук, генеральный директор ОАО «Пензенский автотранспортный холдинг» С.Н. Ларюшин

Лянденбурский В.В.
Л97 Перспективные трансмиссии автомобилей: моногр. / В.В. Лянденбурский, Г.И. Шаронов. – Пенза: ПГУАС, 2014. – 232 с.
ISBN 978-5-9282-1137-0

Изложен подробный анализ существующих автоматических трансмиссий автомобилей. Предлагается новый подход к передаче крутящего момента от двигателя автомобиля к колесам, снижению затрат на перемещение автомобиля.

Монография подготовлена на кафедрах «Эксплуатация автомобильного транспорта» и «Организация и безопасность движения» и предназначена для специалистов, научных работников, преподавателей и аспирантов, студентов по направлению 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».

ISBN 978-5-9282-1137-0

© Пензенский государственный университет архитектуры и строительства, 2014
© Лянденбурский В.В., Шаронов Г.И. 2014

ПРЕДИСЛОВИЕ

Важнейшими задачами, стоящими перед автомобильным транспортом, являются снижение себестоимости перевозок и улучшение транспортного облуживания населения и предприятий. Для решения этих задач требуется повысить эффективность работы автомобилей, в частности снизить затраты на перемещение автомобилей на пониженных или повышенных передачах, особенно в городском цикле.

Изначально переключение передач было достаточно непростым делом, вот почему многие водители и изобретатели были поглощены идеей коробки передач, которая переключала бы передачи самостоятельно. Сегодня ручное переключение передач стало легким, но транспортные потоки во многих местах так переполнены, что многие водители предпочитают автоматические трансмиссии, чтобы избавиться от работы по выжиманию сцепления и переключению передач сотни раз за время движения через центр большого города.

Монография представляет собой систематическое изложение по совершенствованию автоматических трансмиссий автомобилей.

Монография предназначена для студентов, обучающихся по специальностям автообслуживающего профиля.

Авторы выражают свою признательность работникам РИО за помощь в подготовке монографии к изданию.

1. АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ ТРАНСМИССИЙ

Трансмиссией называется силовая передача, осуществляющая связь двигателя с ведущими колесами автомобиля. Трансмиссия служит для передачи от двигателя к ведущим колесам мощности и крутящего момента, необходимого для движения автомобиля. Крутящий момент $M_к$ (рис. 1.1), подведенный от двигателя к ведущим колесам, стремится сдвинуть их относительно поверхности дороги в сторону, противоположную движению автомобиля. Вследствие этого из-за противодействия дороги на ведущих колесах возникает тяговая сила $P_т$, которая направлена в сторону движения и является движущей силой автомобиля. Тяговая сила $P_т$ вызывает возникновение на ведущем мосту толкающей силы P_x, которая от моста через подвеску передается на кузов и приводит в движение автомобиль. В зависимости от того, какие колеса автомобиля являются ведущими (передние, задние или те и другие), мощность и крутящий момент могут подводиться только к передним, задним или передним и задним колесам одновременно. В этом случае автомобиль является соответственно переднеприводным, заднеприводным и полноприводным [24].

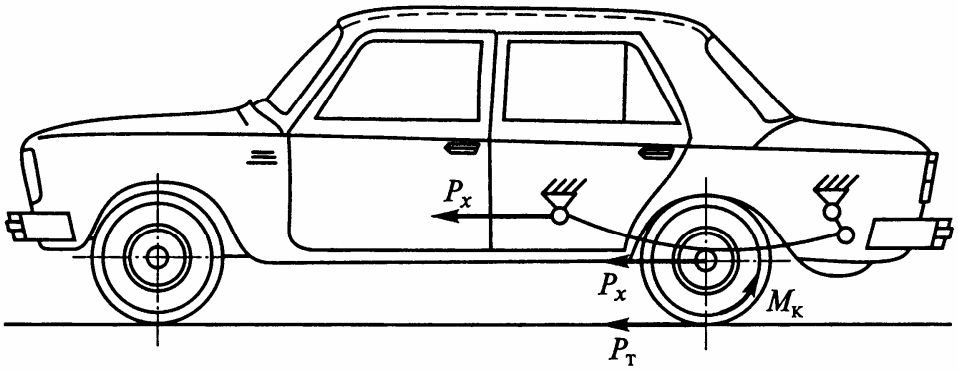


Рис. 1.1. Движущие силы автомобиля

Полноприводные двухосные автомобили и трехосные автомобили с двумя задними ведущими мостами обладают повышенной проходимостью. Их колесные формулы имеют соответственно обозначения 4×4 и 6×4.

Полноприводные трехосные и четырехосные автомобили имеют высокую проходимость. Они могут преодолевать рвы, ямы и подобные препятствия. Их колесные формулы обозначаются соответственно 6×6 и 8×8. Колесная формула характеризует не только проходимость автомобиля, но и тип его трансмиссии [23].

Рис. 1.2. Типы трансмиссий автомобилей

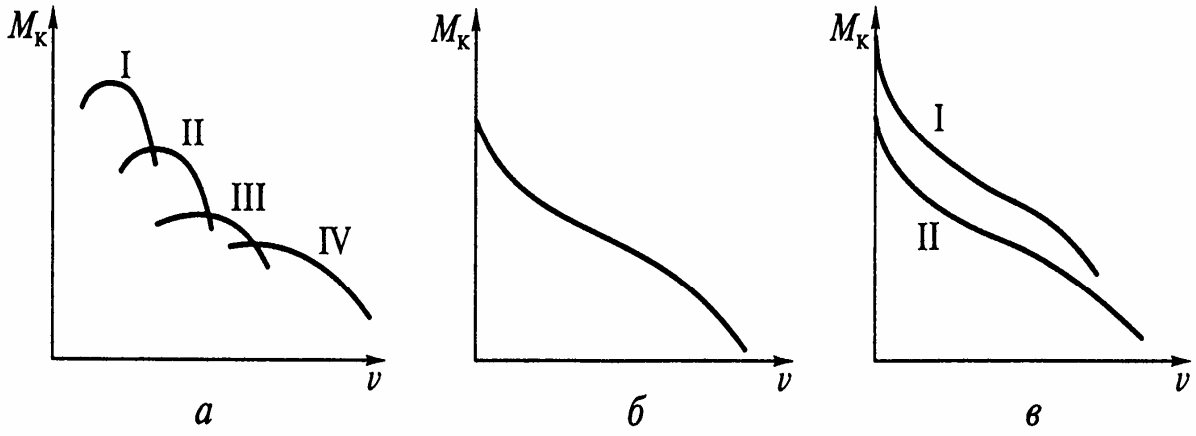


Рис. 1.3. Графики изменения крутящего момента в трансмиссиях:
а – ступенчатой; б – бесступенчатой; в – гидромеханической;
I – IV – ступени скоростей; $M_к$ – крутящий момент; v – скорость автомобиля

1.1. Механические ступенчатые трансмиссии

В механических ступенчатых трансмиссиях передаваемый от двигателя к ведущим колесам крутящий момент изменяется ступенчато в соответствии с передаточным числом трансмиссии (рис. 1.3, а), которое равно произведению передаточных чисел шестеренных (зубчатых) механизмов трансмиссии. Передаточным числом шестеренного механизма называется отношение числа зубьев ведомой шестерни к числу зубьев ведущей шестерни.

Анализ схем трансмиссий автомобилей с различными колесными формулами приведен на рис. 1.4.

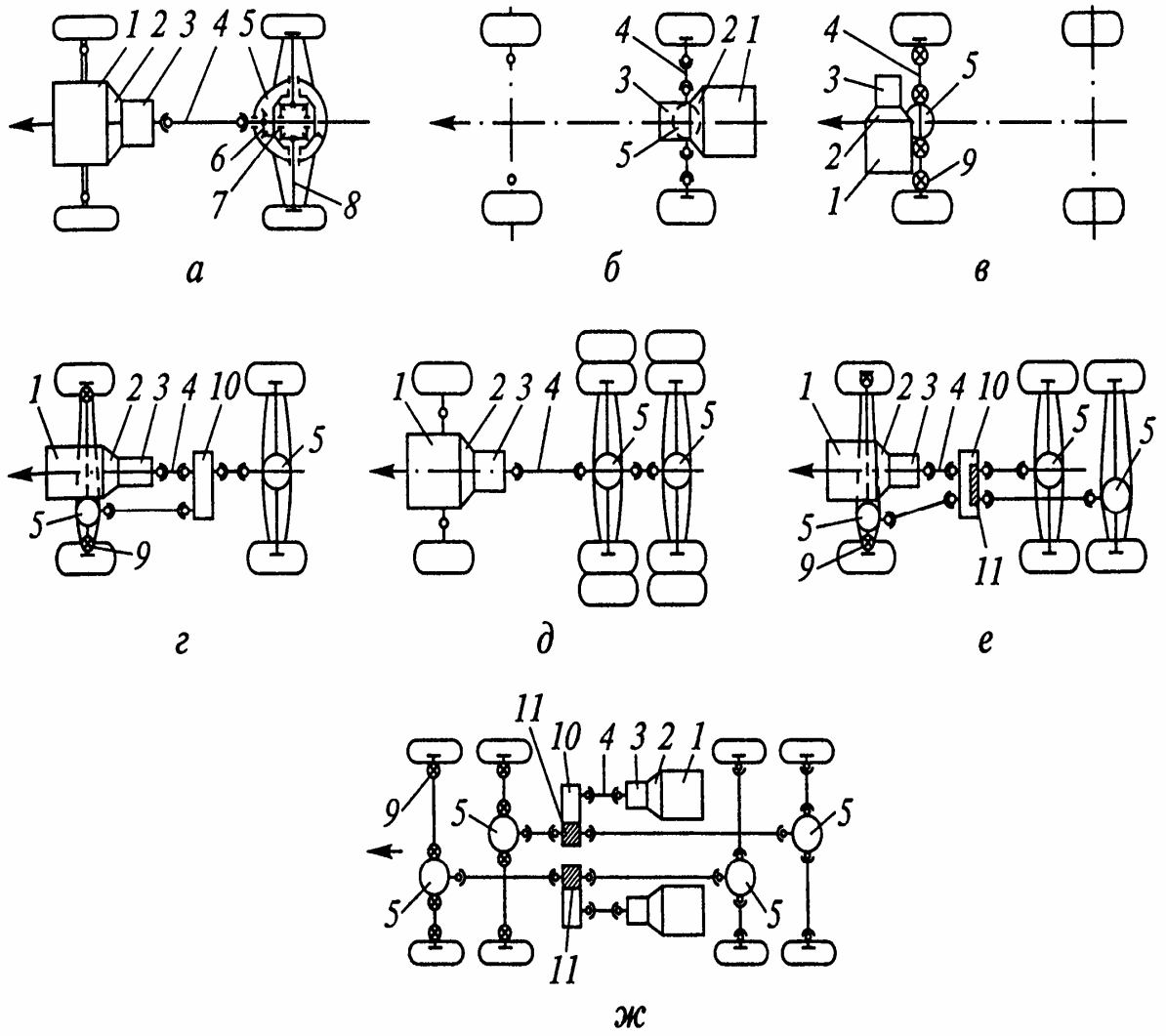


Рис. 1.4. Схемы механических трансмиссий автомобилей с различными колесными формулами:
а-в – 4×2; г – 4×4; д – 6×4; е – 6×6; ж – 8×8; 1 – двигатель; 2 – сцепление; 3– коробка передач; 4 – карданная передача; 5 – ведущий мост; 6 – главная передача; 7 – дифференциал; 8 – полуоси; 9 – карданный шарнир; 10 – раздаточная коробка; 11 – межосевой дифференциал

По сравнению с другими типами трансмиссий механические трансмиссии проще по конструкции, имеют меньшую массу, более экономичны, надежнее в работе и имеют высокий КПД, равный 0,8...0,95. Недостатком их является разрыв потока мощности при переключении передач, что снижает тягово-скоростные свойства и ухудшает проходимость автомобиля. Кроме того, правильность выбора передачи и момента переключения передач зависит от квалификации водителя, а частые переключения передач в условиях города приводят к сильной

утомляемости водителя. Механические трансмиссии также не обеспечивают полного использования мощности двигателя и простоты управления автомобилем [3].

1.3. Трансмиссии автопоездов и грузовых автомобилей

Автопоезда, состоящие из автомобиля-тягача и прицепов или полуприцепов, могут иметь различного типа трансмиссии в зависимости от назначения автопоезда. Так, на автопоездах, предназначенных для работы по дорогам с твердым покрытием, трансмиссию имеет только автомобиль-тягач. На автопоездах, рассчитанных на работу в условиях бездорожья, для повышения их проходимости прицепы и полуприцепы обычно оборудуются ведущими мостами. Мощность и крутящий момент к этим мостам могут подводиться от двигателя автомобиля-тягача через механическую, гидравлическую или электрическую передачи. Для привода дополнительного оборудования автопоезда (лебедки, насоса подъема грузового кузова и др.) в трансмиссии имеется коробка отбора мощности, которая присоединяется к коробке передач [23].

Способность двигателей внутреннего сгорания приспосабливаться к изменениям внешней нагрузки по сравнению с поршневой паровой машиной или электромотором невелика. Это обстоятельство обусловило установку на автомобиле коробки передач, обеспечивающей необходимые тяговые усилия на ведущих колесах в разных режимах движения.

Благодаря коробке передач автомобиль может двигаться и с малой скоростью, и с максимальной. Она позволяет регулировать скорость в гораздо большем диапазоне, чем тот, который может обеспечить двигатель. Заметим также, что именно коробка передач дает возможность автомобилю двигаться задним ходом, и она же отсоединяет от ведущих колес двигатель при его пуске, на стоянке или при движении накатом.

Коробки передач грузовых автомобилей стараются разрабатывать так, чтобы они гарантировали машине необходимые динамические и экономические свойства, работали бесшумно, с высоким КПД, отличались надежностью, простотой обслуживания, имели по возможности малые габариты и массу, а также невысокую стоимость.

По способу изменения передаточных чисел коробки передач делятся на ступенчатые и бесступенчатые. Бесступенчатое изменение передаточного числа, как правило, достигается за счет гидротрансформатора, хотя на легких машинах могут использоваться и вариаторы, а на специальных шасси встречается объемный гидропривод. На концептуальных машинах можно найти и вовсе экзотические конструкции, но

в эксплуатацию они, естественно, не попадают. Кроме того, коробки передач могут иметь неподвижные или вращающиеся (планетарные) оси валов, а также их комбинацию.

В последние годы изготовители грузовиков все больше внимания уделяют автоматизации процесса переключения передач. На грузовых автомобилях, работающих в городе, это кардинально улучшает условия труда водителя и, соответственно, положительно сказывается на безопасности движения. На магистральном транспорте автоматизация переключения передач еще и повышает эффективность перевозок, поскольку позволяет оптимизировать взаимодействие двигателя и трансмиссии.

Как компромиссный вариант, более дешевый, чем автоматические трансмиссии, все большее распространение получают полуавтоматические коробки, как правило, без гидротрансформатора. Они избавляют водителя от одной из наиболее энергоемких операций, связанных с переключением передач: или от выжима педали сцепления, или от собственно переключения, которое сводится к заданию передачи с помощью джойстика. Появились уже конструкции, например, Volvo I-Shift, работающие как полный автомат с гидротрансформатором. Заметим, что во всех трех случаях базовая коробка является механической.

Ступенчатые коробки передач, обладая большим КПД (при передаче полной мощности он составляет от 0,96 до 0,98), по конструкции проще бесступенчатых, дешевле в производстве и поддаются автоматизации процесса управления. Они-то и получили наибольшее распространение на грузовых автомобилях.

Необходимые динамические и экономические качества машины достигаются правильным выбором диапазона передаточных чисел в коробке передач, числом передач и тщательным подбором передаточного числа каждой из них. Диапазоном называют частное от деления передаточных чисел низшей и высшей передачи. Он должен быть тем больше, чем разнообразнее дорожные условия, в которых работает грузовой автомобиль, и меньше удельная мощность его двигателя.

Для коммерческих автомобилей, работающих преимущественно в городских условиях, диапазон передаточных чисел современных коробок передач составляет 5,0–8,0; для магистральных тягачей и грузовых автомобилей повышенной проходимости он уже равен 10–20. Число передач в механических коробках грузовых автомобилей варьируется от 5 до 16.

Увеличение числа ступеней в коробке позволяет лучше использовать мощность двигателя и, соответственно, меньше расходовать топлива, повышает среднюю скорость движения, и как результат,

увеличить производительность автомобиля и снизить стоимость перевозок. Отметим, что увеличение числа ступеней в коробке усложняет и утяжеляет ее, возрастают размеры и стоимость агрегата, усложняется привод управления коробкой.

При механическом приводе быстрое и безошибочное переключение шести передач прямого хода осуществить уже довольно трудно. Именно такое их количество сегодня принято считать предельным при ручном переключении. Дальнейшее увеличение числа передач требует усложнения привода или установки дополнительной коробки со своим независимым приводом, который используется сравнительно редко – только на определенных режимах движения.

Одно время в коробках передач грузовиков широко применялась «ускоряющая» высшая передача, которая имела передаточное отношение 0,7–0,8. Считалось, что это позволяет полнее использовать мощность двигателя и снизить суммарное число оборотов коленвала на 1 км пути, и в конечном счете, экономить топливо. Однако эффект от их применения оказался сомнительным: по сравнению с прямой высшей передачей «ускоряющие» имели меньший КПД и вскоре от них отказались. Этому способствовал также рост удельных мощностей двигателей грузовых автомобилей.

К числу важнейших факторов, влияющих на КПД ступенчатых коробок передач, относятся правильный выбор кинематической схемы, от которой зависит число пар зубчатых колес, находящихся в зацеплении при передаче момента, а также частоты вращения, передаваемая мощность, эффективность системы смазки, точность изготовления зубчатых колес и деталей картера.

На грузовых автомобилях наибольшее распространение получили трехвальные коробки с прямой передачей, получающейся при соединении первичного и вторичного валов. По взаимному расположению ведущего и ведомого валов коробки передач разделяют на соосные и несоосные. Последние встречаются в основном на переднеприводных грузовых автомобилях.

Подавляющее большинство механических коробок передач выполняют с неразветвленным силовым потоком, так что через каждое включенное зубчатое зацепление проходит весь поток мощности. Встречаются, однако, коробки, в которых поток мощности делится на две или три ветви. В них больше зубчатых колес, которые имеют меньшие размеры, а следовательно, меньшие моменты инерции и окружные скорости. Применение таких схем объясняется желанием повысить срок службы трансмиссии при большой передаваемой мощности.

Многоступенчатые трансмиссии создают на базе основной четырех-, пяти- или шестиступенчатой базовой соосной трехвальной коробки, присоединяя к ней дополнительную коробку. Обычно она имеет две передачи (прямую и понижающую) и обеспечивает удвоение числа передач. Применение трехступенчатой дополнительной коробки позволяет утроить число передач базовой коробки. Водитель в обоих случаях использует два органа управления: один базовой, другой дополнительной коробкой.

Если передаточное число пониженной передачи в дополнительной коробке достаточно большое, чтобы увеличить общий диапазон, по крайней мере, вдвое, ее называют «демультипликатор». Если же она почти не увеличивает общий диапазон, а служит для получения «половинок» между передачами основной коробки, ее называют «делителем», имея в виду, что она делит имеющийся диапазон на большее число ступеней. Сегодня к базовой коробке часто пристыковываются две дополнительных – и спереди, и сзади. Естественно, одна из них является демультипликатором, другая – делителем.

Делитель имеет простую конструкцию и минимальное число зубчатых колес. КПД коробки с делителем практически не отличается от КПД базовой коробки, так как сохраняется число зубчатых зацеплений, передающих силовой поток. При передней установке недостатком делителя является увеличение крутящего момента на входе базовой коробки, что заставляет использовать в ее качестве более мощный, и соответственно, тяжелый агрегат. Эту проблему можно решить, установив делитель сзади, однако там обычно оставляют место для демультипликатора, установка которого спереди практически исключена из-за большого передаточного числа низшей передачи.

Задний демультипликатор конструктивно может повторять делитель или выполняться планетарным. При этом не происходит увеличения нагрузок в базовой коробке. Его диапазон ограничивают 4,0, поскольку при больших величинах усложняется переключение ступеней.

Большой диапазон демультипликатора используют как для расширения общего диапазона многоступенчатой трансмиссии, так и для одновременного сокращения диапазона базовой коробки. Правда, в таком случае уменьшается унификация базовой коробки и коробки с редуктором, так как сокращенный диапазон не позволяет использовать ее без демультипликатора. Зато уменьшается крутящий момент на вторичном валу базовой коробки, и она может быть выполнена более компактной и легкой. Кроме того, значительно уплотняется ряд ее передаточных чисел, что облегчает как работу синхронизаторов (можно поставить их на все передачи), так и собственно переключение

передач. Вместе с тем при работе на низшей передаче демультипликатора КПД трансмиссии снижается на 3–4 %. Применение в демультипликаторах планетарных рядов сделает конструкцию легче и компактнее.

1.4. Механическая бесступенчатая трансмиссия

Механические трансмиссии получили широкое применение на автотранспортных средствах в силу присущих им технико-эксплуатационных свойств.

Основными их преимуществами являются: простота конструкции, низкая стоимость и высокий КПД, достаточно высокая надежность и долговечность, минимальный объем технического обслуживания и простота ремонта механизмов. Основные недостатки механических трансмиссий: невозможность полного использования мощности двигателя, ступенчатость преобразования параметров потока энергии, сложность автоматизации управления переключениями передач и большие динамические нагрузки при переключении в тяжелых дорожных условиях.

Механические трансмиссии с приводами, на которые непосредственно воздействует водитель, не обеспечивают такого же удобства управления, как это достигается с помощью автоматических или автоматизированных трансмиссий. По этой причине многие ведущие автомобилестроительные фирмы с целью повышения конкурентоспособности выпускаемых ими автомобилей интенсифицировали разработки в области полуавтоматических и автоматизированных трансмиссий на базе механических ступенчатых коробок передач и фрикционных сцеплений. Такими трансмиссиями оборудуются грузовые автомобили средней и большой грузоподъемности, а также автобусы.

Автоматизация механических трансмиссий грузовых и легковых автомобилей привела к созданию ряда технических решений. Полуавтоматические трансмиссии нашли промышленное применение на многих моделях грузовых автотранспортных средств и автобусов .

Для управления энергетическими режимами АТС применяются микропроцессоры с электронными программируемыми компонентами. Развитие средств вычислительной техники позволило записывать в память процессора различные программы управления. В результате увеличилась надежность и эффективность управления, значительно уменьшились габариты систем. К тому же новые автоматизированные системы имеют возможность работы в режиме реального времени и способны обучаться. В состав такой системы (разработка фирмы

«Eaton») входят контроллер, микропроцессорный блок, информационный дисплей, датчики положения подачи топлива и привода сцепления. На информационный дисплей выводится сообщение для водителя, рекомендующее включить наиболее оптимальную передачу. Система использует пневмосистему в качестве источника энергии для исполнительных механизмов. Для управления исполнительными механизмами применяются клапанные устройства, управляемые микропроцессором.

Системы полностью автоматического управления механической трансмиссией грузовых автомобилей, которые без какого-либо участия водителя, но с учетом условий движения автомобиля, переключают передачи при одновременном управлении топливоподачей двигателя и режимом работы сцепления, не получили широкого промышленного применения.

В последние годы все большее распространение получают автоматизированные системы управления механическими трансмиссиями, которые формируют двухэтапный процесс переключения передач. Во время первого этапа система осуществляет подготовительные операции, требуемые для последующего переключения передач. Об их завершении система информирует водителя с помощью сигналов на дисплее. Второй этап действия системы начинается после того, как водитель дает разрешение на переключение передач.

Для выработки разрешающей команды водитель воздействует, например, на электрический выключатель, связанный с педалью сцепления.

Одним из недостатков системы является то, что она не обеспечивает автоматизацию действия сцепления при режиме трогания с места, при этом управление сцеплением на данном режиме целиком возлагается на водителя, что снижает уровень удобства управления автомобилем. Также среди зарубежных конструкций, нашедших применение, отметим механическую трансмиссию с микропроцессорной системой управления. В ней переключение ступеней осуществляется по двухэтапному алгоритму. Вначале микропроцессорный блок формирует законы переключения передач с учетом двух основных параметров, характеризующих условия эксплуатации автомобиля: скорость его движения и положение педали подачи топлива. Одновременно с ней формируется команда принудительного включения сцепления при уменьшении его топливоподачи обеспечивается плавность процесса переключения. Отмеченным выше технологические решениям, тем не менее присущи недостатки, связанные с невозможностью обработки большого количества информации в режиме реального времени, Использование интеллектуальных технологий при автоматизации меха-

нической трансмиссии позволяет их установить. В данной области имеется широкий перечень отечественных инноваций.

Процесс создания по-настоящему автоматической трансмиссии можно разбить на две части. Во-первых, нужна коробка передач, которая автоматически, в определенное время, переключает передачи вверх и вниз. Во-вторых, потребуется некая конструкция автоматического сцепления, которое позволит автомобилю останавливаться и трогаться, но так, чтобы водителю не нужно было бы управлять ничем, кроме двух педалей – тормоза и акселератора.

Вначале мысли изобретателей были направлены на создание хитроумного механизма, который дублировал бы действия опытного водителя при переключении передач. Они не работали в основном из-за того, что в 30-е годы просто не существовало соответствующей техники для определения и измерения различных факторов, которые участвуют в этом процессе – оборотов и нагрузки двигателя, а также положения акселератора. В XXI веке, благодаря электронике, такие средства появились, вот почему возродился интерес к «автоматическим механическим коробкам передач». Между тем за это время появились другие виды автоматических трансмиссий, которые стали широко распространенными.

Механическая бесступенчатая трансмиссия – это фрикционная трансмиссия, в которой для плавной передачи крутящего момента от двигателя к ведущим колесам используется сила трения. На рис. 1.5, 1.6 приведена схема и принцип работы клиноременной передачи, которая представляет собой фрикционную бесступенчатую передачу. Крутящий момент от двигателя через сцепление передается конической шестерне 14 реверс-редуктора. Эта шестерня находится в зацеплении с шестернями 13 и 10, соединяемыми с валом 12 и муфтой 11, перемещающейся на шлицах вала. На концах вала 12 установлены ведущие шкивы 9 передачи, от которых крутящий момент через зубчатые ремни 8 трапецеидального сечения передается на ведомые шкивы 7 и далее через колесные редукторы 5 на ведущие колеса автомобиля. Передаточное число клиновой передачи, равное отношению рабочих радиусов R_2/R_1 шкивов, зависит от положения ремня 8. Оно регулируется пружиной 6, соответственно сдвигающей половины ведомого шкива 7, и пружиной 3, раздвигающей половины ведущего шкива 9, в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя и вакуума в полости 2, соединенной трубопроводом 1 с впускным коллектором двигателя. При трогании автомобиля с места пружины 3 и 6 обеспечивают наибольшее передаточное число, и в этом случае половины ведомого шкива сдвинуты, а ведущего – раздвинуты. При разгоне

автомобиля действующие силы от грузов 4 центробежного регулятора и вакуума в полости 2 преодолевают силу пружин 3 и 6, сдвигают половины ведущего шкива 9 и раздвигают половины ведомого шкива 7. Таким образом, осуществляется бесступенчатое изменение передаточного числа и, следовательно, крутящего момента. Эта передача выполняет также функции межколесного дифференциала [23].

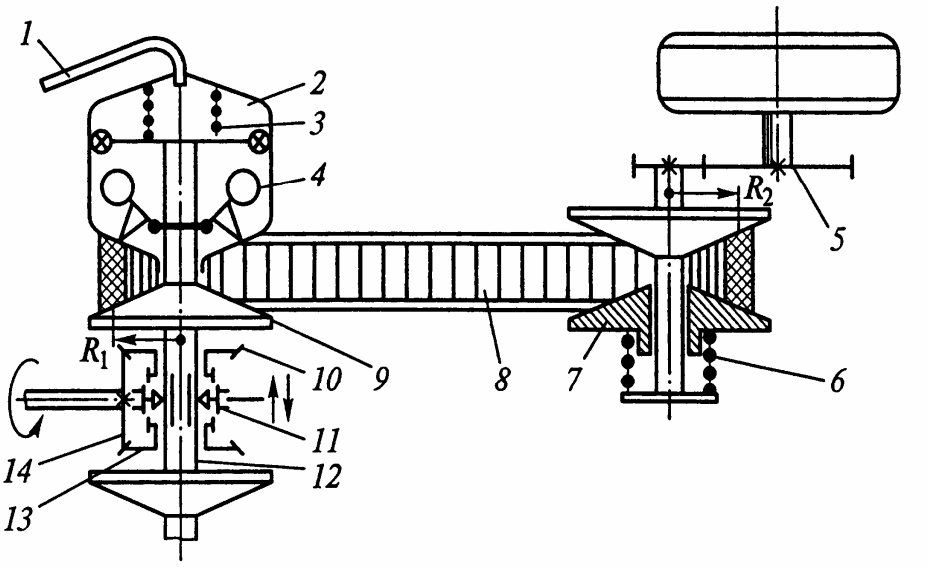


Рис. 1.5. Схема клиноременной передачи:
1 – трубопровод; 2 – полость; 3, 6 – пружины; 4 – груз; 5 – редуктор; 7, 9 – шкивы; 8 – ремень; 10, 13, 14 – шестерни; 11 – муфта; 12 – вал; R_1, R_2 – радиусы шкивов

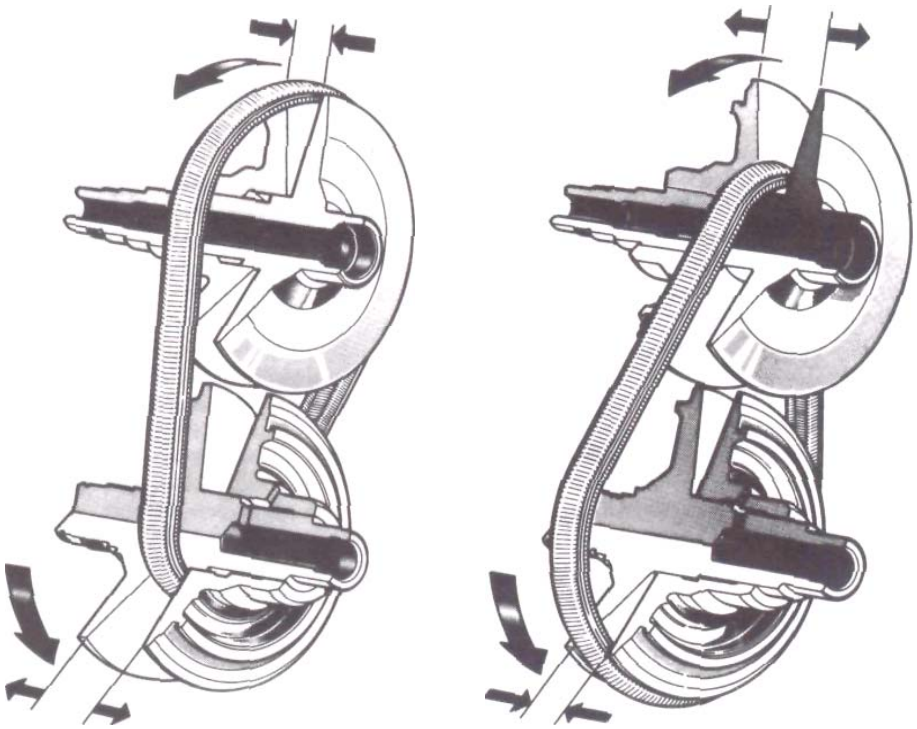


Рис. 1.6. Принцип работы клиноременного вариатора

История использования CVT (Continuously Variable Transmission) бесступенчатых трансмиссий в легковых автомобилях насчитывает несколько десятилетий и несколько их типов. Однако только в 1950 году трансмиссия DAF Variomatic обеспечила рождение CVT в современном понимании. Система Vdriomatic использовала бесконечный резиновый приводной ремень, зажатый между коническими поверхностями шкивов. Расстояние между половинками шкивов изменялось, поэтому изменялся рабочий радиус «главного» шкива, а это, в свою очередь, заставляло изменяться радиус «рабочего» шкива, половинки которого сжимались пружиной. Такую конструкцию называли «вариатор». За системой Variomalic последовала система Doome Transmaiic, в которой резиновый ремень был заменен ремнем, состоящим из набора стальных пластин особой формы. Хотя трансмиссия Transmatic фундаментально отличалась от Variomatic, потому что стальной ремень, в отличие от резинового, мог передавать не только тянущие усилия, но и толкающие, внешне она представляла собой тс же два раздвигающиеся шкива. Преимущество новой конструкции заключалось в том, что трансмиссия того же размера могла передавать значительно большую величину крутящего момента, хотя это было до того, как потребовалась система, способная передавать момент больше 150 Нм.

Наряду с тем, что бесступенчатая трансмиссия может обеспечить любое желаемое передаточное число, в зависимости от формы и размеров шкивов, она не имеет нейтральной передачи и таким образом нуждается в некоторой форме сцепления так же, как и для обеспечения возможности заднего хода.

Если нет какого-нибудь автоматического сцепления, клиноременные трансмиссии, а на самом деле и другие бесступенчатые трансмиссии, которые мы рассмотрим позже, не могут функционировать как полностью автоматические трансмиссии. Простейшим способом обеспечения заднего хода является установка одного ряда планетарной передачи и тормоза, чтобы реверсировать выход из вариатора. Такая конструкция означает, что теоретически автомобиль с такой трансмиссией может двигаться задним ходом с той же скоростью, что и вперед (на первых моделях DAF так и было). Движение задним ходом с высокой скоростью может быть опасным, и современные системы CVT, как правило, предусматривают специальные ограничители скорости заднего хода, например, предотвращением выхода вариатора из максимального значения передаточного числа.

Первые системы Vdriomatic и Transmatic использовали центробежные сцепления для решения проблемы остановки и трогания с места, без значительного увеличения стоимости конструкции. Несмотря на

последовательные улучшения, эта система никогда не обеспечивала удовлетворительного решения. Старт с места и остановка всегда сопровождались дерганьем, несмотря на двухступенчатое включение при увеличении оборотов. Subaru был первым японским производителем, кто использовал бесступенчатую трансмиссию на своем миниавтомобиле Justy, получив лучшие результаты при использовании порошкового электромагнитного сцепления, с компьютерным контролем электрического тока сцепления. Это решение использовала также Nissan, применив CVT на своем автомобиле Micra.

Одним из очень хороших решений является использование обычного гидрофансформатора, хотя это и увеличивает стоимость. Он обеспечивает более плавный старт, а увеличение момента может быть использовано для более быстрого разгона или увеличения низшего передаточного числа вариатора, что позволяет сделать его более компактным. Такое решение было предложено немецкими специалистами компании ZF, которые в 1995 году впервые продемонстрировали свой клиноременный вариатор Ecotronic. К 1998 году компания распространила идею Ecotronie на семейство из трех агрегатов различных размеров и передаваемых крутящих моментов. CFT13 130Нм), CFT18 (180 Нм) и CFT25 (250 Нм).

На основе того, что современные атмосферные двигатели развивают крутящий момент примерно 90 Нм с литра объема (2,5-литровый 24-клапанный двигатель Ford Duratec, например, создает крутящий момент 220 Нм), CFT25 хорошо подходит для европейских автомобилей среднего размера класса Mondeo и Passat. В вариаторах CFT13 и CFT18 применяются ремни шириной 24 мм, а в CFT25 – шириной 30 мм. В более мощных конструкциях внешний диаметр шкивов больше, но разница меньше, чем можно было бы ожидать. Шкивы CFT25 всего на 19 % больше, чем у CFTB.

Гидротрансформатор ZF Ecolronic имеет механическую блокировку, как в обычных современных автоматах. Один планетарный ряд между гидротрансформатором и ведущим шкивом вариатора обеспечивает задний ход, включаясь и выключаясь с помощью многодискового сцепления и тормоза. Этот вариатор идеально подходит для переднеприводных автомобилей с поперечной установкой двигателя, кроме того, ZF разработала конструкцию, которая подходит как для переднеприводных, так и для классической компоновки с приводом на задние колеса. Причем она изготовлена для работы с продольно установленным двигателем (ясно, что имелись в виду такие потребители, как BMW). Конструкция, которая позволяет использовать различные

компоновки, была сделана «модульной» на основе использования компонентов от переднеприводного варианта.

Ecotronic использует совершенную систему электронного управления, позаимствованную в некоторых отношениях из огромного опыта по созданию адаптивной электроники для текущего производства 4- и 5-ступенчатых агрегатов. Неформальная логика используется для определения рабочих характеристик в каждый момент времени. Информацию получают из различных источников, включая управляющие сигналы от водителя и накопленные в памяти характеристики двигателя. 2F утверждает, что в принципе управляющие точки – это моменты минимального расхода топлива, но они изменяются «адаптивным фактором», который может быть бесконечно разнообразным, в диапазоне между двумя экстремумами: минимальным потреблением топлива и максимальной мощностью. Обороты двигателя увеличиваются каждый раз, когда водитель требует большей мощности или когда это диктуют дорожные условия, например когда автомобиль движется в гору.

Honda, которая разработала свою собственную конструкцию вариатора, использует стальной ремень и шкивы, но сделала шаг вперед, приняв в качестве устройства для старта и остановки многодисковое, мокрое сцепление, управляемое компьютером. Она устанавливает эту трансмиссию на автомобиль среднего класса Civic, приводимый в движение 1.6-литровым двигателем, развивающим максимальный крутящий момент 140 Нм. Среди особенностей этой системы следует отметить компьютерный контроль (от электронной системы управления двигателем и трансмиссией) давления, управляющего положением половинок обоих шкивов вариатора. Эта система обеспечивает оптимальное давление без чрезмерного его увеличения. Программирование вариатора для Civic обеспечило хорошее соотношение с режимами экономичной работы двигателя, и это привело к тому, что топливная экономичность автомобили с вариатором, показанная при испытаниях в городском цикле, оказалась на 15 % лучше, чем у автомобиля с обычной 4-ступенчатой автоматической коробкой передач.

Эти показатели меркнут перед результатами, достигнутыми Civic в обслуживании, но это ничего не стоит, потому что в последнем Civic, появившемся в 2000 году, Honda предложила 4-ступенчатый автомат вместо вариатора. Это частично связано с тем, что в автомобилях с вариатором шум двигателя не соответствует тому, что происходит с автомобилем. В автомобиле с механическими коробками или многоступенчатыми автоматами водитель слышит увеличение оборотов двигатели при разгоне, с падениями оборотов при каждом переключении на более

высокую передачу. Автомобиль с вариатором может интенсивно разгоняться при постоянных оборотах двигателя, потому что вариатор поддерживает обороты двигателя, необходимые для лучшего ускорения. Работает такая система очень хорошо, но из-за непривычного звука у водителя создается впечатление, что автомобиль вялый и разгоняется неохотно.

Это заставило некоторых производителей адаптировать управляющие системы своих вариаторов для создания ряда фиксированных передаточных чисел, преодолев, таким образом, психологическую проблему. Теоретически может быть обеспечено любое количество передаточных чисел, но наиболее часто выбирают шесть или семь. После этого легко обеспечить водителя возможностью «щелчка» при переключении и ручным переключением вверх или вниз, а по желанию можно включить по-настоящему бесступенчатый режим.

Nissan, кажется, был первым производителем, кто использовал этот подход в своей трансмиссии Hyper CVT-Мб, выставленной к 1997 году. Контрольная система включала шесть предопределенных передаточных отношений: низшее и самое высшее, а также четыре равномерно распределенных между ними. Hyper CVT-6 дает возможность автомобилю работать в наиболее экономичном, автоматическом режиме вариатора, или на любом из шести предопределенных, например, предотвращать превышение максимальных оборотов двигателя. Примеру Nissan последовали и другие производители вариаторов. Nissan разработал HypcrCVT, которая использует при трогании с места гидротрансформатор для установки на автомобили с двигателями объемом до 2-х литров. Трансмиссия дала возможность без какого-нибудь ухудшения работы повысить топливную экономичность на 20 % при испытаниях по японскому циклу для определения выбросов, по сравнению с обычной 4-ступенчатой автоматической коробкой передач. К 1999 году Hyper CVT предлагалась для установки на широкий ряд моделей Nissan японского рынка и появилась в Европе (на Primera и минивэне Tino) в 2000 году. Сейчас Nissan разрабатывает новые версии, работающие на тех же принципах, для автомобилей класса Micra с двигателями объемом до 1.3 литра. Компания также использует характеристики вариатора для использования совместно с новым бензиновым двигателем с непосредственным впрыском на основе интерпретации положения дросселя. Контрольный блок передает выход с «управления по проводам» как самому двигателю, так и вариатору, используя последний для того, чтобы создать крутящий момент, затребованный водителем. В то же самое время, если только возможно,

работа двигателя поддерживается в режиме бедной смеси, что уменьшает расход топлива.

Новая система вариатора Audi Multytronic использует немного отличный подход, обеспечивая увеличение оборотов двигателя с увеличением скорости автомобиля, чтобы удовлетворить ощущения водителя по поводу разгона. Это несколько ухудшает теоретический показатели и экономические преимущества «чистого» вариатора, но не настолько, насколько фиксированные передаточные числа. Как и система Honda, Muliylronic использует мокрое многодисковое сцепления для обеспечения возможности старта с места. Приводной ремень Audi работает под напряжением и передает крутящий момент за счет трения между осями пластин, составляющих ремень, и поверхностями шкивов. Audi утверждает, что при использовании Multytronic на A6 с двигателем V-6 2,8 литра улучшается топливная экономичность и эксплуатационные показатели автомобиля по сравнению с 5-ступенчатой автоматической трансмиссией, и даже есть небольшое улучшение по сравнению с механической коробкой передач.

В будущем привлекательность вариаторов может стать выше из-за легкости, с которой они могут быть адаптированы к другим типам приводов, например гибридным. Гибридный автомобиль Toyoia Prius использует вариатор как стандартную комплектацию. И на самом деле, фактически каждый японский производитель показал концептуальный автомобиль или демонстрационную модель привода с вариатором. В большинстве случаев агрегаты использовали гидротрансформатор для соединения трансмиссии с двигателем. Например, концепт-кар Mitsubishi HSR-VI получал энергию от двигателя GDI (с непосредственным впрыском), а приводился в движение вариатором. Mitsubishi сделал интересное заявление, что они адаптировали свою программу с «неформальной логикой» INVECT-II, впервые примененной для 4-ступенчатой автоматической коробки передач.

Тороидные приводы

В другой концепции вариатора используется поворачивающийся ролик, бегущий между двумя чашами, одна из которых приводится от двигателя, а вторая приводит в действие ведущие колеса. Две повернутые друг к другу чаши образуют что-то похожее на бублик или тороид, поэтому такое название часто применяют к подобным трансмиссиям. В зависимости от угла поворота ролика ведомая чаша может вращаться с той же скоростью, что и ведущая – если ролик горизонтален – или с большей или меньшей, когда ролик поворачивается.

Опять же требуется отдельное сцепление для обеспечения старта и передачи заднего хода.

Хотя такие трансмиссии предлагались в 30-е годы как системы Perbury-Hayes, они страдали недостаточной величиной передаваемого момента и низкой долговечностью из-за отсутствия соответствующих материалов и технологий. Ключевая проблема заключается в том, что передача крутящего момента целиком зависит or трения в контакте ролика с чашами, и чем выше передаваемый момент, тем больше должна быть сила трения, причем при очень маленькой площади контакта. Поэтому давление должно быть выше и возможность разрушения чаши и ролика становится больше.

Это случается несмотря на то, что в действительности детали контактируют не металл по металлу, а (как коренные подшипники двигателя) через тончайшую пленку жидкого масла. Неприятность заключается в том, что смазка должна защищать две поверхности и, кроме того, передавать крутящий момент. Чтобы решить обе этих проблемы, масло не может быть слишком «липким».

В течение многих лет пионером в исследовании тороидных вариаторов была британская компания Torotrak, которая имела целый ряд достижений в конструкции деталей и управлении и продемонстрировала ряд успешных прототипов. Работы Torolrak продолжались, но тем временем к этой концепции проявил интерес Nissan и сейчас использует ее в мелкосерийном производстве.

Nissan назвал свою конструкцию Extroid CVT и сконструировала ее как продольный агрегат для установки на заднеприводные автомобили. В 1997 году компания показала демонстрационную модель, в которой входной крутящий момент разделялся между двумя тороидными вариаторами, работающими параллельно, таким образом были уменьшены размеры всего узла. За это время Nissan направил усилия на использование специальных сталей и провел интенсивные исследования свойств высококачественных трансмиссионных масел. Эти два фактора дали возможность сделать этот тип трансмиссии надежным и эффективным. К 1999 году Nissan начал выпускать ограниченными сериями седаны высокого класса Cedric и Gloria только для японского рынка. Обе эти модели автомобилей приводятся в действие 3-литровыми двигателями V-6, что указывает на высокий уровень крутящего момента, который способна передавать такая трансмиссия.

1.5. Гидрообъемная трансмиссия

Многоступенчатая автоматическая коробка передач, с которой большинство из нас хорошо знакомо, зависит от двух технических разработок: гидротрансформатора и планетарной передачи. Гидротрансформатор представляет собой развитие концепции появившейся несколько раньше гидромуфты. При использовании в автомобиле гидромуфты маховик заменяется «бубликом», который разрезан вдоль на две половины. Одна половина (насосное колесо) приводится во вращение от вала двигателя, а другая (турбинное колесо) связана с ведущим валом коробки передач. «Бублик» частично заполняется жидкостью, соответствующим образом герметизируется, а каждая его половинка оборудуется большим количеством направляющих лопаток определенной формы. Крутящий момент от двигателя перелается на коробку передач через жидкость, которая циркулирует внутри «бублика», – от насосного колеса к турбинному. Когда передаваемый крутящий момент небольшой или его нет, автомобиль удерживается тормозами, преодолевая незначительную величину передаваемой энергии.

Простая гидромуфта передает крутящий момент без изменения, за исключением небольшой части, которая теряется при перемешивании жидкости. Однако если установить между двумя вращающимися половинками неподвижный направляющий аппарат «ротор», входящий момент будет умножаться. В этом заключается принцип работы современного гидротрансформатора. В зависимости от формы лопаток ротора может быть достигнуто умножение в соотношении 2,4:1 на низких оборотах (чем выше умножение, тем менее эффективной становится передача при нормальных скоростях). Ценность эффекта умножения заключается в том, что он даёт возможность быстрого, резкого старта, а также возможность уменьшения передаточного числа первой передачи, которое, в свою очередь, снижает число передач в коробке и, кроме того, обеспечивает дополнительные преимущества. Когда обороты двигателя увеличиваются, увеличение момента уменьшается и при нормальной скорости движения автомобиля оно отсутствует, за исключением некоторых экспериментальных трансмиссий, в которых делаются попытки создания ротора с изменяющимся направляющим аппаратом, который изменяет направление потока жидкости с целью его выравнивания и сохранения эффекта. Эти попытки ни в коем случае нельзя назвать напрасными, вспомните, что многие современные турбонагнетатели имеют лопатки с изменяемой геометрией, и большинство современных двигателей турбореактивных самолетов регулируют направление потока роторов, которые установлены между

каждым рядом лопаток компрессора с осевым потоком. Управление увеличением крутящего момента при всех скоростях даст возможность уменьшить число передач в автоматических коробках, но ряд инженеров рассудил, что легче добавить больше передач, чем увеличивать сложность конструкции применением гидротрансформатора с переменной геометрией.

Современный гидротрансформатор – хорошо проверенный и надежный компонент, обычно он имеет тот же диаметр, что и маховик в обычной трансмиссии. Кольцо его «бублика» сейчас более плоское и скорее напоминает овал, а не точную окружность, что уменьшает его размеры (особенно на переднеприводных автомобилях с поперечным расположением двигателя), причем без особой потери эффективности. Большинство современных гидротрансформаторов также оборудуются блокирующим устройством, которое ликвидирует возможность проскальзывания при включении высшей передачи, что повышает общую эффективность.

Другим жизненно важным компонентом обычной автоматической коробки передач является планетарная коробка передач, которая использует давно известный принцип. Простая планетарная передача состоит из центральной «солнечной» шестерни и наружной шестерни в виде кольца, у которого зубья расположены внутри, а эти две шестерни связаны между собой посредством нескольких (обычно трех) шестерен, называемых «сателлиты», смонтированных на обшей раме. Теоретически любая из трех составных частей может вращаться, в то время как одна из двух оставшихся должна быть заторможена каким-нибудь тормозом, тогда с третьей можно получать выходной момент. Существуют несколько более сложные вариации на основе этой схемы. Некоторые из них «внешне-наружные», с удвоенным числом сателлитов, но самым важным аспектом является возможность получения различных передаточных чисел без необходимости разъединения привода от двигателя.

При соответствующей конструкции планетарной передачи с внутренним зацеплением управление легко осуществляется ленточными тормозами или автоматическими сцеплениями. Ленточные ремни охватывают снаружи внешнюю «коронную» шестерню и затормаживают ее или отпускают. Автоматические сцепления – это многодисковые «мокрые» устройства (т.е. заполненные трансмиссионной жидкостью), которые могут быть сделаны компактными, мощными и прогрессивными в работе. После того как была сконструирована коробка передач, остается сконструировать систему контроля, которая гарантирует своевременное переключение передач.

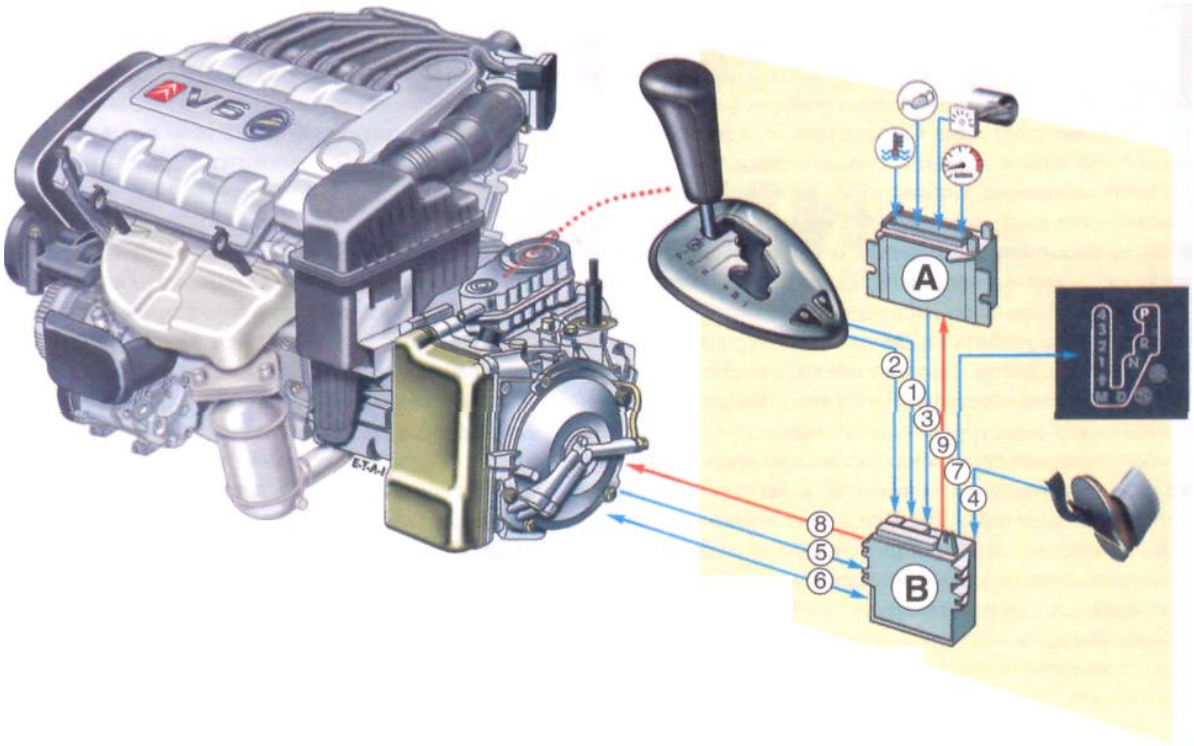


Рис. 1.7. Общий вид АКП (автоматической коробки передач), двигателя и функциональная схема подключения узлов:
A – узел управления двигателем; B – узел управления коробкой передач;
1 – рычаг переключения передач; 2 – программы; 3 – нагрузка двигателя;
4 – давление на тормозной педали; 5 – обороты двигателя, обороты турбины, температура коробки передач; – передача и программа включения;
6 – постоянный обмен информацией; 7 – напоминание о включенной передаче на щитке приборов; 8 – программа выбора передачи;
9 – модуляция крутящего момента двигатели

В действительности, это настолько сложная задача, что первое серьезное применение гидромуфты и планетарных механизмов на европейских автомобилях в 30-е годы, из которых самым известным был Daimler (а также на целом поколении лондонских автобусов), оставляло действительный выбор передач за водителем. В коробке передач Wilson управление осуществлялось перемещением маленького рычага селектора (в более поздних моделях автомобилей – электрическим выключателем) в положение, соответствующее последующей передаче вверх или вниз. В действительности, переключение происходило после того, как один раз нажималась педаль, находившаяся на месте педали сцепления. При этом создавался гидромеханический импульс, который отпускал тормозную ленту коронной шестерни одного ряда планетарной передачи и последовательно (или через небольшое время) затормаживал тормоз следующего ряда. Гидромуфта была нужна, только когда автомобиль останавливался или трогался (сразу после включения первой передачи). Водители, которые стали использовать трансмиссию Wilson, в действительности наслаждались, когда они могли

выбрать нужную передачу, например, когда они подъезжали к повороту и включали передачу простым движением ноги в нужный момент. На самом деле трансмиссия представляла собой то, что сейчас известно, как «секвентальное» переключение, когда простое перемещение рычага вперед-назад переключает передачи вверх или вниз. Некоторые послевоенные автомобили высшего класса оборудовались трансмиссией Wilson вплоть до 1950 года.

Однако со временем американские инженеры сделали переключение передач полностью автоматическим, и с 1940 года такие трансмиссии стали наиболее популярными в США. Европейские водители сильно сопротивлялись им на той основе, что они были тяжелыми и дорогими, что они уменьшают мощность двигателя и увеличивают расход топлива и, возможно, еще потому, что первые автоматы самостоятельно изменяли передачу, которую водитель выбирал.

Конечно, некоторые из первых автоматов, предлагавшихся для европейских автомобилей среднего размера, плохо подходили для этой цели. Возможно, хуже всех подходила 2-ступенчатая автоматическая коробка передач Powerglide, предлагавшаяся как опция на автомобиль Vauxhall Victor в 1960 г. Это была подходящая коробка для «ленивого» автомобиля с 5-литровым двигателем V-8 в стране автострад. Но становилась почти пугающей, когда соединялась с 1.6-литровым двигателем и возникала необходимость обгона на «забитой» двухрядной дороге. Со временем специалисты по автоматическим трансмиссиям выяснили, что даже с гидротрансформатором, помогающем при трогании, для среднеразмерных европейских автомобилей требуется, как минимум, 4-ступенчатая коробка передач.

Тем временем проблема лучшего соответствия и чувствительности автоматических коробок передач решалась в двух направлениях. Во-первых, удивительно сложная гидромеханическая система управления, разработанная американцами, была заменена электронным контролем. Первым, кто впервые в мире в середине 70-х годов запустил в производство автоматы с «электронным управлением, был Renault. Во-вторых, появилось направление, возглавленное японцами, в котором была использована способность современных компьютерных систем реагировать «адаптивным» способом, используя так называемую «неформальную логику», которая, наконец, дала возможность автоматическим трансмиссиям уверенно производить переключения приятным для водителя способом, не просто при определенной комбинации скорости и нагрузки, но согласуясь с условиями движении и даже стилем вождения водителя и его желаниями. Эти системы управления могут не только определить разницу между спокойным,

неторопливым или агрессивным водителем, но и оттенки между этими двумя крайностями. Также они на шаг впереди селекторных переключателей, устанавливаемых на некоторых продаваемых коробках, с помощью которых водитель может сам переключать режимы «комфорт», «нормальный» или «спорт». Такие коробки передач всегда программируются так, чтобы избежать нежелательного переключения вверх, если водитель убрал ногу с педали акселератора, особенно на спуске. Другой особенностью, которая двадцать лет назад показалась бы странной для пользователя автоматической коробкой (но приветствовалась бы), является переключение автомата вниз, когда применяется резкое торможение. Водителю обычно остается одно в этих коробках с «неформальной логикой» – выбрать «зимний» режим, чтобы исключить включение первой передачи и прекратить проскальзывание ведущих колес на заснеженных и обледенелых поверхностях.

Гидрообъемная трансмиссия этот вид трансмиссии представляет собой бесступенчатую передачу автомобиля.

В гидрообъемной трансмиссии (верхняя половина – рис. 1.8) двигатель 1 внутреннего сгорания приводит в действие гидронасос 2, соединенный трубопроводами с гидромоторами 3, валы которых связаны с ведущими колесами автомобиля. При работе двигателя гидродинамический напор жидкости, создаваемый гидронасосом в гидромоторах ведущих колес, преобразуется в механическую работу. Ведущие колеса с гидромоторами, установленными в них, называются гидромотор-колесами [4].

Рабочее давление в системе в зависимости от конструкции гидроагрегатов – 10...50 МПа.

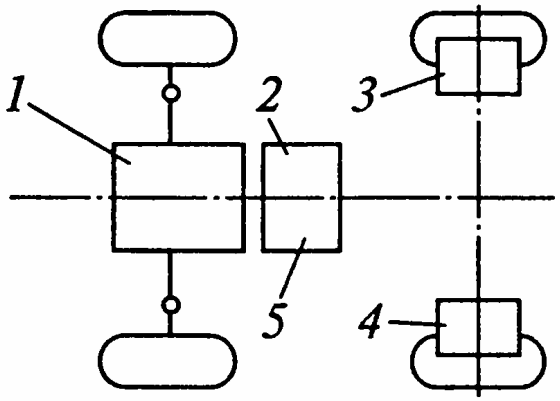


Рис. 1.8. Схема гидрообъемной (верхняя половина схемы)
и электрической (нижняя половина) трансмиссии:
1 – ДВС; 2 – гидронасос; 3 – гидромотор; 4 – электродвигатель;
5 – генератор

Преимуществом гидрообъемной трансмиссии является бесступенчатое автоматическое изменение ее передаточного числа и передаваемого крутящего момента, что обеспечивает плавное трогание автомобиля с места, облегчает и упрощает управление автомобилем и снижает утомляемость водителя и, следовательно, повышает безопасность движения. Она также повышает проходимость автомобиля в результате непрерывного потока мощности и плавного изменения крутящего момента. По сравнению с механической гидрообъемная трансмиссия имеет большие габаритные размеры и массу, меньшие КПД, долговечность и более высокую стоимость. Она сложна в изготовлении и требует надежных уплотнений [23].

1.6. Гидромеханическая трансмиссия

Это комбинированная трансмиссия, которая состоит из механизмов механической и гидравлической трансмиссий. В гидромеханической трансмиссии передаточное число и крутящий момент изменяются ступенчато и плавно (рис. 1.3, в). В гидромеханическую трансмиссию (рис. 1.9) входят гидромеханическая коробка передач 2, включающая гидротрансформатор и механическую коробку передач, карданная передача 3, главная передача 4, дифференциал 5 и полуоси 6. Гидротрансформатор устанавливают вместо сцепления, и в нем передача крутящего момента от двигателя 1 к трансмиссии происходит за счет гидродинамического (скоростного) напора жидкости. Применение гидротрансформатора обеспечивает плавное трогание автомобиля с места, уменьшает число переключений передач, что снижает утомляемость водителя, улучшает проходимость автомобиля, почти в два раза повышается долговечность двигателя и механизмов трансмиссии, вследствие уменьшения в трансмиссии динамических нагрузок и крутильных колебаний. Снижается также вероятность остановки двигателя при резком увеличении нагрузки [4].

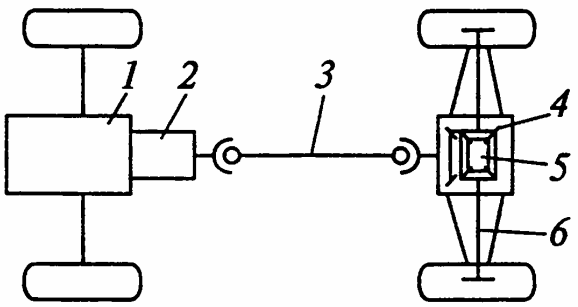


Рис. 1.9. Схема гидромеханической трансмиссии:
1 – ДВС; 2 – гидромеханическая коробка передач; 3 – карданная передача;
4 – главная передача; 5 – дифференциал; 6 – полуоси

Недостатком гидромеханической трансмиссии являются более низкий КПД, что ухудшает тягово-скоростные свойства и топливную экономичность автомобиля, более сложная конструкция и большая масса, а также высокая стоимость в производстве, которая составляет около 10 % стоимости автомобиля [3].

1.7. Электромеханическая трансмиссия

Это комбинированная трансмиссия, которая состоит из элементов механической и электрической трансмиссий, представленная на рис. 1.10.

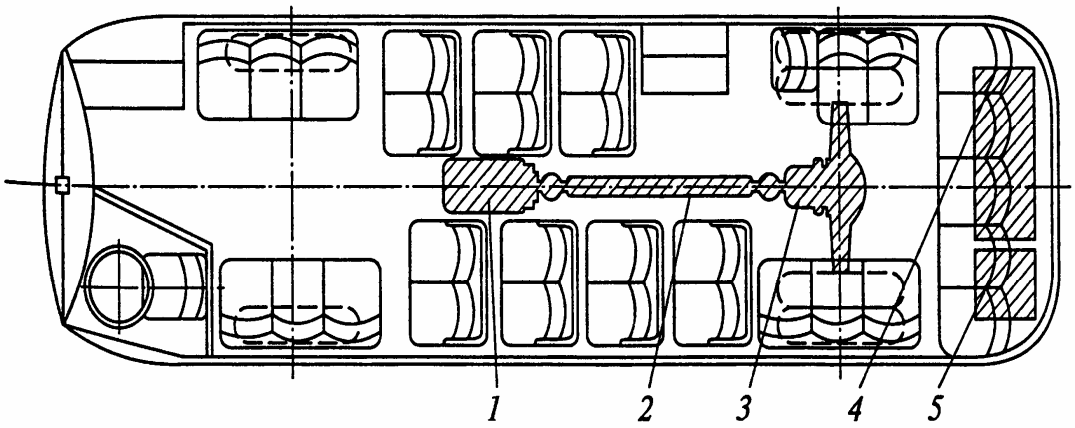


Рис. 1.10. Схема электромеханической трансмиссии:
1– электродвигатель; 2 – карданная передача; 3 – ведущий мост; 4 – ДВС; 5 – генератор

Недостатками электромеханической трансмиссии по сравнению с механической являются меньший КПД, не превышающий 0,85, что ухудшает тягово-скоростные свойства и топливную экономичность (расход топлива увеличивается на 15...20 %), а также большие габаритные размеры и масса.

1.8. Электрическая трансмиссия

Это бесступенчатая передача, в которой крутящий момент измеряется плавно, без участия водителя, в зависимости от сопротивления дороги и частоты вращения коленчатого вала двигателя. В электрической трансмиссии (см. нижнюю половину – рис. 1.6) двигатель 1 внутреннего сгорания приводит в действие генератор 5. Ток от генератора поступает к электродвигателям 4 ведущих колес автомобиля. Ведущее колесо (рис. 1.11) с установленным внутри электродвигателем называется электромотор-колесом. Крутящий момент от электродвигателя к колесу передается через колесный редуктор. При при-

менении быстроходных электродвигателей в ведущих колесах используются понижающие зубчатые передачи.

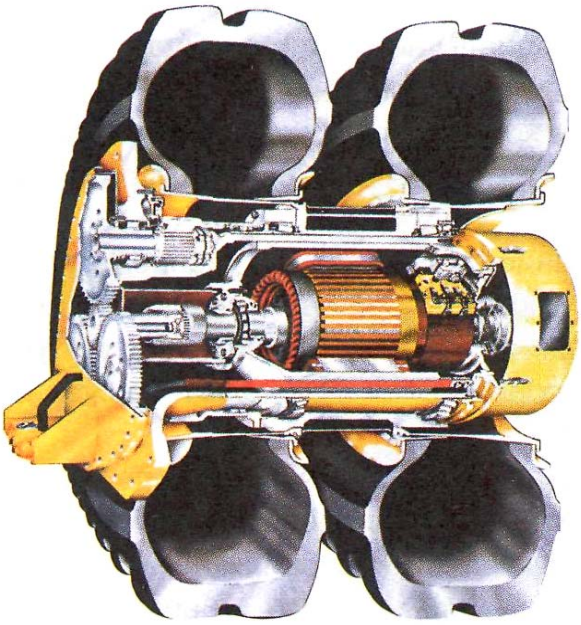


Рис. 1.11. Мотор-колесо автомобиля

Преимуществом электрических трансмиссий является бесступенчатое автоматическое изменение ее передаточного числа, что обеспечивает плавное трогание автомобиля с места, упрощает и облегчает управление автомобилем и снижает утомляемость водителя, в результате повышается безопасность движения. Кроме того, повышается проходимость автомобиля вследствие непрерывного потока мощности и плавного изменения крутящего момента. Повышается также долговечность двигателя из-за уменьшения динамических нагрузок и отсутствия жесткой связи между двигателем и ведущими колесами. Однако у электрических трансмиссий КПД не превышает 0,75, что ухудшает тягово-скоростные свойства автомобиля. Кроме того, расход топлива по сравнению с механическими трансмиссиями повышается на 10...20 %. Электрические трансмиссии также имеют большую массу и высокую стоимость [3].

2. СЦЕПЛЕНИЕ

2.1. Назначение и типы. Классификация сцеплений

Сцеплением называется силовая муфта, в которой передача крутящего момента обеспечивается силами трения, гидродинамическими силами или электромагнитным полем. Такие муфты называются соответственно фрикционными, гидравлическими и электромагнитными. Сцепление служит для временного разъединения двигателя и трансмиссии и плавного их соединения.

Конструкции сцеплений во всем своем многообразии, зависящем от типа транспортного средства, подразделяются по следующим признакам:

1. По характеру работы:

– постоянно замкнутое, т.е. включенное;

– постоянно разомкнутое, т.е. выключенное.

2. По характеру связи между ведущими и ведомыми элементами:

– гидравлическое;

– электромагнитное (порошковое);

– фрикционное.

3. По типу привода:

– с механическим приводом;

– с гидравлическим приводом;

– с комбинированными приводами, в которых в качестве рабочего тела и исполнительных сил применяются в различном сочетании воздух (пневматические и вакуумные), электромагнитное поле (электроприводы).

4. По способу управления:

– неавтоматическое;

– автоматическое.

При выборе конкретной конструкции сцепления учитывается ее соответствие комплексу следующих требований.

Специальные требования, предъявляемые к автомобильному сцеплению:

– надежная передача крутящего момента от двигателя к коробке перемены передач,

– плавность и полнота включения;

– чистота выключения;

– минимальный момент инерции ведомых элементов;

– хороший теплоотвод от поверхностей трения (для фрикционного сцепления);

– предохранение трансмиссии от динамических нагрузок (возможность пробуксовки при пиковых нагрузках, гашение крутильных колебаний);

– поддержание заданного нажимного усилия в процессе эксплуатации (для фрикционного сцепления);

– минимальные затраты усилий на управление;

– хорошая уравновешенность.

Общие требования, предъявляемые не только к автомобильному сцеплению, но и к другим узлам и агрегатам автомобиля:

– минимально возможные размеры и масса;

– простота устройства и обслуживания;

– технологичность;

– надежность;

– ремонтопригодность;

– низкий уровень шума.

Любое сцепление состоит из ведущих, то есть связанных с двигателем элементов и ведомых, то есть связанных с трансмиссией элементов, а также может иметь механизм выключения и его привод.

Включенное сцепление – двигатель и КПП соединены. Выключенное сцепление – двигатель и коробка переменных передач (КПП) разъединены [4].

2.2. Гидравлическое сцепление

Гидромуфта, в которой крутящий момент передается гидродинамическим (скоростным) напором жидкости, циркулирующей между ведущими и ведомыми деталями, называется гидравлическим сцеплением. Гидромуфта на автомобилях в качестве самостоятельного сцепления не применяется, так как не обеспечивает полного выключения (ее «ведет»), что затрудняет переключение передач. В связи с этим при использовании гидромуфты последовательно с ней устанавливается фрикционное сцепление, которое предназначено только для переключения передач. При этом в фрикционном сцеплении устанавливаются более слабые нажимные пружины, что облегчает выключение сцепления, гидромуфта (рис. 2.1, а), с которой последовательно включено однодисковое фрикционное сухое сцепление. Ведущее лопастное насосное колесо 1 вместе с корпусом гидромуфты закреплено на коленчатом валу двигателя, а ведомое лопастное турбинное колесо 2 соединено с ведущим диском 3 фрикционного сцепления. Оба колеса находятся в корпусе гидромуфты, объем которого на 80...85 % заполнен рабочей жидкостью – турбинным маслом малой вязкости. Лопасти колес расположены радиально.

а б

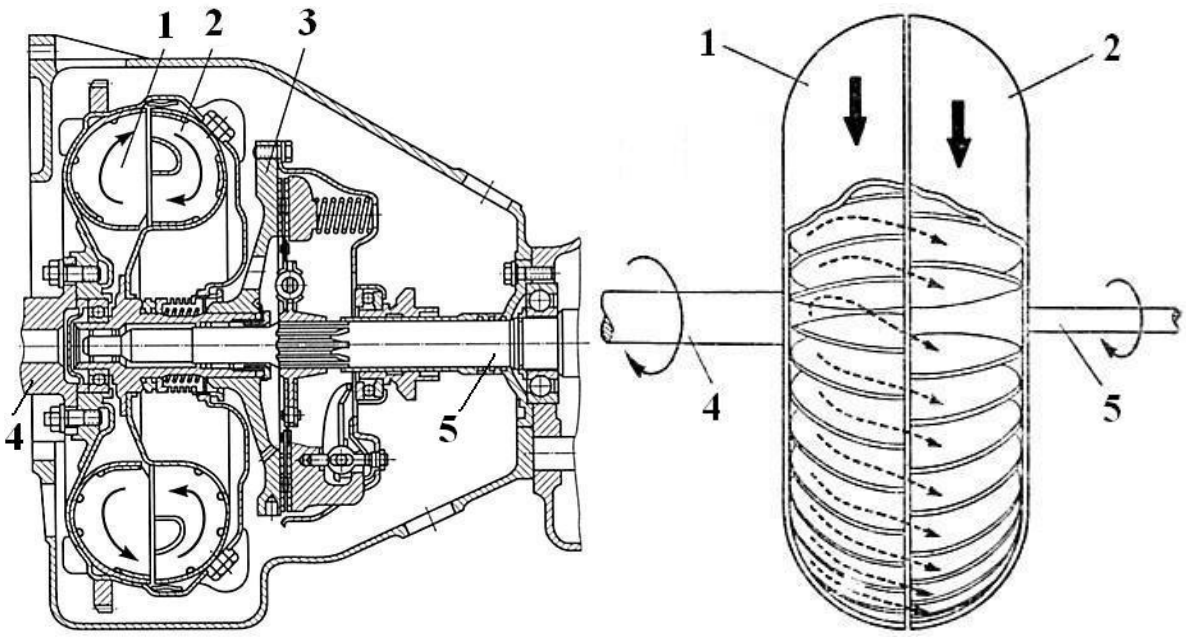


Рис. 2.1. Гидромуфта:
а – гидромуфта, установленная на автомобиле перед однодисковым фрикционным сцеплением; б – схема гидромуфты;
1 – насосное колесо; 2 – турбинное колесо; 3 – ведущий диск фрикционного сцепления; 4 – коленчатый вал; 5 – первичный вал коробки передач

При вращении коленчатого вала двигателя вращается насосное колесо. Жидкость с его лопастей под действием центробежной силы переносится на лопасти турбинного колеса (показано стрелками) и приводит его и ведущий диск 3 фрикционного сцепления во вращение. Таким образом, передача крутящего момента происходит посредством жидкости, и длительное буксование не вызывает усиленного нагрева и повышенного изнашивания деталей гидромуфты. Гидромуфта обеспечивает плавную передачу крутящего момента, снижает динамические нагрузки в трансмиссии и поглощает крутильные колебания, повышает устойчивость работы двигателя при малой скорости движения, облегчает управление автомобилем и повышает его проходимость.

Общий вид лопаточных колес показан на рис. 2.2.

Однако гидромуфта имеет низкий КПД и ухудшает топливную экономичность автомобиля. При установке гидромуфты потери максимальной мощности двигателя составляют до 3 % из-за нагрева рабочей жидкости. Кроме того, применение гидромуфты приводит к увеличению сложности, металлоемкости и стоимости трансмиссии [3].

а б

Рис. 2.2. Насосное колесо (а) и турбинное колесо (б)

2.3. Электромагнитное сцепление

По характеру связи между ведущими и ведомыми элементами оно относится к электромагнитному типу сцепления. Ограниченно применяется на автомобилях малого класса, так, например, сцепление этого типа устанавливалось на автомобиле ЗАЗ-968Б для инвалидов из-за легкого его включения при ручном управлении [3].

Электромагнитным называется сцепление, в котором сжатие ведущих и ведомых деталей осуществляется электромагнитными силами. Электромагнитные сцепления являются постоянно разомкнутыми. Схема электромагнитного фрикционного сцепления представлена на рис. 2.3. Нажимной диск 2 соединен пальцами с диском 4, в котором находится электромагнит 8. К электромагниту подводится ток от генератора через щетки 7 и контактные кольца 5. Якорь 3 электромагнита закреплен на кожухе 1 сцепления, который связан с маховиком 11 двигателя.

При малой частоте вращения коленчатого вала двигателя сцепление выключено пружинами 9. При увеличении частоты вращения коленчатого вала подводимый ток к электромагниту создает магнитное поле, и электромагнит притягивается к якорю. Вместе с электромагнитом перемещается нажимной диск 2, который прижимает ведомый диск 10 к маховику 11 двигателя, и сцепление включается.

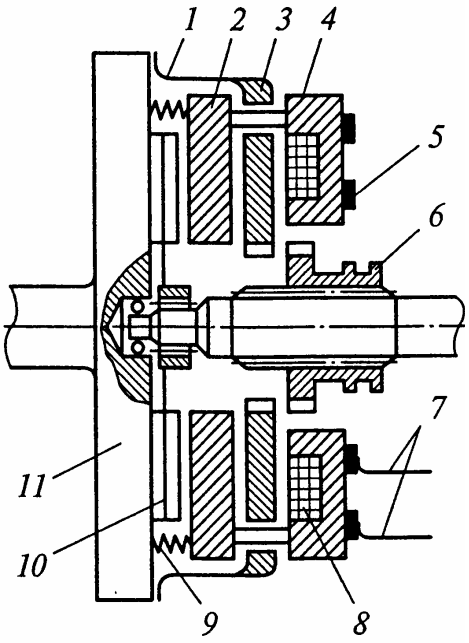


Рис. 2.3. Схема электромагнитного фрикционного сцепления:
1 – кожух; 2 – нажимной диск; 3 – якорь; 4– диск; 5 – кольцо; 6 – муфта;
7 – щетки; 8 – электромагнит; 9 – пружина; 10 – ведомый диск; 11 – маховик

При переключении передач сцепление выключается устройством, которое находится в рычаге переключения передач и прерывает поступление тока в электромагнит. Муфта 6 предназначена для блокировки сцепления при пуске двигателя буксированием автомобиля. Электромагнитное порошковое сцепление представлено на рис. 2.4.

Ведущими деталями сцепления являются маховик 1 двигателя и магнитопроводы 2, прикрепленные к маховику болтами, ведомыми частями – диски 8 из немагнитного материала, приклепанные к ступице, установленной на шлицах первичного вала коробки передач.

Под его воздействием частицы ферромагнитного порошка притягиваются друг к другу и одновременно к магнитопроводам 2, 6 и 7. В результате между ведущими и ведомыми деталями сцепления создается силовая связь, которая зависит от силы тока, поступающего в обмотку возбуждения. При малой силе тока в обмотке возбуждения сцепление пробуксовывает, что необходимо при трогании автомобиля с места. При увеличении силы тока в обмотке возбуждения буксование сцепления уменьшается до полной блокировки ведущих и ведомых деталей, и сцепление включается.

Электромагнитные сцепления относятся к сцеплениям с автоматическим управлением, у которых педаль сцепления на автомобиле обычно отсутствует. Такие автомобили называются автомобилями с

двухпедальным управлением. Автоматическое управление сцеплением может быть обеспечено применением вакуумного, пневматического, гидравлического, электрического или комбинированного приводов [3].

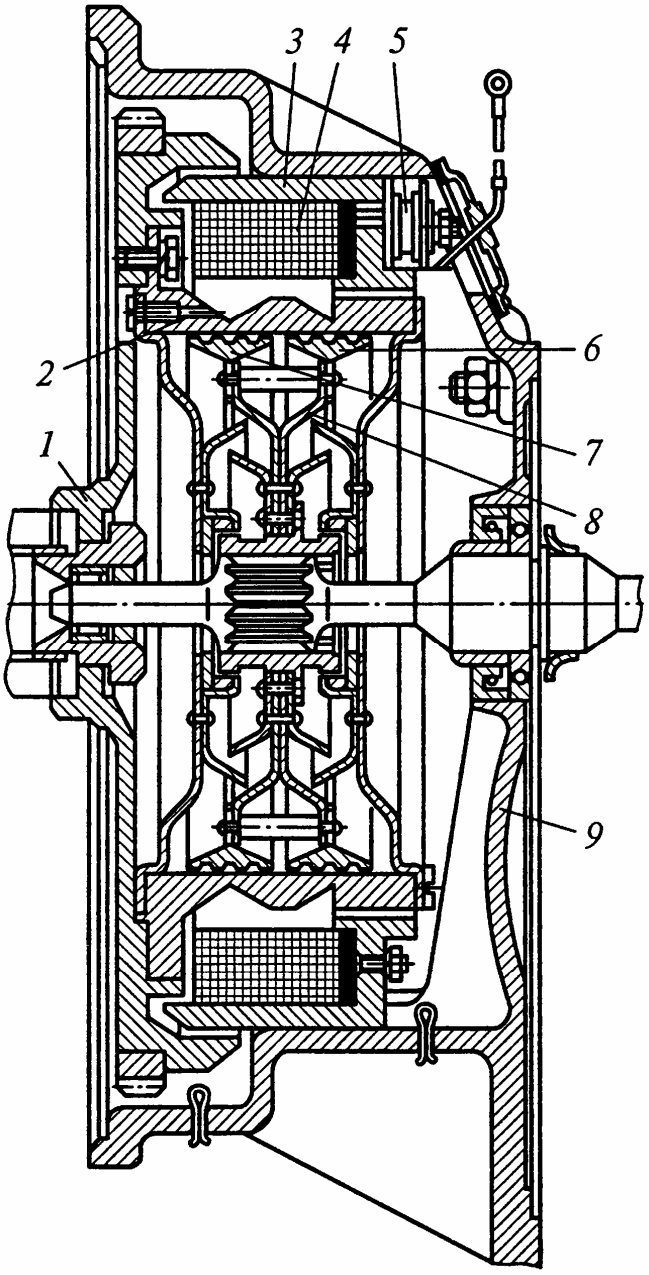


Рис. 2.4. Электромагнитное порошковое сцепление:
1 – маховик; 2, 3, 6, 7 – магнитопроводы; 4 – обмотка; 5 – вывод;
8– диск; 9 – картер

2.4. Фрикционное сцепление

Применяются с момента возникновения автомобиля, отличаются широким многообразием конструкции. Кроме перечисленных признаков, по которым классифицируются сцепления механических транспортных средств, фрикционные сцепления имеют ряд собственных признаков по способу создания нажимного усилия и форме элементов трения (рис. 2.5).

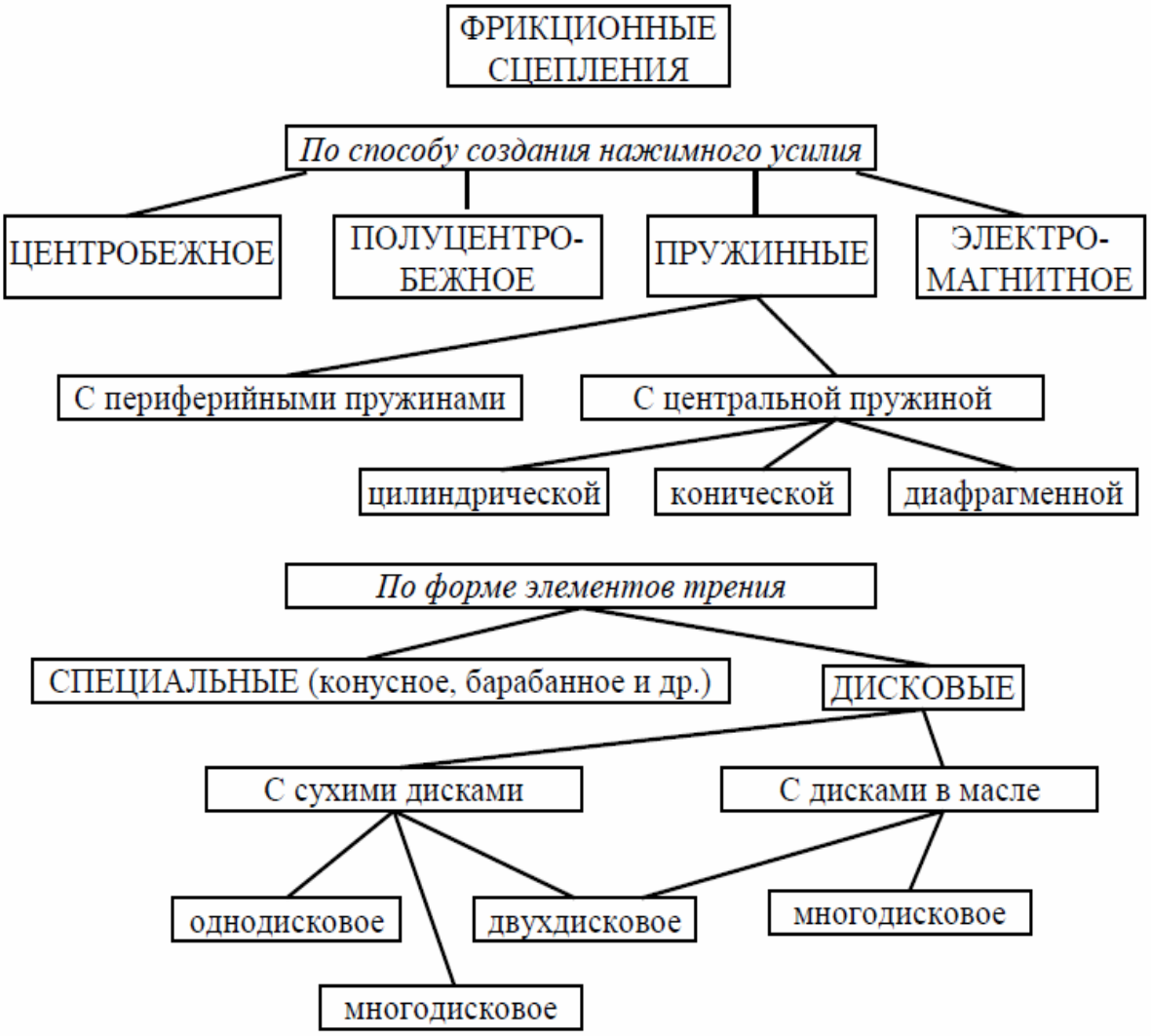


Рис. 2.5. Типы фрикционных сцеплений

Сцепление с периферийно-расположенными цилиндрическими пружинами несколько сложнее по конструкции (большое количество пружин). Кроме того, поломка одной из пружин в эксплуатации может быть не замечена, что приведет к повышенному износу сцепления.

Двухдисковым называется сцепление, в котором для передачи крутящего момента применяются два ведомых диска. Двухдисковое

сцепление при сравнительно небольших размерах позволяет передавать крутящий момент большой величины. Поэтому двухдисковые сцепления применяются на грузовых автомобилях большой грузоподъемности и автобусах большой вместимости. В двухдисковом сцеплении (рис. 2.6) ведущими деталями являются маховик 13 двигателя, кожух 7, нажимной диск 8 и ведущий диск 11, ведомыми – ведомые диски 9 и 12, деталями включения – пружины 6, деталями выключения – рычаги 4 и муфта выключения 5 с выжимным подшипником.

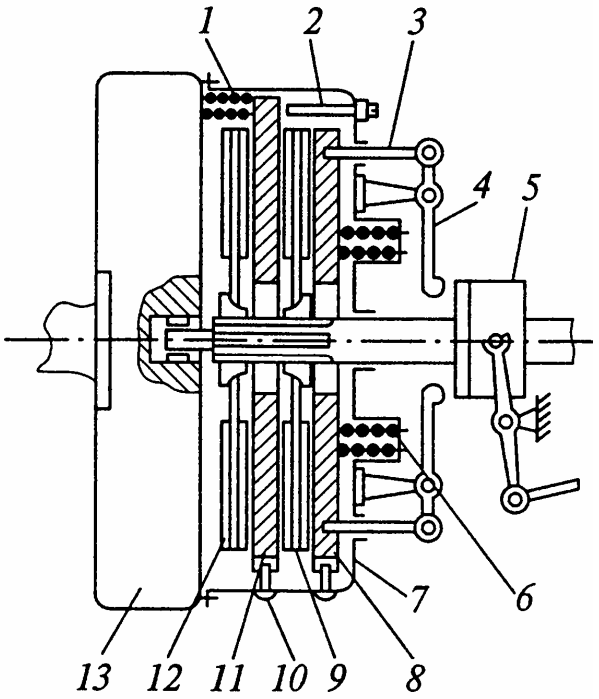


Рис. 2.6. Двухдисковое фрикционное сцепление:
1,6 – пружины; 2 – болт; 3, 10 – пальцы; 4 – рычаг; 5 – муфта; 7 – кожух;
8 – нажимной диск; 9,12 – ведомые диски; 11 – ведущий диск; 13 – маховик

Кожух 7 прикреплен к маховику 13 и связан с нажимным 8 и ведущим 11 дисками направляющими пальцами 10, которые входят в пазы дисков. Вследствие этого нажимной и ведущий диски могут свободно перемещаться в осевом направлении и передавать крутящий момент от маховика на ведомые диски, установленные на шлицах первичного вала коробки передач. При включенном сцеплении пружины 6 действуют на нажимной диск, зажимая между ним и маховиком двигателя ведущий и ведомые диски. При выключении сцепления муфта 5 давит на рычаги 4, которые через оттяжные пальцы 3 отводят нажимной диск от маховика двигателя.

При этом между маховиком, ведомыми, ведущим и нажимным дисками создаются необходимые зазоры, чему способствуют отжимные пружины 1 и регулировочные болты 2. В двухдисковых сцеплениях

сжатие ведущих и ведомых деталей может производиться несколькими цилиндрическими пружинами, равномерно расположенными в один или два ряда по периферии нажимного диска. Сжатие также может осуществляться одной центральной конической пружиной. Двухдисковые сцепления могут иметь механические и гидравлические приводы. Для облегчения управлением двухдисковым сцеплением в приводе устанавливаются пневматические усилители, значительно снижающие максимальное усилие выключения сцепления [3].

2.4.1. Сцепление с центральной пружиной

Данный тип сцепления проще по конструкции и надежнее в эксплуатации. При центральной диафрагменной пружине сцепление имеет меньшие массу и габаритные размеры, а также меньшее количество деталей, так как пружина кроме своей функции выполняет еще и функцию рычагов выключения сцепления. Кроме того, она обеспечивает равномерное распределение усилия на нажимной диск. Сцепления с центральной диафрагменной пружиной применяются на легковых автомобилях из-за трудности изготовления пружин с большим нажимным усилием при малых габаритных размерах сцепления.

На первых конструкциях автомобилей применялись фрикционные постоянно выключенные сцепления типа лента-барабан. Впоследствии на автомобилях нашли применение постоянно включенные сцепления конусного типа (рис. 2.7).

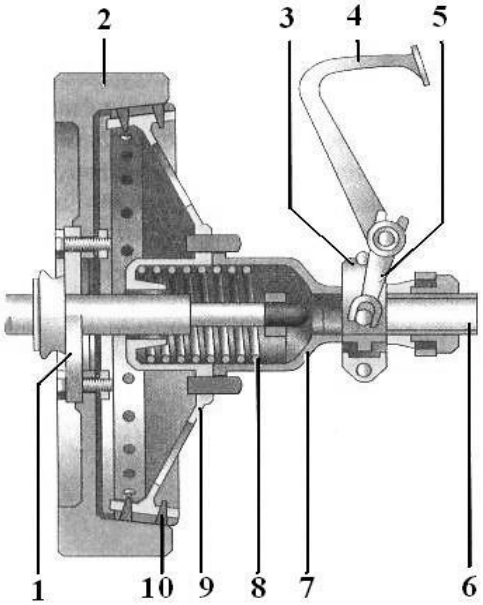


Рис. 2.7. Схема фрикционного конусного сцепления:
1 – фланец коленчатого вала двигателя; 2 – маховик; 3 – муфта выключения сцепления; 4 – педаль; 5 – рычаг муфты выключения сцепления; 6 – первичный вал коробки передач; 7 – кожух сцепления стакан; 8 – пружина; 9 – ведомый конусный диск сцепления; 10 – фрикционные накладки

Ведущим элементом в данной конструкции является ведущий диск 2 (он же маховик двигателя) с внутренней конусной поверхностью обода. Маховик закреплен к фланцу коленчатого вала 1 болтами. Ведомым элементом является конус сцепления 9, который центральной пружиной 8 поджимается через фрикционные накладки 10 к маховику 2.

Правый торец пружины 8 упирается на подшипник, установленный на удлинителе коленвала, обеспечивая усилие сжатия пружиной ведущего 2 и ведомого 9 дисков. Выключение сцепления производится нажатием на педаль 4: посредством муфты 3 стакан 7 и конусный диск 9 перемещаются вправо, кинематическая связь двигателя с коробкой передач разрывается.

Недостатком данного типа сцепления является сравнительно большой момент инерции ведомого диска, который после выключения сцепления продолжает вращаться некоторое время, что затрудняет включение передачи.

Следующей ступенью в развитии конструкции является многодисковое сцепление, работающее в масле. Состоит из чередующихся стальных и бронзовых дисков, соединенных шлицами поочередно с ведущим и ведомым барабанами. Основным недостатком этого типа сцеплений является большой момент инерции ведомых элементов, а при увеличении вязкости масла возможно слипание дисков. В настоящее время применяются на мотоциклах. Подобные конструкции применяются в качестве устройств для затормаживания звеньев планетарных механизмов в гидромеханических коробках передач (только используются диски с фрикционными накладками) и в планетарных коробках передач тяжелых машин.

Позднее в автомобилях начали применять сухое многодисковое сцепление, но при этом сохранился основной недостаток таких конструкций – большой момент инерции ведомых частей. Сцепления такого типа применяются в тяжелой технике [4].

Сцепление с центральной конической пружиной (рис. 2.8) имеет преимущество в том, что нажимная пружина не соприкасается с нажимным диском и поэтому при работе сцепления меньше нагревается и дольше сохраняет свои упругие свойства.

Кроме того, благодаря конструкции нажимного механизма сцепление может передавать большой крутящий момент при сравнительно небольшой силе пружины. Такие сцепления применяются на грузовых автомобилях большой грузоподъемности.

Приводы фрикционных сцеплений могут быть механическими, гидравлическими и электромагнитными. Наибольшее применение на автомобилях получили механические и гидравлические приводы.

Механические приводы просты по конструкции и надежны в работе. Однако они имеют меньший КПД, чем гидравлические приводы сцеплений.

а б

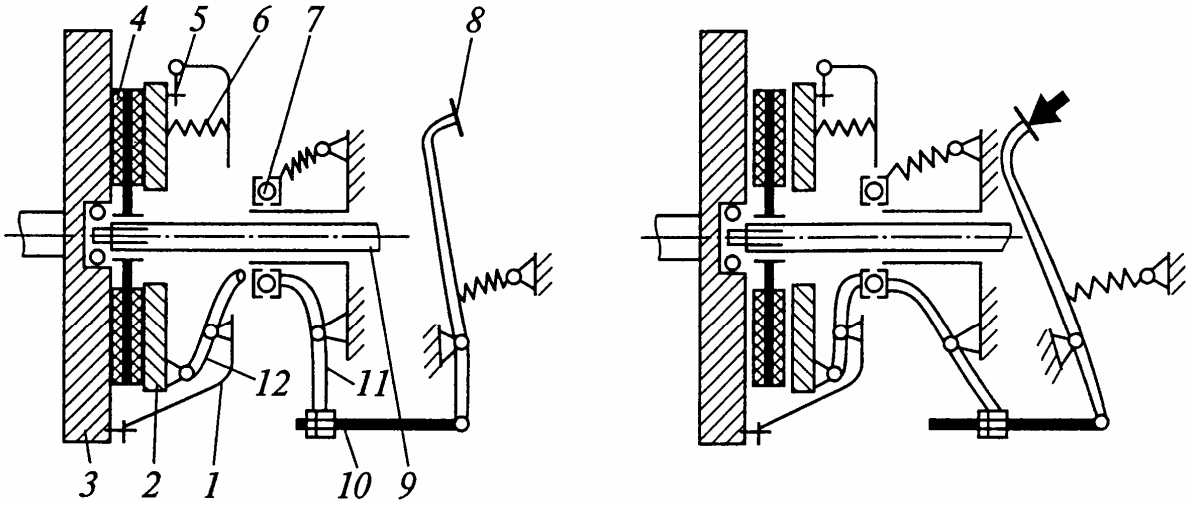


Рис. 2.8. Однодисковое фрикционное сцепление:
а – включено; б – выключено; 1 – кожух; 2 – нажимной диск; 3 – маховик; 4 – ведомый диск; 5 – пластина; 6 – пружина; 7 – подшипник; 8 – педаль; 9 – вал; 10 – тяга; 11 – вилка; 12 – рычаг

Гидравлические приводы, имея больший КПД, обеспечивают наиболее плавное включение сцепления и уменьшают усилие, необходимое для выключения сцепления. Но гидравлические приводы сложнее по конструкции и в обслуживании, менее надежны в работе, более дорогостоящи и требуют больших затрат при обслуживании в эксплуатации. Для облегчения управления сцеплением в приводах часто применяют механические усилители в виде сервопружин, пневматические и вакуумные. Так, сервопружины уменьшают максимальное усилие выключения сцепления на 20...40 % [5].

2.4.1.1. Однодисковые сцепления с центральной диафрагменной пружиной

Такие сцепления получили широкое распространение на легковых автомобилях. Сцепления имеют простую конструкцию, небольшие габаритные размеры и массу. Для их выключения требуется небольшое усилие, так как сила диафрагменной пружины при выключении уменьшается. Однако величина прижимного усилия диафрагменной пружины ограничена.

Сцепление имеет один ведомый диск, а ведущие и ведомые его части прижимаются друг к другу. Сцепление легковых автомобилей

ВАЗ (рис. 2.9) однодисковое, сухое, с центральной диафрагменной пружиной и с гидравлическим приводом, центральной пружиной.

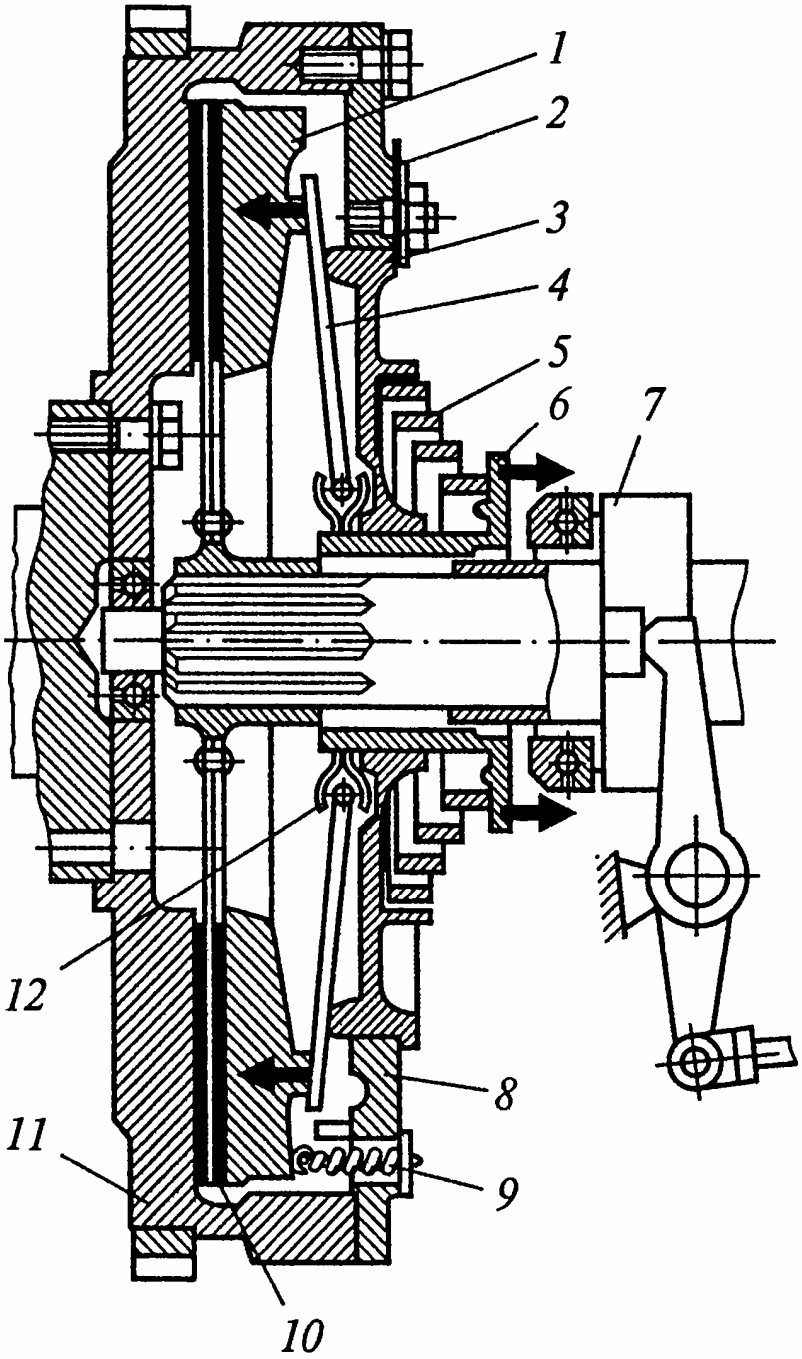


Рис. 2.9. Однодисковое сцепление с конической пружиной грузового автомобиля МАЗ:
1 – нажимной диск; 2 – регулировочная прокладка; 3 – фланец; 4 – рычаг; 5 – коническая пружина; 6 – втулка; 7 – муфта; 8 – кожух; 9 – пружина; 10 – ведомый диск; 11 – маховик; 12 – обойма

2.4.1.2. Сцепление с центральной конической пружиной. Однодисковое сцепление с центральной конической пружиной

В отличие от сцепления с диафрагменной пружиной однодисковое сцепление с центральной конической пружиной позволяет передавать большой крутящий момент благодаря установке между нажимным диском и пружиной специального рычажного механизма, увеличивающего давление пружины. Конструкция такого сцепления проще, чем с периферийными пружинами, и имеет меньший осевой размер. Равномерность нагрузки на нажимной диск обеспечивается веерообразными упругими рычагами, передающими усилие пружины на нажимной диск сцепления с центральной конической пружиной. Применяются на грузовых автомобилях большой грузоподъемности.

Сцепление грузового автомобиля МАЗ (см. рис. 2.9): сцепление постоянно замкнутое, однодисковое, фрикционное, сухое, с центральной конической пружиной и с механическим приводом.

Коническая пружина 5, имеющая поперечное сечение витка прямоугольной формы, в сжатом состоянии расположена между подвижной втулкой 6 и опорным фланцем 3. Пружина не касается нажимного диска, поэтому при работе меньше нагревается и дольше сохраняет свою упругость. Фланец 3 установлен в кожухе 8, закрепленном на маховике 11 двигателя. На внутреннем конце втулки 6 закреплена обойма 12, в которой находятся шаровые опоры нажимных рычагов 4.

Нажимные рычаги выполнены в форме диска, разрезанного на отдельные секторы в виде лопастей вентилятора для охлаждения сцепления. Наружные концы рычагов 4 находятся между кольцевыми выступами опорного фланца 3 и нажимного диска 7, что обеспечивает перемещение нажимного 7 и ведомого 10 дисков и прижатие ведомого диска к маховику двигателя.

Упругие нажимные рычаги обеспечивают плавность включения и выключения сцепления. Давление конической пружины регулируется прокладками 2, установленными между кожухом 8 и опорным фланцем 3. Нажимной диск имеет прямоугольные выступы, которые входят в продольные пазы кожуха. Это обеспечивает передачу крутящего момента от маховика на нажимной диск и перемещение нажимного диска в осевом направлении. Сцепление размещено в картере, прикрепленном болтами к блоку цилиндров двигателя. При включенном сцеплении ведомый диск 10 зажат между нажимным диском 1 и маховиком 11 под действием конической пружины 5 и нажимных рычагов 4. Сцепление передает крутящий момент. При выключении сцепления муфта 7 с выжимным подшипником перемещается к маховику и давит на подвижную втулку 6. Втулка сжимает пружину 5 и перемещает внутрен-

ние концы рычагов 4 к маховику. При этом наружные концы рычагов перемещаются в сторону от маховика, их давление на нажимной диск 1 прекращается. Нажимной диск отводится от маховика оттяжными пружинами 9, освобождая ведомый диск 10. Сцепление выключается, крутящий момент через него не передается.

2.4.1.3. Двухдисковое сцепление с центральной конической пружиной

Такое сцепление по конструкции проще, чем двухдисковое сцепление с периферийными пружинами, и имеет меньший осевой размер. В двухдисковом сцеплении с центральной конической пружиной (рис. 2.10) равномерность нажимного усилия конической пружины 7, сжимающей ведущие и ведомые детали, обеспечивается веерообразными упругими нажимными рычагами 5. Эти рычаги выполнены в форме лопастей вентилятора, что улучшает охлаждение и вентиляцию дисков сцепления. Кроме того, они обеспечивают плавное включение и выключение сцепления. Нижние концы рычагов с шаровыми опорами размещены в обойме 8, закрепленной на подвижной втулке 9, а наружные концы зажаты между кольцевыми выступами опорного фланца 6 и нажимного диска 4. Такое крепление нажимных рычагов обеспечивает перемещение нажимного 4, среднего ведущего 2 и ведомых 1 дисков при включении и выключении сцепления. Кроме того, подобная конструкция рычагов увеличивает давление центральной конической пружины, сжимающей ведущие и ведомые детали сцепления.

Нажимной диск 4 своими прямоугольными выступами соединяется с кожухом 10 сцепления, а средний ведущий диск 2 связан маховиком 13 двигателя пальцем 3. Такие соединения обеспечивают передачу крутящего момента от маховика на диски и перемещение дисков в осевом направлении. При выключении сцепления средний ведущий диск отжимается от маховика пружинами 12 до упора 11, установленного в кожухе 10 сцепления.

Привод сцепления – механический с пневматическим усилителем, который создает при выключении сцепления усилие, пропорциональное силе, приложенной к педали сцепления.

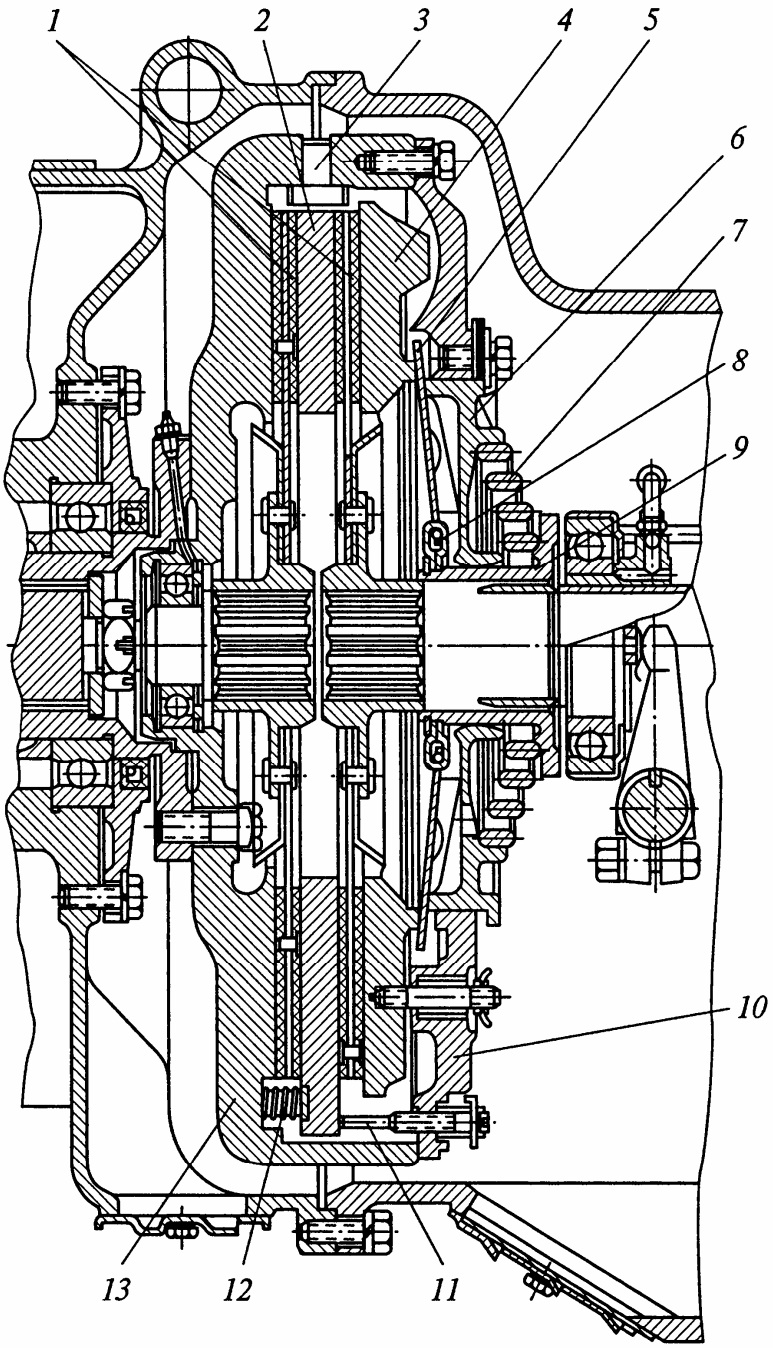


Рис. 2.10. Двухдисковое сцепление с центральной конической пружиной: 1 – ведомые диски; 2 – ведущий диск; 3 – палеи; 4 – нажимной диск; 5 – рычаг; 6 – фланец; 7 – коническая пружина; 8 – обойма; 9 – втулка; 10 – кожух; 11 – упор; 12 – пружина; 13 – маховик

2.4.2. Сцепление с периферийно-расположенными цилиндрическими пружинами

2.4.2.1. Однодисковое сцепление с периферийно-расположенными цилиндрическими пружинами

Сцепления такого типа получили широкое применение на легковых и грузовых автомобилях, а также на автобусах.

Сцепление грузовых автомобилей ЗИЛ (рис. 2.11) постоянно замкнутое, фрикционное, сухое, однодисковое, с периферийно-расположенными цилиндрическими пружинами и с механическим приводом.

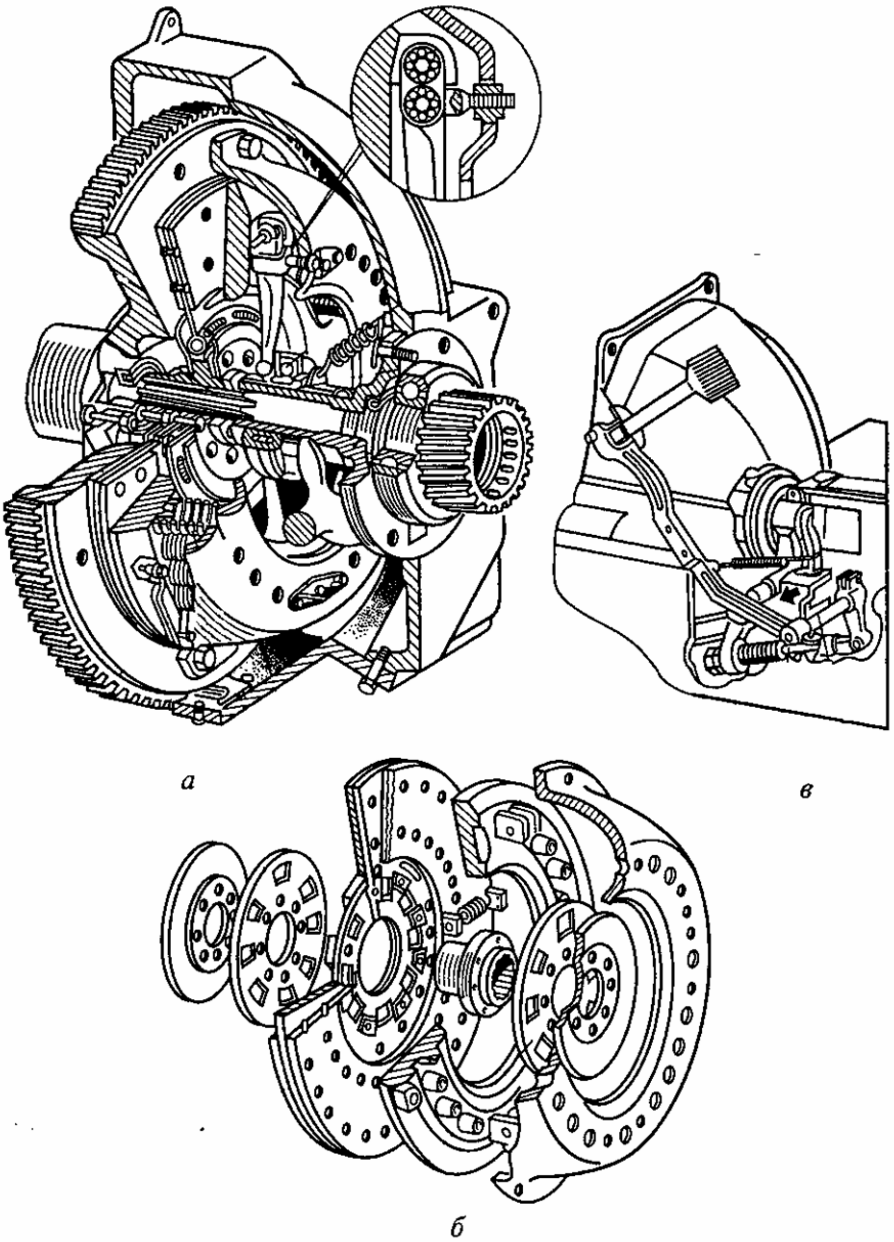


Рис. 2.11. Сцепление (а), детали (б) и привод (в) сцепления грузовых автомобилей ЗИЛ

Сцепление легковых автомобилей ГАЗ (рис. 2.12): постоянно замкнутое, фрикционное, сухое, однодисковое, с периферийно-расположенными цилиндрическими пружинами и с гидравлическим приводом.

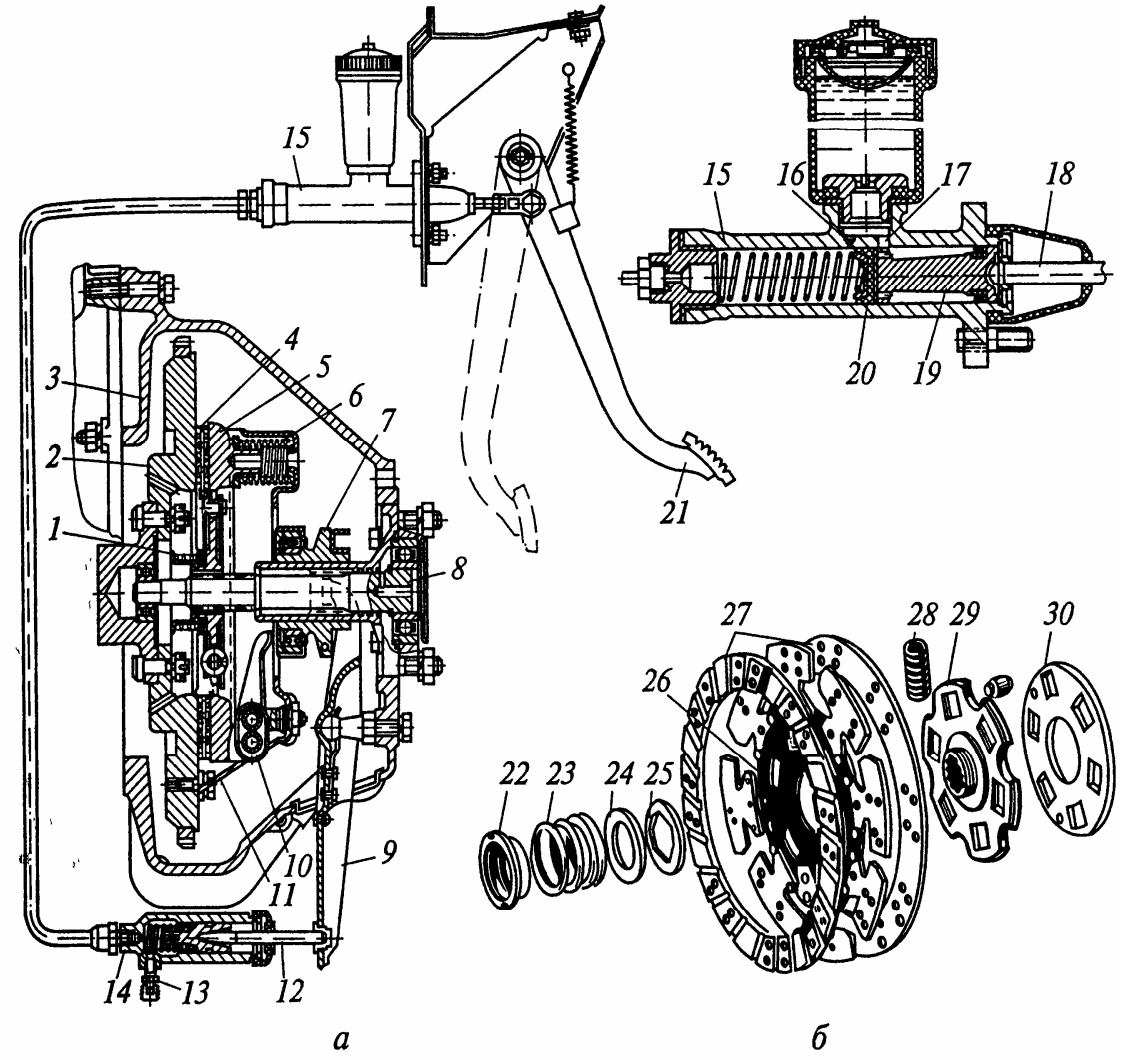


Рис. 2.12. Сцепление, привод (а) и детали сцепления (б) легковых автомобилей ГАЗ:
1 – гаситель крутильных колебаний; 2 – маховик; 3 – картер; 4 – ведомый диск; 5 – нажимной диск; 6, 23, 28 – пружины; 7 – муфта; 8 – вал; 9 – вилка; 10 – рычаг; 11 – кожух: 12 – шток; 13 – клапан; 14, 15 – цилиндры; 16, 17 – отверстия; 18 – толкатель; 19 – поршень; 20 – уплотнительная манжета; 21 – педаль; 22 – упор; 24, 25 – шайбы; 26, 30 – диски; 27 – фрикционные накладки; 29 – ступица

Пружина установлена на упоре 22, который закреплен на ступице ведомого диска. Гашение крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля происходит за счет трения между фрикционной стальной шайбой 25 и ведомым диском 26, которое возникает при поворотах ведомого диска относительно его ступицы.

Крутящий момент при включенном сцеплении от маховика 2 двигателя через болты крепления передается к кожуху 11 сцепления и от

него нажимному диску 5 через приливы диска, входящие в три прямоугольных окна кожуха. Затем крутящий момент передается ведомому диску 4, который установлен на шлицах первичного (ведущего) вала 8 коробки передач. В гидравлический привод сцепления входят педаль 21, главный цилиндр 15 с бачком и толкателем 18, рабочий цилиндр 14 со штоком 12, вилка 9 и трубопровод. Усилие от педали к вилке выключения сцепления передается через тормозную жидкость, которой заполнен привод и которая практически не сжимается. Внутренняя полость главного цилиндра сообщается с бачком через перепускное 17 и компенсационное 16 отверстия. При этом через компенсационное отверстие жидкость проходит в бачок при изменении ее объема в цилиндре (при нагреве, после резкого отпускания педали сцепления). При выключении сцепления (при нажатии на педаль 21) толкатель 18 перемещает поршень 19 главного цилиндра, который после перекрытия компенсационного отверстия 16 выталкивает жидкость при повышенном давлении через трубопровод в рабочий цилиндр 14. Поршень рабочего цилиндра через шток 12 поворачивает на шаровой опоре вилку 9, которая перемещает муфту 7 с выжимным подшипником. Выжимной подшипник действует на рычаги 10 выключения сцепления и перемещает их внутренние концы к маховику. При этом ведущие и ведомые части сцепления разъединяются, и сцепление выключается.

При отпускании педали при включении сцепления все детали привода перемещаются в исходное положение под действием возвратных пружин, а давление жидкости в приводе уменьшается до атмосферного.

При плавном отпускании педали сцепления вытесненная жидкость из рабочего цилиндра, возвращаясь в главный цилиндр, успевает заполнить в нем объем, освобожденный поршнем. При резком отпускании педали сцепления в главном цилиндре может возникнуть вакуум, если жидкость, поступившая в него, не успеет заполнить объем, освобожденный в цилиндре поршнем. В этом случае под действием вакуума часть жидкости из бачка через перепускное отверстие 17 поступает в полость поршня и через отверстия в его головке – в полость перед поршнем, отжимая при этом края уплотнительной манжеты 20. Поступившая жидкость, заполняя цилиндр, устраняет в нем вакуум.

При дальнейшем поступлении из привода в цилиндр жидкости ее излишки вытесняются в бачок через компенсационное отверстие 16. В рабочем цилиндре имеется специальный клапан 13 для выпуска воздуха, который удаляется через него при прокачивании привода сцепления. Для надежной работы таких сцеплений производится две регулировки – свободного хода педали сцепления и положения рычагов выключения сцепления [5].

2.4.2.2. Двухдисковое сцепление с периферийно-расположенными цилиндрическими пружинами

Сцепление грузовых автомобилей КамАЗ (рис. 2.13,а) двухдисковое, постоянно замкнутое, фрикционное, сухое, с периферийно-расположенными цилиндрическими пружинами, с гидравлическим приводом и пневматическим усилителем.

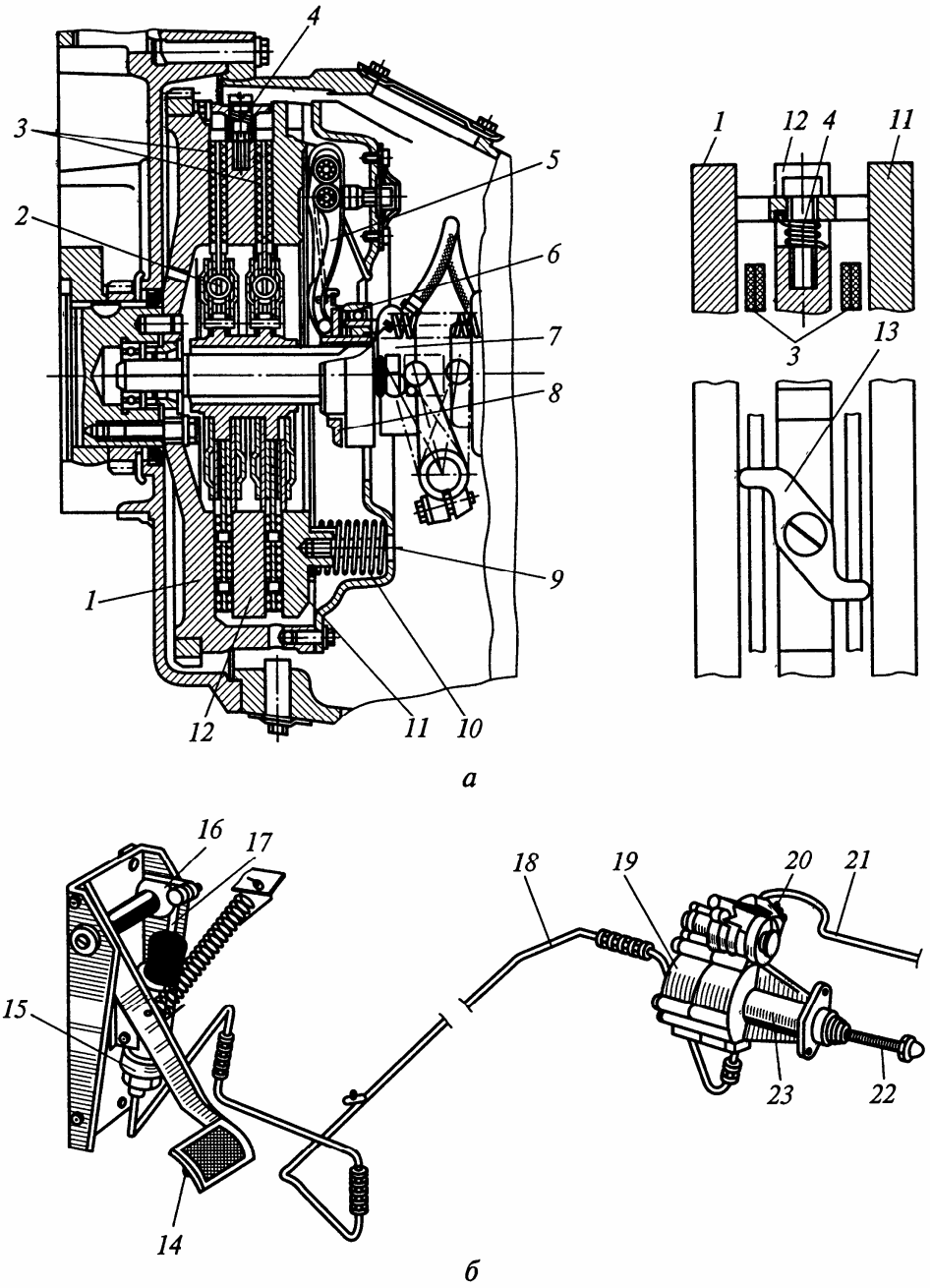


Рис. 2.13. Сцепление (а) и привод (б) сцепления грузовых автомобилей КамАЗ:
1 – маховик; 2 – гаситель; 3 – ведомые диски; 4 – рычажный механизм; 5 – рычаг; 6 – подшипник; 7 – муфта; 8 – кольцо; 9 – пружина; 10 – кожух; 11 – нажимной диск; 12 – ведущий диск; 13, 16 – рычаги; 14 – педаль; 15, 23 – цилиндры; 17, 22 – штоки; 18 – трубопровод; 19 – пневмоусилитель; 20 – следящее устройство; 21 – воздухопровод

Ведущими в сцеплении являются маховик 1, средний ведущий диск 12, нажимной диск 11 и кожух 10, а ведомыми – диски 3 с гасителями 2 крутильных колебаний. Усилие, сжимающее ведущие и ведомые диски, создается пружинами 9. Крутящий момент от двигателя передается нажимному и среднему ведущему дискам через выступы, выполненные на их наружных поверхностях, входящие в четыре продольных паза на маховике.

Пазы на маховике позволяют перемещаться выступам, а следовательно, и дискам 11 и 12 относительно маховика при включении и выключении сцепления. На среднем ведущем диске 12 установлен рычажный механизм 4, пружина которого при выключении сцепления поворачивает равноплечий рычаг 13. При этом рычаг, упираясь своими концами в нажимной диск 11 и маховик 1, устанавливает средний ведущий диск 12 на одинаковом расстоянии от маховика и нажимного диска.

Рычаги 5 выключения сцепления соединены с упорным кольцом 8, в которое при выключении сцепления упирается выжимной подшипник 6 муфты 7 выключения, перемещающейся по направляющей втулке. Привод сцепления – гидравлический с пневматическим усилителем. Привод включает в себя (рис. 2.13, б) педаль 14, главный цилиндр 15, рабочий цилиндр 23, пневматический усилитель 19, следящее устройство 20, вилку и муфту выключения с подшипником, трубопроводы 18 и шланги для подачи рабочей жидкости от главного цилиндра к рабочему, а также воздухопровод 21 для подачи воздуха в пневмоусилитель. При выключении сцепления усилие от педали 14 через рычаг 16 и шток 17 передается поршню главного цилиндра 15, из которого рабочая жидкость под давлением по трубопроводам 18 одновременно поступает в рабочий цилиндр 23 и в корпус следящего устройства 20. Следящее устройство обеспечивает при этом поступление сжатого воздуха в пневмоусилитель 19 из воздухопровода 21. Оно автоматически изменяет давление воздуха в пневмоусилителе пропорционально усилию на педали сцепления. Суммарное усилие, создаваемое давлением воздуха в пневмоусилителе 19 и давлением жидкости в рабочем цилиндре 23, передается через шток 22 на вилку выключения сцепления и от нее на муфту выключения с выжимным подшипником.

Установка пневматического усилителя в гидравлическом приводе позволяет значительно облегчить управление сцеплением – его выключение и удержание в выключенном положении. В случае выхода из строя пневмоусилителя выключение сцепления осуществляется только давлением жидкости. При этом усилие нажатия на педаль сцепления увеличивается до 600 Н. Главный цилиндр привода сцепления (рис. 2.14):

корпус 3, поршень 5 со штоком 6, уплотнительную манжету 4 и возвратную пружину 2.

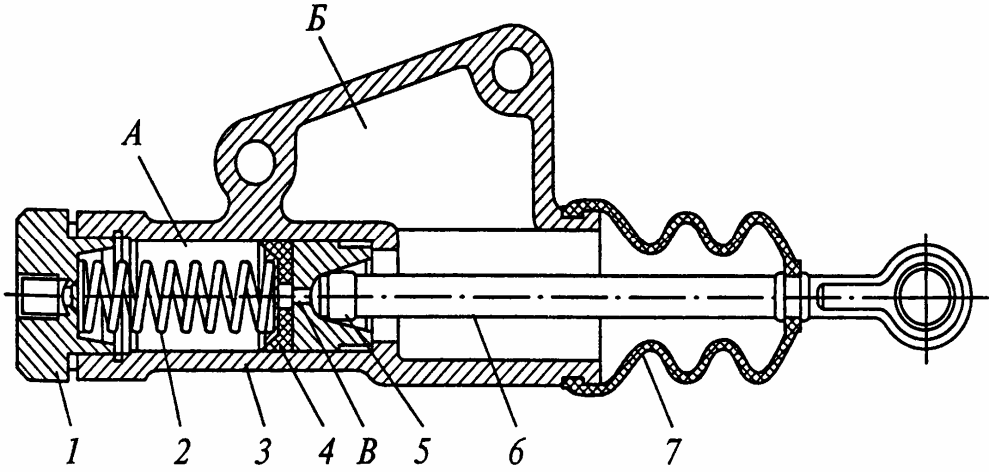


Рис. 2.14. Главный цилиндр привода сцепления грузовых автомобилей КамАЗ: 1 – пробка; 2 – пружина; 3 – корпус; 4 – манжета; 5 – поршень; 6 – шток; 7– чехол; А, Б – полости; В – отверстие

Внутри корпуса находятся полости А и Б, которые заполнены рабочей жидкостью. Корпус цилиндра закрыт защитным чехлом 7 и пробкой 1 с резьбовым отверстием для подсоединения трубопровода. При включенном сцеплении (педаль сцепления отпущена) поршень находится в исходном положении под действием пружины 2. При этом полости А и Б в корпусе сообщаются между собой через открытое отверстие В, выполненное в поршне. При выключении сцепления (при нажатии на педаль сцепления) шток 6 перемещается внутрь цилиндра в сторону поршня 5, перекрывает отверстие В и разъединяет полости А и Б. Под давлением поршня жидкость из главного цилиндра через трубопровод поступает к пневматическому усилителю. При этом давление жидкости пропорционально усилию нажатия на педаль сцепления.

Пневматический усилитель (рис. 2.15) гидропривода сцепления объединяет в себе рабочий цилиндр выключения сцепления с поршнем 2 и следящее устройство с поршнем 3, диафрагмой 4 и клапанами 5 управления (впускным и выпускным). Работает пневматический усилитель следующим образом. При нажатии на педаль сцепления рабочая жидкость воздействует на поршни 2 и 3, которые перемещаются. Поршень 3 прогибает диафрагму с седлом клапанов 5 управления. При этом выпускной клапан закрывается и открывается впускной клапан.

Сжатый воздух (P=0,6-0,9 МПа – из пневмосистемы автомобиля) через впускной клапан поступает в пневматический цилиндр усилителя и действует на поршень, который перемещается, оказывая дополнительное воздействие на шток 1 выключения сцепления. При отпускании педали сцепления давление жидкости на поршни 2 и 3 прекраща-

ется, они возвращаются в исходное положение под действием пружин. При этом закрывается впускной клапан и открывается выпускной клапан, через который сжатый воздух из пневмоусилителя выходит в окружающую среду, а поршень 6 перемещается и исходное положение.

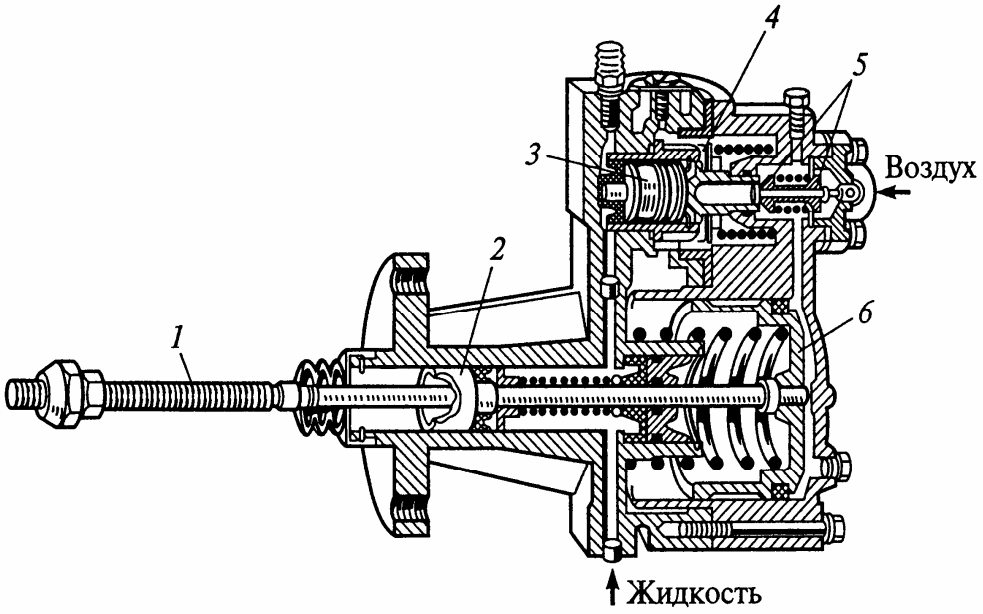


Рис. 2.15. Пневмоусилитель привода сцепления грузовых автомобилей КамАЗ:
1 – шток; 2, 3, 6 – поршни; 4 – диафрагма; 5 – клапаны

Сцепление грузовых автомобилей МАЗ (рис. 2.16) двухдисковое, постоянно замкнутое, фрикционное, сухое, с периферийно-расположенными цилиндрическими пружинами, с механическим приводом и пневматическим усилителем.

Прижатие к маховику 1 нажимного 18, среднего ведущего 3 и двух ведомых 2 дисков осуществляется цилиндрическими пружинами 16, периферийно и равномерно расположенными в два ряда по окружности. Каждый ряд включает по 14 пружин. Ведомые диски включают в себя гасители крутильных колебаний, каждый из которых имеет по шесть цилиндрических пружин 5 и по два стальных фрикционных кольца 4. Средний ведущий и нажимной диски направляющими выступами входят в пазы маховика, пружины 6 расположены между маховиком и средним диском. При выключении сцепления они перемещают средний диск на необходимую величину, которая регулируется четырьмя штоками 7. Четыре рычага 9 выключения сцепления установлены и вилках 10, закрепленных в кожухе 15 сферическими гайками 11. К внутренним концам рычагов присоединено кольцо 14, в которое при выключении сцепления упирается выжимной подшипник 13 муфты выключения. Смазывание муфты и подшипники производится через гибкий шланг из масленки, закрепленной на картере 12. В

верхней и нижней частях картера сцепления находятся люки с крышками 8 и 17. Нижняя крышка 17 имеет вентиляционные отверстия. Привод сцепления – механический с пневматическим усилителем. Пневмоусилитель состоит из клапана управления и силового цилиндра. Клапан управления включен в механический привод сцепления последовательно. Это обеспечивает действие усилителя пропорционально силе давления на педали сцепления и позволяет выключать сцепление одним механическим приводом при неработающем пневмоусилителе [3].

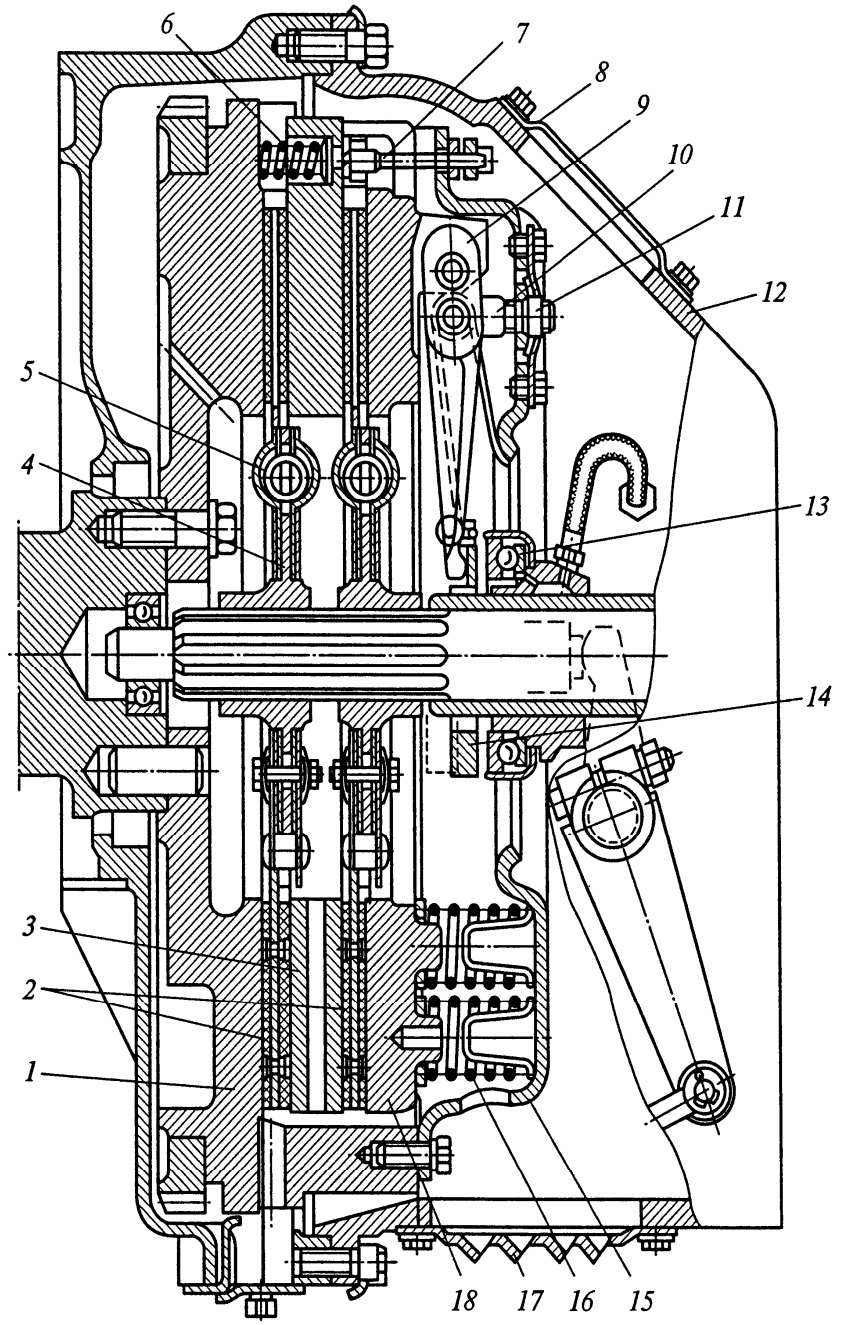


Рис. 2.16. Сцепление грузовых автомобилей МАЗ:
1 – маховик; 2 – ведомые диски; 3 – ведущий диск; 4,14 – кольца;
5, 6, 16 – пружины; 7 – шток; 8, 17 – крышки; 9 – рычаг; 10 – вилка;
11 – гайка; 12 – картер; 13 – подшипник; 15 – кожух; 18 – нажимной диск

2.4.3. Полуцентробежное и центробежное сцепления

Во всех рассмотренных ранее сцеплениях сила сжатия ведущих и ведомых деталей постоянна, так как создается усилием пружин. Она не зависит от передаваемого через сцепление крутящего момента. Поэтому при выключении сцепления всегда приходится преодолевать одно и то же усилие пружин, независимо от величины крутящего момента, который зависит от условий движения автомобиля. Это значительно усложняет работу водителя. Так, в условиях городского движения водителю автобуса приходится пользоваться сцеплением до двух тысяч раз за смену. Снижение затрат физических усилий при выключении сцепления достигается применением полуцентробежных и центробежных сцеплений. Полуцентробежным называется фрикционное сцепление, в котором сжатие ведущих и ведомых деталей осуществляется совместно пружинами и центробежными грузиками. В полуцентробежном сцеплении (рис. 2.17) применяются более слабые нажимные периферийные пружины 2 и центробежные грузики 1, выполненные за одно целое с рычагами выключения сцепления.

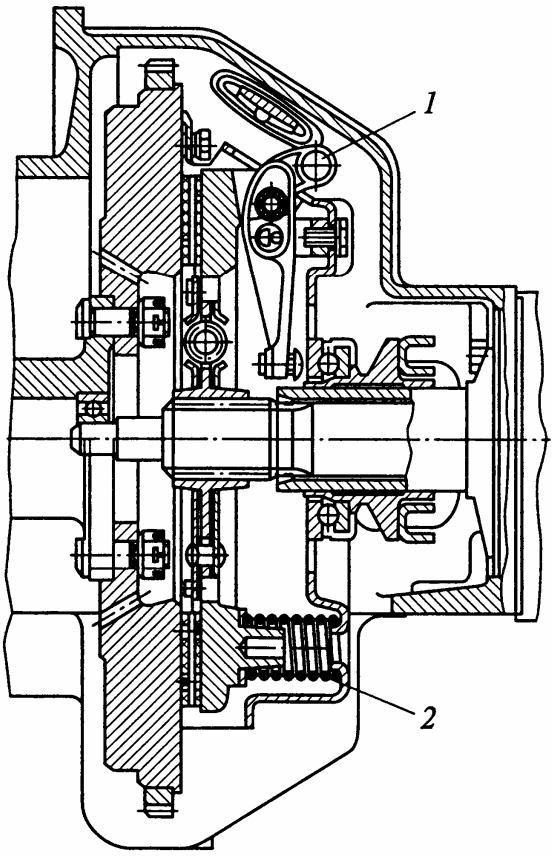


Рис. 2.17. Полуцентробежное сцепление:
1 – грузик; 2 – пружина

Усилие сжатия зависит от скорости вращения центробежных грузиков, т.е. от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Чем боль-

ше частота вращения коленчатого вала, тем больше центробежные силы, действующие на грузики, и тем больше усилие, создаваемое грузиками, и наоборот. Поэтому при трогании автомобиля с места для удержания педали сцепления в выключенном состоянии, когда частота вращения коленчатого вала низкая, требуется небольшое усилие. Но при переключении передач, особенно при высоких скоростях движения автомобиля, к педали сцепления необходимо прикладывать значительное усилие для преодоления суммарной силы сжатия пружин и центробежных грузиков. Кроме того, при движении автомобиля в тяжелых дорожных условиях с небольшой скоростью сцепление может пробуксовывать, что приводит к снижению его долговечности.

Центробежным называется фрикционное сцепление, в котором сжатие ведущих и ведомых деталей осуществляется центробежными грузиками. Центробежное сцепление является разомкнутым. Оно выключено при неработающем двигателе и выключается автоматически при малой частоте вращения коленчатого вала. При выключенном сцеплении реактивный диск 2 (рис. 2.18) находится на некотором расстоянии от нажимного диска 1. Положение реактивного диска обусловлено рычагами 5, концы которых упираются в выжимной подшипник муфты 6 выключения, а муфта фиксируется упором 7.

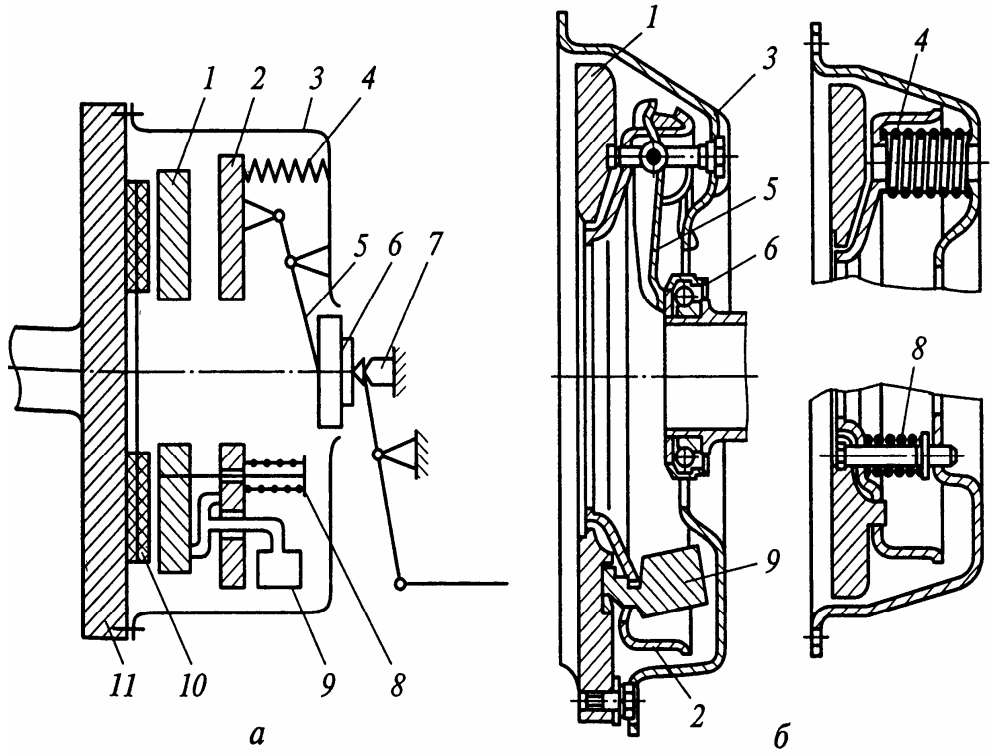


Рис. 2.18. Центробежное сцепление легкового автомобиля:
а – схема; б – конструкция; 1 – нажимной диск; 2 – реактивный диск; 3 – кожух; 4, 8 – пружины; 5 – рычаг; 6 – муфта; 7 – упор; 9 – грузик; 10 – ведомый диск; 11 – маховик

Нажимной диск подтягивается к реактивному диску отжимными пружинами 8. Это обеспечивает необходимый зазор между нажимным диском 1, ведомым диском 10 и маховиком 11 двигателя. При увеличении частоты вращения коленчатого вала двигателя центробежные грузики 9 под действием центробежных сил расходятся. Грузики, упираясь хвостовиками в нажимной 1 и реактивный 2 диски, перемещают нажимной диск к маховику, создавая при этом давление на ведомый диск 10. При небольшой деформации пружин 4, что происходит даже при незначительном увеличении частоты вращения коленчатого вала, рычаги 5 выключения поворачиваются на своих опорах, и между концами рычагов 5 и выжимным подшипником муфты 6 выключения образуется необходимый зазор.

При торможении автомобиля до полной остановки сцепление автоматически выключается и исключает остановку двигателя. При переключении передач сцепление выключается с помощью педали. Торможение автомобиля двигателем при малых скоростях движения (на спуске, при движении накатом) возможно только при перемещении упора 7, для чего имеется специальный привод с места водителя. В этом случае сцепление включается нажимными пружинами 4, установленными между реактивным диском 2 и кожухом 3, и сцепление становится постоянно замкнутым. Центробежное сцепление обеспечивает плавность включения при трогании автомобиля с места и автоматическое выключение при снижении частоты вращения коленчатого вала до минимального значения, препятствуя остановке двигателя. Однако сцепление может пробуксовывать при малых скоростях движения автомобиля в тяжелых дорожных условиях [3].

2.4.4. Приводы механизма выключения фрикционного сцепления

Существуют следующие типы приводов механизма выключения фрикционного сцепления:

– механические,
– гидравлические,
– комбинированные.

2.4.4.1. Механические приводы

Это приводы, в которых для передачи усилия на механизм выключения используются только механические связи. Применяются на легковых и грузовых автомобилях.

а б

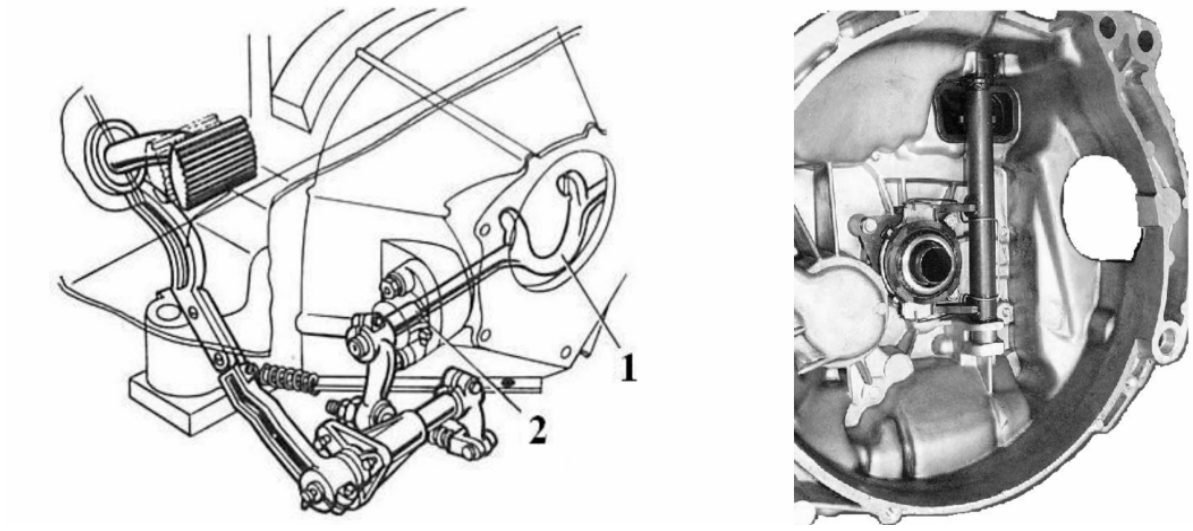


Рис. 2.19. Механизм выключения сцепления вилкой (1) на валу (2):
а – горизонтальный вал вилки выключения сцепления автомобиля ЗИЛ-130;
б – вертикальный вал вилки выключения сцепления переднеприводных автомобилей ВАЗ

Основное достоинство – относительная простота конструкции. Отсутствие в приводе газообразного или жидкостного рабочего тела повышает его надежность.

а б в

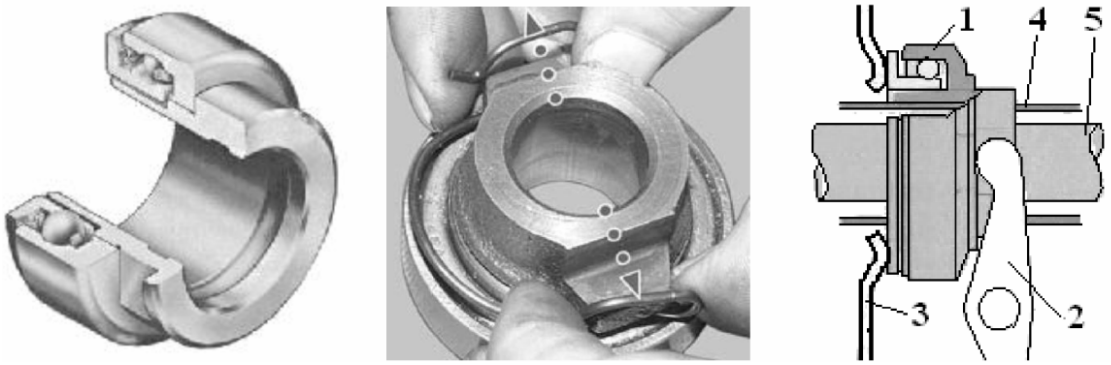


Рис. 2.20. Муфта выключения сцепления
с упорным шариковым подшипником:
а – с проточкой в корпусе; б – с соединительной пружиной (автомобили ВАЗ); 1 – муфта; 2 – вилка; 3 – рычаги механизма выключения сцепления; 4 – направляющая втулка; 5 – первичный вал коробки передач

В качестве механических связей применяются рычаги, тяги (рис. 2.19,а) либо гибкий трос. Тросовый привод используется преимущественно на легковых автомобилях с поперечным расположением двигателя спереди, где имеется возможность укладки троса привода относительно небольшой длины и без значительных изгибов. Конструкция такого привода представлена на рис. 2.21.

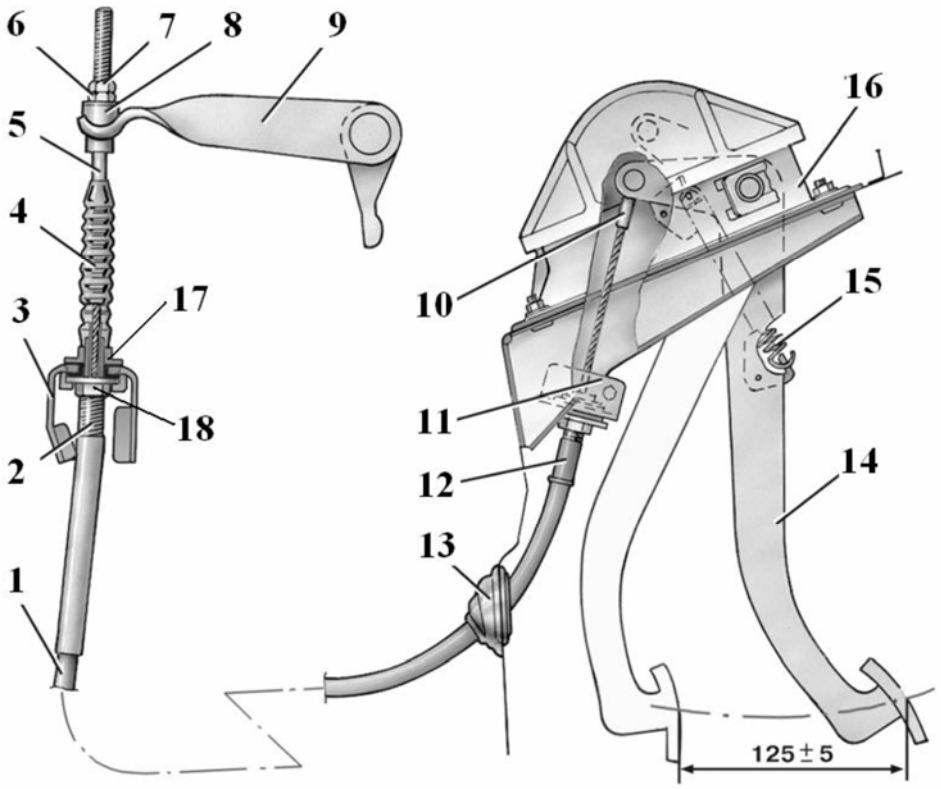


Рис. 2.21. Механический привод выключения сцепления автомобиля ВАЗ-2110: 1 – оболочка троса; 2 – нижний наконечник оболочки троса; 3 – кронштейн крепления троса; 4 – защитный чехол троса; 5 – нижний наконечник троса; 6 – регулировочная гайка троса; 7 – контргайка; 8 – поводок троса; 9 – вилка выключения сцепления; 10 – верхний наконечник троса; 11 – упорная пластина; 12 – верхний наконечник оболочки троса; 13 – уплотнитель; 14 – педаль сцепления; 15 – пружина педали сцепления; 16 – кронштейн педали сцепления; 17, 18 – гайки

При выключении сцепления усилие управления, создаваемое водителем, от педали 14 через систему рычагов передается на трос 10, далее на рычаг 9, который поворачивает вал с вилкой (см. рис. 2.19,б).

Зазор между подшипником муфты и рычагами выключения (секторами диафрагменной пружины) обеспечивается наличием свободного хода рычага 9, рис. 2.21, величина которого регулируется в пределах 3,5...4 мм гайками 6 и 7.

Если трос крепится к рычагу вала вилки серьгой, как в автомобилях ВАЗ-2109, регулировка производится гайками.

2.4.4.2. Гидравлические приводы

Обеспечивают плавное включение сцепления. С применением гидропривода упрощается передача усилия на значительные расстояния и в неудобные для механического привода места.

В состав привода входят (рис. 2.22):

– узел педали;

– главный цилиндр;
– бачок с запасом рабочей жидкости;
– трубопроводы;
– рабочий цилиндр.

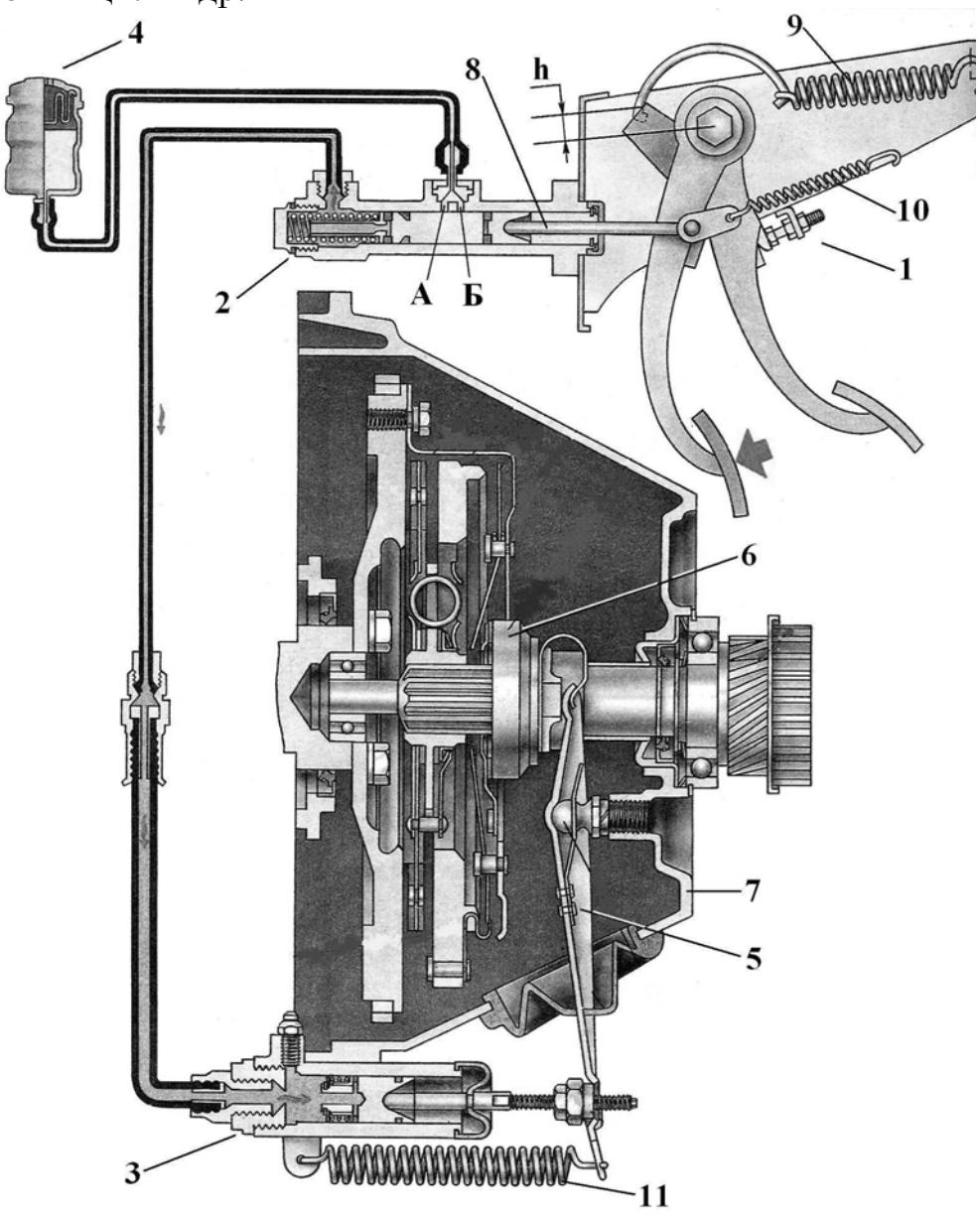


Рис. 2.22. Гидравлический привод выключения сцепления задне- и полно-приводных автомобилей ВАЗ:
1 – узел педали; 2 – главный цилиндр; 3 – рабочий цилиндр;
4 – питательный бачок; 5 – вилка механизма выключения сцепления;
6 – муфта; 7 – картер сцепления; 8 – толкатель; 9 – сервопружина;
10 – возвратная пружина; 11 – оттяжная пружина;
А и Б – см. рис. 2.23

Крутящий момент от двигателя сцепление передает за счет сил сухого трения. Усилие от педали к вилке выключения сцепления передается через жидкость. С применением гидропривода упрощается

передача усилия на значительные расстояния и в неудобные для механического привода места.

При нажатии на педаль усилие через толкатель 8 передается поршням главного цилиндра. В главном цилиндре создается избыточное давление рабочей жидкости, под действием которого жидкость по трубопроводам поступает в рабочий цилиндр. Поршень рабочего цилиндра (см. рис. 2.26) перемещается, через шток воздействует на вилку 5, начинается выключение сцепления.

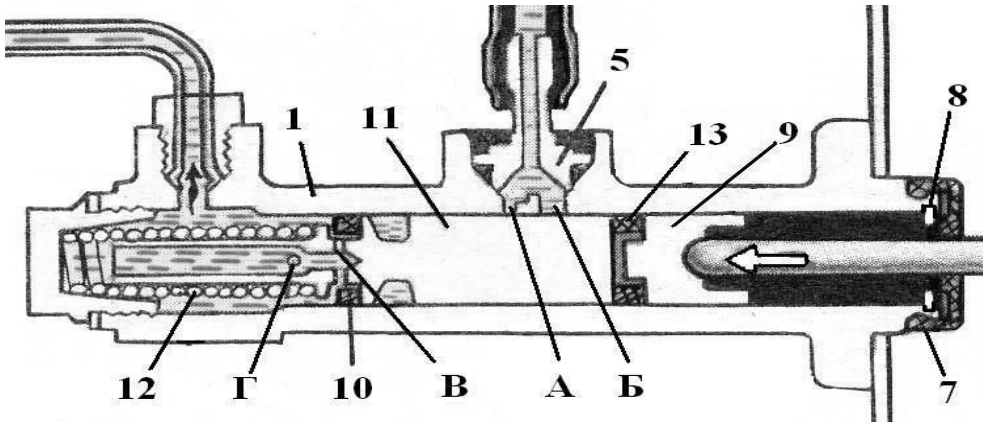
При отпускании педали (сцепление включается) толкатель 8 прекращает воздействовать на поршни главного цилиндра, которые под действием возвратной пружины главного цилиндра возвращаются в исходное положение. Давление в главном цилиндре уменьшается. Под действием нажимной пружины сцепления и оттяжной пружины 11 поршень рабочего цилиндра 3 перемещается в исходное положение, рабочая жидкость вытесняется в главный цилиндр.

При выключении сцепления толкатель педали перемещает поршень 9 влево (рис. 2.23, а), который заставляет перемещаться поршень 11, пружина 12 при этом сжимается. Переднее уплотнительное кольцо 10 имеет возможность осевого перемещения в канавке поршня в пределах торцевого зазора. При движении поршня влево кольцо 10 прижимается к правому торцу своей канавки. Как только кольцо 10 перекроет отверстие «А», в полости главного цилиндра начинает возрастать давление рабочей жидкости. Таким образом, при выключении сцепления кольцо 10 выполняет уплотняющую функцию.

При включении сцепления (педаль отпускается) поршень 11 под действием пружины 12 перемещается вправо, уплотнительное кольцо 10 прижимается к левому торцу своей канавки. Из-за перекладки уплотнительного кольца рабочая полость главного цилиндра соединяется с дополнительным бачком по пути: отверстие в торце поршня 11 и отверстие «Г» – отверстие «В» – диаметральный зазор между кольцом 10 и его канавкой в поршне 11 – зазор между торцом кольца 10 и торцом его канавки в поршне 11 – радиальный зазор между корпусом цилиндра и перемычкой 15 – задняя проточка 16 – впускное отверстие «Б». Это соединение происходит раньше, чем кольцо 10 откроет отверстие «А», и в случае резкого отпускания педали сцепления, когда жидкость не успевает перетечь из рабочего цилиндра, заполнение полости главного цилиндра происходит из питательного бачка по указанному пути. При таком режиме работы кольцо 10 выполняет уже роль клапана, что предотвращает возникновение разрежения в гидроприводе и образование паровых пробок. В дальнейшем, когда поршень 11 возвращается в исходное состояние и отверстие «А» открывается,

излишки жидкости, поступающей из рабочего цилиндра, через это отверстие вытесняются в питательный бачок.

а



б

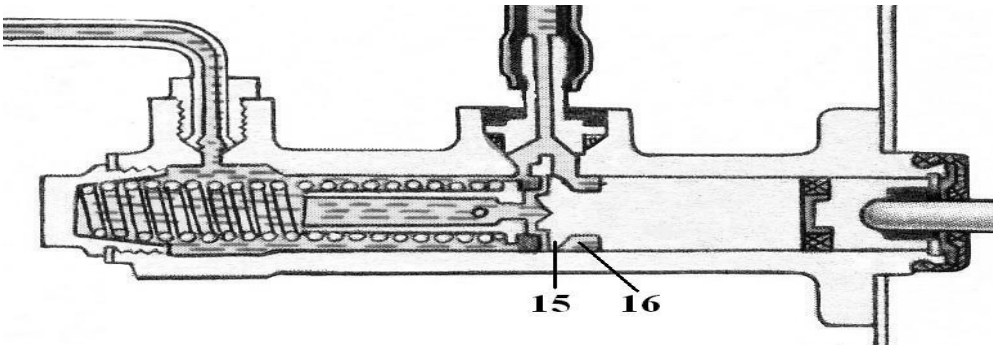


Рис. 2.23. Схема работы главного цилиндра гидропривода выключения сцепления автомобилей ВАЗ:
а – выключение сцепления; б – включение сцепления; 1 – корпус; 5 – штуцер; 7 – колпачок; 8 – стопорное кольцо; 9 – поршень толкателя; 10 – переднее уплотнительное кольцо; 11 – поршень главного цилиндра; 12 – возвратная пружина; 13 – заднее уплотнительное кольцо; 15 – перемычка; 16 – задняя канавка

Общий вид поршня главного цилиндра представлен на рис.2.24.

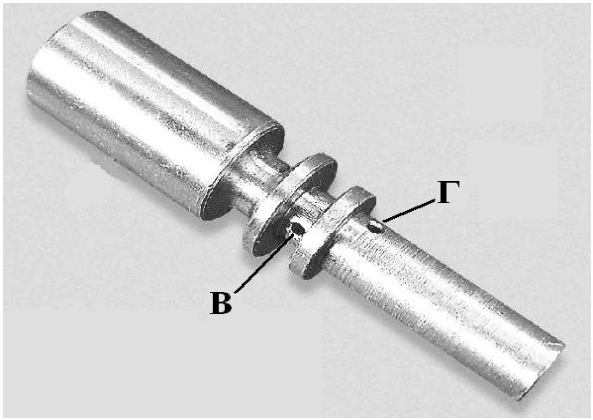


Рис. 2.24. Общий вид поршня главного цилиндра гидропривода выключения сцепления автомобилей ВАЗ

Конструкция главного цилиндра представлена на рис. 2.25, конструкция рабочего цилиндра – на рис. 2.26. В рабочем цилиндре имеется штуцер для удаления воздуха из системы гидропривода сцепления.

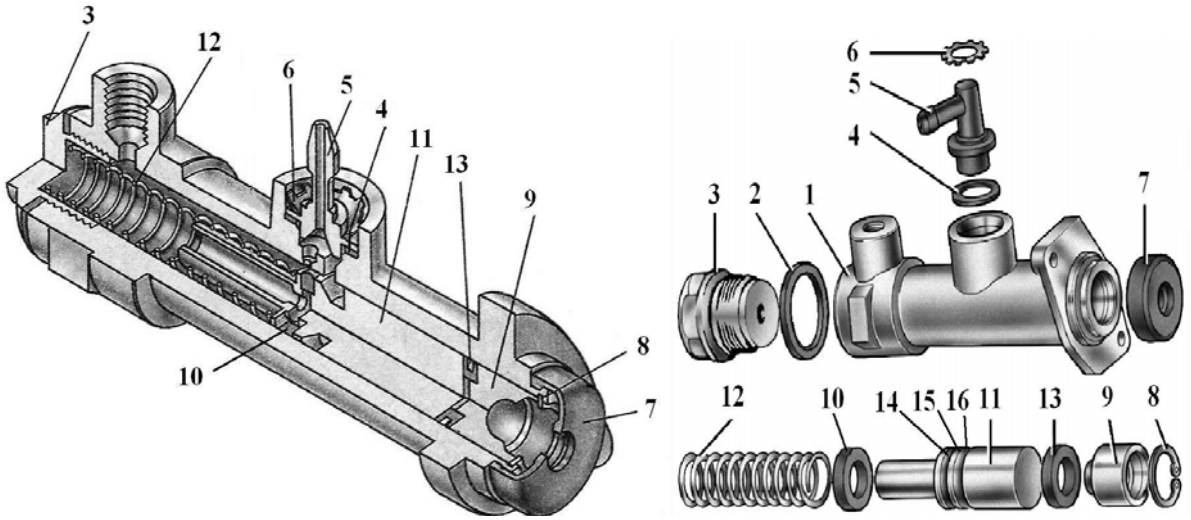


Рис. 2.25. Главный цилиндр гидропривода выключения сцепления автомобилей ВАЗ:
а – конструкция; б – детали главного цилиндра;
1 – корпус; 2 – уплотнительная прокладка; 3 – пробка; 4 – прокладка; 5 – штуцер; 6 – стопорная шайба; 7 – колпачок; 8 – стопорное кольцо; 9 – поршень толкателя; 10 – переднее уплотнительное кольцо; 11 – поршень главного цилиндра; 12 – возвратная пружина; 13 – заднее уплотнительное кольцо; 14 – передняя канавка; 15 – перемычка; 16 – задняя канавка

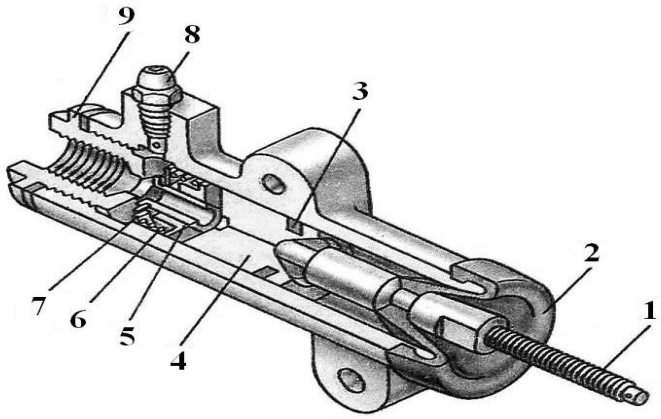


Рис. 2.26. Рабочий цилиндр гидропривода выключения сцепления автомобилей ВАЗ:
1 – толкатель вилки; 2 – защитный колпачок; 3 – уплотнительное кольцо; 4 – поршень рабочего цилиндра; 5 – опорная тарелка; 6 – пружина; 7 – опорная шайба; 8 – штуцер; 9 – пробка

Существуют и другие конструктивные решения, позволяющие предотвратить возникновение разрежения в главном цилиндре при резком отпускании педали сцепления, например, в автомобилях ГАЗ (рис. 2.27).

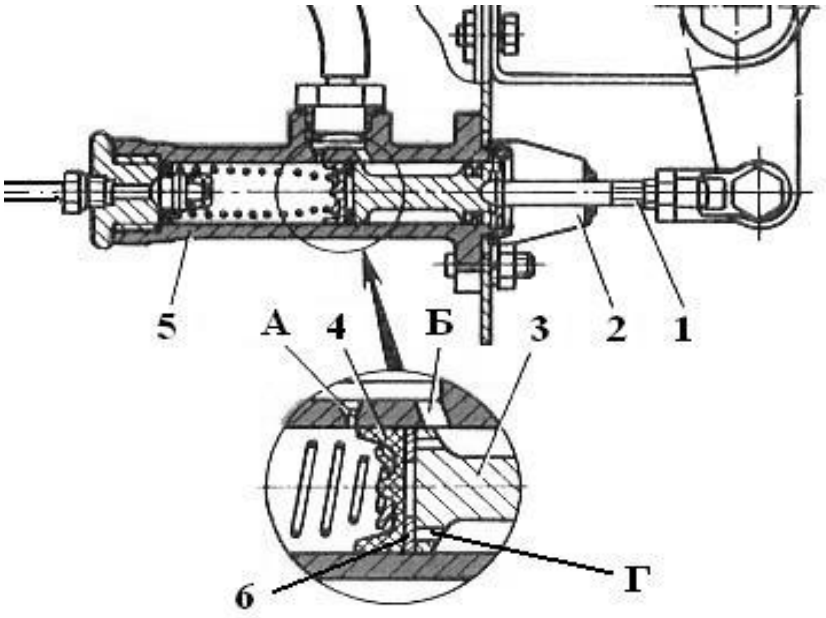


Рис. 2.27. Главный цилиндр гидропривода выключения сцепления автомобилей ГАЗ:
1 – толкатель педали; 2 – защитный колпачок; 3 – поршень главного цилиндра; 4 – внутренняя уплотнительная манжета; 5 – корпус главного цилиндра; 6 – стальная шайба; А – компенсационное отверстие; Б – перепускное отверстие; В – перепускные отверстия в головке поршня

В данной конструкции уплотнительная манжета 4 также выполняет функции клапана, т.к. имеет возможность осевого перемещения. Шайба 6 предназначена для предотвращения «заплыва» манжеты 4 в перепускные отверстия «Г». При возникновении разрежения в рабочей полости жидкость перетекает в эту полость 6 из питательного бачка по пути: отверстие «Б» – нерабочая полость поршня 3 – отверстия «Г» – зазор между шайбой 6 и торцом поршня 3 – кромка манжеты 6.

2.4.5. Усилители привода выключения фрикционного сцепления

Применяются с целью облегчения управления сцеплением. Простейшим усилителем является пружинный усилитель, используемый в автомобилях ВАЗ (рис. 2.22).

Основным элементом усилителя является сервопружина 9. Когда педаль отпущена (сцепление включено), ось пружины проходит ниже оси вращения педали, (рис. 2.28,а) точка Б, и усилие сервопружины 9 суммируется с усилием оттяжной пружины 10, удерживая педаль в крайнем правом (по рис. 2.28) положении.

При нажатии на педаль (рис. 2.22) левый конец сервопружины начинает подниматься, ось пружины при полностью нажатой педали занимает положение выше оси вращения педали. На педали создается момент от усилия пружины на плече h, который позволяет снизить

усилие воздействия на педаль со стороны водителя на 20...30 % при удержании сцепления в выключенном состоянии.

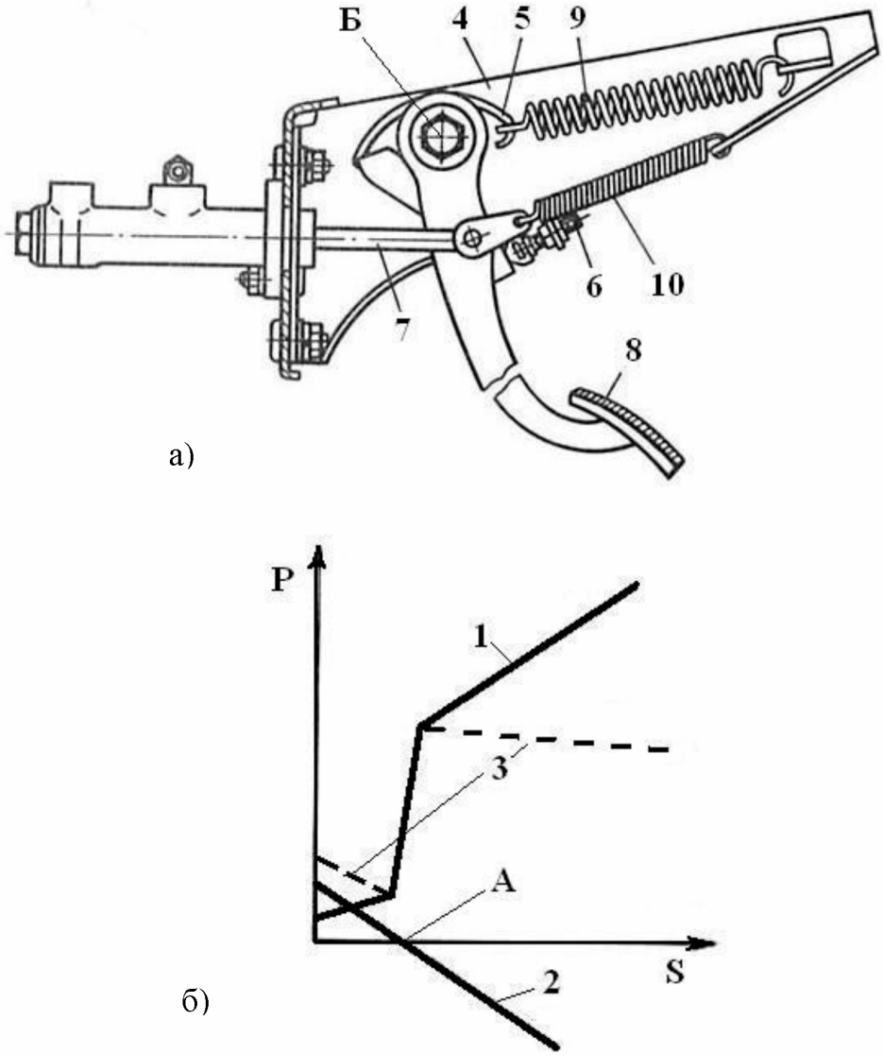


Рис. 2.28. Пружинный усилитель привода выключения сцепления автомобилей ВАЗ:
а – положение педали при включенном сцеплении; б – характеристики работы: 1 – без усилителя; 2 – сервопружины; 3 – с усилителем; 4 – кронштейн; 5 –крючок; 6 – ограничитель положения педали; 7 – шток; 8 – педаль; 9 – сервопружина; 10 – оттяжная пружина

На рис. 2.28,б представлен график, иллюстрирующий работу пружинного усилителя. Зависимость 1 характеризует изменение усилия воздействия на педаль *P* от величины перемещения педали *S* без усилителя. Первый участок зависимости 1 соответствует свободному ходу педали, когда при ее нажатии преодолевается только усилие оттяжной пружины 10. Второй участок соответствует той части рабочего хода педали, в ходе которого происходит также деформация диафрагменной нажимной пружины в процессе выключения сцепления. Третий участок зависимости 1 характеризуется снижением темпа роста

усилия на педали, что обеспечивается свойством диафрагменной пружины.

Зависимость 2 на рис. 2.28,б характеризует изменение усилия воздействия на педаль *P* от величины перемещения педали *S* только от сервопружины (т.е. в допущении, что педаль не соединена штоком 7 с главным цилиндром сцепления).

Сервопружина имеет некоторое начальное натяжение, которое необходимо преодолеть для страгивания педали. До точки «А» усилие на педали уменьшается, несмотря на растяжение сервопружины из-за смещения положения оси пружины ближе к оси вращения педали (точка «Б» на рис. 2.28,а).

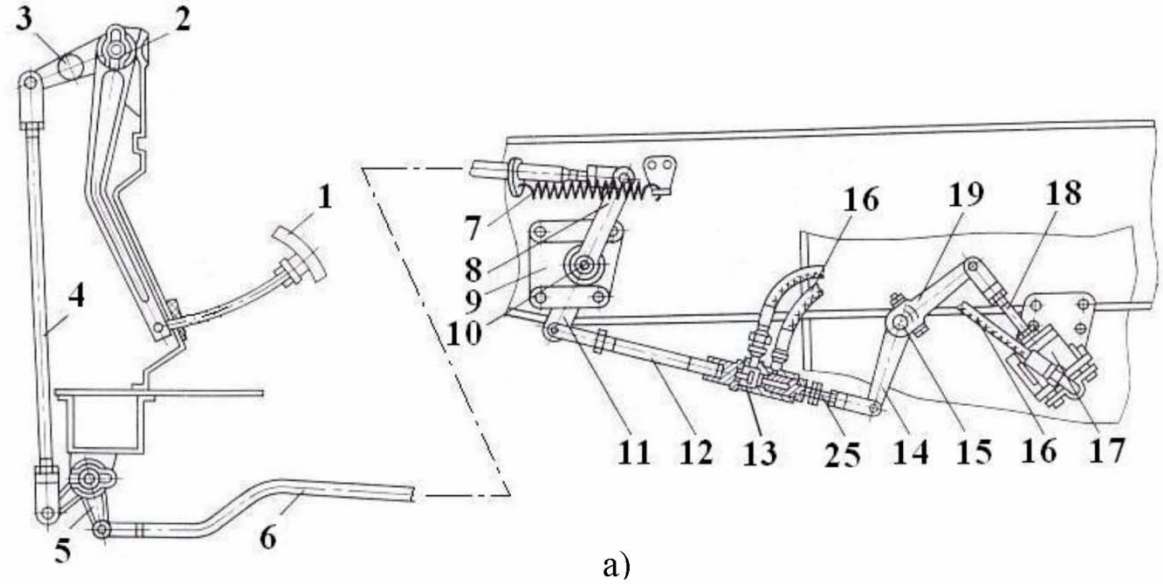
Точка «А» соответствует положению, при котором ось сервопружины проходит через ось вращения педали, и при дальнейшем перемещении педали усилие от растянутой сервопружины создает момент, по направлению совпадающий с направлением вращения педали вокруг точки «Б». Поэтому на графике усилие нажатия на педаль меняет знак, т.е. педаль поворачивается от сервопружины даже при отсутствии внешнего воздействия.

Зависимость 3 на рис. 2.28,б характеризует изменение усилия воздействия на педаль *P* от величины перемещения педали *S* при выключении сцепления с пружинным усилителем (сумма зависимостей 1 и 2). Видно, что применение пружинного усилителя позволяет снизить требуемое максимальное усилие воздействия на педаль и облегчить ее удержание при выключенном сцеплении.

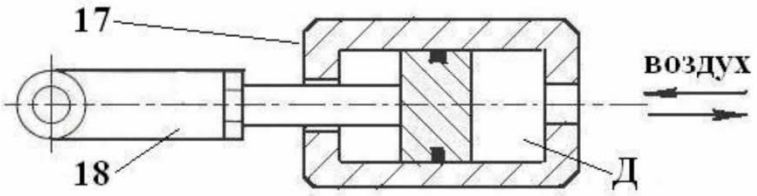
На грузовых автомобилях, имеющих источник сжатого воздуха, применяется привод сцепления с пневматическим усилителем. Главное условие функционирование подобного привода – обеспечение управления сцеплением даже в случае неисправности усилителя или отсутствии сжатого воздуха. Поэтому привод является механическим, состоящим из тяг и рычагов (рис. 2.29,а), с параллельно включенным с силовую цепь исполнительным пневмоцилиндром 17, который представляет собой цилиндр с поршнем (рис. 2.29,б).

При выключении сцепления в полость «Д» пневмоцилиндра подается сжатый воздух. Усилие, создаваемое давлением сжатого воздуха на поршень пневмоцилиндра, через шток 18 передается на рычаг 19, который закреплен на шлицах валика 15 вилки выключения сцепления. Следует отметить, что в данной конструкции применяется механизм выключения сцепления вилкой на валу (подробнее см. рис. 3.51,а). Усилие от рычага 19 суммируется с усилием воздействия водителя на педаль 1, которое передается по пути: рычаг 3 – тяга 4 – рычаг 5 – тяга

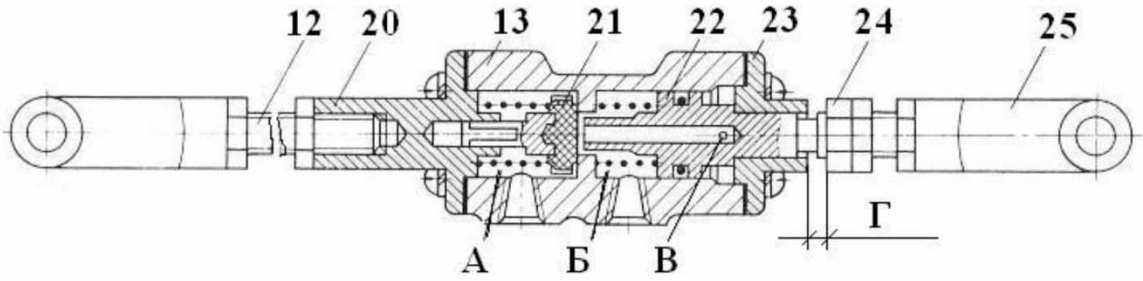
6 – рычаг 8 – тяга 12 – клапан 13 – тяга 25 – рычаг 14 – валик вилки выключения сцепления 15.



а)



б)



в)

Рис. 2.29. Привод выключения сцепления автомобиля МАЗ 5335 с пневматическим усилителем:
а – привод; б – схема исполнительного пневмоцилиндра;
в – конструкция клапана усилителя;
1 – педаль; 2, 10 – валики; 3, 8, 11 и 19 – рычаги; 4, 6, 12 и 25 – тяги;
5 – двуплечий рычаг; 7 – пружина; 9 – кронштейн; 13 – корпус клапана;
16 – шланг; 17 – исполнительный пневмоцилиндр; 18 – шток пневмоцилиндра; 20 и 23 – крышки; 21 – клапан; 22 – шток клапана;
24 – регулировочная гайка

При включении сцепления (водитель отпускает педаль 1) воздух из полости «Д» пневмоцилиндра 17 удаляется.

Управление потоком воздуха, поступающим в исполнительный пневмоцилиндр 17, осуществляется клапаном 13, который последовательно включен в силовую цепь механического привода. Полость «А» клапана 13 (рис. 2.29,в) соединена с тормозным краном пневмосистемы автомобиля, т.е. находится под давлением сжатого воздуха.

Отверстие «В» соединено с атмосферой, полость «Б» – с рабочей полостью «Д» исполнительного пневмоцилиндра 17. При отпущенной педали 1 имеется зазор Г=3,5...3,7 мм между крышкой 23 корпуса клапана управления и гайкой 24.

Полость «Б» через зазор между штоком клапана 22 и клапаном 21, отверстие «В» соединена с атмосферой, т.е. соединена с атмосферой и рабочая полость «Д» пневмоцилиндра 17.

Сцепление включено. Когда водитель нажимает на педаль 1, корпус клапана 13, жестко связанный с тягой 12, перемещается, тяга 25 остается неподвижной до тех пор, пока не выберется полностью зазор «Г», и крышка 23 не упрется в гайку 24. При этом шток 22, жестко связанный с тягой 25, своим торцом прилегает к клапану 21, полость «Б» разобщается с атмосферой. Дальнейшее перемещение корпуса клапана относительно тяги 25 в пределах зазора «Г» приводит к тому, что под действием штока 22 клапан 21 отходит от своего седла, и полости «А» и «Б» соединяются. Сжатый воздух начинает поступать по пути: пневмосистема автомобиля – полость «А» клапана 13 – зазор в клапане 21 – полость «Б» клапана 13 – шланг 16 – рабочая полость «Д» пневмоцилиндра 17. С момента, когда крышка 23 упрется в гайку 24, на валик вилки выключения 15 начинает передаваться и усилие от педали, создаваемое водителем. В случае выхода из строя пневматического усилителя на валик 15 будет передаваться только усилие, прикладываемое водителем, что оставляет возможность управлять сцеплением. Параметры пневматического усилителя подобраны таким образом, что его действие пропорционально давлению ноги водителя на педаль. При отпускании педали, клапан 21 закрывается, подача сжатого воздуха в пневмоцилиндр прекращается, а при появлении зазора между штоком 22 и клапаном 21 сжатый воздух из пневмоцилиндра стравливается в атмосферу через отверстие «В».

Сочетание пневматического усилителя с гидравлическим приводом управления сцеплением применено на автомобилях КАМАЗ (рис. 2.30).

В состав привода входят: узел педали, главный цилиндр 5, трубопроводы, питательный бачок и пневмогидроусилитель 21. Принцип действия главного цилиндра аналогичен изложенному при описании привода сцепления заднеприводных автомобилей ВАЗ. Особенность данной конструкции состоит в том, что функцию перепускного клапана

выполняет торец штока 8, которым перекрывается отверстие в поршне 9. В этом сопряжении при отпущенной педали сцепления должен быть зазор, который обеспечивается регулировкой свободного хода педали.

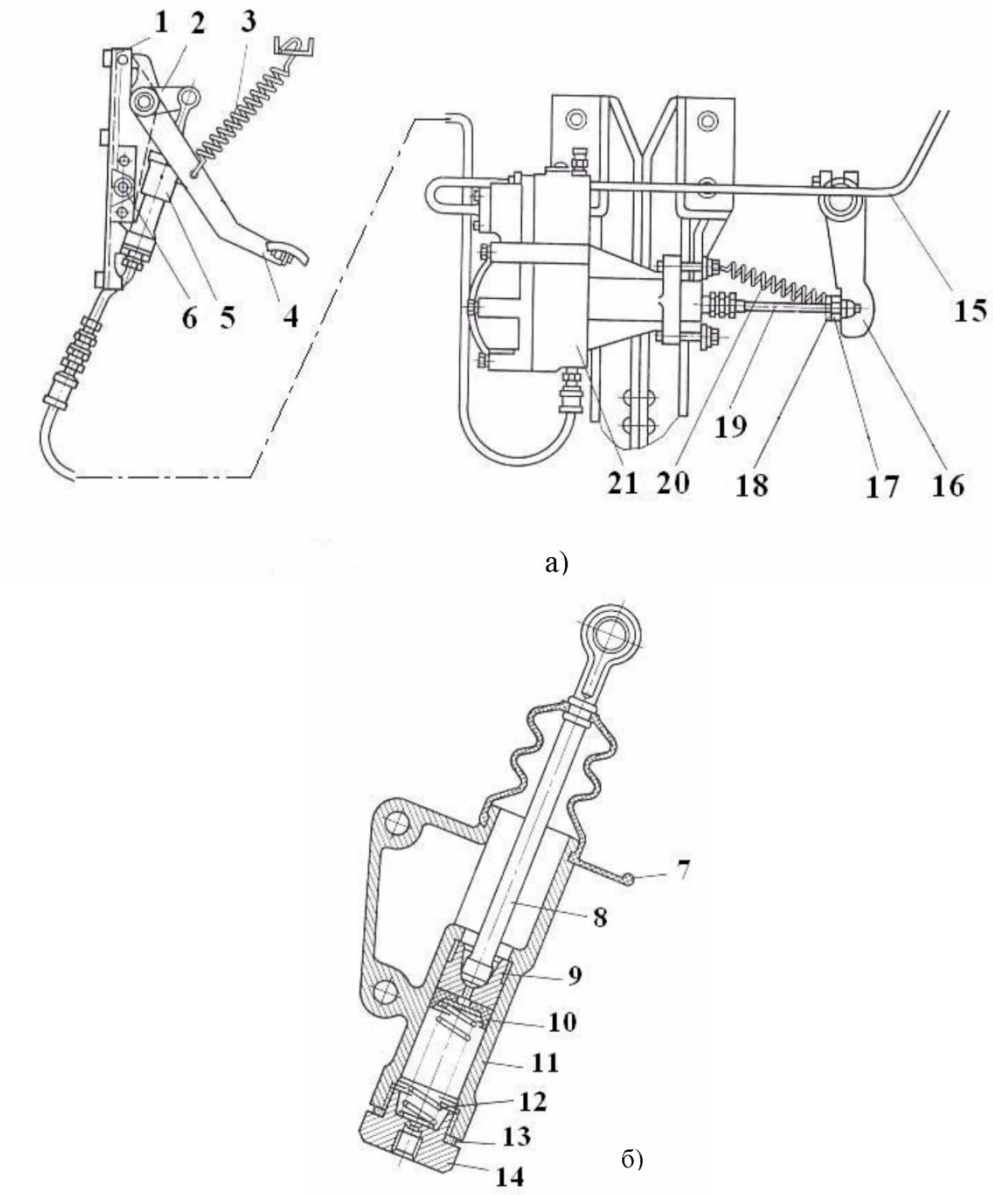


Рис. 2.30. Гидравлический привод выключения сцепления автомобиля КАМАЗ с пневматическим усилителем:
а – привод; б – конструкция главного цилиндра;
1 – кронштейн педали; 2 – рычаг толкателя поршня; 3 – оттяжная пружина; 4 – педаль сцепления; 5 – главный цилиндр; 6 – ограничитель хода педали; 7 – защитный чехол; 8 – толкатель поршня; 9 – поршень; 10 – манжета поршня; 11- корпус; 12 – пружина; 13 – уплотнительное кольцо; 14 – пробка; 15 – трубка подвода воздуха; 16 – рычаг выключения сцепления; 17 – сферическая гайка; 18 – контргайка; 19 – толкатель поршня пневмогидроусилителя; 20 – возвратная пружина; 21 – пневмогидроусилитель

Схема пневмогидроусилителя представлена на рис. 2.31, конструкция – на рис. 2.32. Номера позиций одних и тех же деталей на рис. 2.30, 2.31 и 2.32 совпадают.

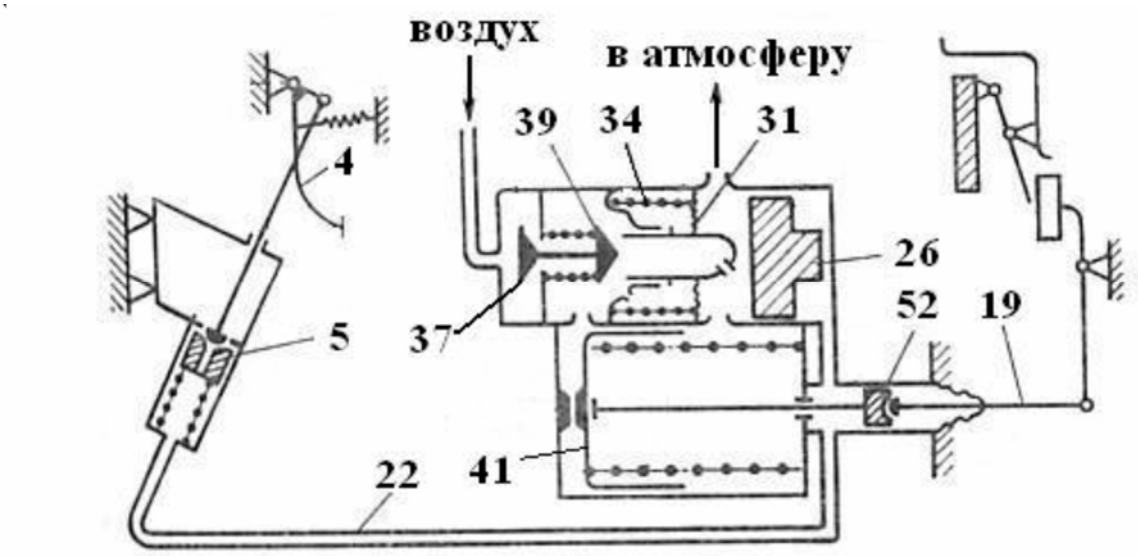


Рис. 2.31. Схема гидравлического привода выключения сцепления автомобиля КАМАЗ с пневматическим усилителем:
4 – педаль сцепления; 5 – главный цилиндр; 19 – толкатель поршня пневмогидроусилителя; 22 – трубопровод; 26 – следящий поршень; 31 – мембрана следящего устройства; 34 – пружина мембраны; 37 – впускной клапан; 39 – выпускной (атмосферный) клапан; 41 – пневматический поршень; 42 – пробка; 43 – манжета; 52 – гидравлический поршень выключения сцепления

Пневмогидроусилитель работает следующим образом.

1. Усилие на педали отсутствует. Мембрана 31 отжата пружиной 34 вправо с седлом атмосферного клапана 39. Под действием пружины клапанов впускной клапан 37 закрыт. Полость над поршнем 41 пневмоцилиндра соединена с атмосферой через открытый выпускной клапан 39. Поршень 41 под воздействием пружины находится в крайнем левом положении, усилие на штоке 19 отсутствует.

2. Нажатие на педаль со стороны водителя. Если сжатого воздуха нет, то давление жидкости от главного цилиндра 5 по трубопроводу 22 распространяется на поршень 52, вызывая его перемещение. Усилие от поршня 52 передается толкателем 19 на вилку сцепления, т.е. система работает как обычный гидропривод.

Одновременно под действием давления жидкости перемещается влево следящий поршень 26, перемещая седло атмосферного клапана с мембраной 31 и закрывая атмосферный клапан 39. Полость над поршнем 41 пневмоцилиндра разъединяется с атмосферой. Дальнейшее перемещение следящего поршня 26 и седла атмосферного клапана приводит к открытию впускного клапана 37.

При наличии сжатого воздуха в пневмосистеме автомобиля воздух через клапан 37 поступает в пневмоцилиндр, и поршень 41 под действием его давления перемещается вправо, создавая дополнительное усилие на поршне 52 выключения сцепления.

Если водитель останавливает педаль в каком-либо промежуточном положении, оба клапана 37 и 39 закрываются, давление воздуха не повышается, наступает равновесное состояние. Это обеспечивается подбором жесткости пружин и размеров поршней 41, 26 и 52.

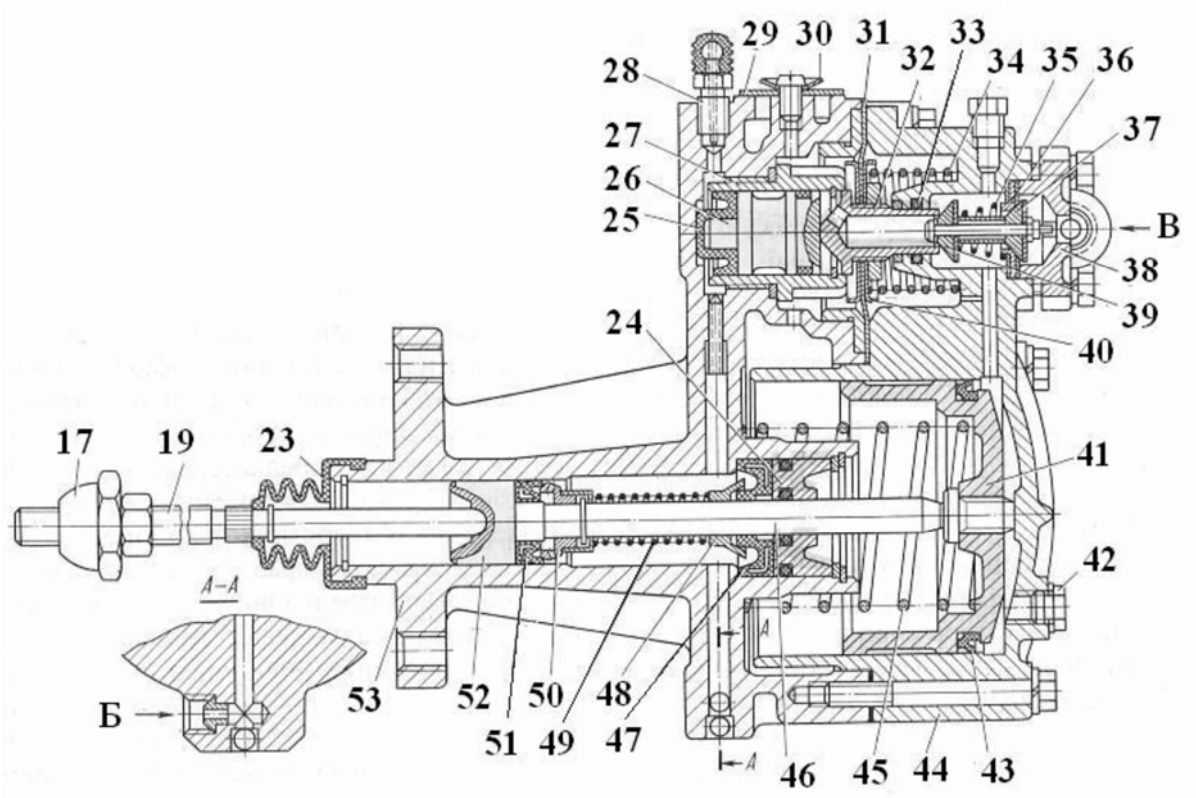


Рис. 2.32. Пневмогидроусилитель (ПГУ) привода выключения сцепления автомобиля КАМАЗ:
17 – сферическая гайка; 19 – толкатель поршня ПГУ; 23 – защитный чехол; 24 – корпус комбинированного уплотнения; 25 – манжета следящего поршня; 26 – следящий поршень; 27 – корпус следящего поршня; 28 – перепускной клапан; 29 – уплотнитель выпускного отверстия; 30 и 38 – крышки; 31 – мембрана следящего устройства; 32 – седло выпускного (атмосферного) клапана; 33 – уплотнительное кольцо; 34 – пружина мембраны; 35 – пружина впускного и выпускного клапанов; 36 – седло впускного клапана; 37 – впускной клапан; 39 – выпускной (атмосферный) клапан; 40 – тарелка пружины; 41 –пневматический поршень; 42 – пробка; 43 – манжета; 44 – передний корпус; 45 – возвратная пружина пневматического поршня; 46 – толкатель; 47 –манжета; 48 и 50 – втулки; 49 – пружина; 51 –манжета; 52 – гидравлический поршень выключения сцепления; 53 – задний корпус; Б – подвод жидкости; В – подвод воздуха

В автомобилях, оборудованных бензиновыми двигателями, т.е. имеющих постоянный источник разряжения – впускной трубопровод, может применяться электровакуумный автоматический привод фрикционного сцепления (рис. 2.33).

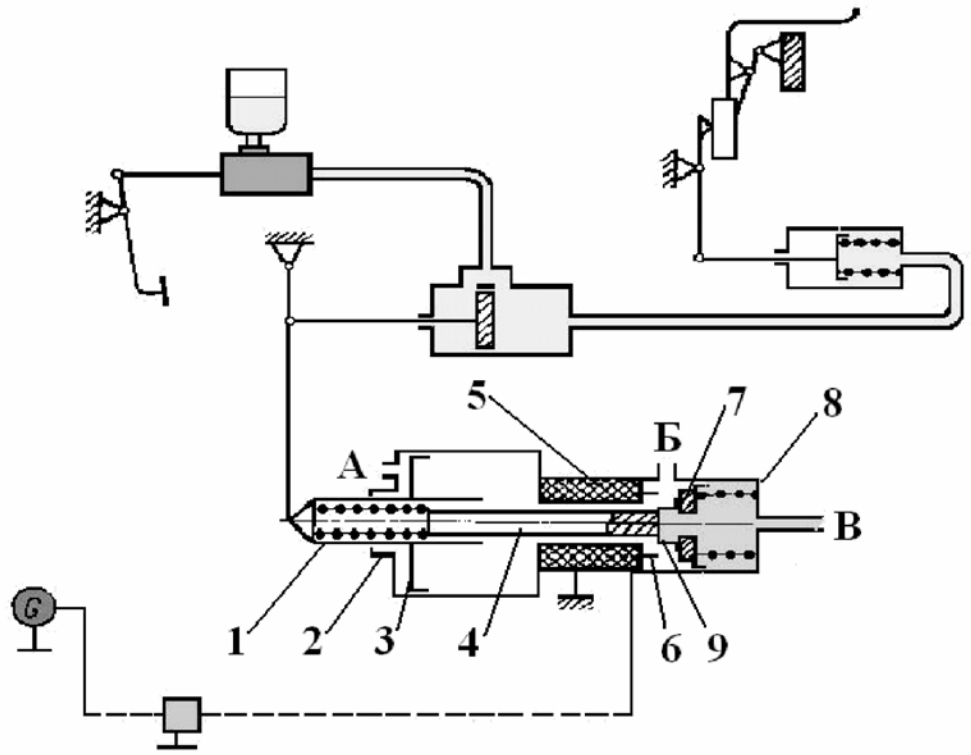


Рис. 2.33. Схема электровакуумного автоматического привода сцепления:
1 – шток поршня; 2 – цилиндр; 3 – поршень; 4 – якорь; 5 – обмотки электромагнита; 6 – седло; 7 – клапан; 8 – клапанное устройство; 9 – седло

Если напряжение бортовой электросети не поступает на обмотки электромагнита 5, якорь 4 пружиной сдвинут вправо. Седло 9 прижато к клапану 7. Выводы «А» и «Б» сообщены с атмосферой.

При подаче напряжения на обмотки (например, замыкаются контакты при воздействии на рычаг коробки передач) якорь 4 перемещается влево, клапан 7 под действием своей пружины прижимается к седлу 6, перекрывая связь правой полости цилиндра 2 с атмосферой через вывод «Б». Дальнейшее движение якоря 4 приводит к тому, что седло 9 отходит от клапана 7, и открывается доступ разрежения из впускного трубопровода двигателя через отверстие «В» в полость справа от поршня 3. Под действием разрежения поршень 3 перемещается вправо, через шток 1 и рычаги воздействует на поршень гидропривода.

Данный привод может устанавливаться параллельно обычному гидроприводу.

3. КОРОБКА ПЕРЕДАЧ

3.1. Назначение и типы коробок передач

Коробкой передач называется механизм трансмиссии, изменяющий при движении автомобиля соотношение между скоростями вращения коленчатого вала двигателя и ведущих колес. Коробка передач служит для изменения крутящего момента на ведущих колесах автомобиля, длительного разъединения двигателя и трансмиссии и получения заднего хода. Крутящий момент на ведущих колесах необходимо изменять в соответствии с дорожными условиями для обеспечения оптимальной скорости и проходимости автомобиля, а также для наиболее экономичной работы двигателя. Двигатель и трансмиссию необходимо разъединять на продолжительное время при работе двигателя на холостом ходу. Задний ход автомобиля требуется для совершения автомобилем определенных маневров. Изменение крутящего момента на ведущих колесах и скорости движения автомобиля осуществляется путем увеличения или уменьшения передаточного числа коробки передач, представляющего собой отношение скорости вращения ведущего вала к скорости вращения ведомого вала. Наличие коробки передач в трансмиссии позволяет повысить тягово-скоростные свойства, топливную экономичность и проходимость автомобиля.

Требования, предъявляемые к коробкам перемены передач:

– обеспечение оптимальных тягово-скоростных и топливо-экономических свойств автомобиля при заданной характеристике двигателя;

– бесшумность при работе и переключении передач;

– легкость управления, плавность переключения передач;

– высокий к.п.д.;

В зависимости от типа и назначения автомобилей на них применяются различные типы коробок передач (рис. 3.1). На большинстве легковых и грузовых автомобилей применяются ступенчатые коробки передач. Все большее распространение в настоящее время на легковых автомобилях и автобусах получают гидромеханические коробки передач, состоящие из гидротрансформатора и ступенчатой механической коробки передач [3].

Каждая конкретная конструкция коробки передач обладает совокупностью перечисленных признаков, а также другими конструктивными признаками, которые отражены в расширенных классификациях, встречающихся в учебной и технической литературе.

Рис. 3.1. Типы коробок передач, классифицированных по различным признакам

Механические ступенчатые КПП исторически были самыми первыми коробками передач на автомобиле. Их конструкция постоянно совершенствовалась, появлялись новые функциональные возможности. В настоящее время такие КПП получили наибольшее распространение в легковых и грузовых автомобилях в качестве агрегатов механических и составных частей гидромеханических трансмиссий.

Основным элементом механических ступенчатых КПП являются зубчатые передачи. Зубчатая передача – это механизм, который с помощью зацепления передает или преобразует движение с изменением угловых скоростей и моментов. В состав передачи входят, как минимум, два зубчатых колеса (шестерни), находящиеся между собой в зацеплении. Большее из зубчатых колес сцепляющейся пары принято называть колесом, а меньшее – шестерней.

Можно выделить несколько существенных признаков, достаточно полно характеризующих ту или иную механическую коробку передач (рис. 3.2).

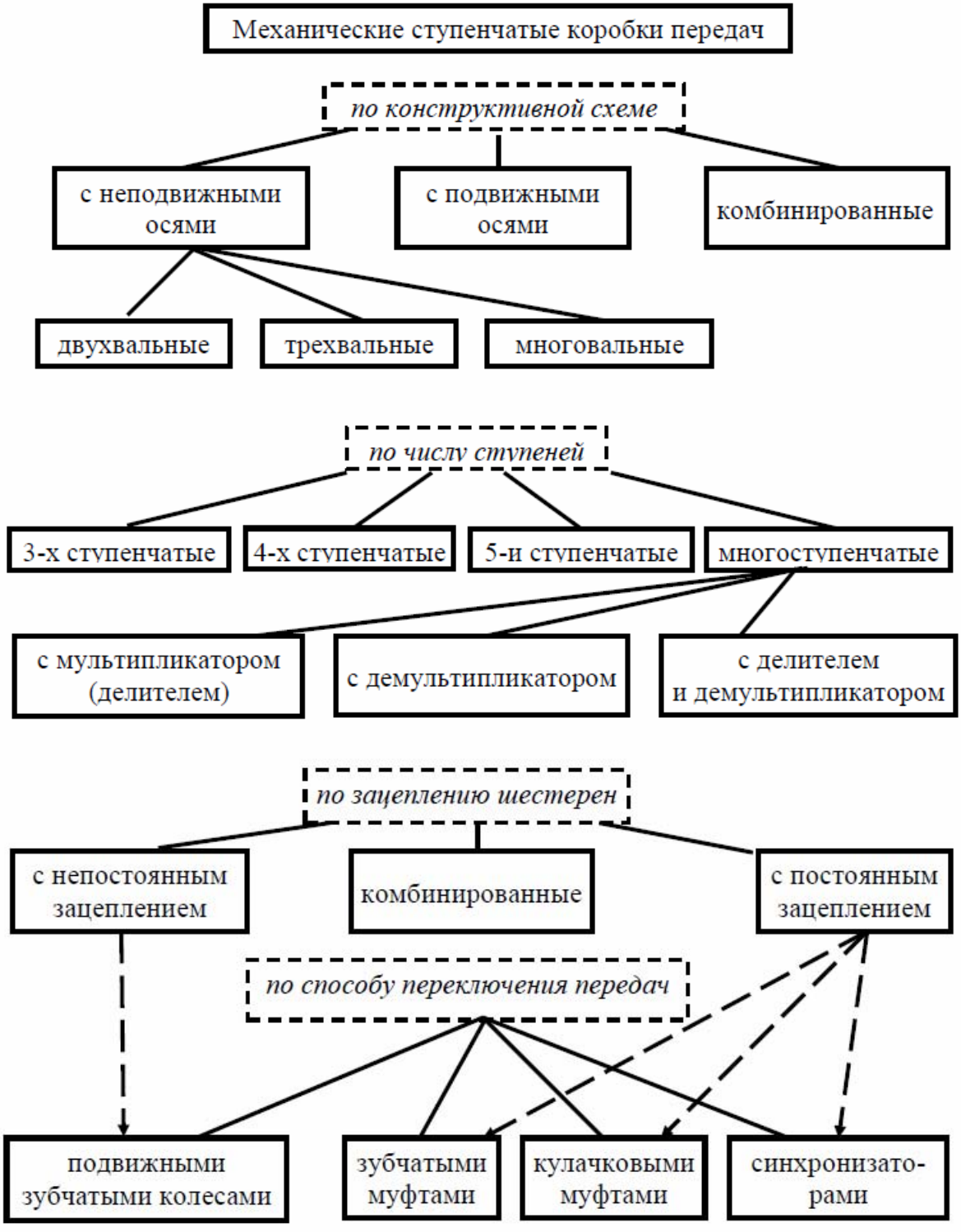


Рис. 3.2. Классификация механических ступенчатых КПП по различным признакам

3.2. Ступенчатые коробки передач

В общем случае ступенчатая коробка передач представляет собой зубчатый (шестеренный) механизм, в котором изменение передаточного числа происходит ступенчато. Передаточные числа ступенчатой коробки передач на всех передачах, кроме высшей, больше единицы ($u_k > 1$). При включении этих передач уменьшается скорость вращения ведомого (вторичного) вала коробки передач и почти во столько же раз увеличивается передаваемый крутящий момент двигателя.

Высшая передача в ступенчатых коробках передач может быть прямой ($u_k = 1$) или повышающей ($u_k < 1$). При повышающей передаче снижается скорость вращения коленчатого вала двигателя на 10...20 %, повышается долговечность деталей коробки передач и уменьшается расход топлива при движении с той же скоростью, что и на прямой передаче.

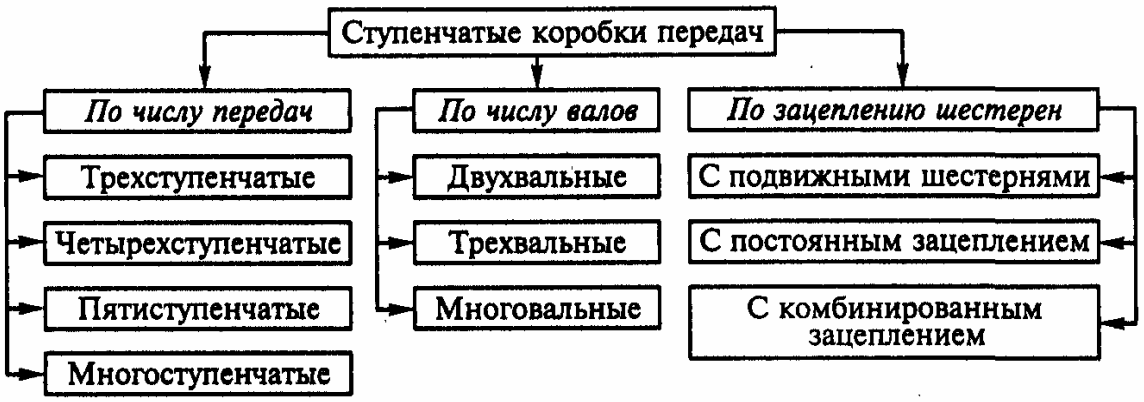


Рис. 3.3. Типы ступенчатых коробок передач, классифицированных по различным признакам

Двухвальные коробки передач применяются на переднеприводных легковых автомобилях малого класса и заднеприводных легковых автомобилях с задним расположением двигателя. Число передач таких коробок составляет 4–5. Высшая передача в двухвальных коробках часто бывает повышающей, а большинство передач синхронизировано.

Трехвальные коробки передач устанавливаются на заднеприводных легковых автомобилях с передним расположением двигателя, на грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности и на автобусах. Число передач в этих коробках составляет не менее четырех для легковых и грузовых автомобилей малой грузоподъемности и от четырех до шести для грузовых автомобилей средней грузоподъемности.

Многовальные коробки передач применяются на грузовых автомобилях большой грузоподъемности с целью увеличения числа передач. Чем больше число передач в коробке передач, тем лучше используется

мощность двигателя и выше тягово-скоростные свойства и топливная экономичность автомобиля. Однако при этом усложняется конструкция коробки передач и затрудняется выбор передачи, оптимальной для данных условий движения. В многовальных коробках передач число передач может быть от 8 до 24. В связи с этим многовальные многоступенчатые коробки передач наибольшее применение получили на автомобилях-тягачах, работающих с прицепами и полуприцепами.

Переключение передач в большинстве ступенчатых коробок передач выполняется водителем. Однако в последнее время появились конструкции ступенчатых коробок передач, в которых переключение передач автоматизировано на основе применения микропроцессорной техники [3].

3.3. Механические коробки перемены передач с неподвижными осями

В коробках передач этого типа валы неподвижно установлены в корпусе на подшипниках (опорах) и имеют только одну степень свободы, т.е. могут совершать один вид движения – вращаться вокруг собственной оси. Каждый из валов КПП должен иметь минимум две опоры. Любая коробка передач имеет входной (ведущий) вал, связанный с ведомыми частями сцепления, и выходной (ведомый) вал, с которого крутящий момент (т.е. вращение) передается на следующие агрегаты трансмиссии.

По количеству валов КПП подразделяются на двухвальные, трехвальные и многовальные. Следует отметить, что данные различия носят не формальный, а принципиальный характер. Количество валов определяет возможный уровень повышения величины крутящего момента, а следовательно, область применения коробки передач.

3.3.1. Двухвальные коробки передач

В двухвальной коробке передач на любой передаче переднего хода крутящий момент передается двумя шестернями непосредственно с первичного вала на вторичный, т.е. через одно зацепление. Таким образом, двухвальная коробка передач на каждой передаче представляет из себя одноступенчатый редуктор (рис. 3.4,а). Поэтому максимальное передаточное отношение в коробках передач этого типа не более 4-х, что и определяет их область применения – легковые автомобили. Движение задним ходом обеспечивается промежуточной

шестерней, вводимой в зацепление между шестернями первичного и вторичного валов (рис. 3.4,б).

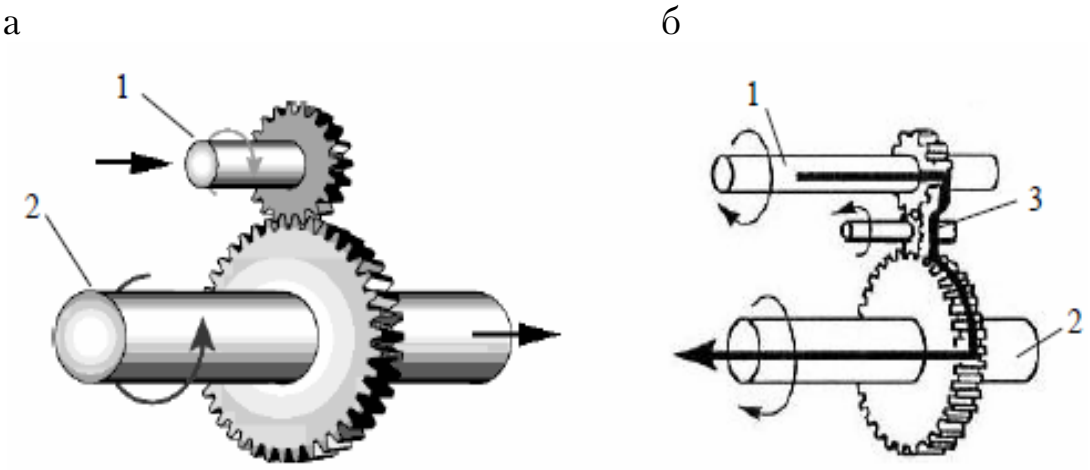


Рис. 3.4. Принцип работы двухвальной коробки передач:
а – на передачах переднего хода; б – на передаче заднего хода;
1 – первичный (входной) вал; 2 – вторичный (выходной) вал;
3 – промежуточная шестерня заднего хода

Двухвальные КПП применяются на переднеприводных автомобилях и заднеприводных автомобилях с задним расположением двигателя. Главная передача и дифференциал располагаются в одном корпусе с коробкой передач. Число передач 4...5, высшая (5-я) передача, как правило, повышающая. При поперечном расположении двигателя не требуется изменение направления потока мощности при передаче ее к ведущим колесам, что позволяет применять цилиндрическую главную передачу.

При продольном расположении силового агрегата в двухвальной коробке передач отбор мощности с вторичного вала может быть осуществлен в двух направлениях – к передней и задней осям, что позволяет обойтись без раздаточной коробки в полноприводных автомобилях. Напомним, что подобные полноприводные автомобили, не являются автомобилями повышенной проходимости (не обеспечивается высокое передаточное число на низших передачах), а наличие полного привода обеспечивает повышение динамических качеств автомобиля и улучшение реализации тяговых сил при движении по скользким дорогам.

В качестве положительных свойств двухвальных коробок передач следует также отметить относительную простоту их конструкции, более высокий КПД на промежуточных передачах. Однако при поперечном расположении двигателя необходим более сложный привод управления, т.к. нет возможности установить рычаг непосредственно в коробку передач, как у трехвальных КПП (рис. 3.5).

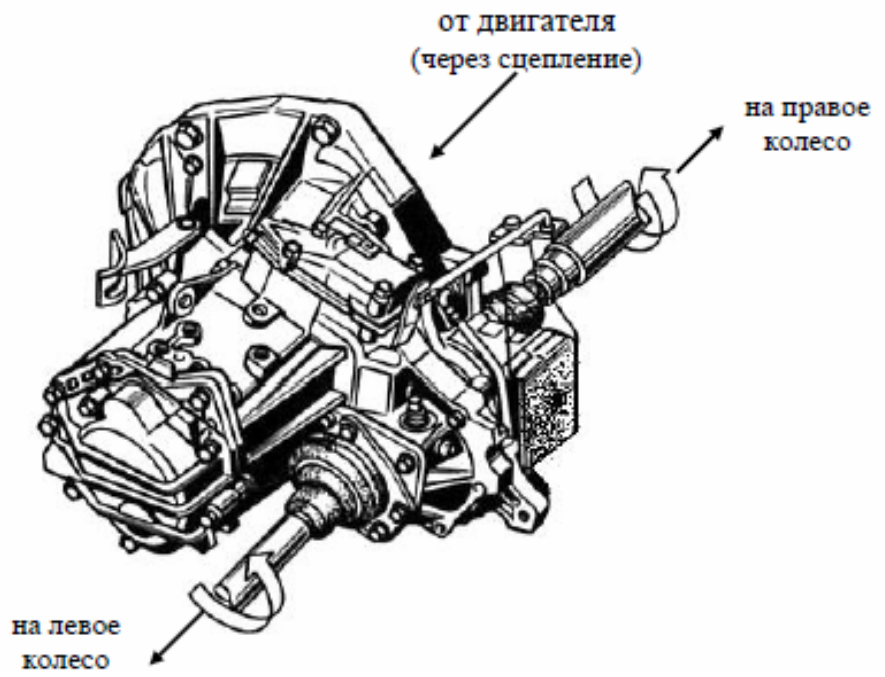


Рис. 3.5. Общий вид двухвальной коробки передач переднеприводного легкового автомобиля при поперечной установке силового агрегата

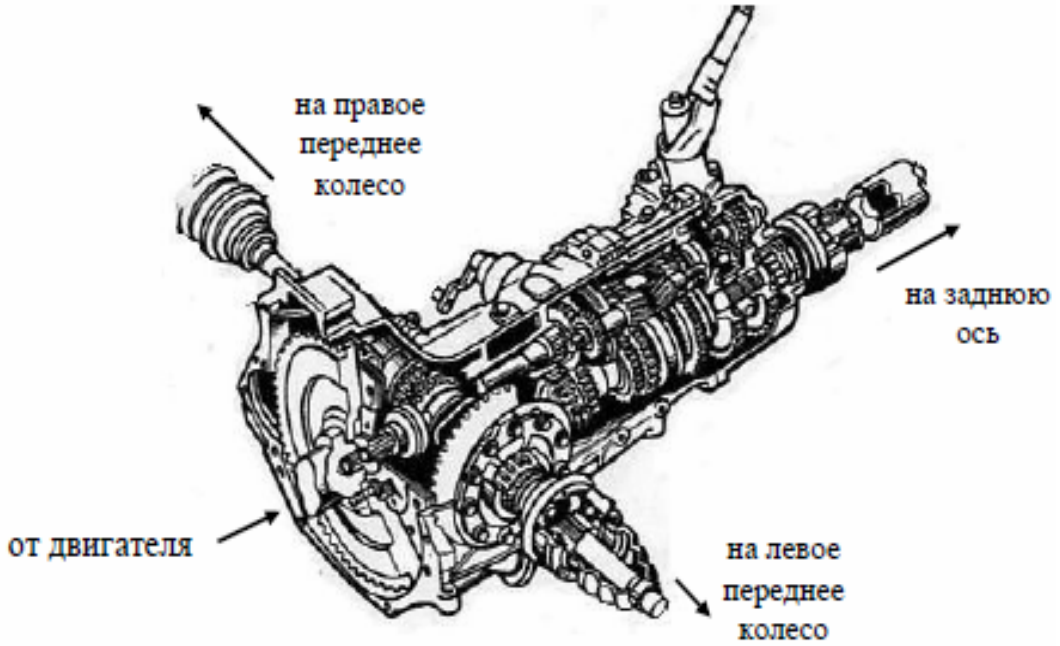


Рис. 3.6. Двухвальная коробка передач переднеприводного легкового автомобиля при продольной установке силового агрегата

3.3.2. Трехвальные коробки передач

Наибольшее распространение на легковых, грузовых автомобилях и автобусах получили трехвальные коробки передач. Эти коробки передач имеют три вала – первичный (ведущий), вторичный (ведомый) и промежуточный, на которых установлены шестерни различных

передач. Отличительной особенностью трехвальных коробок передач является наличие прямой передачи с передаточным числом u_k =1, на которой первичный и вторичный валы соединяются напрямую, и автомобиль движется большую часть времени. На прямой передаче КПД трехвальной коробки передач больше по величине, чем у двухвальной, и коробка передач работает менее шумно. На остальных передачах, кроме заднего хода, в трехвальной коробке передач в зацеплении находятся две пары шестерен, что несколько снижает КПД коробки, но позволяет иметь на первой передаче большое передаточное число.

В трехвальной коробке передач первичный (входной) вал находится в постоянном зацеплении с промежуточным валом (рис. 3.7,а). Соосно первичному валу расположен вторичный (выходной) вал. Это позволяет, соединив первичный и вторичный валы, получить прямую передачу ($i_{\text{ПРпр}}$=1). На прямой передаче обеспечивается более высокий КПД, так как в этом случае имеют место только гидравлические потери (крутящий момент через подвижные зубчатые зацепления не передается). Это в конечном итоге способствует при прочих равных условиях снижению расхода топлива, ведь значительная часть пробега автомобиля осуществляется на прямой передаче (исключение – городской цикл).

а б

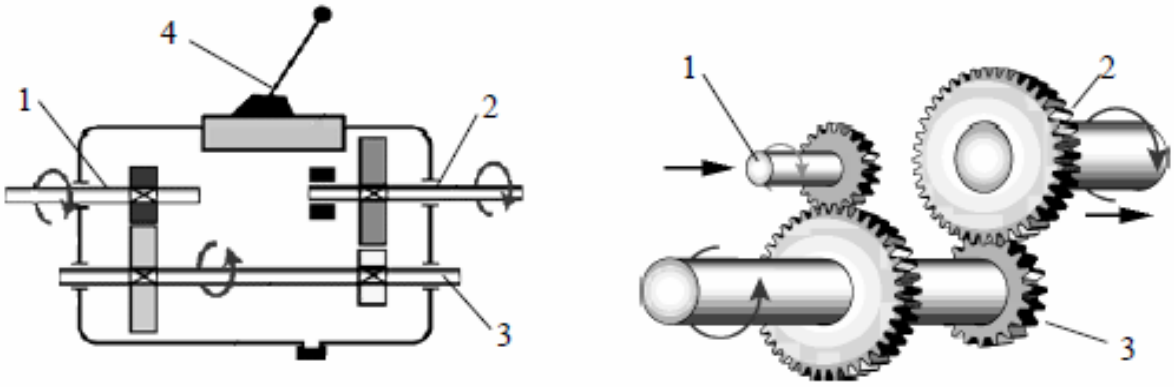


Рис. 3.7. Принцип работы трехвальной коробки передач
на передачах переднего хода:
1 – первичный (входной) вал; 2 – вторичный (выходной) вал;
3 – промежуточный вал; 4 – рычаг управления коробкой передач

В трехвальной коробке передач на передачах переднего хода (кроме прямой передачи) крутящий момент передается двумя шестернями с первичного вала на промежуточный и двумя шестернями с промежуточного вала на вторичный, т.е. через два зацепления. Таким образом, трехвальная коробка передач на каждой промежуточной передаче представляет из себя двухступенчатый редуктор (рис. 3.7,б), что приводит к снижению КПД на этих передачах. Однако двух ступенчатость преоб-

разования крутящего момента позволяет получать на низшей передаче передаточное число до 9, что важно для грузовых автомобилей. Движение задним ходом обеспечивается промежуточной шестерней, вводимой в зацепление между шестернями промежуточного и вторичного валов (рис. 3.4,б).

Следует отметить еще одну особенность трехвальных коробок передач. Из-за соосного расположения первичного и вторичного валов передняя опора первичного вала располагается вне корпуса КПП. Этой опорой является подшипник во фланце коленчатого вала двигателя, что облегчает конструктору решение задачи обеспечения соосности коленчатого вала и входного вала коробки передач.

В трехвальных КПП, в отличие от двухвальных, отбор мощности с вторичного вала может быть осуществлен только в одном направлении – от двигателя. Поэтому такие КПП используются в автомобилях с заднеприводной компоновкой, а для полноприводных автомобилей обязательно наличие раздаточной коробки.

Устанавливаются трехвальные КПП на легковых автомобилях классической компоновки, грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности, автобусах. Ранее существовали конструкции с тремя передачами переднего хода, например, КПП автомобиля ГАЗ-21. На современные легковые автомобили устанавливаются КПП с числом передач не менее 4-х, в грузовых автомобилях средней грузоподъемности применяются 4-х ступенчатые КПП, но в большинстве случаев – 5-ти и 6-ти ступенчатые.

В трехвальной коробке передач (рис. 3.8) на любой передаче, кроме прямой и заднего хода, крутящий момент двигателя с первичного вала 1 передается через шестерни 2 и 7 постоянного зацепления, промежуточный вал 5 и шестерни 6 и 3 на вторичный вал 4, соединенный с ведущими колесами автомобиля. При этом крутящий момент на промежуточном валу 5 больше крутящего момента на первичном валу 1, так как диаметр и число зубьев шестерни 7 больше, чем у шестерни 2. В то же время крутящий момент на вторичном валу 4 будет больше, чем на промежуточном валу 5. При включении прямой передачи крутящий момент передается непосредственно с первичного вала 1 на вторичный вал 4.

При включении передачи заднего хода промежуточная шестерня 9 вводится в зацепление между шестернями 8 и 10. Вследствие этого вторичный вал 4 коробки передач вращается в сторону, противоположную вращению первичного вала 1, и обеспечивается движение автомобиля задним ходом. Конструкция трехвальной коробки передач и число ее передач во многом зависят от типа автомобиля. Однако

широкое применение получили четырех- и пятиступенчатые коробки передач на легковых и грузовых автомобилях и автобусах.

а б в

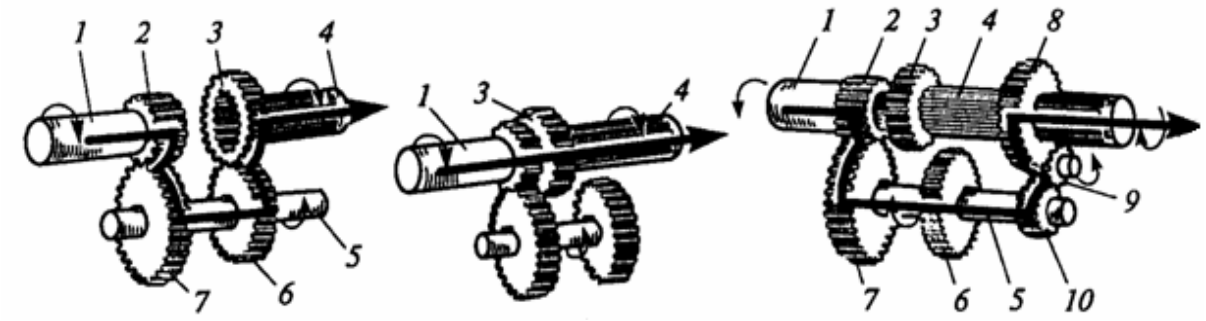


Рис. 3.8. Схема работы трехвальной коробки передач:
а, б – движение вперед; в – движение задним ходом;
1 – первичный вал; 2, 3, 6, 7, 8, 9, 10 – шестерни; 4 – вторичный вал;
5 – промежуточный вал

Коробка передач заднеприводных легковых автомобилей ВАЗ (рис. 3.9) механическая, четырехступенчатая, трехходовая, с постоянным зацеплением шестерен, с синхронизаторами, неавтоматическая (с ручным управлением). Коробка имеет четыре передачи для движения вперед и одну передачу для движения назад. Шестерни всех передач (кроме заднего хода) – косозубые, что уменьшает шум при работе коробки передач, имеют постоянное зацепление. Шестерни передачи заднего хода – прямозубые. Передачи для движения вперед включаются с помощью синхронизаторов, а для движения назад – передвижением промежуточной шестерни заднего хода. Переключаются передачи с помощью рычага, который имеет три хода вперед и назад для переключения передач. В отлитом из алюминиевого сплава картере 22 коробки передач на подшипниках установлены первичный (ведущий) 1, вторичный (ведомый) 8 и промежуточный 21 валы.

Первичный вал выполнен как одно целое с шестерней 3, находящейся в постоянном зацеплении с шестерней 23 промежуточного вала, представляющего собой блок шестерен. На вторичном валу свободно установлены шестерни 5, 6 и 9 соответственно III, II и I передач, находящиеся в постоянном зацеплении с соответствующими шестернями промежуточного вала. На вторичном валу также жестко; закреплены ступицы синхронизаторов 4 и 7 шестерня 10 заднего хода. Промежуточная шестерня 16 заднего хода свободно установлена на оси 18.

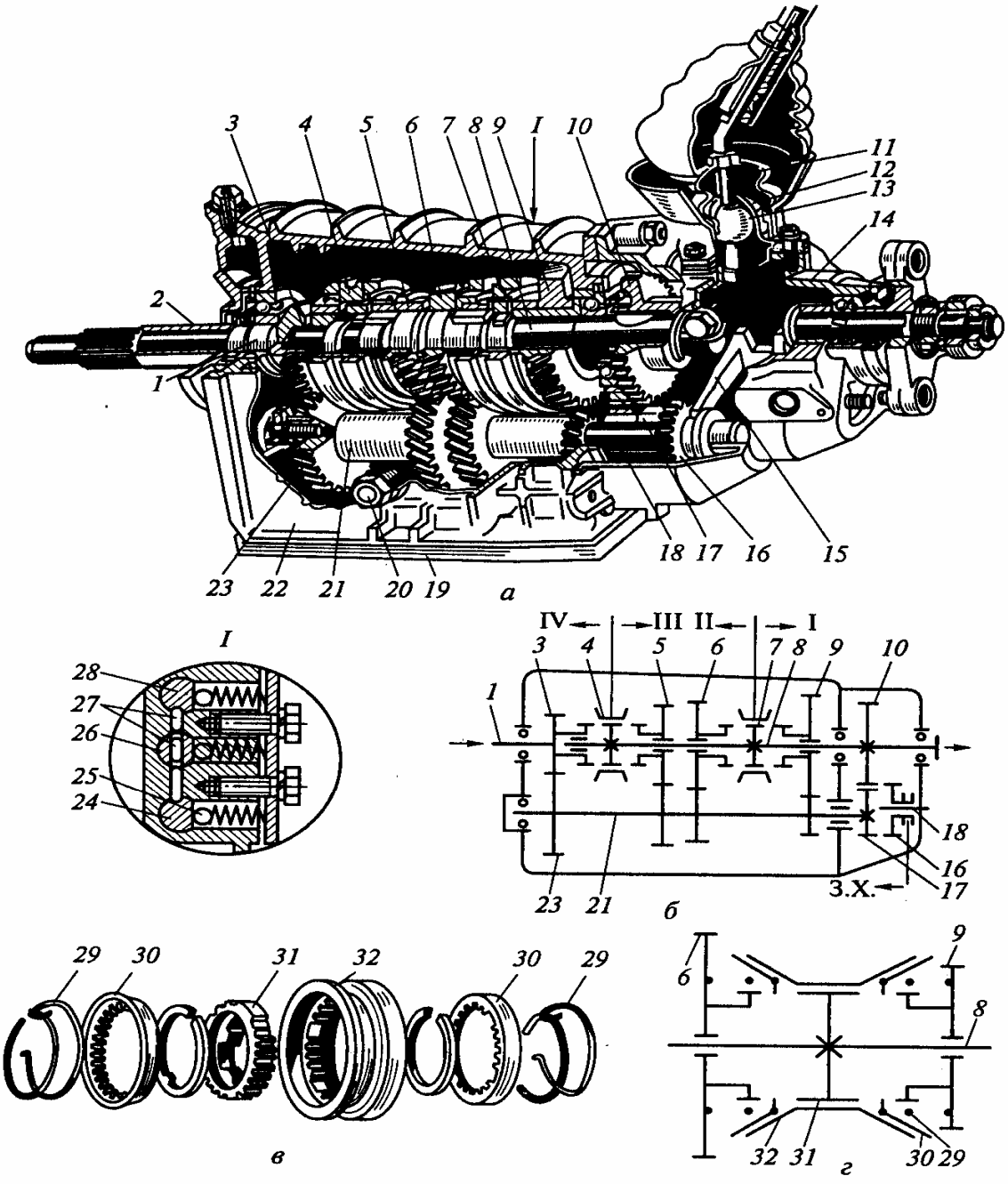


Рис. 3.9. Коробка передач легковых автомобилей ВАЗ:
а – общий вид; б, г – схема коробки и синхронизатора; в – синхронизатор; 1 – первичный вал; 2, 12, 14, 19 – крышки; 3, 5, 6, 9, 10, 16, 17, 23 – шестерни; 4, 7 – синхронизаторы; 8 – вторичный вал; 11, 29 – пружины; 13 – рычаг; 15 – вилка; 18 – ось; 20 – пробка; 21 – промежуточный вал; 22 – картер; 24, 26, 28 – ползуны; 25 – фиксатор; 27 – замок; 30 – кольцо; 31 – ступица; 32 – муфта; I – IV – передачи

При включении I и II передач синхронизатор 7 соединяет соответственно шестерни 6 и 9 с вторичным валом коробки передач. При включении III и IV передач синхронизатор 4 соединяет соответственно шестерню 5 и первичный вал 1 с вторичным валом. Задний ход включается вилкой 15 путем введения в зацепление шестерни 16 с шестер-

нями 17 и 10. Картер коробки передач закрывается крышками 19, 2 и 14. Под нижнюю 19 и заднюю 14 крышки установлены прокладки. Синхронизатор состоит из ступицы 31, скользящей муфты 32, блокирующих колец 30 и пружин 29. Ступица синхронизатора закреплена на вторичном валу коробки передач. Она имеет наружные шлицы, на которых установлена скользящая муфта 32 с внутренними коническими поверхностями. Блокирующие кольца 30 имеют наружные конические поверхности и внутренние зубья со скосами. Блокирующие кольца постоянно отжимаются пружинами 29 к скользящей муфте 32.

Работа синхронизатора основана на использовании сил трения. Включение передачи возможно только после предварительного уравнивания угловых скоростей вторичного вала и шестерни включаемой передачи. После уравнивания угловых скоростей за счет трения между коническими поверхностями скользящей муфты 32 и блокирующего кольца 30 зубья муфты входят в зацепление с зубчатым венцом синхронизатора, выполненным на шестерне. В этом случае свободно вращающаяся шестерня на вторичном валу с помощью синхронизатора соединяется с вторичным валом, и передача включается.

Механизм переключения коробки передач включает рычаг переключения 13, ползуны 24, 26 и 28 с вилками, шариковые фиксаторы 25 и замок 27. Рычаг 13 прижимается пружиной 11 к сферической поверхности крышки 12 шаровой опоры и имеет фигурный конец, который при переключении передач входит в пазы вилок. Вилки, установленные на ползунах, входят в выточки скользящих муфт синхронизаторов 4 и 7 и промежуточной шестерни 16 заднего хода. Шариковые фиксаторы 25 удерживают ползуны в нейтральном и включенном положениях, а замок 27 исключает одновременное включение двух передач. Замок состоит из двух блокировочных сухарей и штифта между ними. При перемещении среднего ползуна 25 оба сухаря выходят из его углублений и запирают крайние ползуны 24 и 28, исключая их смещение. При перемещении одного из крайних ползунов сухарь выходит из его углубления, блокирует средний ползун и, действуя через штифт на другой сухарь, запирает также другой крайний ползун, что исключает включение двух передач одновременно.

Коробка передач крепится к заднему торцу картера сцепления. В нее через резьбовое отверстие с пробкой 20 заливают трансмиссионное масло. Внутренняя полость коробки передач через сапун, сообщается с атмосферой. Масло из коробки передач сливается через резьбовое отверстие с пробкой, расположенное в нижней крышке 1[3].

Перемещения синхронизаторов осуществляется механизмом управления коробкой передач (рис. 3.10). При перемещении верхнего конца

рычага 5 влево, рычаг поворачивается на шарнире 6, и его нижний конец входит в зацепление с вырезом ползуна 7. Если из этого положения рычаг передвинуть вперед, то его нижний конец переместится назад и потянет за собой ползун 7. Вместе с ползуном 7 переместится назад вилка 10 с муфтой синхронизатора, включится 1-я передача. Если рычаг 5 переместить назад, вилка 10 с муфтой синхронизатора переместится вперед, включится 2-я передача.

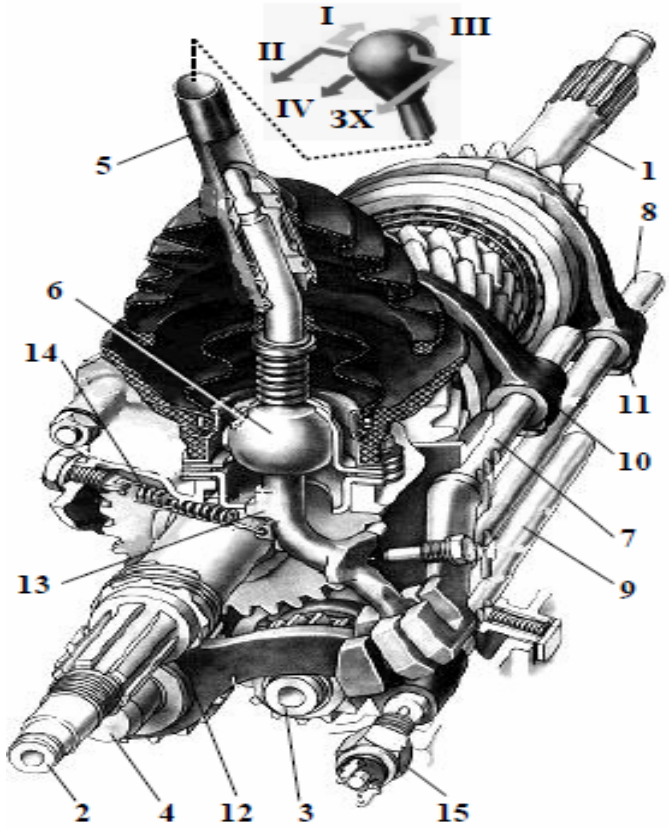


Рис. 3.10. Механизм управления трехвальной четырехступенчатой коробкой передач заднеприводных автомобилей ВАЗ:
1 – первичный вал; 2 – вторичный вал; 3 – промежуточный вал; 4 – ось промежуточной шестерни передачи заднего хода; 5 – рычаг переключения передач; 6 – шарнир рычага переключения передач; 7 – ползун включения 1-й и 2-й передач; 8 – ползун включения 3-й и 4-й передач; 9 – ползун включения передачи заднего хода; 10 – вилка включения 1-й и 2-й передач; 11 – вилка включения 3-й и 4-й передач; 12 – вилка включения заднего хода; 13 – выступ; 14 – пружина; 15 – выключатель сигнала заднего хода

Конструкция пятиступенчатой коробки передач заднеприводных и полноприводных автомобилей ВАЗ представлена на рис. 3.11. Конструктивное исполнение элементов, обеспечивающих четыре передачи переднего хода, а также передачу заднего хода, аналогично подобным элементам рассмотренной четырехступенчатой КПП. Следует отметить, что передаточные числа одноименных передач обеих этих КПП могут различаться.

По сравнению с 4-ступенчатой коробкой передач, в 5-ступенчатой КПП на хвостовик промежуточного вала устанавливается не одна шестерня заднего хода, а блок шестерен, куда кроме шестерни 11 (рис. 3.12),

входит также шестерня 9 пятой повышающей передачи. На вторичном валу 2 установлены шестерня 12 и синхронизатор 8 пятой передачи.

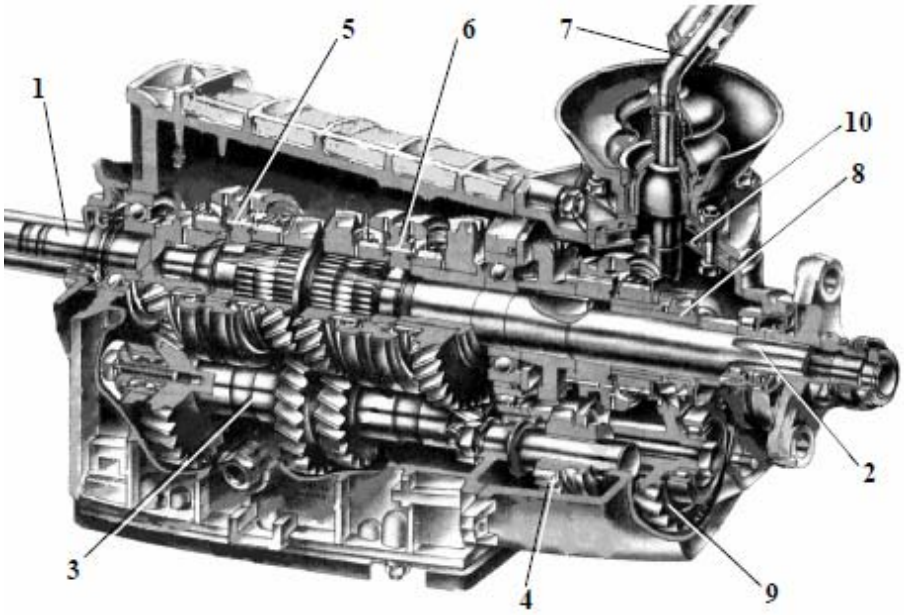


Рис. 3.11. Трехвальная 5-ступенчатая коробка передач заднеприводных и полноприводных автомобилей ВАЗ:
1 – первичный вал; 2 – вторичный вал; 3 – промежуточный вал; 4 – промежуточная шестерня передачи заднего хода; 5 – синхронизатор включения 3-й и 4-й передач; 6 – синхронизатор включения 1-й и 2-й передач; 7 – рычаг переключения передач; 8 – синхронизатор включения 5-й передачи; 9 – шестерня 5-й передачи промежуточного вала; 10 – механизм выбора передач

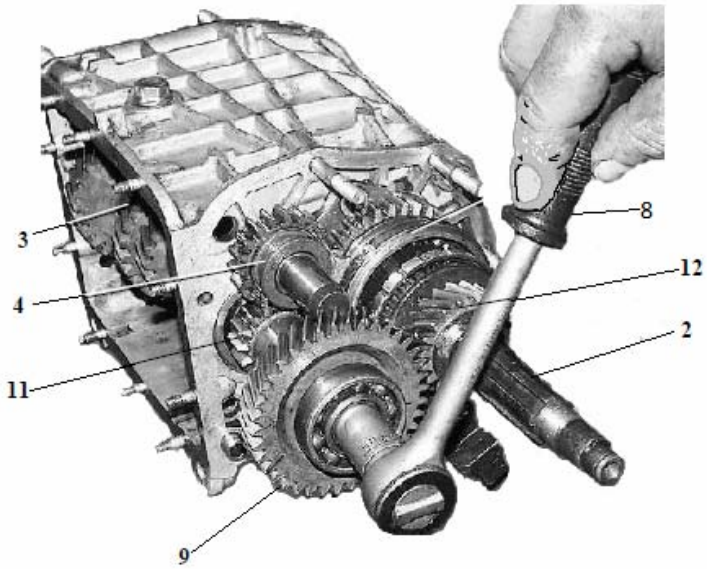


Рис. 3.12. Одна из операций разборки трехвальной 5-и ступенчатой коробка передач заднеприводных и полноприводных автомобилей ВАЗ;
2 – вторичный вал; 3 – промежуточный вал; 4 – промежуточная шестерня передачи заднего хода; 8 – синхронизатор включения 5-й передачи;
9 и 11 – шестерни 5-й передачи и заднего хода промежуточного вала (блок шестерен); 12 – шестерня 5-й передачи вторичного вала

Произошли изменения и в конструкции механизма выбора передач (рис. 3.13). Пятая передача и задний ход включаются одним ползуном, поэтому блокировки на выбор ползуна быть не должно, как это было реализовано в 4-ступенчатой КПП, где невозможно было наклонить рычаг управления вправо, предварительно не нажав его вниз.

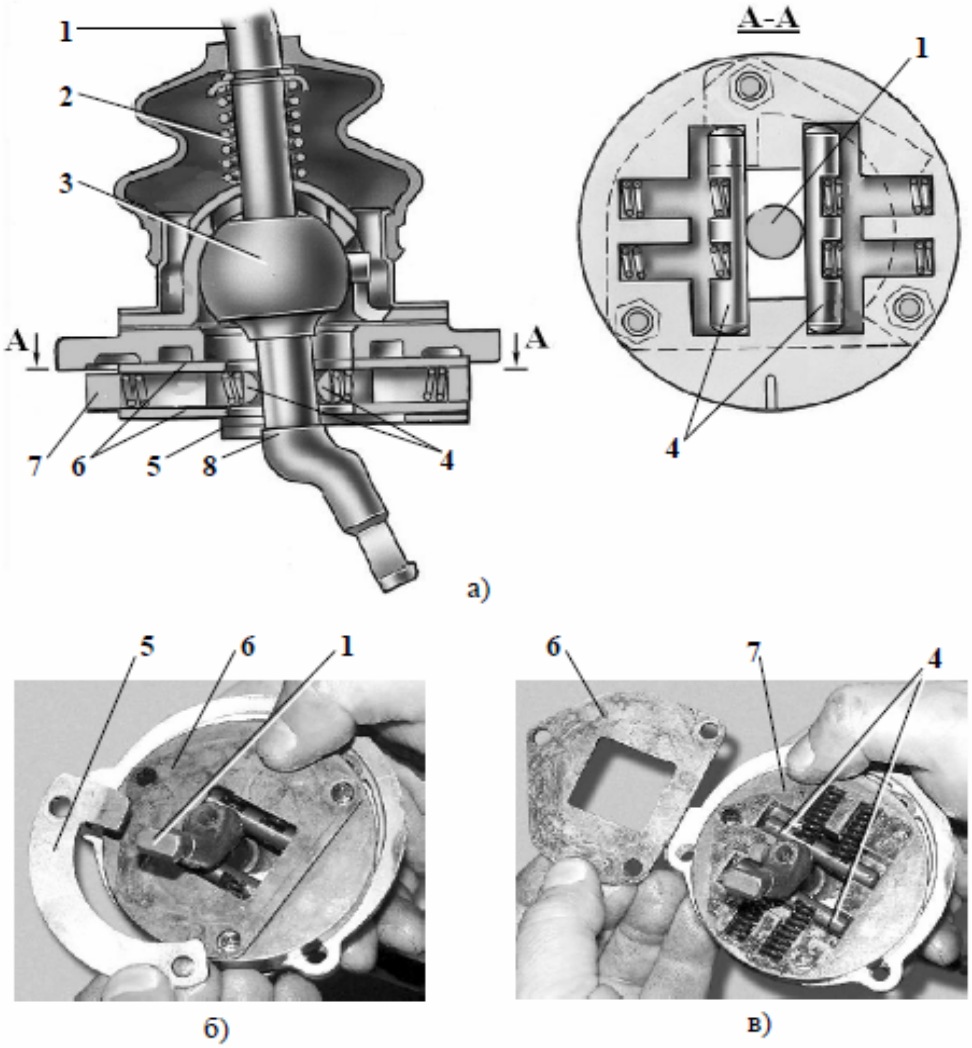


Рис. 3.13. Механизм выбора передач 5-ступенчатой коробки передач заднеприводных и полноприводных автомобилей ВАЗ:
1 – рычаг переключения передач; 2 – пружина; 3 – шарнир рычага переключения передач; 4 – направляющие планки; 5 – блокировочная пластина передачи заднего хода; 6 – шайбы направляющей пластины; 7 – направляющая пластина; 8 – уступ рычага переключения передач

В данном случае рычаг 1 возможно наклонить вправо без дополнительных действий и, наклонив затем его вперед, включить 5-ю передачу. Однако для наклона рычага из правого положения назад его необходимо предварительно нажать вниз, чтобы уступ 8 сместился ниже блокировочной пластины 5, выступ которой (рис. 3.13, б) при правом положении рычага блокирует его наклон назад, т.е. включение передачи заднего хода. В нейтральном положении рычаг удерживается под-

пружиненными планками 4. В этом положении, как и в 4-ступенчатой КПП, он находится в зацеплении с ползуном включения 3-й и 4-й передач. При наклоне рычага вправо или влево (выбор ползуна 1-й и 2-й передач или 5-й и задней передачи) одна из направляющих планок 4 перемещается, сжимая пружины.

Принципиально по конструкции трехвальные коробки передач легковых и грузовых автомобилей аналогичны. На рис. 3.14 и 3.15 представлена конструкция пятиступенчатой коробки передач грузовых автомобилей ЗИЛ. Передачи 2-я, 3-я, 4-я и 5-я (прямая) включаются синхронизаторами с блокирующими пальцами, и расположены эти передачи в КПП аналогично передачам с 1-ю по 4-ю в коробках передач заднеприводных автомобилей ВАЗ.

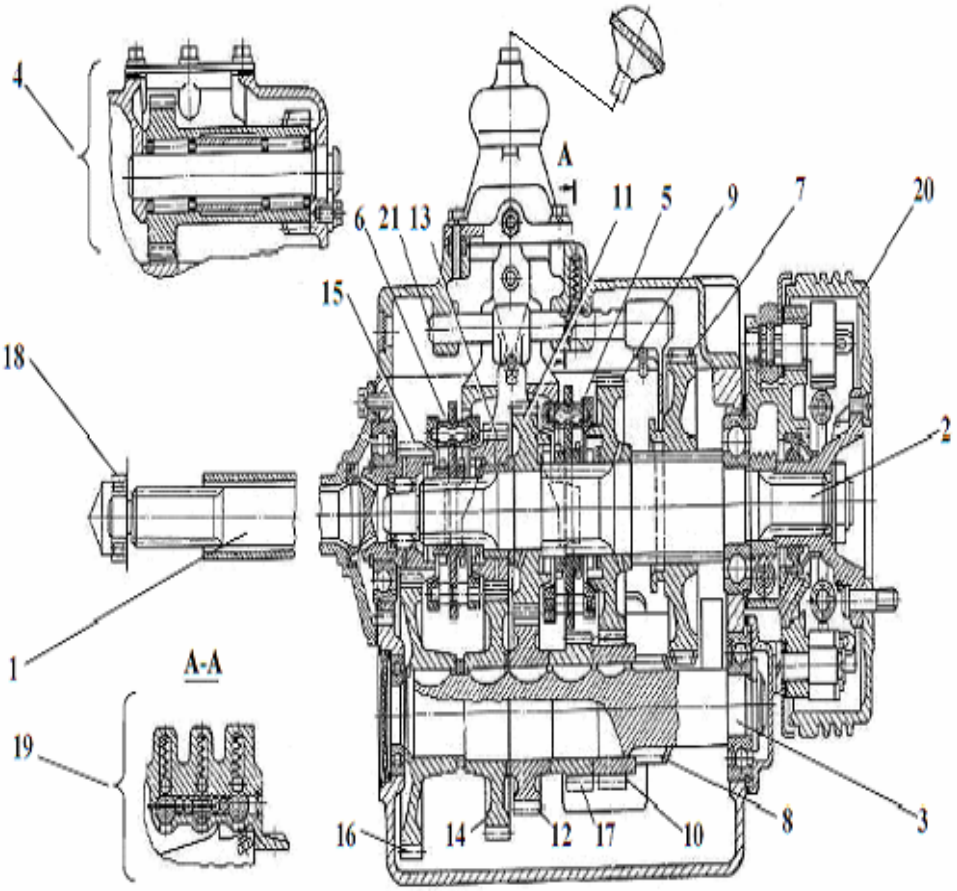


Рис. 3.14. Конструкция трехвальной пятиступенчатой коробки передач грузовых автомобилей ЗИЛ:
1 – первичный вал; 2 – вторичный вал; 3 – промежуточный вал; 4 – блок промежуточных шестерен передачи заднего хода; 5 – синхронизатор включения 2-й и 3-й передач; 6 – синхронизатор включения 4-й и 5-й передач; 7 и 8 – шестерни 1-й передачи; 9 и 10 – шестерни 2-й передачи; 11 и 12 – шестерни 3-й передачи; 13 и 14 – шестерни 4-й передачи; 15 и 16 – шестерни зацепления первичного и промежуточного валов; 17 – шестерня заднего хода; 18 – передний подшипник первичного вала; 19 – фиксирующий и предохранительный механизмы; 20 – барабан стояночного тормозного механизма; 21 – шток включения 1-й передачи и заднего хода

Первая передача не синхронизирована и используется для трогания автомобиля с места в тяжелых условиях. Включается 1-я передача перемещением зубчатого колеса 7, установленного на вторичном вале на подвижном шлицевом соединении. При перемещении колеса 7 вперед (по рисунку влево, при этом верхний конец рычага управления водитель перемещает назад (рис. 3.15) зубья колеса входят в зацепление с зубьями шестерни 8 промежуточного вала 3. Крутящий момент от первичного вала 1 передается по пути: шестерня 15 первичного вала – шестерня 16 промежуточного вала – промежуточный вал 3 – шестерня 8 – шестерня 7 – вторичный вал 2.

Передача заднего хода включается перемещением зубчатого колеса 7 назад тем же штоком 21 (по рисунку вправо, при этом верхний конец рычага управления водитель перемещает вперед – рис. 3.15).

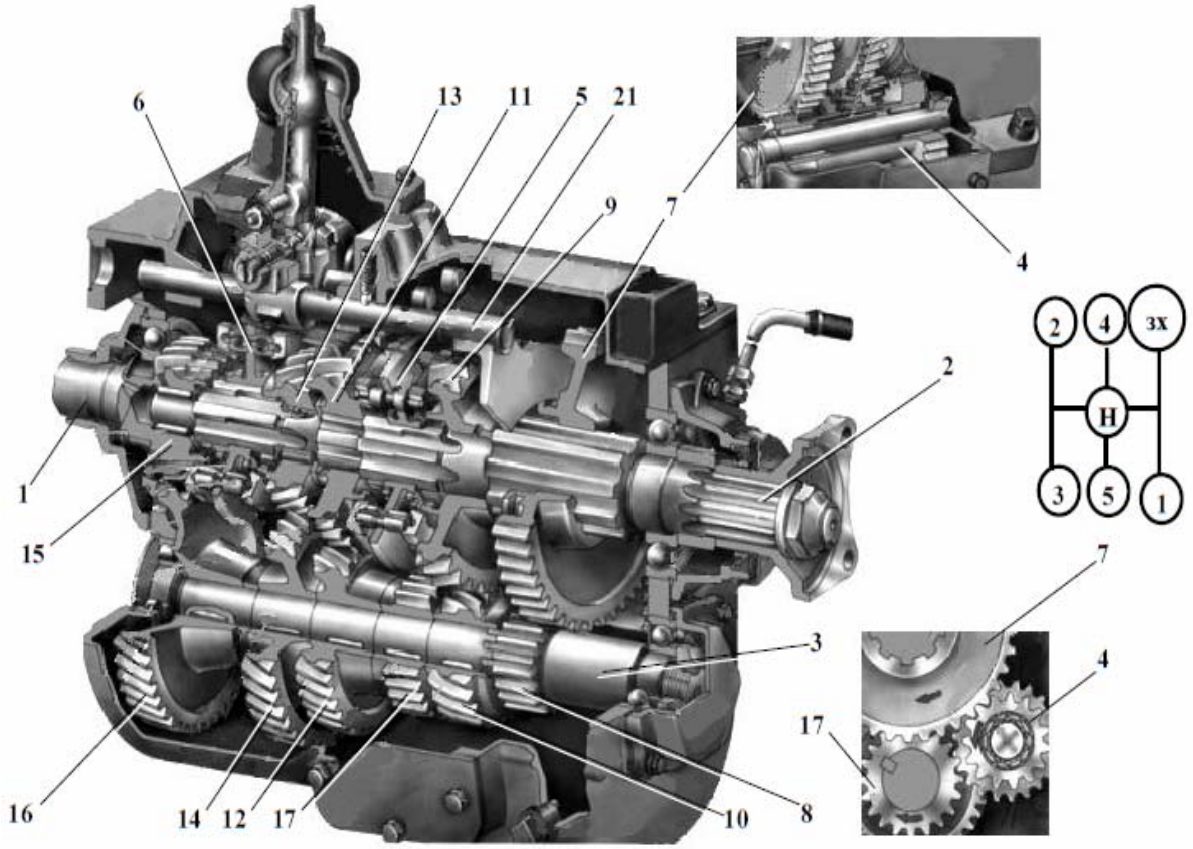


Рис. 3.15. Конструкция и схема переключения передач трехвальной пятиступенчатой коробки передач грузовых автомобилей ЗИЛ (наименование позиций см. на рис. 3.14)

Зубья колеса 7 входят в зацепление с зубьями малой шестерни блока промежуточных шестерен 4, большая шестерня которого находится в постоянном зацеплении с шестерней 17 промежуточного вала. Крутящий момент от первичного вала 1 передается по пути: шестерня 15 первичного вала – шестерня 16 промежуточного вала – промежуточный

вал 3 – шестерня 17 – блок промежуточных шестерен 4 – шестерня 7 – вторичный вал 2.

Конструкция КПП автомобиля МАЗ-5335 представлена на рис. 3.16 и 3.17. Особенности данной КПП: прямая передача четвертая, пятая передача – повышающая, синхронизаторы с блокирующими окнами.

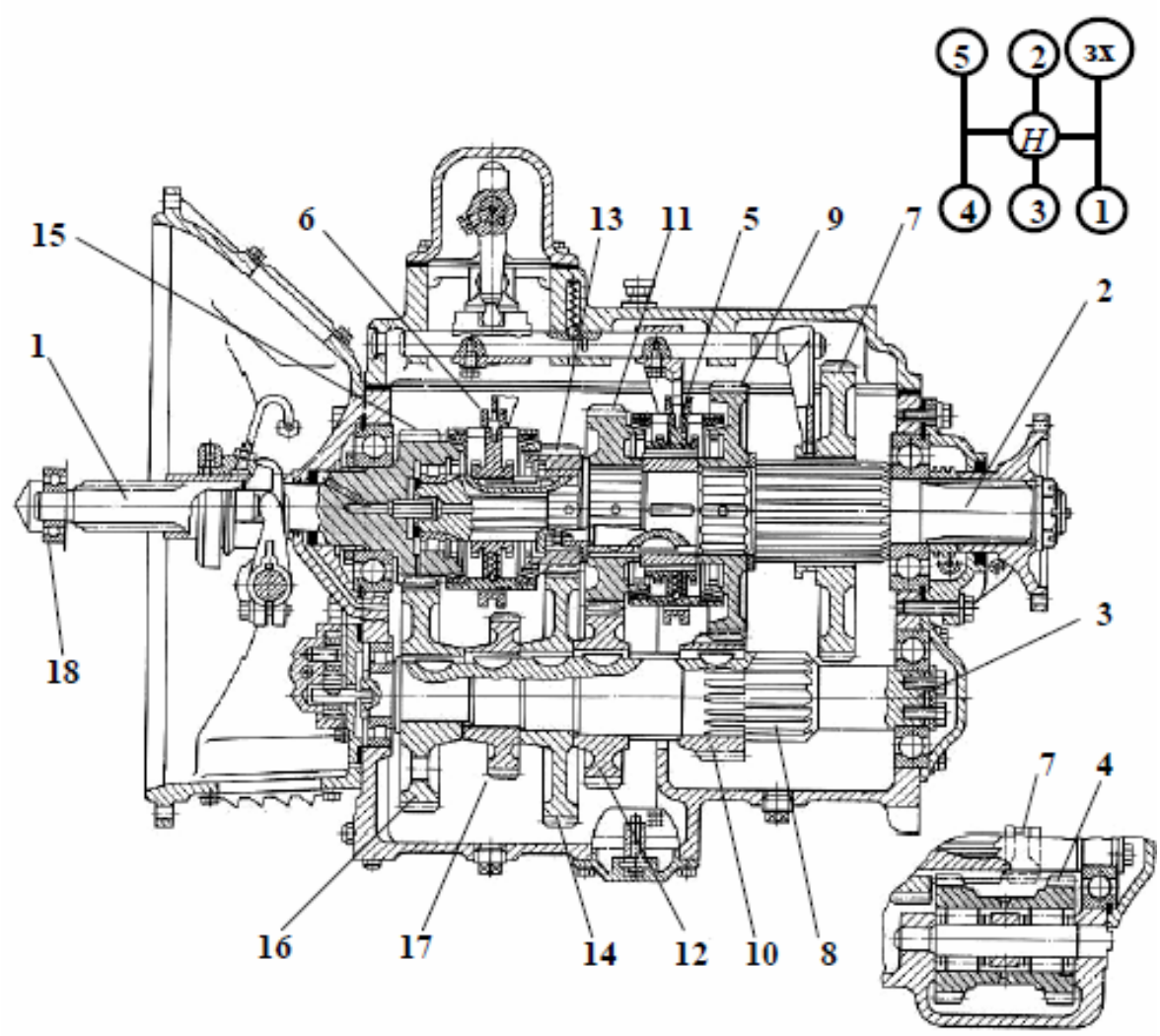


Рис. 3.16. Конструкция и схема переключения передач трехвальной пятиступенчатой коробки передач грузового автомобиля МАЗ-5335: 1 – первичный вал; 2 – вторичный вал; 3 – промежуточный вал; 4 – блок промежуточных шестерен передачи заднего хода; 5 – синхронизатор включения 2-й и 3-й передач; 6 – синхронизатор включения 4-й и 5-й передач; 7 и 8 – шестерни 1-й передачи и передачи заднего хода; 9 и 10 – шестерни 2-й передачи; 11 и 12 – шестерни 3-й передачи; 13 и 14 – шестерни 5-й передачи; 15 и 16 – шестерни зацепления первичного и промежуточного валов; 17 – шестерня отбора мощности; 18 – передний подшипник первичного вала

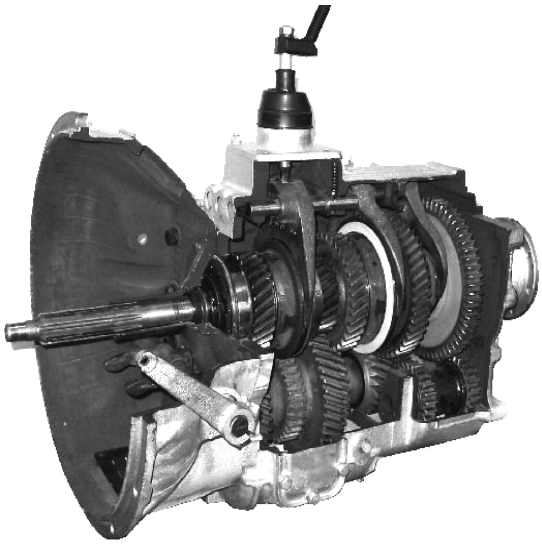


Рис. 3.17. Трехвальная пятиступенчатая коробка передач грузового автомобиля МАЗ-5335 в разрезе

Коробка передач КАМАЗ модели 142 представлена на рис. 3.18 (автомобиль КАМАЗ-4326) и коробка передач модели 141 представлена на рис. 3.19, (автомобиль КАМАЗ, УРАЛ-4320) имеют схожую конструкцию

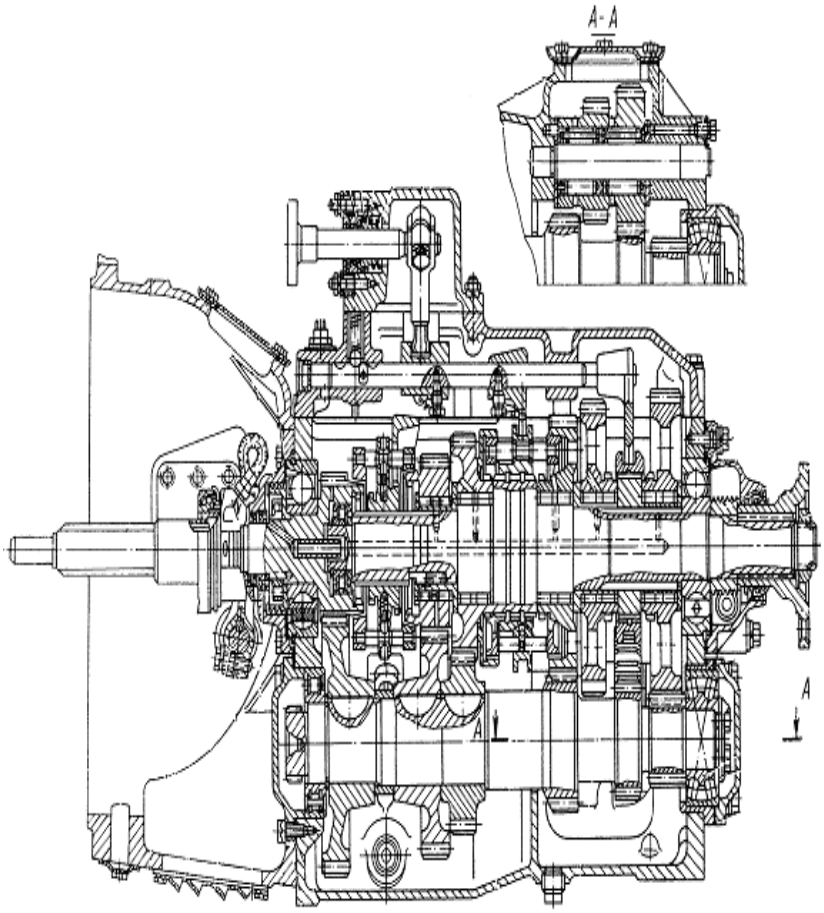


Рис. 3.18. Продольный разрез трехвальной пятиступенчатой коробки передач автомобиля КАМАЗ модели 142

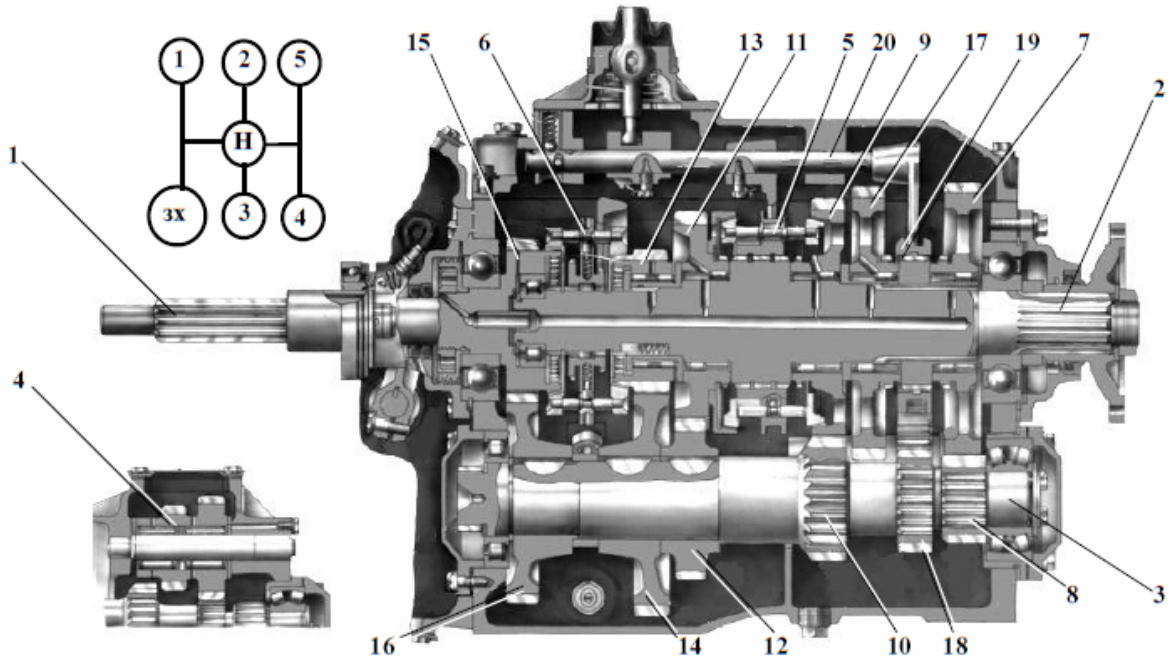


Рис. 3.19. Конструкция трехвальной пятиступенчатой коробки передач КАМАЗ модели 141:
1 – первичный вал; 2 – вторичный вал; 3 – промежуточный вал; 4 – блок промежуточных шестерен передачи заднего хода; 5 – синхронизатор включения 2-й и 3-й передач; 6 – синхронизатор включения 4-й и 5-й передач; 7 и 8 – шестерни 1-й передачи; 9 и 10 – шестерни 2-й передачи; 11 и 12 – шестерни 3-й передачи; 13 и 14 – шестерни 5-й передачи; 15 и 16 – шестерни зацепления первичного и промежуточного валов; 17 и 18 – шестерни заднего хода; 19 – муфта включения 1-й передачи и заднего хода; 20 – шток включения 1-й передачи и заднего хода

Первая передача и передача заднего хода включаются зубчатой муфтой 19. Шестерня заднего хода 17 вторичного вала 2 находится в постоянном зацеплении с малым зубчатым венцом блока промежуточных шестерен 4, большая шестерня которого находится в постоянном зацеплении с шестерней 18 промежуточного вала 3. Прямая передача в КПП 141 четвертая, пятая передача – повышающая, в КПП 142 пятая передача является прямой. В обеих КПП применены синхронизаторы с блокирующими пальцами.

Смазка коробок передач КАМАЗ осуществляется комбинированным способом, т.е. все детали смазывается разбрызгиванием, а подшипники шестерен коробки передач имеют, кроме того, дополнительную подпитку от маслонагнетающего устройства (рис. 3.20).

Это устройство представляет собой маслонагнетающее кольцо 4, установленное на первичном вале 1. Во внутренней полости картера в передней части левой стенки отлит маслонакопитель, куда при вращении шестерен забрасывается масло и по сверлению в передней стенке картера поступает в полость крышки 5 и на маслонагнетающее кольцо 4. На наружной поверхности кольца нарезана винтовая канавка. При

вращении первичного вала, гребень винтовой канавки захватывает масло и перемещает его к передней стенке крышки 5, где создается избыточное давление, под действием которого масло через отверстие 6 поступает в центральное отверстие первичного вала. Отсюда масло через втулку 7 поступает в центральное отверстие вторичного вала и по радиальным сверлениям к подшипникам шестерен.

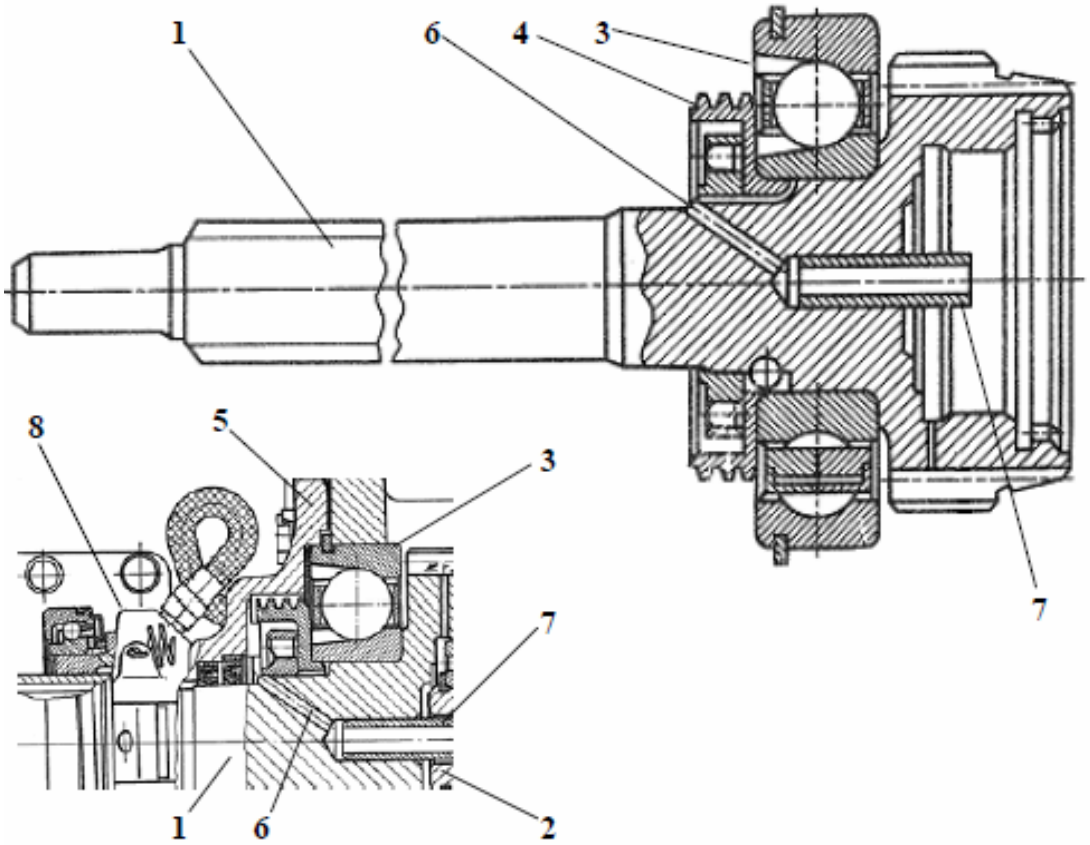


Рис. 3.20. Система принудительной смазки некоторых сопряжений в коробках передач КАМАЗ:
1 – первичный вал; 2 – вторичный вал; 3 – подшипник первичного вала; 4 – маслонагнетающее кольцо; 5 – крышка подшипника первичного вала; 6 – маслонегетательное отверстие; 7 – втулка; 8 – муфта выключения сцепления

3.3.3. Многовальные коробки передач

Многовальные КПП применяются на автомобилях большой грузоподъемности, на автомобилях-тягачах с целью улучшения тяговых и экономических свойств, т.к. дорожные условия и величина массы груза изменяются для этих автомобилей в широких пределах.

Основу конструкции этих коробок передач составляет 4-, 5- или 6-ступенчатая трехвальная КПП, в общем (или сборном) картере с которой размещен повышающий редуктор (делитель, мультипликатор) и (или) понижающий редуктор (демультипликатор). Число передач в таких КПП может доходить до 24.

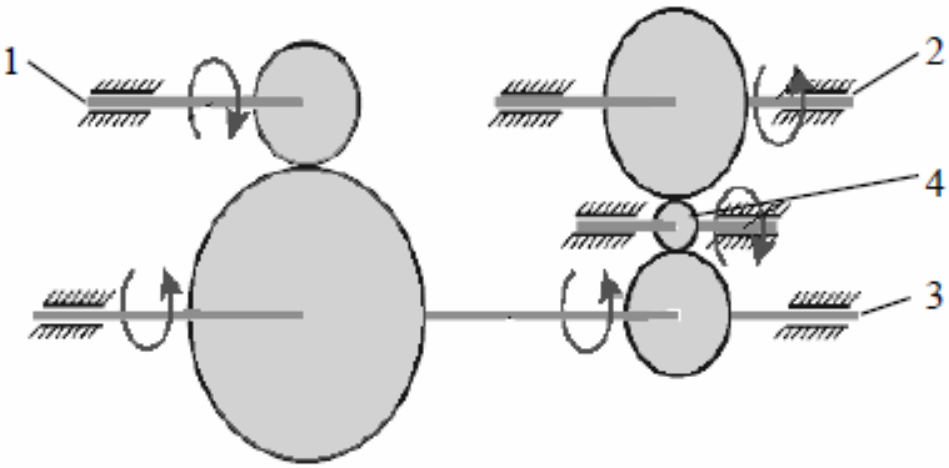


Рис. 3.21. Принцип работы трехвальной коробки передач на передаче заднего хода:
1 – первичный (входной) вал; 2 – вторичный (выходной) вал;
3 – промежуточный вал; 4 – промежуточная шестерня заднего хода

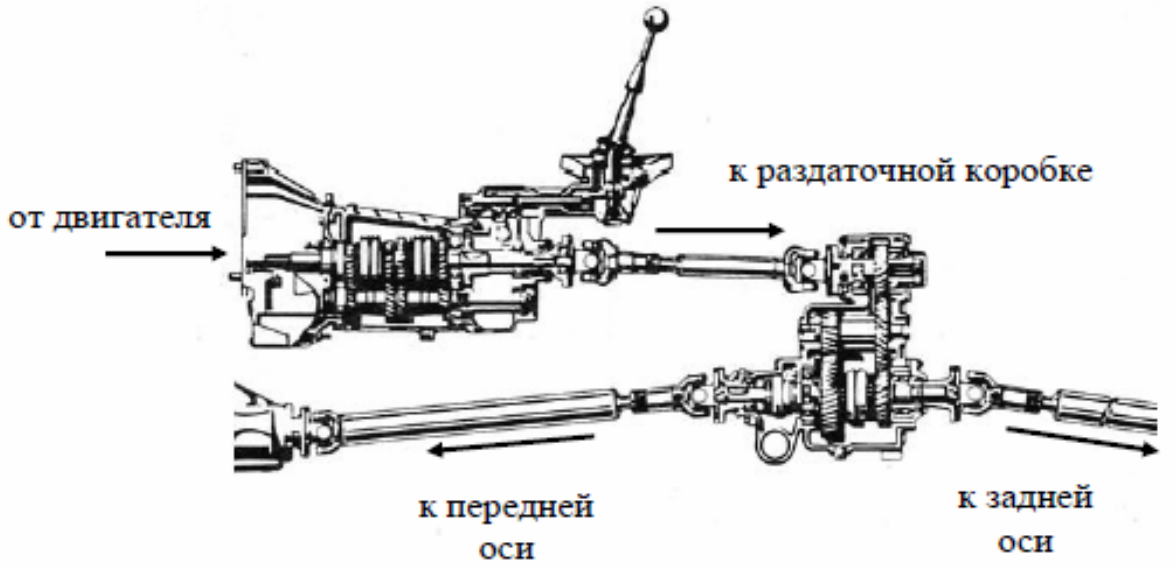


Рис. 3.22. Привод на все оси с трехвальной коробкой перемены передач

Для получения большого числа передач (от 8 до 24) применяются многовальные коробки передач. Они представляют собой четырех-, пяти- или шестиступенчатые трехвальные коробки передач со встроенными или совмещенными дополнительными коробками передач (редукторами). При этом дополнительная коробка передач может быть повышающей или понижающей. Повышающая коробка передач называется делителем или мультипликатором. Делитель устанавливается перед коробкой передач и увеличивает число передач в два раза. Обычно он имеет две передачи: прямую с передаточным числом $u_k = 1$ и повышающую с передаточным числом $u_k < 1$. Делитель не увеличивает передаточные числа коробки передач, а только уменьшает разрыв меж-

ду передаточными числами соседних передач, увеличивая на 20...25 % их диапазон. Понижающая коробка передач называется демультипликатором. Демультипликатор устанавливается за коробкой передач. Он имеет две или три передачи: прямую с $u_k = 1$ понижающие с $u_k > 1$. Демультипликатор увеличивает число передач в 2-3 раза и передаточные числа коробки передач, значительно расширяя их диапазон.

Коробка передач грузовых автомобилей КамАЗ представлена на рис. 3.23. Коробка передач пятивальная, десятиступенчатая, синхронизированная, с делителем и с неавтоматическим дистанционным управлением. Коробка передач состоит из двух частей – основной пятиступенчатой коробки передач и делителя. Делитель выполнен в отдельном картере 12 с картером сцепления и прикреплен к картеру 10 коробки передач. В картере 10 основной коробки передач размещены первичный 3, вторичный 8 и промежуточный 9 валы. Косозубые шестерни коробки передач находятся в постоянном зацеплении.

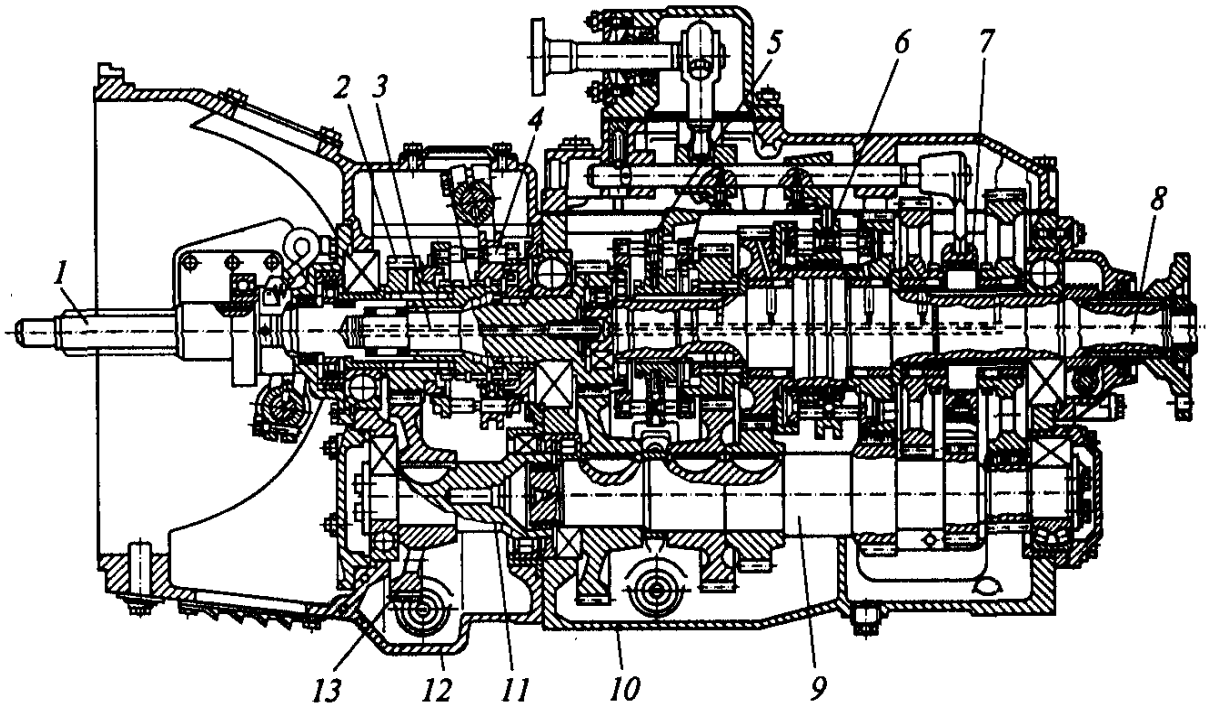


Рис. 3.23. Коробка передач грузовых автомобилей КамАЗ:
1 – ведущий вал; 2, 13 – шестерни; 3 – первичный вал;
4, 5, 6 – синхронизаторы; 7 – муфта; 8 – вторичный вал;
9, 11 – промежуточные валы; 10, 12 – картеры

Включение IV и V, а также II и III передач производится соответственно синхронизаторами 5 и 6. Включение первой передачи и заднего хода осуществляется зубчатой муфтой 7. Делитель имеет ведущий 1 и промежуточный 11 валы, две шестерни 2 и 13 постоянного зацепления и зубчатую муфту с синхронизатором 4 для включения прямой и повышающей передач с передаточными числами соответственно $u_k = 1$

и u_k = 0,815. Промежуточный вал 11 делителя соединен шлицами с промежуточным валом 9 коробки передач. Шестерня 2 установлена свободно на ведущем валу и вращается относительно вала. При включении прямой передачи ведущий вал 1 делителя и первичный вал 3 коробки передач жестко соединяются напрямую с помощью зубчатой муфты. При этом крутящий момент, передаваемый от двигателя к коробке передач, не изменяется по величине. При включении повышающей передачи шестерня 2 фиксируется синхронизатором на ведущем валу 7 делителя.

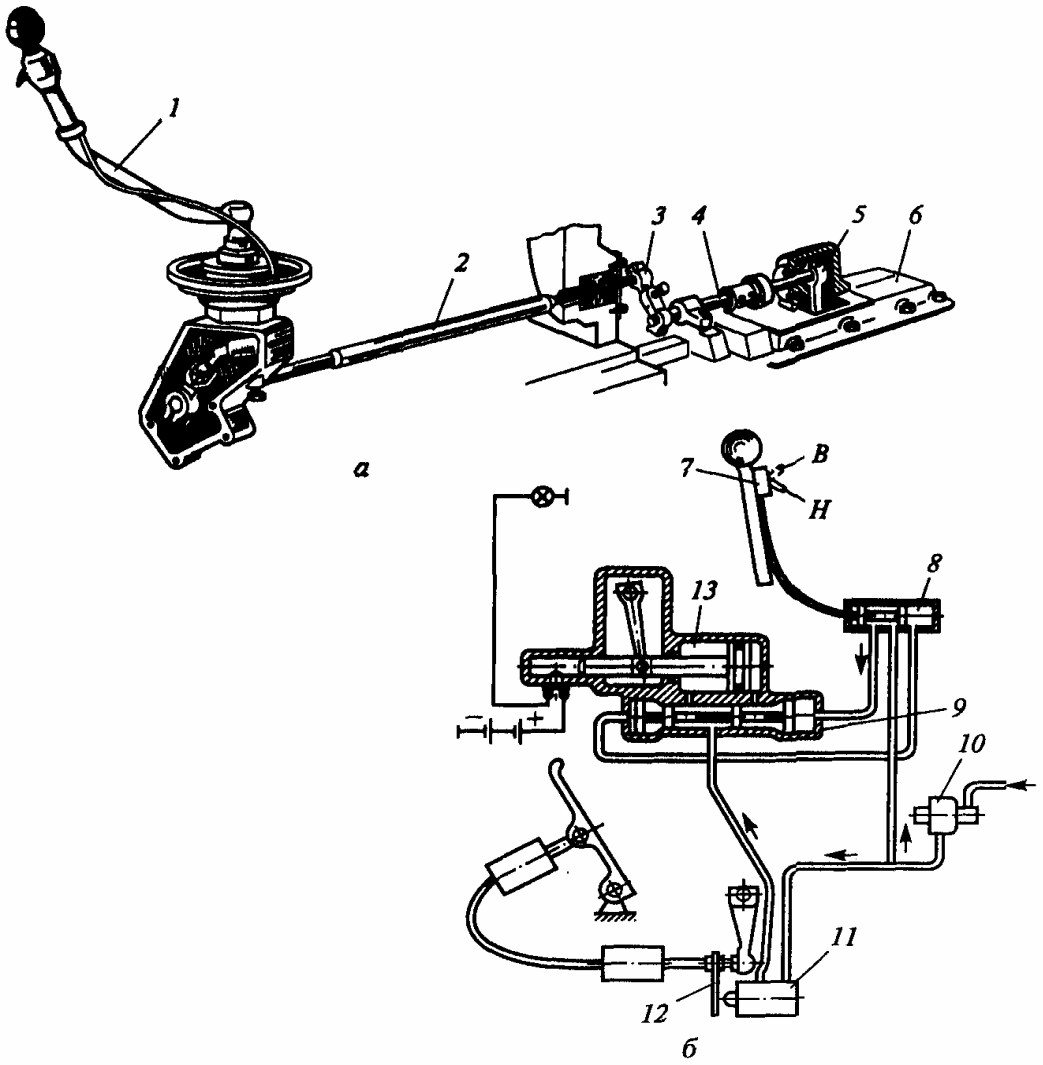


Рис. 3.24. Приводы переключения коробки передач (а) и делителя (б) грузовых автомобилей КамАЗ:
1, 3, 5, – рычаги; 2, 4 – тяги; 6 – крышка; 7 – переключатель; 8 – кран; 9 – воздухораспределитель; 10, 11 – клапаны; 12 – упор; 13 – пневмоцилиндр; В, Н – положения переключателя

В этом случае крутящий момент двигателя передается с шестерни 2 на шестерню 13 промежуточного вала и далее на промежуточный вал 9 коробки передач. При этом уменьшается передаваемый крутящий момент и увеличивается скорость движения. Это обеспечивает работу

автомобиля при небольших нагрузках с высокой скоростью движения, что способствует экономии топлива.

Размещение делителя в отдельном картере позволяет использовать основную коробку передач и без делителя на самосвалах и других автомобилях, где это целесообразно. При установке делителя отдельные детали основной коробки передач заменяются (первичный вал и др.). Механизм переключения передач основной коробки передач имеет дистанционный механический привод управления. В привод (рис. 3.24) входят рычаг 1 переключения, передняя 2 и промежуточная 4 тяги, рычаг 3 передачи и шток с рычагом 5 механизма переключения передач, который находится в крышке 6 коробки передач.

Механизм переключения передач делителя имеет пневматический привод. Привод состоит из переключателя 7, находящегося на рычаге 1 коробки передач, редукционного клапана 10, пневмоцилиндра 13, воздухораспределителя 9, клапана 11 включения делителя, крана 8 и трубопроводов. При установке переключателя в положение Н (низшая) или В (высшая) передача золотник крана перемещается тросом. Сжатый воздух от редукционного клапана 10 поступает в соответствующую полость воздухораспределителя 9, устанавливая при этом его золотник в необходимое положение. При выключении сцепления упор 12, установленный на толкателе рычага выключения сцепления, открывает клапан 11, сжатый воздух проходит в воздухораспределитель и далее в нужную полость пневмоцилиндра 13, перемещая его поршень и выключая передачи в делителе. Следовательно, переключатель можно включать заранее, однако переключение передач в делителе произойдет только при выключении сцепления [3].

Многовальные коробки передач с неподвижными валами представляют собой основную трехвальную КПП соединенную с делителем (мультипликатором) и (или) с демультипликатором, обычно являющимися двухступенчатым редуктором.

Задача делителя и демультипликатора – расширение диапазона передаточных чисел трансмиссии с целью обеспечения экономичных режимов работы двигателя при движении как с высокими скоростями по дорогам с улучшенным покрытием, так и при движении в трудных условиях, когда требуется высокий крутящий момент. Первая передача делителя обычно является прямой, а вторая – повышающей, т.е. уменьшающей величину крутящего момента на выходном валу делителя. Поэтому делитель устанавливается перед основной коробкой передач, что позволяет на повышенных передачах снизить нагрузки в основной коробке передач. Демультипликатор имеет прямую и понижающую передачи, поэтому устанавливается после основной коробки передач во избежание перегрузки ее деталей.

На рис. 3.25 представлена основная 4-ступенчатая коробка передач КАМАЗ модели 161, которая в сборе с демультипликатором, устанавливается на автомобили КАМАЗ-6350 и КАМАЗ-65116. Все передачи переднего хода синхронизированы, третья передача является прямой, четвертая – повышающей. По характеру включения передач переднего хода и пути передачи крутящего момента на этих передачах данная коробка аналогична КПП заднеприводных автомобилей ВАЗ. Передача заднего хода включается при перемещении вперед зубчатой муфты 16. Шестерня заднего хода 14 находится в постоянном зацеплении с блоком промежуточных шестерен, аналогично коробкам передач КАМАЗ моделей 141 и 142. На выходном вале на шлицах установлена шестерня 18, которая является солнечной шестерней демультипликатора.

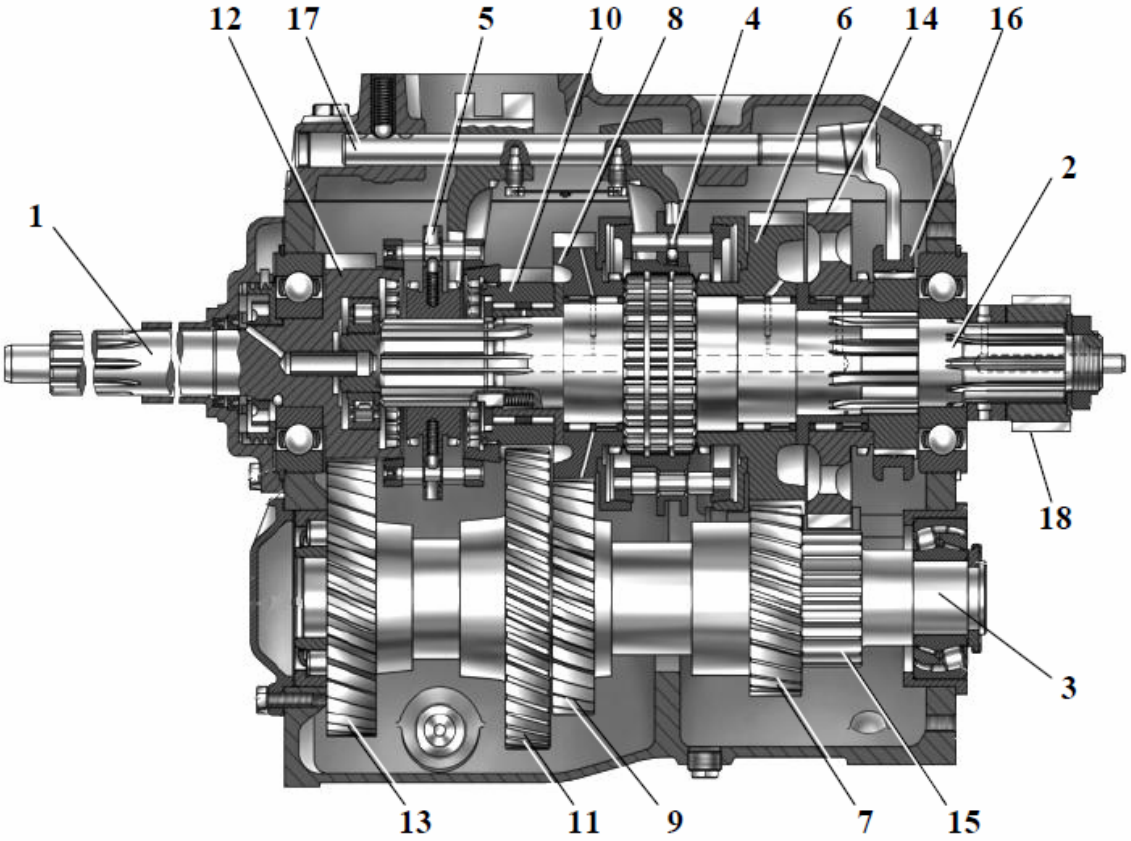


Рис. 3.25. Конструкция основной трехвальной четырехступенчатой коробки передач КАМАЗ модели 161:
1 – первичный вал; 2 – вторичный вал; 3 – промежуточный вал; 4 – синхронизатор включения 1-й и 2-й передач; 5 – синхронизатор включения 3-й и 4-й передач; 6 и 7 – шестерни 1-й передачи; 8 и 9 – шестерни 2-й передачи; 10 и 11 – шестерни 3-й передачи; 12 и 13 – шестерни зацепления первичного и промежуточного валов; 14 и 15 – шестерни передачи заднего хода (блок промежуточных шестерен не показан); 16 – муфта включения передачи заднего хода; 17 – шток включения передачи заднего хода; 18 – солнечная шестерня демультипликатора

Конструкция коробки передач КАМАЗ модели 161 показана на рис. 3.26 и 3.27.

Демультипликатор в данной КПП представляет собой планетарный редуктор, состоящий из одного элементарного планетарного ряда.

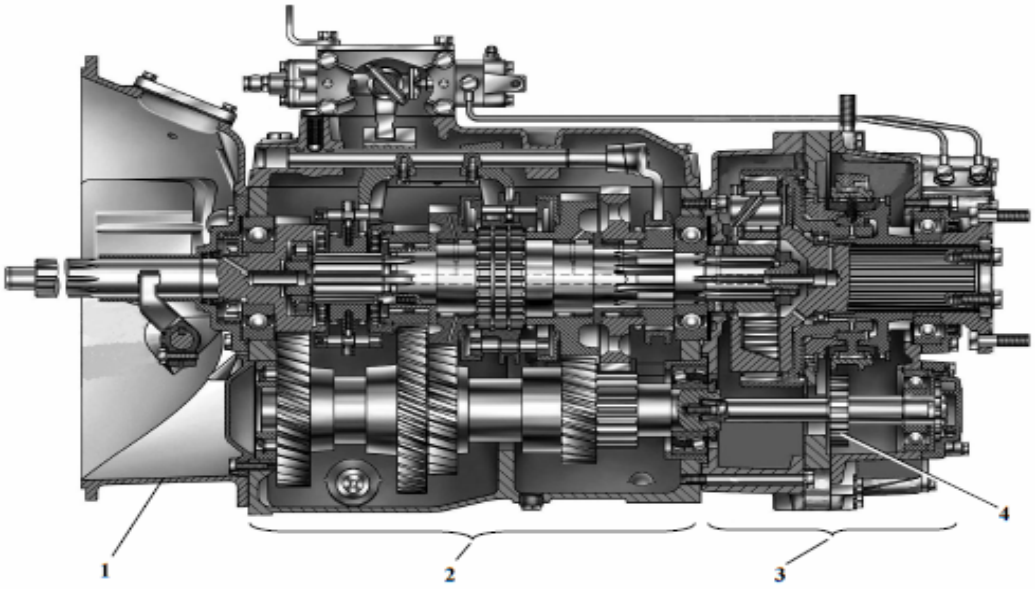


Рис. 3.26. Конструкция восьмиступенчатой коробки передач КАМАЗ модели 161:
1 – картер сцепления; 2 – основная трехвальная четырехступенчатая коробка передач; 3 – демультипликатор; 4 – крыльчатка масляного насоса демультипликатора

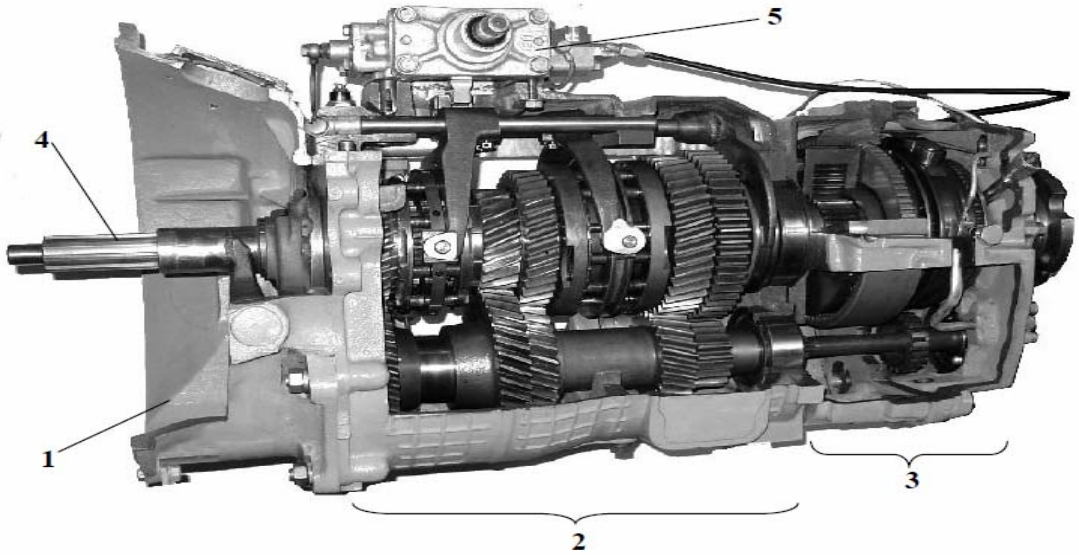


Рис. 3.27. Конструкция восьмиступенчатой коробки передач КАМАЗ модели 161:
1 – картер сцепления; 2 – основная трехвальная четырехступенчатая коробка передач; 3 – демультипликатор; 4 – первичный вал коробки передач; 5 – механизм привода управления коробкой передач и делителем

Элементарный планетарный ряд (рис. 3.28) представляет собой механизм с зубчатыми зацеплениями, в состав которого входят следующие три звена:

– солнечная шестерня;

– водило, на котором закреплены оси сателлитов, свободно вращающихся на этих осях;

– эпициклическая (коронная) шестерня.

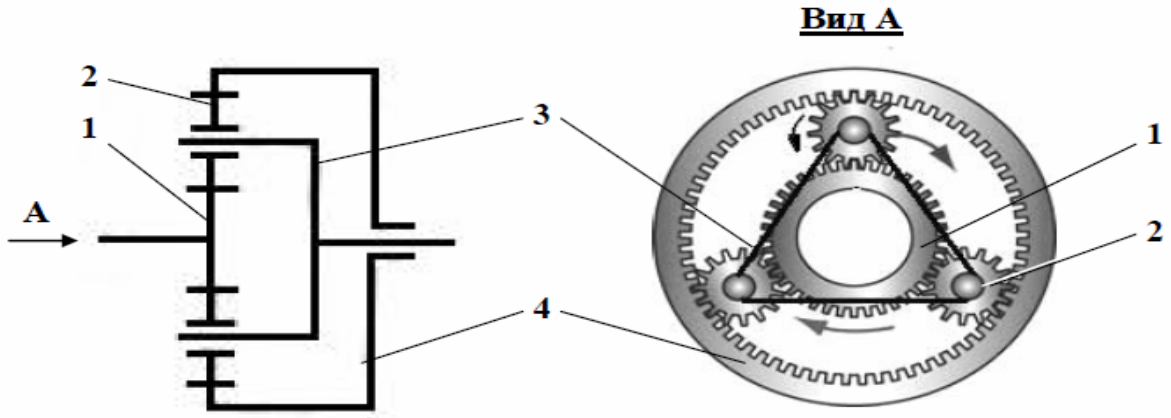


Рис. 3.28. Элементарный планетарный ряд:
1 – солнечная шестерня; 2 – сателлит (в данном случае один из трех);
3 – водило; 4 – эпициклическая (коронная) шестерня

Если одно из звеньев затормозить, т.е. каким-либо способом соединить с неподвижной опорой или корпусом редуктора, то через два других звена можно передавать крутящий момент, одно из звеньев будет ведущим, другое – ведомым. Изменением сочетания заторможенного, ведущего и ведомого звеньев получают разные передаточные числа в планетарном редукторе. Если два из трех звеньев жестко соединить между собой, планетарный ряд блокируется, т.е. передаточное число редуктора становится равным 1 – обеспечивается прямая передача.

Демультипликатор КПП КАМАЗ модели 161 обеспечивает две передачи – прямую и понижающую, что в сочетании с четырехступенчатой коробкой передач обеспечивает наличие в КПП модели 161 восьми передач переднего хода. Теоретически существует две передачи заднего хода, но в реальной конструкции в механизме переключения передач имеется блокировка включения передачи заднего хода при включенной прямой передаче демультипликатора. Это связано с тем, что основная коробка передач модели 161 имеет малые значения передаточных чисел: 1-я передача – 2,13; 2-я передача – 1,4; 3-я передача – 1; 4-я передача – 0,73; передача заднего хода – 3,06. Начинать движение грузового автомобиля на задней передаче с таким низким передаточным числом затруднительно. Также невозможно использовать на грузовом автомобиле основную четырехступенчатую КПП модели 161 в качестве автономной коробки передач.

Включение передач в демультипликаторе (рис. 3.29, 3.30 и 3.31) производится следующим образом.

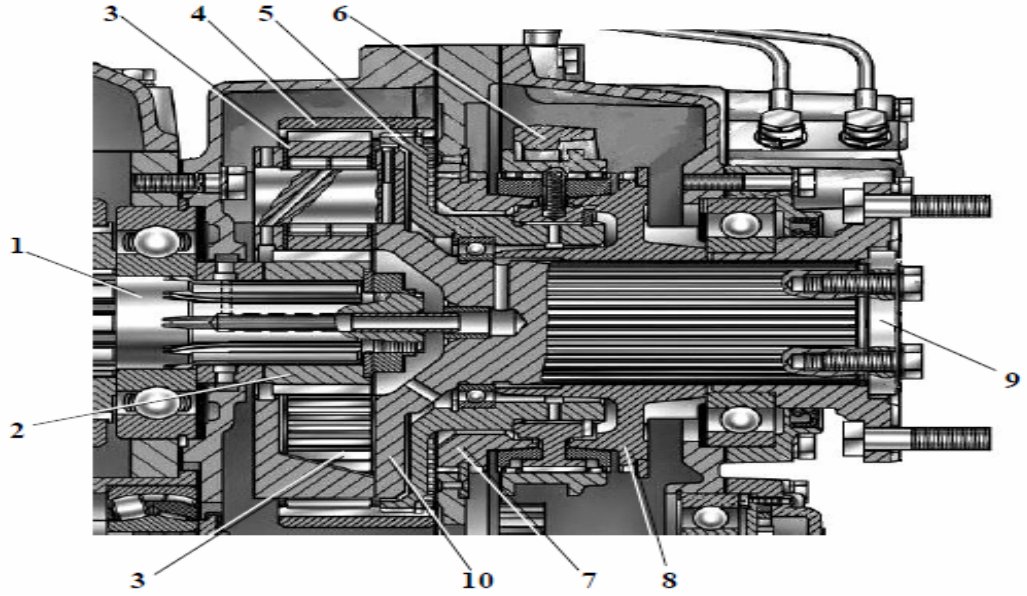


Рис. 3.29. Демультипликатор коробки передач КАМАЗ модели 161:
1 – вторичный вал основной коробки передач; 2 – солнечная шестерня;
3 – сателлиты; 4 – колесо центральное (коронная шестерня, эпицикл);
5 – ступица коронной шестерни; 6 – синхронизатор включения демультипликатора; 7 – муфта включения демультипликатора; 8 – муфта блокировки демультипликатора; 9 – выходной вал коробки передач;
10 – водило планетарного ряда

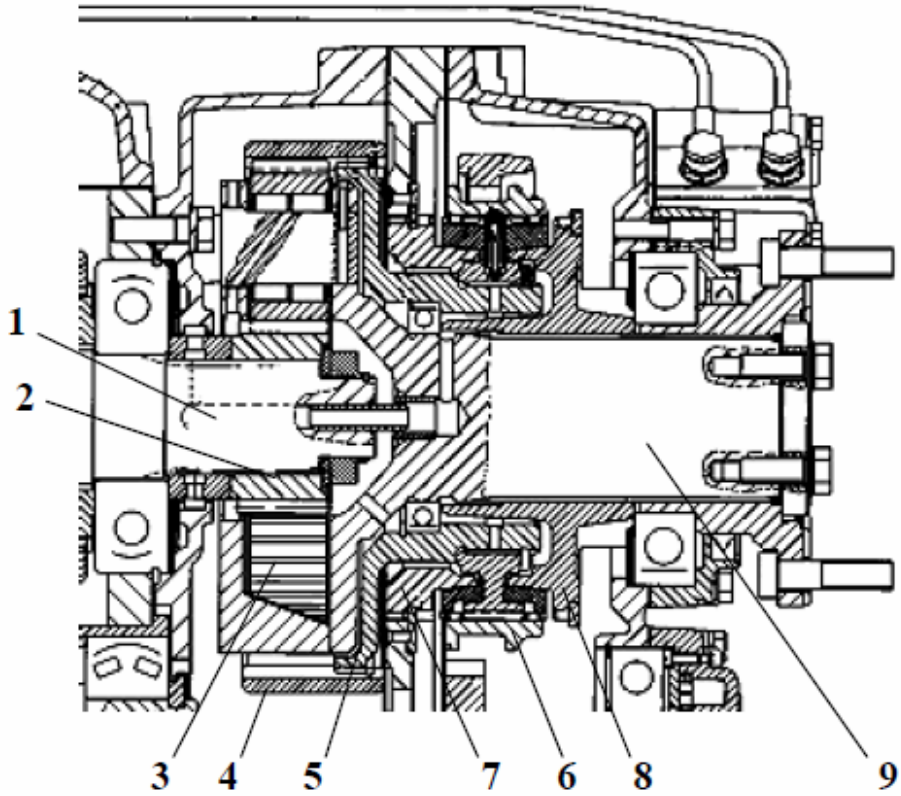


Рис. 3.30. Продольный разрез демультипликатора коробки передач КАМАЗ модели 161. Расшифровка позиций – см. рис. 3.54

Ступица синхронизатора 6 установлена на шлицах на ступице 5 коронной шестерни, которая в свою очередь зубчатым соединением связана с коронной шестерней 4. При перемещении вилки синхронизатора вправо по рисунку, его муфта соединяет ступицу и муфту 8, которая установлена на шлицах выходного вала 9, вал 9 изготовленного как одна деталь с водилом 10 планетарного ряда, поэтому в планетарном ряду демультипликатора оказываются соединенными эпицикл и водило, т.е. ряд блокируется, и обеспечивается прямая передача. Крутящий момент через демультипликатор передается по пути: вал 1 – солнечная шестерня 2 – сателлиты 3 (не вращаются) – эпицикл 4 и жестко связанное с ним синхронизатором 6 водило 10, т.е. выходной вал 9 коробки передач.

При перемещении вилки синхронизатора влево по рисунку, его муфта выходит из зацепления с зубчатым венцом муфты 8 и входит с зацепление с зубчатым венцом муфты 7, которая жестко связана с корпусом. Таким образом, эпицикл блокируется на корпус (затормаживается) по пути: ступица 5 – ступица синхронизатора 6 – муфта синхронизатора 6 – муфта 7 – корпус демультипликатора. Планетарный ряд осуществляет передачу крутящего момента с передаточным числом 3,57 (понижающий редуктор) по пути: вал 1 – солнечная шестерня 2 – сателлиты 3 (вращаются) – оси сателлитов 3 – водило 10 и жестко связанный с ним выходной вал 9 коробки передач. Смазка демультипликатора осуществляется разбрызгиванием при вращении крыльчатки 11 (рис. 3.31), вал которой шлицевым соединением связан с промежуточным валом 17 коробки передач.

Переключение передач в демультипликаторе осуществляется посредством пневматического привода, механизм включения передач в КПП связан с рычагом переключения передач механическими связями. Переключение передач производится по схеме, представленной на рис. 3.32. В демультипликаторе переключение передач происходит автоматически при переходе рычага управления коробкой передач через положение, обозначенное на рисунке ромбом. При этом срабатывает клапан в пневмоприводе, обеспечивающий автоматическое переключение демультипликатора. На рычаге ощущается дополнительное усилие, перед включением передачи рекомендуется выждать 1...1,5 секунды для завершения срабатывания синхронизатора демультипликатора. Как уже отмечалось, включение передачи заднего хода осуществляется при включенной понижающей передаче демультипликатора. При включении высшего диапазона в демультипликаторе на панели загорается лампочка зеленого цвета.

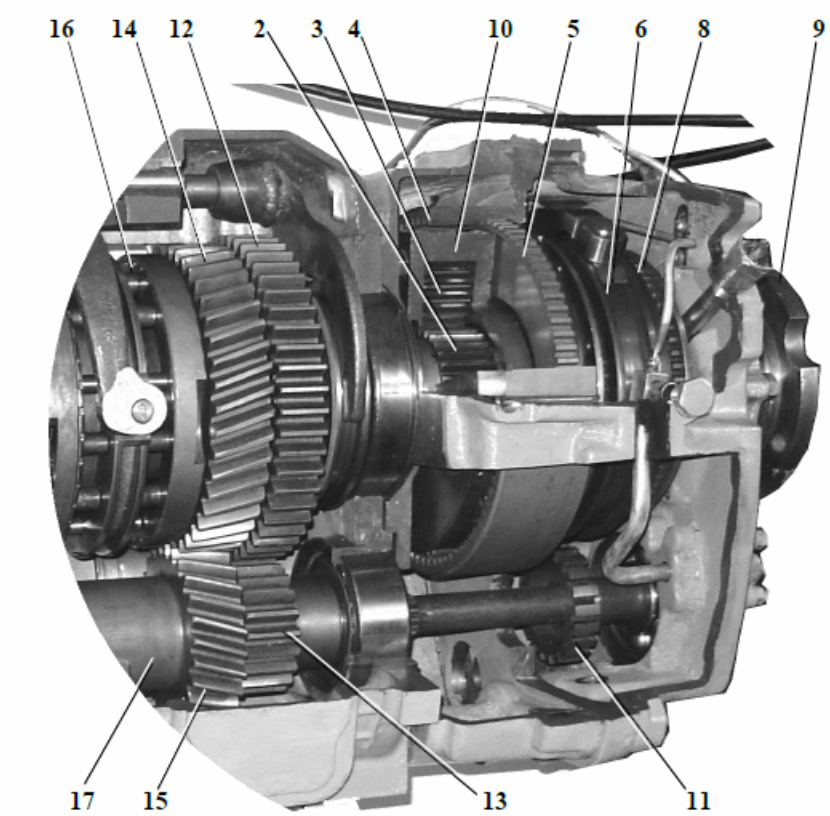


Рис. 3.31. Демультипликатор коробки передач КАМАЗ модели 161:
11 – крыльчатка масляного насоса демультипликатора; 12 и 13 – шестерни передачи заднего хода; 14 и 15 – шестерни 1-й передачи основной коробки передач; 16 – синхронизатор включения 1-й и 2-й передач основной коробки передач; 17 – промежуточный вал основной коробки переда

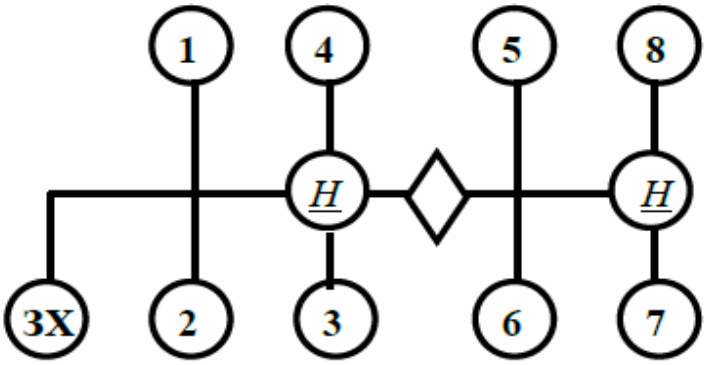


Рис. 3.32. Схема переключения передач в КПП КАМАЗ модели 161

Десятиступенчатые коробки передач моделей 154 и 152 наиболее широко применяются на грузовых автомобилях КАМАЗ. Эти КПП схожи по конструкции и состоят из основной пятиступенчатой коробки передач и переднего двухступенчатого делителя передач. Основная пятиступенчатая коробка передач (рис. 3.33), имеет аналогичную конструкцию с КПП модели 142, значения передаточных чисел этих коробок передач одинаковы.

Первая передача включается зубчатой муфтой 17, для чего ее необходимо переместить назад («вправо» по рис. 3.33). Это произойдет при перемещении рычага переключения передач вперед по ходу автомобиля. Крутящий момент на первой передаче передается по пути: первичный вал 1 – шестерня 12 – шестерня 13 промежуточного вала 3 (либо сразу на промежуточный вал 3 в зависимости от передачи делителя) – шестерня 7 – шестерня 6 – муфта 17 – ступица муфты – вторичный вал 2.

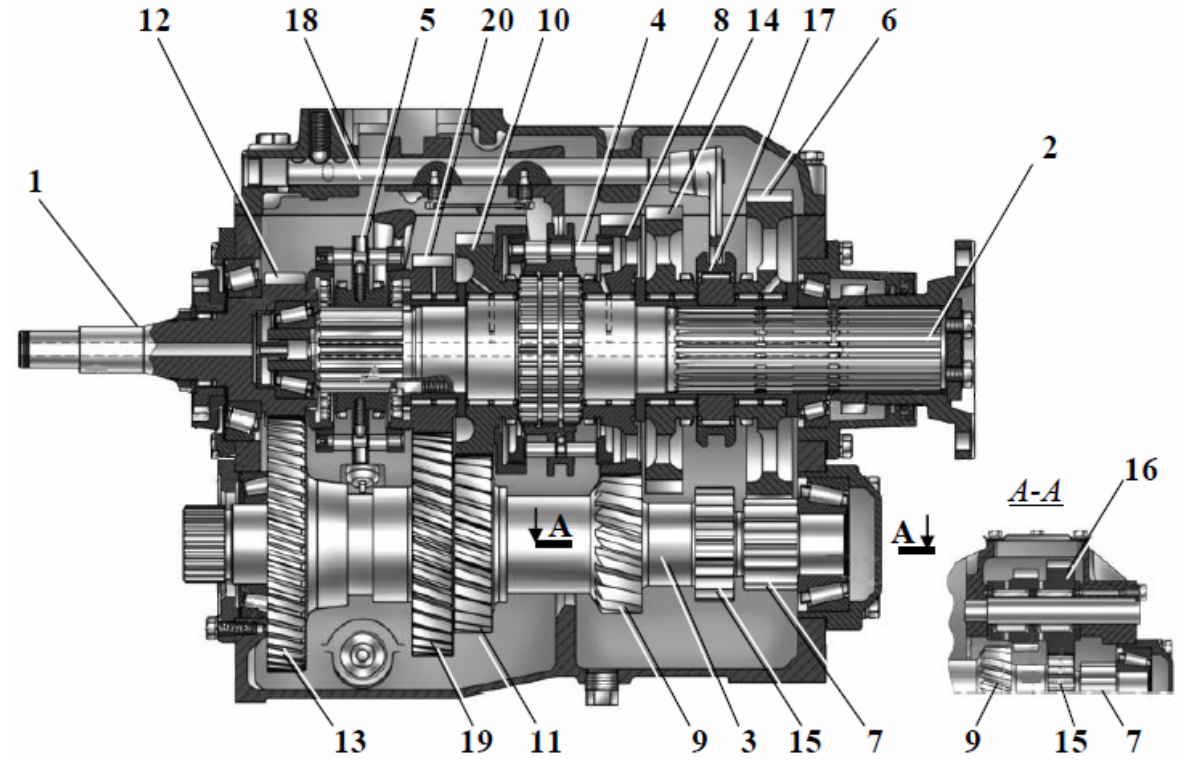


Рис. 3.33. Конструкция основной трехвальной пятиступенчатой коробки передач КАМАЗ модели 154:
1 – первичный вал; 2 – вторичный вал; 3 – промежуточный вал; 4 – синхронизатор включения 2-й и 3-й передач; 5 – синхронизатор включения 4-й и 5-й передач; 6 и 7 – шестерни 1-й передачи; 8 и 9 – шестерни 2-й передачи; 10 и 11 – шестерни 3-й передачи; 12 и 13 – шестерни зацепления первичного и промежуточного валов; 14 и 15 – шестерни передачи заднего хода; 16 – блок промежуточных шестерен; 17 – муфта включения 1-й передачи и передачи заднего хода; 18 – шток включения 1-й передачи и передачи заднего хода; 19 и 20 – шестерни 4-й передачи

Муфтой 17 включается передача заднего хода, для чего муфту необходимо переместить вперед (влево по рис. 3.33). Водитель при этом перемещает рычаг переключения передач назад по ходу автомобиля. Крутящий момент на передаче заднего хода передается от промежуточного вала 3 по пути: шестерня 15 – блок промежуточных шестерен 16 – шестерня 14 – муфта 17 – ступица муфты – вторичный вал 2. Передача

заднего хода и первая передача являются не синхронизированными и включаются при неподвижном автомобиле.

Вторая передача включается перемещением муфты синхронизатора 4 назад. При этом крутящий момент передается от промежуточного вала 3 по пути: шестерня 9 – шестерня 8 – муфта синхронизатора 4 – вторичный вал 2. Третья передача включается перемещением муфты синхронизатора 4 вперед. При этом крутящий момент передается от промежуточного вала 3 по пути: шестерня 11 – шестерня 10 – муфта синхронизатора 4 – вторичный вал 2.

Четвертая передача включается перемещением муфты синхронизатора 5 назад. При этом крутящий момент передается от промежуточного вала 3 по пути: шестерня 19 – шестерня 20 – муфта синхронизатора 5 – вторичный вал 2. Пятая передача является прямой и включается перемещением муфты синхронизатора 5 вперед. При этом первичный вал 1 и вторичный вал 2 соединяются напрямую муфтой синхронизатора 5.

Делитель передач (рис. 3.34), представляет собой механический редуктор, состоящий из одной пары цилиндрических шестерен 6 и 12, ведущего вала 1, промежуточного вала 9 и синхронизатора 5 с блокирующими пальцами. Шестерня 4 установлена на первичном вале 1 делителя на подшипниках 7 и передает крутящий момент на промежуточный вал 9 только в том случае, если муфта синхронизатора 5 переведена вперед (влево по рисунку) и через зубчатые венцы соединяет ее с валом 1. Промежуточный вал 9 делителя посредством шлицев 10 находится в постоянном зацеплении с промежуточным валом основной коробки передач (см. рис. 3.36 и 3.37). Такое положение синхронизатора делителя обеспечивает диапазон повышающих передач (обозначается буквой «В») с передаточным числом делителя 0,815. Крутящий момент передается (рис. 3.34), на промежуточный вал основной коробки передач по пути: вал 1 – муфта синхронизатора 5 – шестерня 4 – шестерня 12 – вал 9 – шлицы 10. На передаче «5В» крутящий момент с промежуточного вала передается через зацепление шестерен 13 и 12 (рис. 3.33) на первичный вал 1 основной коробки передач, который не связан с валом делителя.

При перемещении муфты синхронизатора 5 назад («вправо» по рис. 3.34) первичные валы делителя и основной коробки передач соединяются напрямую, что соответствует низшему диапазону (обозначается буквой «Н») с передаточным числом делителя 1,00. Перемещение синхронизатора 5 производится механизмом переключения передач. Управление механизмом переключения передач пневматическое (рис. 3.35).

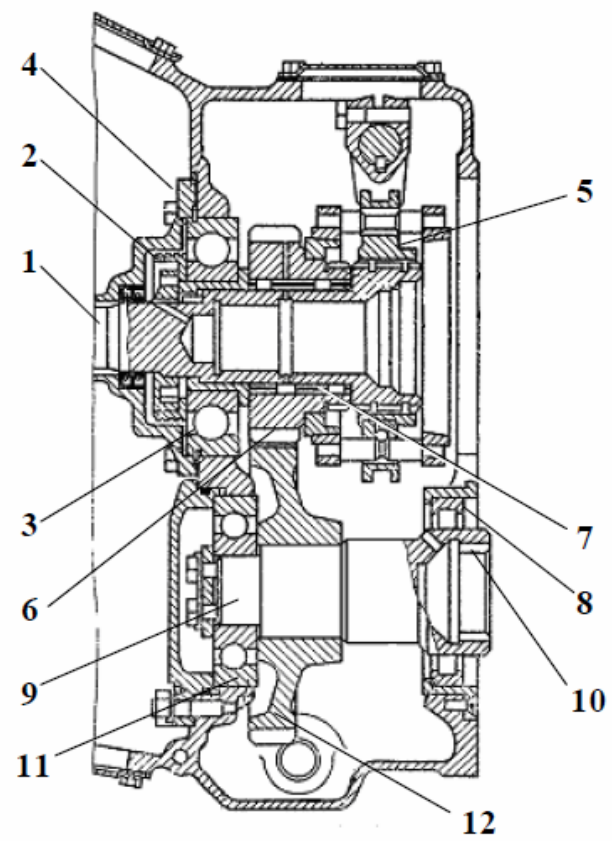


Рис. 3.34. Продольный разрез делителя коробки передач КАМАЗ модели 154:
1 – первичный вал делителя; 2 – кольцо маслонагнетающее;
3 – шарикоподшипник; 4 – крышка подшипника первичного вала;
5 – синхронизатор делителя в сборе; 6 – шестерня первичного вала делителя; 7 – подшипники шестерни первичного вала;
8 – роликоподшипник задний; 9 – промежуточный вал делителя;
10 – шлицы промежуточного вала; 11 – подшипник; 12 – шестерня промежуточного вала

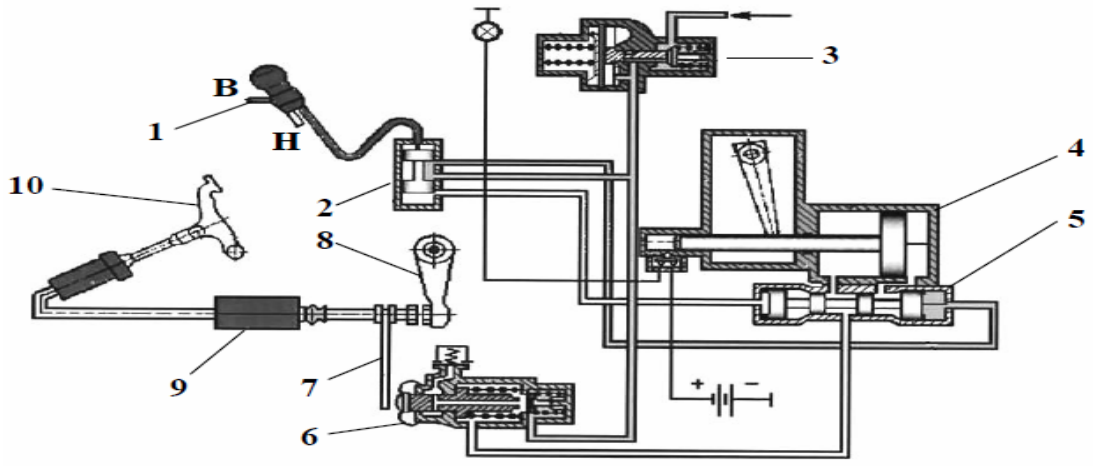


Рис. 3.35. Схема пневматической системы управления делителем передач:
1 – переключатель крана управления; 2 – кран управления;
3 – редукционный клапан; 4 – силовой цилиндр механизма переключения передач; 5 – воздухораспределитель; 6 – клапан включения делителя;
7 – упор; 8 – рычаг вилки выключения сцепления; 9 – пневмоусилитель привода сцепления; 10 – педаль управления сцеплением

Конструкция коробки передач КАМАЗ модели 154 в сборе с делителем показана на рис. 3.36 и 3.37.

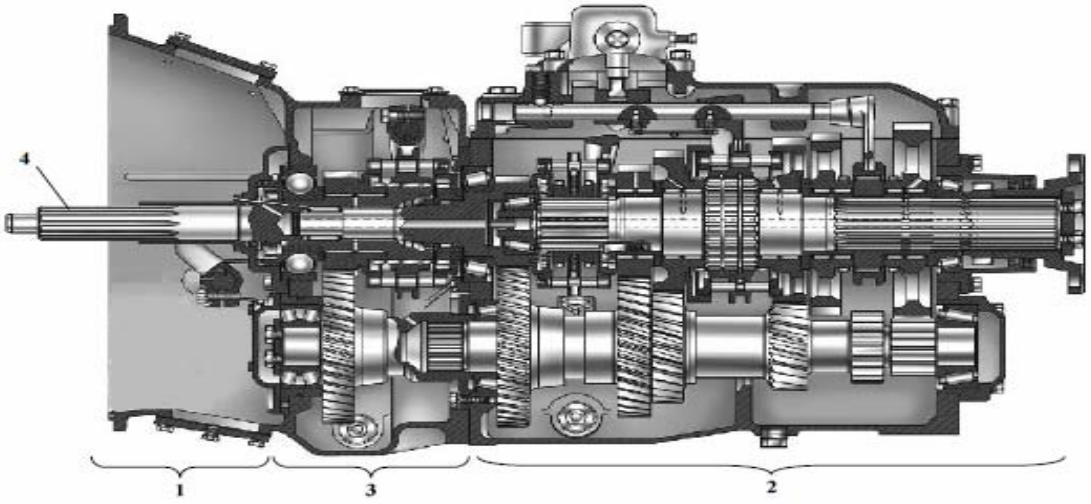


Рис. 3.36. Конструкция десятиступенчатой коробки передач КАМАЗ модели 154:
1 – картер сцепления; 2 – основная трехвальная пятиступенчатая коробка передач; 3 – делитель; 4 – первичный вал делителя

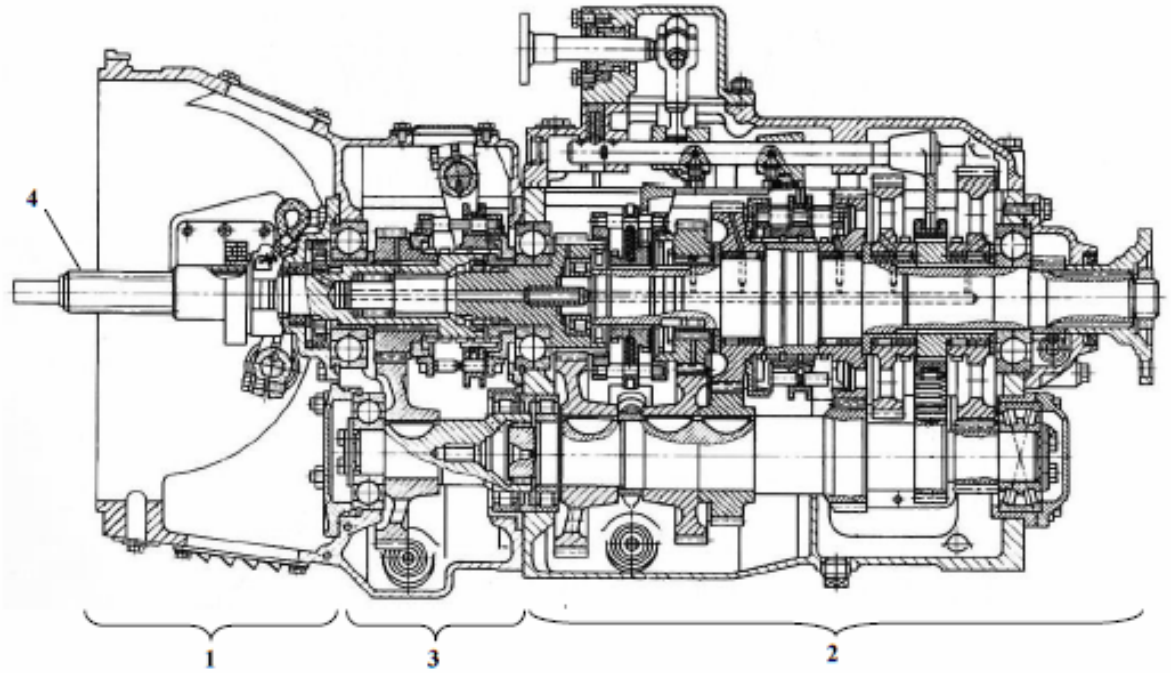


Рис. 3.37. Продольный разрез десятиступенчатой коробки передач КАМАЗ модели 154:
1 – картер сцепления; 2 – основная трехвальная пятиступенчатая коробка передач; 3 – делитель; 4 – первичный вал делителя

Предварительный выбор передачи в делителе производится перемещением переключателя 1 (рис. 3.35) в положение В или Н, который через трос, заключенный в оплетку, перемещает золотник крана 2. В результате сжатый воздух направляется в воздухораспределитель, устанавливая его в одно из крайних положений, т.е. производится

подготовка к переключению передачи в делителе. При выключении сцепления упор 7 перемещается вправо по рисунку и открывает клапан 6. Сжатый воздух и клапана 6 через золотник воздухораспределителя 5 поступает в одну из полостей силового цилиндра 4, его поршень, перемещаясь, передвигает через рычаг муфту синхронизатора делителя. Таким образом, передача в делителе переключается только при выключении сцепления, хотя выбрать передачу переключателем 1 можно заранее. Переключатель расположен непосредственно на рычаге переключения передач.

Схема переключения передач в КПП модели 154 аналогична схеме для КПП модели 141, с той лишь разницей, что позиции для 4-й и 5-й передач меняются местами.

3.3.4. Способы включения передач в механических коробках перемены передач с неподвижными осями

В подавляющем большинстве серийно выпускаемых коробках передач реализованы три способа включения передач: подвижными зубчатыми колесами, муфтами (зубчатыми, кулачковыми) и синхронизаторами.

Для начала определимся, что же такое «включение передач». Рассмотрим это на примере простейшей трехвальной коробки передач, имеющей три передачи переднего хода и одну передачу заднего хода (рис. 3.38).

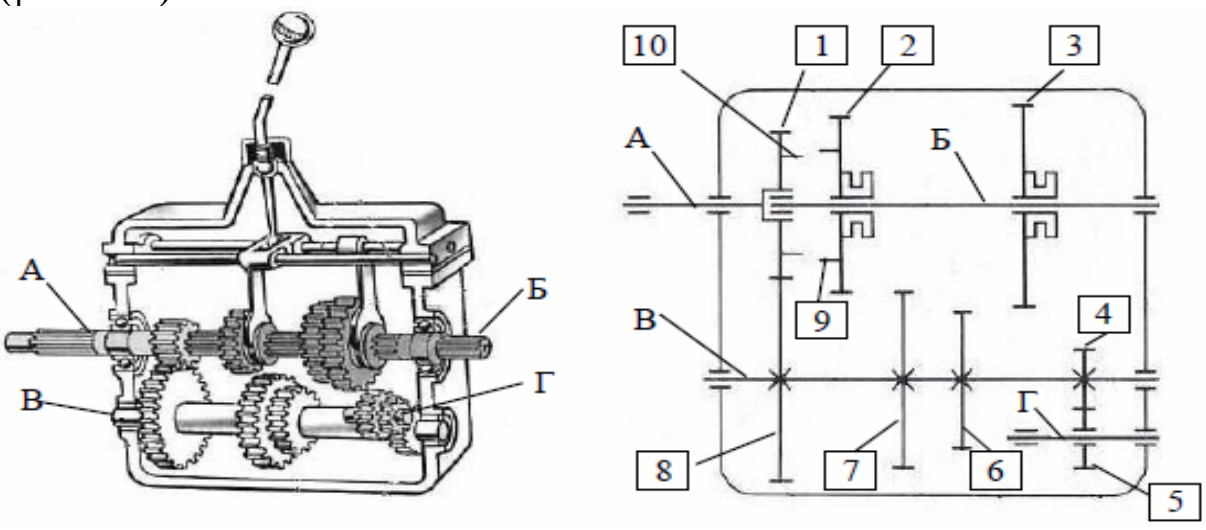


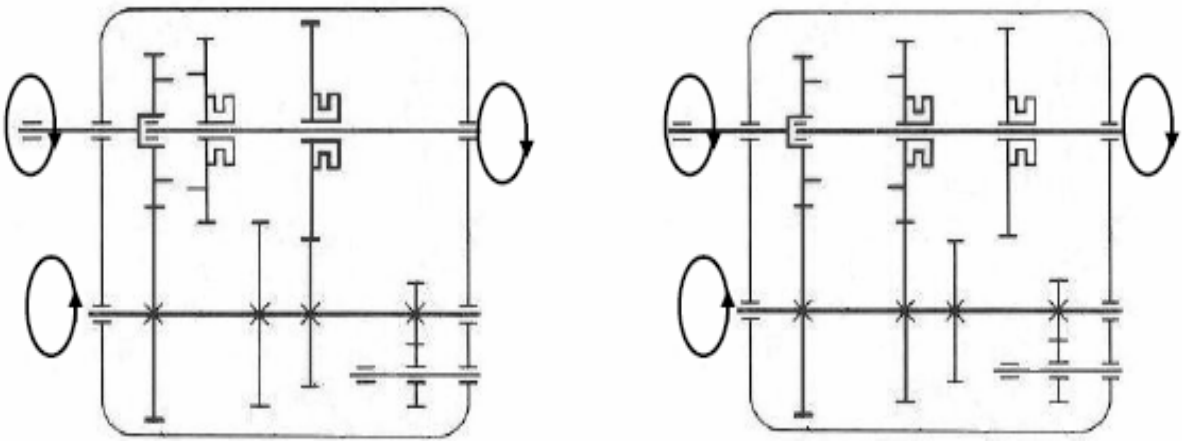
Рис. 3.38. Конструкция (а) и кинематическая схема (б) простейшей трехвальной коробки передач:
А – первичный (входной) вал; Б – вторичный (выходной) вал;
В – промежуточный вал; Г – ось промежуточной шестерни передачи заднего хода

В этой коробке передач на нейтральной передаче шестерни промежуточного и вторичного валов в зацеплении не находятся, и при работающем двигателе и включенном сцеплении в КПП вращаются первич-

ный вал «А» и промежуточный вал «В» с жестко закрепленными на нем шестернями №№ 4, 6, 7 и 8. В классификации, представленной на рис. 3.39, данная КПП относится к конструкциям с непостоянным зацеплением шестерен. Если автомобиль не движется, ведомый вал «Б», связанный через другие агрегаты трансмиссии с ведущими колесами, не вращается. Чтобы передать крутящий момент через коробку передач от двигателя к ведущим колесам автомобиля, т.е. включить передачу, необходимо соединить выходной (ведомый) вал «Б» с промежуточным валом «В».

Для включения низшей, первой, передачи, необходимо при помощи механизма переключения передач переместить влево зубчатое колесо № 3, связанное с вторичным валом «Б» через подвижное шлицевое соединение, до зацепления с шестерней № 6 (рис. 3.39, а).

а б



первая передача вторая передача

Рис. 3.39. Кинематическая схема простейшей трехвальной коробки передач при включенной первой (а) и второй (б) передаче

Крутящий момент будет передаваться по пути: вал «А» – его шестерня № 1 – шестерня № 8 – вал «В» – шестерня № 6 – зубчатое колесо № 3 – вал «Б». Обозначим передаточное число в зацеплении шестерен № 1 и № 8 (постоянное зацепление ведущего и промежуточного валов) с учетом выражения.

$$\text{К} = i_{1,8} = \frac{D_8}{D_1}, \text{ в коробках передач всегда К>1.} \qquad (1)$$

Тогда передаточное число на 1-й передаче составит:

$$i_1 = K \cdot \frac{D_3}{D_6}. \qquad (2)$$

Для включения второй передачи, необходимо при помощи механизма переключения передач предварительно установить нейтральную передачу, затем переместить вправо зубчатое колесо № 2, связанное с вторичным валом «Б» через подвижное шлицевое соединение, до зацепления с шестерней № 7 (рис. 3.39 б). Крутящий момент будет передаваться по пути: вал «А» – его шестерня № 1 – шестерня № 8 – вал «В» – шестерня № 7 – зубчатое колесо № 2 – вал «Б». С учетом выражения (8) передаточное число на 2-й передаче составит

$$i_3 = K \cdot \frac{D_2}{D_7}. \qquad (3)$$

Для включения третьей передачи необходимо при помощи механизма переключения передач предварительно установить нейтральную передачу, затем переместить влево зубчатое колесо № 2, связанное с вторичным валом «Б» через подвижное шлицевое соединение (рис. 3.40,а). Зубчатый венец 9 колеса № 2 своими внутренними зубьями войдет в зацепление с наружными зубьями венца 10 шестерни № 1, соединив первичный и вторичный валы напрямую. Крутящий момент будет передаваться по пути: вал «А» – зубчатый венец 10 шестерни № 1 – зубчатый венец 9 колеса № 2 – вал «Б». Очевидно, что передаточное число на 3-й (прямой) передаче составит

$$i_3 = 1. \qquad (4)$$

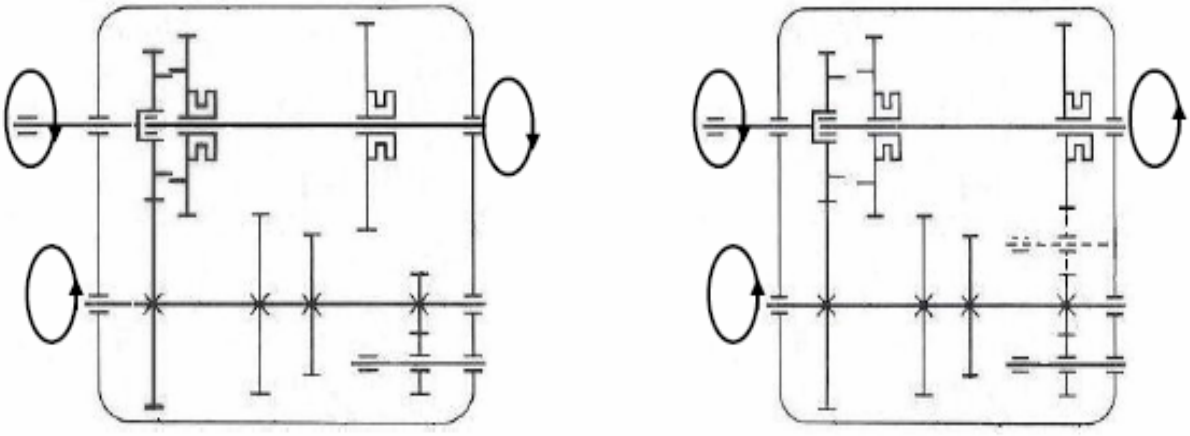
Передача заднего хода, как и другие передачи, включается из положения нейтральной передачи. Для ее включения необходимо при помощи механизма переключения передач переместить вправо зубчатое колесо № 3, до зацепления с промежуточной шестерней № 5 (рис. 3.40,б). Положение оси «Г» условно показано в нижней части КПП, в действительности она расположена между валами «Б» и «В» в плоскости, не совпадающей с плоскостью схемы (рис. 3.40,а). Крутящий момент будет передаваться по пути: вал «А» – его шестерня № 1 – шестерня № 8 – вал «В» – шестерня № 4 – промежуточная шестерня № 5 – зубчатое колесо № 3 – вал «Б». Число зубьев промежуточной шестерни не влияет на значение передаточного числа, эта шестерня только меняет направление вращения выходного вала. Передаточное число на передаче заднего хода составит:

$$i_{3x} = K \cdot \frac{D_3}{D_4}. \qquad (5)$$

Таким образом, в рассмотренной КПП 1-я и 2-я передачи, а также передача заднего хода включаются подвижными зубчатыми колесами.

Это и есть первый способ включения передач. Напомним, что данный способ можно реализовать в коробках передач только при непостоянном зацеплении шестерен.

а б



третья передача задняя передача

Рис. 3.40. Кинематическая схема простейшей трехвальной коробки передач при включенной третьей передаче (а) и передаче заднего хода (б)

Способ включения передач подвижными зубчатыми колесами в современных вальных коробках передач применяется ограниченно – для включения передачи заднего хода и в некоторых случаях для включения первой передачи.

Недостатками такого способа являются:

– при включении передачи ударная нагрузка приходится на один или два зуба вводимых в зацепление шестерен, что приводит к быстрому износу, сколам и поломкам зубьев;

– для включения передачи шестерню необходимо переместить на величину длины зуба (т.е. ширину зубчатого венца, от которой впрямую зависит несущая способность передачи), что приводит к увеличению хода рычага управления, а также общей длины КПП;

– обычно в этом случае шестерни прямозубые, т.е. снижается плавность хода в зацеплении и увеличивается шум; применение косозубых передач затруднено из-за наличия осевых сил в зацеплении, вызывающих самопроизвольное выключение передачи;

– ввод шестерен в зацепление при включении передачи возможен только при близких (а в идеале равных) значениях окружных скоростей зубьев этих шестерен; запиловка торцов зубьев несколько облегчает процесс включения, но при этом уменьшается рабочая длина зуба, работает это мероприятие на небольших относительных скоростях шестерен.

Ряд из указанных недостатков отсутствуют у другого способа включения передач – зубчатыми или кулачковыми муфтами. Кулачковые муфты имеют торцевые зубья (рис. 3.42), зубчатые муфты – радиальные зубья, (рис. 3.43). Зубчатые муфты применяются чаще. Зубчатой муфтой включается прямая передача в рассмотренной выше коробке передач (рис. 3.38...3.40).

Применение муфт для включения передач имеет следующие преимущества:

– при включении ударные нагрузки от сил инерции соединяемых валов распространяются на все зубья по торцу, что уменьшает их износ;

– в связи с тем, что в муфте крутящий момент передается через все зубья по окружности, а не два зуба, как в зацеплении шестерен, зубчатый венец полумуфты можно выполнить у́же, чем зубчатый венец шестерни, что приводит к уменьшению хода рычага управления КПП;

– возможно применение в коробках передач постоянного зацепления шестерен, которые можно выполнить косозубыми, что улучшает плавность хода, увеличивает нагрузочную способность и снижает шум в зацеплении.

Схема трехвальной коробки передач с постоянным зацеплением шестерен представлена на рис. 3.41.

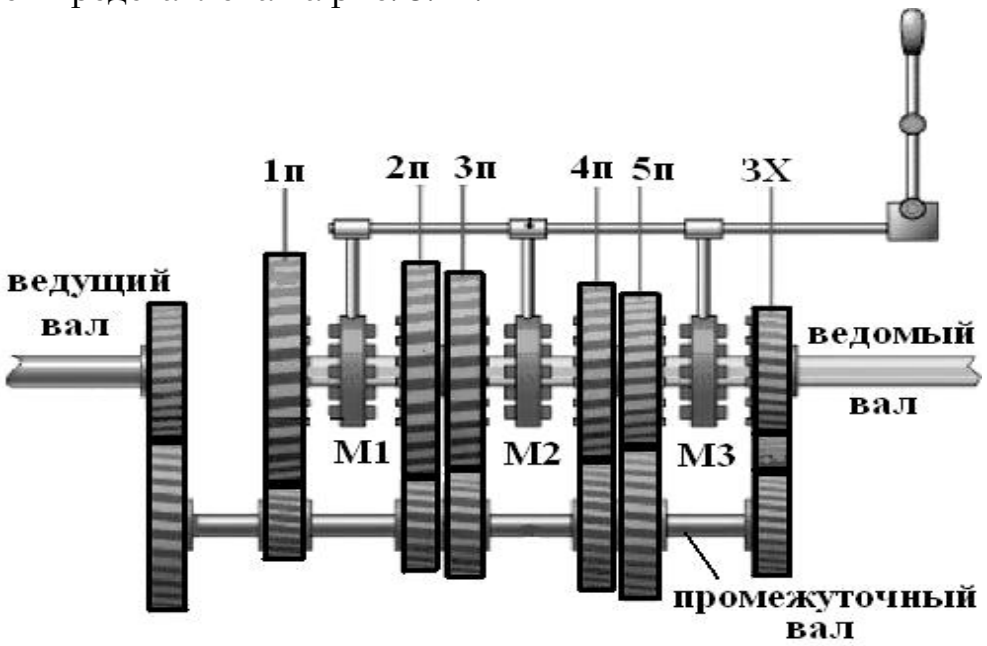


Рис. 3.41. Схема трехвальной коробки передач с постоянным зацеплением шестерен

В данной КПП шестерни всех передач, располагаются на ведомом вале на подшипниках, что позволяет им вращаться независимо от ведомого вала. Эти шестерни находятся в постоянном зацеплении с шестернями промежуточного вала, жестко на нем закрепленными.

Шестерни вторичного вала вращаются всегда, когда вращается промежуточный вал. В осевом направлении эти шестерни от перемещения зафиксированы. Муфта «М1» включает 1-ю передачу, если ее переместить влево, и 2-ю передачу, если ее переместить вправо. Аналогично муфта «М2» включает 3-ю и 4-ю передачи, а муфта «М3» – 5-ю передачу и задний ход. Следует отметить, что на представленной схеме отсутствует прямая передача, чего в реальных конструкциях автомобильных трехвальных КПП не встречается.

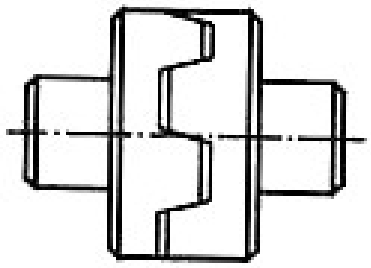


Рис. 3.42. Соединение валов кулачковой муфтой

Зубчатая муфта представляет собой кольцо с внутренними зубьями, параллельными оси кольца (рис. 3.43, поз. 1). Зубья муфты находятся в зацеплении с наружными зубьями ступицы (поз. 2). Ступица жестко (например, шлицами) соединена с ведомым валом (поз. 5). Таким образом, если вал 5 вращается, то вращаются ступица 2 и муфта 1. Шестерня 3 на валу 5 расположена на подшипнике и находится в постоянном зацеплении с шестерней промежуточного вала (на рисунке не показана). Чтобы включить передачу, т.е. передать крутящий момент с промежуточного вала на ведомый, необходимо переместить муфту 1 вправо. При этом зубья муфты 1, оставаясь в зацеплении с зубьями ступицы 2, войдут в зацепление с зубьями полумуфты шестерни 3 (т.е. с венцом 4). Путь крутящего момента от ведомого диска сцепления (рис. 3.41): ведущий вал – ведомый вал – шестерня ведомого вала (рис. 3.43, поз. 3) – зубчатый венец полумуфты 4 шестерни 3 – муфта 1 – ступица 2 – ведомый вал 5. Для облегчения процесса включения применяется запиловка (заострение) торцов зубьев.

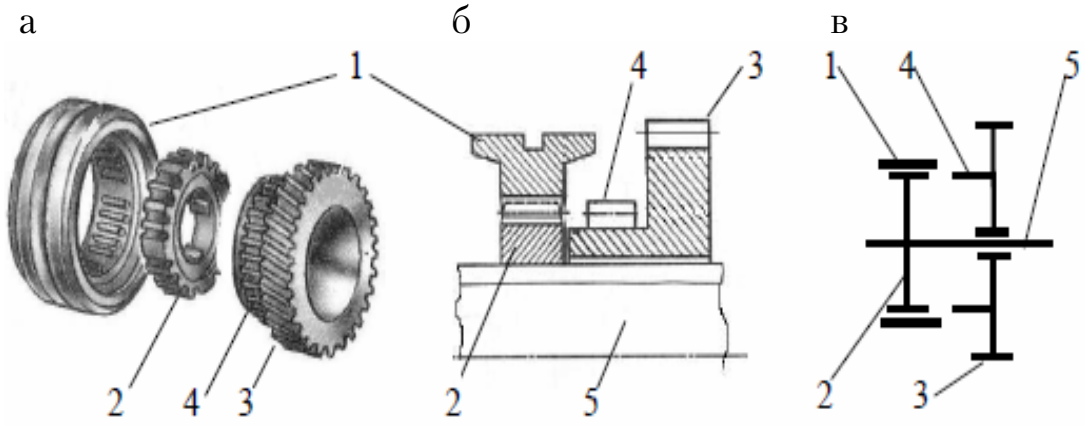


Рис. 3.43 – Зубчатая муфта для включения передач в вальной КПП:
а – детали; б – чертеж; в – кинематическая схема; 1 – муфта; 2 – ступица; 3 – шестерня включаемой передачи; 4 – зубчатый венец полумуфты шестерни включаемой передачи; 5 – ведомый вал

Для облегчения процесса включения при применении муфт с торцевыми зубьями используются так называемые муфты легкого включения (рис. 3.44). Каждая из полумуфт имеет длинные зубья, расположенные через один, между длинными зубьями находятся короткие, так как впадины между длинными зубьями в два раза шире, то вероятность попадания длинного зуба в эту впадину возрастает. Условно говоря, муфта при этом уже наполовину включена, довключение происходит при попадании длинного зуба во впадину между коротким и длинным зубом другой половины муфты.

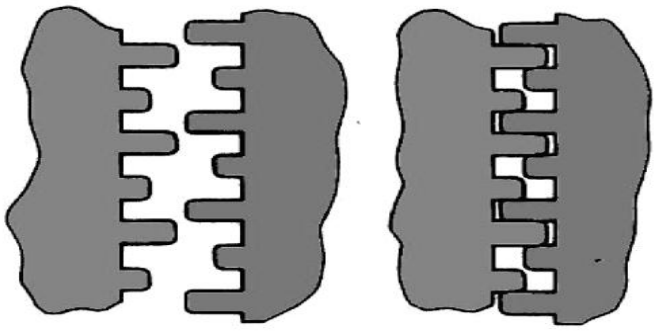


Рис. 3.44. Принцип работы муфты легкого включения

Несмотря на ряд преимуществ, которыми обладает способ включения передач зубчатыми муфтами по сравнению со способом включения подвижными зубчатыми колесами, оба эти способа имеют один общий существенный недостаток – необходимость выравнивания окружных скоростей вводимых в зацепление зубьев.

Покажем необходимость выравнивания окружных скоростей на примере уже знакомой простейшей трехвальной коробки передач, представленной на рис. 3.38, где передачи включаются подвижными зубчатыми колесами. В этой коробке передач отсутствуют какие-либо устройства, предназначенные для выравнивания скоростей. Поэтому при переключении передач водитель вынужден применять специальные приемы.

Переключение с низшей передачи на высшую (разгон).

Для примера проанализируем процесс переключения с первой на вторую передачу. При движении на первой передаче в зацеплении находятся шестерни № 6 и № 3 (рис. 3.39,а). Угловая скорость промежуточного вала «В» равна:

$$\omega_{В} = \omega_{Б} \cdot i_{3,6} = \omega_{Б} \cdot \frac{i_1}{K}, \qquad (6)$$

где K – см. выражение (1);

ω – угловая скорость вторичного вала «Б»;

i – передаточные числа на первой передаче и в зацеплении шестерен № 6 и № 3, см. выражение (2).

Выключаем сцепление (педаль держим нажатой), уменьшаем подачу топлива, выключаем 1-ю передачу (нейтральная передача). Принимаем допущение, что за короткое время переключения угловые скорости валов не изменяются. Определим окружные скорости шестерен № 2 и № 7, которые необходимо ввести в зацепление для включения 2-й передачи:

$$V_2 = \omega_{\text{Б}} \cdot \frac{D_2}{2}; \quad V_T = \omega_{\text{В}} \cdot \frac{D_T}{2} = \omega_{\text{Б}} \cdot \frac{i_1}{K} \cdot \frac{D_T}{2}.$$

Сравним эти скорости:

$$\frac{V_T}{V_2} = \frac{i_1}{K} \cdot \frac{D_T}{D_2} = \frac{i_1}{K} \cdot \frac{K}{i_2} = \frac{i_1}{i_2} > 1, \tag{8}$$

где i_2 – передаточное число на второй передаче, см. выражение (3).

Таким образом, чтобы ввести в зацепление шестерни № 2 и № 7, необходимо либо разогнать шестерню № 2 (это равносильно разгону автомобиля, что невозможно на нейтральной передаче), либо притормозить шестерню № 7. Последнее возможно, если соединить вал «В» с коленчатым валом двигателя, угловая скорость которого снижена, т.к. подача топлива уменьшена, двигатель работает на холостом ходу. Поэтому включаем сцепление на короткий промежуток времени, затем опять выключаем сцепление, включаем 2-ю передачу, включаем сцепление (отпускаем педаль) и продолжаем движение. Время, необходимое для выравнивания окружных скоростей шестерен № 2 и № 7, определяется водителем интуитивно, исходя из предшествующего опыта. Этот прием называется двойным выжимом сцепления.

Переключение с высшей передачи на низшую (торможение двигателем).

Проанализируем процесс переключения со второй на первую передачу. При движении на второй передаче в зацеплении находятся шестерни № 2 и № 7 (рис. 3.39, б). Угловая скорость промежуточного вала «В» равна

$$\omega_{\text{В}} = \omega_{\text{В}} \cdot i_{2,7} = \omega_{\text{Б}} \cdot \frac{i_2}{K}, \tag{9}$$

где $i_{2,7}$ – передаточное число в зацеплении шестерен № 2 и № 7.

Выключаем сцепление (педаль держим нажатой), уменьшаем подачу топлива, выключаем 2-ю передачу (нейтральная передача). Принимаем допущение, что за короткое время переключения угловые скорости валов не изменяются. Определим окружные скорости шестерен

№ 3 и № 6, которые необходимо ввести в зацепление для включения 1-й передачи:

$$V_3 = \omega_Б \cdot \frac{D_3}{2}; \quad V_6 = \omega_В \cdot \frac{D_6}{2} = \omega_Б \cdot \frac{i_2}{K} \cdot \frac{D_6}{2}.$$

Сравним эти скорости:

$$\frac{V_6}{V_3} = \frac{i_2}{K} \cdot \frac{D_6}{D_3} = \frac{i_2}{K} \cdot \frac{K}{i_1} = \frac{i_2}{i_1} < 1.$$

Таким образом, чтобы ввести в зацепление шестерни № 3 и № 6, необходимо либо притормозить шестерню № 3 (это возможно только за счет торможения автомобиля, что растянет во времени процесс переключения), либо разогнать шестерню № 6. Последнее возможно, если соединить вал «В» с коленчатым валом двигателя, увеличить его угловую скорость увеличением подачи топлива. Поэтому включаем сцепление, резко нажимаем на педаль «газа», затем отпускаем ее и опять выключаем сцепление, включаем 1-ю передачу, включаем сцепление (отпускаем педаль управления сцеплением) и продолжаем движение. Время и частота вращения коленчатого вала двигателя, необходимые для выравнивания окружных скоростей шестерен № 3 и № 6, определяется водителем интуитивно, исходя из предшествующего опыта. Этот прием называется перегазовкой.

Следует отметить, что вышеприведенные рассуждения справедливы не только в случаях переключения передач подвижными зубчатыми колесами, но и зубчатыми (кулачковыми) муфтами. Студентам предлагается самостоятельно повторить доказательство для муфт с радиальными зубьями. Подсказка – в качестве базового параметра следует взять уже не окружные скорости зубьев, а угловые скорости составляющих муфты (соединяемых элементов), т.к. их делительные диаметры одинаковые.

Таким образом, процесс включения передач в механической ступенчатой вальной КПП осуществляется при двух основных условиях:

– выключение предыдущей передачи, т.е. отсутствие момента перекрытия передач;

– синхронизация скорости вращения (т.е. достижение требуемого соотношения, определяемого величиной передаточного числа включаемой передачи) ведомого и ведущего (промежуточного) валов. Без наличия специальных устройств или применения описанных выше приемов синхронизация происходит за счет ударного взаимодействия зубьев соединяемых элементов, что приводит к поломкам и преждевременному износу.

По результатам проведенного анализа процесса переключения передач в вальных КПП можно сделать два следующих важных вывода.

1. При включении более чем одной передачи вращение выходного вала КПП невозможно, т.е. коробка передач заклинивается. Поэтому механизм, обеспечивающий передачу движения от органа управления на муфты включения передач, должен содержать элементы, препятствующие включению одновременно более чем одной передачи. Включение двух передач одновременно используется при проведении разборочно-сборочных операций при ремонте коробок передач.

2. В коробке передач необходимо наличие устройств, обеспечивающих автоматическое выравнивание угловых скоростей элементов, которые должны соединяться при включении передач. Эти устройства называются синхронизаторами. Время выравнивания составляет в среднем для легковых автомобилей 0,3...1 с, для грузовых автомобилей – 0,5...2 с.

3.4. Синхронизаторы

Синхронизатором называется узел механизма управления КПП, обеспечивающий бесшумное и безударное включение передач. В основу действия синхронизатора положен принцип использования сил трения для выравнивания угловых скоростей элементов, соединяемых при включении передач.

Применяются синхронизаторы в вальных КПП с постоянным зацеплением шестерен и включением передач зубчатыми муфтами (рис. 3.43). Напомним, чтобы включить передачу необходимо соединить муфтой 1 ступицу 2 (т.е. вторичный вал 5) с шестерней 3 (т.е. с промежуточным валом). Чтобы начать включение передачи без удара, эти элементы необходимо соединить нежесткой связью. Это соединение должно быть плавным, с постепенно нарастающим тормозным усилием, которое и обеспечивает выравнивание угловых скоростей. Подобный процесс легче всего обеспечить при помощи силы трения. Причем для плавного соединения валов надо ограничить величину силы трения в момент соединения.

Синхронизаторы классифицируются по различным признакам (рис. 3.45). Наибольшее распространение в автомобильных коробках передач получили инерционные конусные индивидуальные синхронизаторы. Рассмотрим синхронизаторы инерционного типа.

В состав инерционных синхронизаторов входят три группы элементов: включающие, выравнивающие и блокирующие.

Рис. 3.45. Классификация синхронизаторов по различным признакам

Включающие элементы – это зубчатая муфта (кольцо муфты, ступица, зубчатый венец полумуфты шестерни (рис. 3.43) включающая передачу. Конструкция этих элементов дополнительно обеспечивает, во-первых, облегчение ввода в зацепление зубьев деталей муфты (за счет запиловки, т.е. заострения торцов зубьев), во-вторых, предотвращение самопроизвольного выключения передач.

Выравнивающие элементы – это фрикционные устройства, поглощающие энергию касательных сил инерции вращающихся масс. Переключение передач производится при выключенном сцеплении, когда промежуточный и (или – в двухвальных КПП) первичный валы вместе с ведомыми частями сцепления необходимо либо затормозить, либо разогнать для выравнивания частот вращения соединяемых элементов. Торможение или разгон – преодоление сил инерции указанных валов и ведомых частей сцепления. Как отмечалось выше, наиболее применяемые в синхронизаторах фрикционные элементы имеют конические поверхности трения. Для ограничения величины силы трения (в инерционных синхронизаторах только в начальный момент работы) используется упругая связь, через которую осуществляется воздействие от механизма управления на один из фрикционных элементов.

Блокирующие элементы – это устройства, препятствующие включению передачи (т.е. перемещению зубчатой муфты синхронизатора) до полного выравнивания угловых скоростей соединяемых элементов.

Принцип действия блокирующих элементов – силы инерции промежуточного и (или) первичного валов с ведомыми частями сцепления, преодолеваемые при их торможении (разгоне), преобразуются в осевые усилия, препятствующие перемещению включающей муфты. Отсюда и название этого типа синхронизаторов – «инерционные». Блокирующие элементы могут быть следующих видов:

– блокирующие зубья;

– блокирующие пальцы;

– блокирующие окна.

Рассмотрим три варианта конструкции инерционных синхронизаторов.

Конструкция синхронизаторов, применяемых в коробках передач заднеприводных и полноприводных автомобилей ВАЗ, представлена на рис. 3.46.

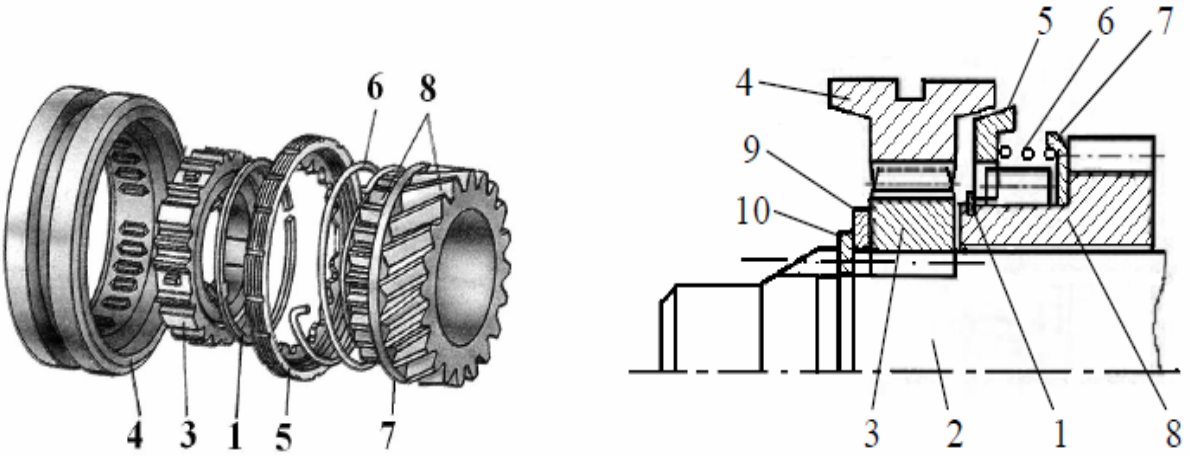


Рис. 3.46. Синхронизатор с блокирующими зубьями трехвальных коробок передач заднеприводных и полноприводных автомобилей ВАЗ:
1 – стопорное кольцо; 2 – ведомый вал; 3 – ступица; 4 – муфта (зубчатое кольцо); 5 – бронзовое фрикционное кольцо; 6 – пружина; 7 – упорное кольцо пружины; 8 – шестерня включаемой (третьей в данном случае) передачи; 9 – кольцо; 10 – стопорное кольцо

Синхронизаторы в этих КПП располагаются на ведомом (выходном) вале. Включающими элементами являются:

– муфта синхронизатора с внутренними радиальными зубьями (поз. 4);

– ступица (поз. 3), жестко закрепленная на ведомом вале посредством трех шипов;

– зубчатый венец полумуфты шестерни 8, установленной на ведомом вале на подшипниках и находящейся в постоянном зацеплении с одной из шестерен промежуточного вала (на рисунке не показаны).

Выравнивающими элементами являются:

– внутренняя коническая поверхность муфты 4;

– фрикционное кольцо 5.

Фрикционное кольцо 5 изготавливается из бронзы с целью предотвращения сварки трением с ответным фрикционным элементом – внутренней конической поверхностью муфты 4, которая является также включающим элементом и участвует в передаче крутящего момента, поэтому изготавливается из стали. Кольцо 5 имеет по внутреннему диаметру зубья, торцы которых заострены в сторону шестерни 8 (см. схему на рис. 3.47,б).

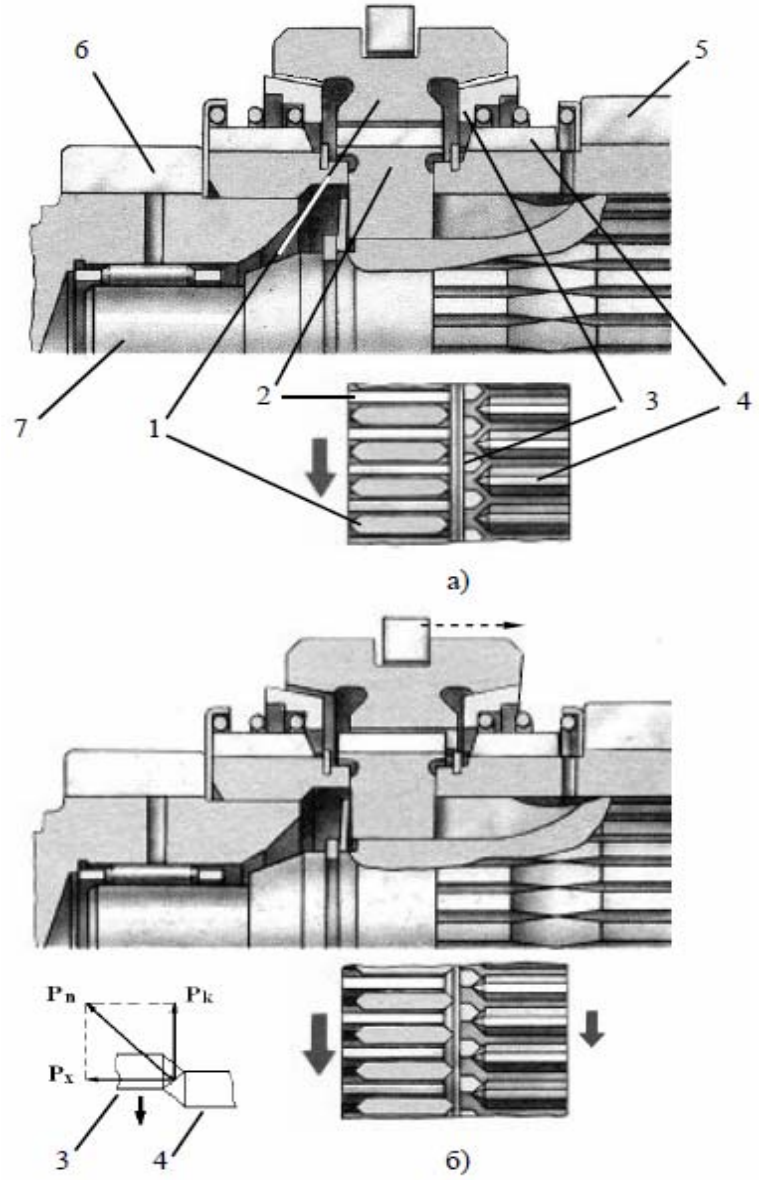


Рис. 3.47. Работа синхронизатора с блокирующими зубьями КПП заднеприводных и полноприводных автомобилей ВАЗ:
а – нейтральное положение; б – начало включения 3-й передачи;
1 – муфта и ее зубья; 2 – ступица и ее зубья; 3 – зубья бронзового кольца;
4 – зубья полумуфты шестерни 3-й передачи; 5 – шестерня 3-й передачи;
6 – шестерня первичного вала; 7 – ведомый (вторичный) вал

Заостренными торцами зубьев кольцо 5 находится в постоянном зацеплении с зубьями венца полумуфты шестерни 8, торцы которых также заострены со стороны установки кольца 5.

Наружная поверхность кольца 5 имеет коническую форму. Для разрушения масляной пленки при контакте кольца с ответным фрикционным элементом (для увеличения коэффициента трения) на его конической поверхности нарезана резьба с мелким шагом и поперечные канавки. Кольцо 5 удерживается в крайнем левом положении пружиной 6 и стопорным кольцом 1 (рис. 3.46).

Рассмотрим работу синхронизатора при включении, например, 3-й передачи (рис. 3.47 и 3.48). На рис. 3.46 также изображен синхронизатор 3-й передачи. Пусть вторичный вал 7 вместе со ступицей 2 и муфтой 1 вращаются с большей угловой скоростью, чем шестерня 5, которая находится в постоянном зацеплении с промежуточным валом (на рисунках не показан). Данная ситуация характерна для переключения с высшей на низшую передачу. Как уже отмечалось, включение передачи производится после выключения предыдущей передачи (т.е. из нейтрального положения) и при выключенном сцеплении. Представим себя в роли наблюдателя, который вращается вокруг синхронизатора с угловой скоростью шестерни 5. Для такого наблюдателя эта шестерня неподвижна, а ступица 2 с муфтой 1 вращаются по стрелке (рис. 3.47,а).

Включение передачи происходит следующим образом:

– посредством механизма управления коробкой передач водитель перемещает муфту 1 вправо, пунктирная стрелка (рис. 3.47,б);

– конусная проточка муфты 1 соприкасается с наружным конусом кольца 3, в сопряжении возникает сила трения, направленная по касательной и стремящаяся провернуть кольцо 3 в направлении вращения муфты (т. е. по стрелке); величина силы трения в момент начала работы синхронизатора ограничивается жесткостью его пружины;

– кольцо 3 проворачивается, скосы заостренных торцов его зубьев упираются в скосы зубьев 4 шестерни 5, вращение начинает передаваться шестерне 5, промежуточному валу и ведомому диску сцепления (короткая стрелка на рис. 3.47,б), т.е. начинается выравнивание угловых скоростей;

– связь вторичного и промежуточного валов не жесткая, а через фрикционную пару выравнивающих элементов, где происходит пробуксовка до момента уравнивания угловых скоростей (до полного преодоления сил инерции шестерни 5, промежуточного вала и ведомого диска сцепления);

– в результате действия между зубьями 3 и 4 окружной силы, на зубьях 4 кольца синхронизатора возникает реактивная сила, имеющая из-за скосов зубьев осевую составляющую, препятствующую дальнейшему перемещению кольца вправо, а следовательно и муфты, т.е. включению передачи;

– таким образом, зубья 3 и 4 блокируют включение передачи до тех пор, пока не исчезнет окружная сила в зоне их контакта, что произойдет после уравнивания угловых скоростей ведомого вала и шестерни включаемой передачи;

– после прекращения блокирующего действия зубьев муфта 1 перемещается дальше вправо (рис. 3.48), ее зубья, не выходя из зацепления с зубьями ступицы 2, входят в зацепление с зубьями 4 полумуфты шестерни 5, передача включена.

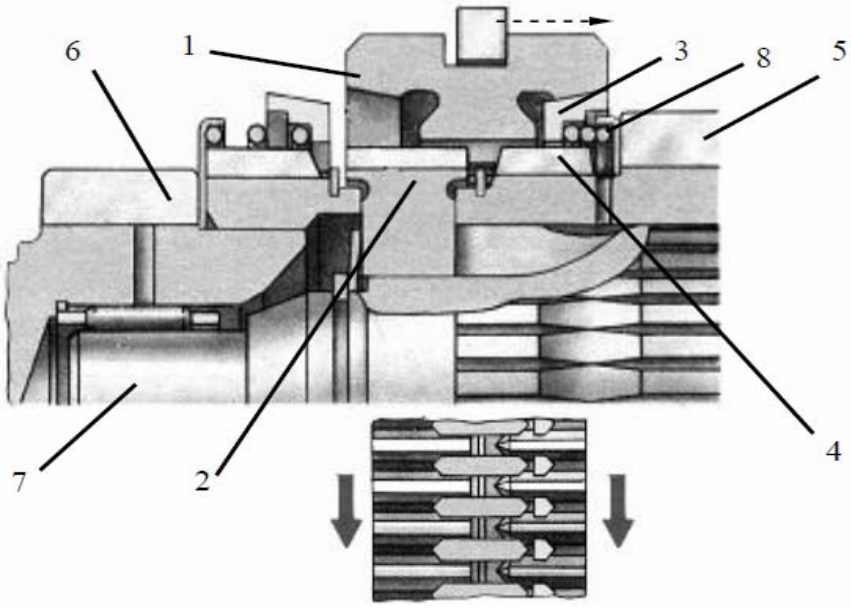


Рис. 3.48. Работа синхронизатора с блокирующими зубьями КПП заднеприводных и полноприводных автомобилей ВАЗ.
Третья передача включена:
1 – муфта; 2 – ступица; 3 – бронзовое кольцо; 4 – зубья полумуфты шестерни 3-й передачи; 5 – шестерня 3-й передачи; 6 – шестерня ведущего (первичного вала); 7 – ведомый (вторичный) вал; 8 – пружина

При включении передачи кольцо 3 синхронизатора проталкивается муфтой 1 по зубьям 4, пружина 8 сжимается. Отметим, что пружина 8 ограничивает силу трения в выравнивающих элементах только в начальный момент их соединения. Основой функцией пружины 8 является возврат и удержание кольца 3 в нейтральном положении. В простых синхронизаторах отсутствуют блокирующие элементы, и упругая связь между механизмом управления и одним из фрикционных элементов ограничивает момент трения в процессе выравнивания угловых скоростей.

В инерционных синхронизаторах (и в рассмотренной конструкции в том числе) этот момент трения определяется силой, приложенной к муфте, т.е. усилием воздействия на рычаг при включении передачи. Конструктивные параметры блокирующих элементов подобраны таким образом, что чрезмерное увеличение этого усилия не приводит к преждевременному включению передачи до полной синхронизации, но вызывает ускоренный износ блокирующих элементов и даже их поломку.

При рассмотрении работы инерционного синхронизатора с блокирующими зубьями выбран случай переключения передачи с высшей на низшую. Следует отметить, что в обратном случае работа синхронизатора аналогична, только бронзовое кольцо в начальный момент включения будет муфтой не проворачиваться, а тормозиться. Блокировка преждевременного включения передачи осуществляется другими сторонами заостренных торцов зубьев кольца и полумуфты шестерни.

Элементы синхронизатора КПП заднеприводных и полноприводных автомобилей ВАЗ двухсторонний синхронизатор включения 1-й и 2-й передач – представлены на рис. 3.49.

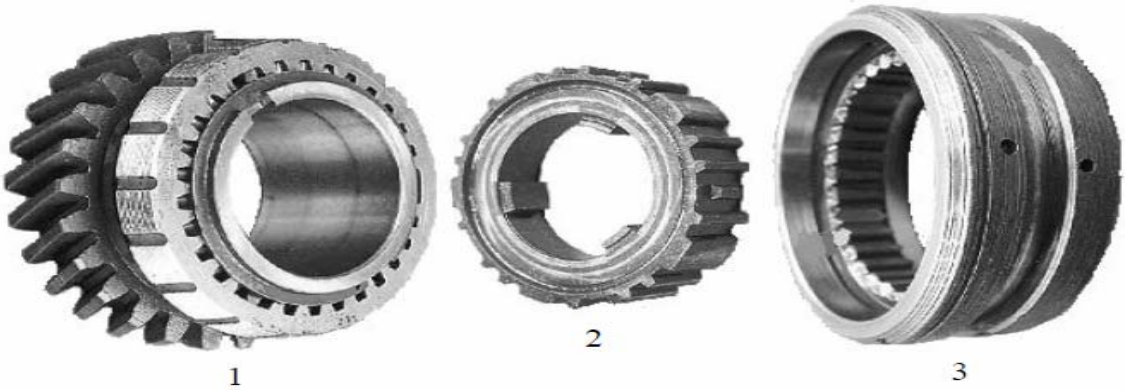


Рис. 3.49. Узлы и детали синхронизатора с блокирующими зубьями КПП заднеприводных и полноприводных автомобилей ВАЗ:
1 – шестерня с блокирующим кольцом в сборе; 2 – ступица вторичного вала; 3 – муфта

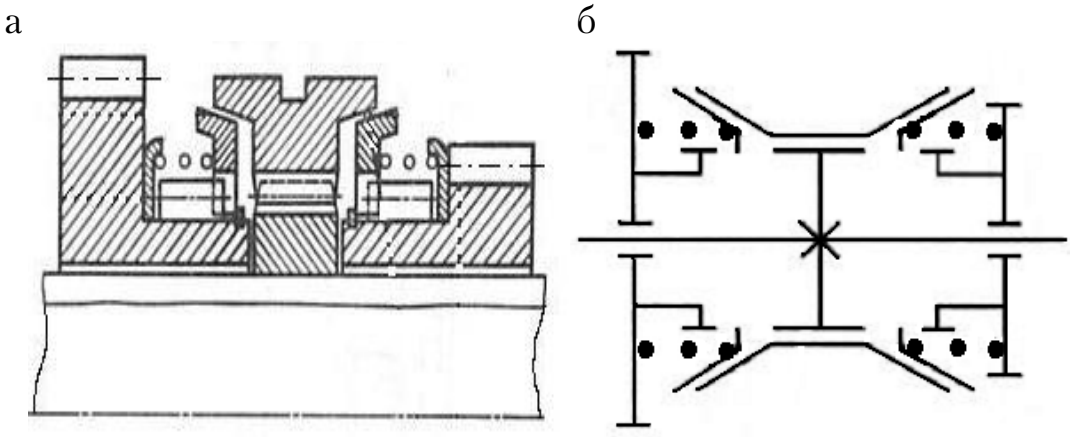


Рис. 3.50. Двухсторонний синхронизатор КПП заднеприводных и полноприводных автомобилей ВАЗ:
а – продольный разрез; б – кинематическая схема

Конструкция синхронизаторов, применяемых в коробках передач переднеприводных автомобилей ВАЗ, представлена на рис. 3.51.

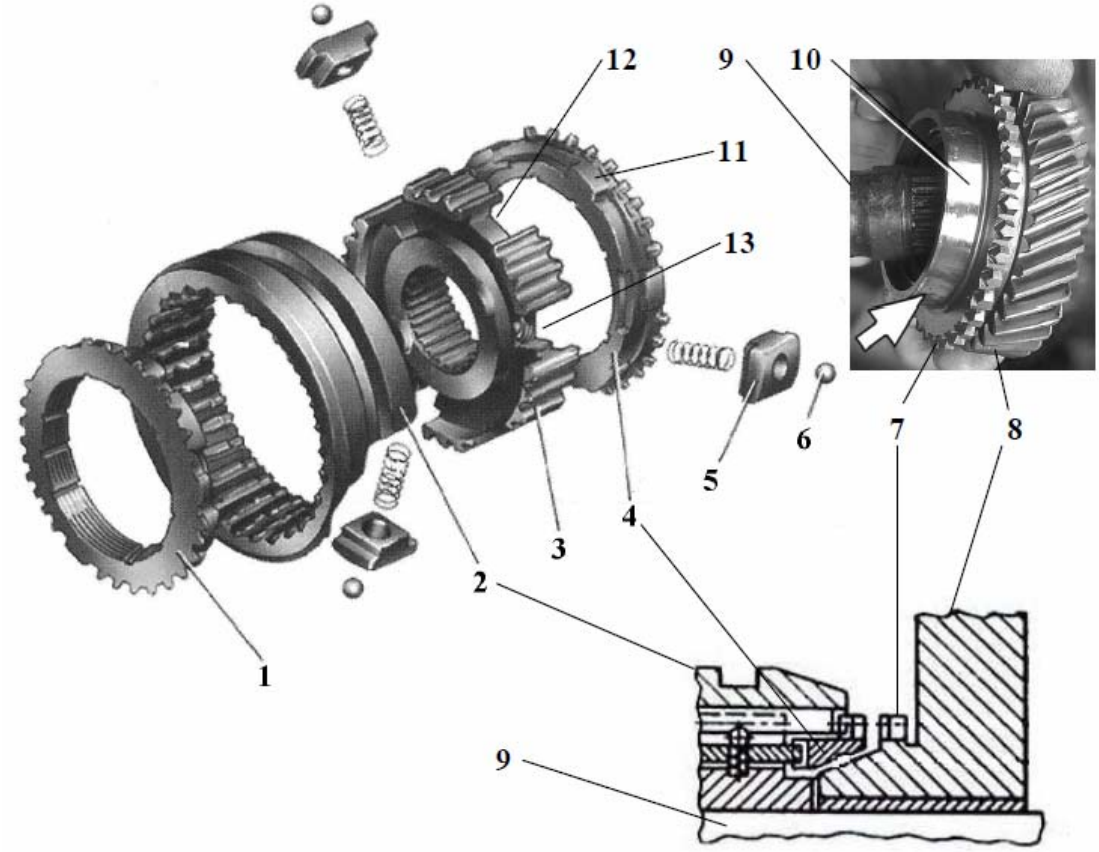


Рис. 3.51. Синхронизатор с блокирующими зубьями двухвальных коробок передач переднеприводных автомобилей ВАЗ:
1 – кольцо синхронизатора; 2 – муфта; 3 – ступица; 4 – второе кольцо синхронизатора; 5 – сухарь; 6 – шарик сухаря; 7 – зубчатый венец полумуфты; 8 – шестерня включаемой передачи; 9 – ведомый вал; 10 – конус шестерни; 11 – выступы кольца; 12 – окна в ступице под выступы кольца, 13 – окна в ступице под сухари

Синхронизаторы в этих КПП располагаются на ведомом (вторичном) вале. Включающими элементами являются:

– муфта синхронизатора с внутренними радиальными зубьями (поз. 2);

– ступица (поз. 3), жестко закрепленная на ведомом вале шлицевым соединением;

– зубчатый венец полумуфты 7 шестерни 8, установленной на ведомом вале 9 на подшипниках и находящейся в постоянном зацеплении с одной из шестерен первичного вала (на рисунке не показаны); торцы зубьев заострены в сторону муфты для облегчения ввода в зацепление при включении передачи.

3.5. Механизм управления механической вальной коробкой передач

Механизм осуществляет следующие функции:

– передача управляющего воздействия на КПП;

– выбор включаемой передачи;

– перемещение в КПП элементов, которые включают выбранную передачу;

– фиксация нейтрального положения или положения включенной передачи;

– предохранение от одновременного включения двух и более передач;

– предохранение от несанкционированного включения передачи заднего хода.

В предыдущем разделе показано, что для включения передачи в рассматриваемом типе КПП необходимо переместить муфту включения (либо зубчатое колесо) вдоль вторичного вала в определенном направлении. При этом следует учесть, что муфта может вращаться. Чтобы передать осевое усилие (рис. 3.52) на вращающуюся муфту 2, используется вилка 1, которая входит в проточку муфты. Вилка 1 закреплена на ползуне 3 болтом (или штифтом) 4. Ползун установлен в отверстиях в корпусе КПП и поэтому имеет возможность перемещаться в осевом направлении (см. также рис. 3.38,а).

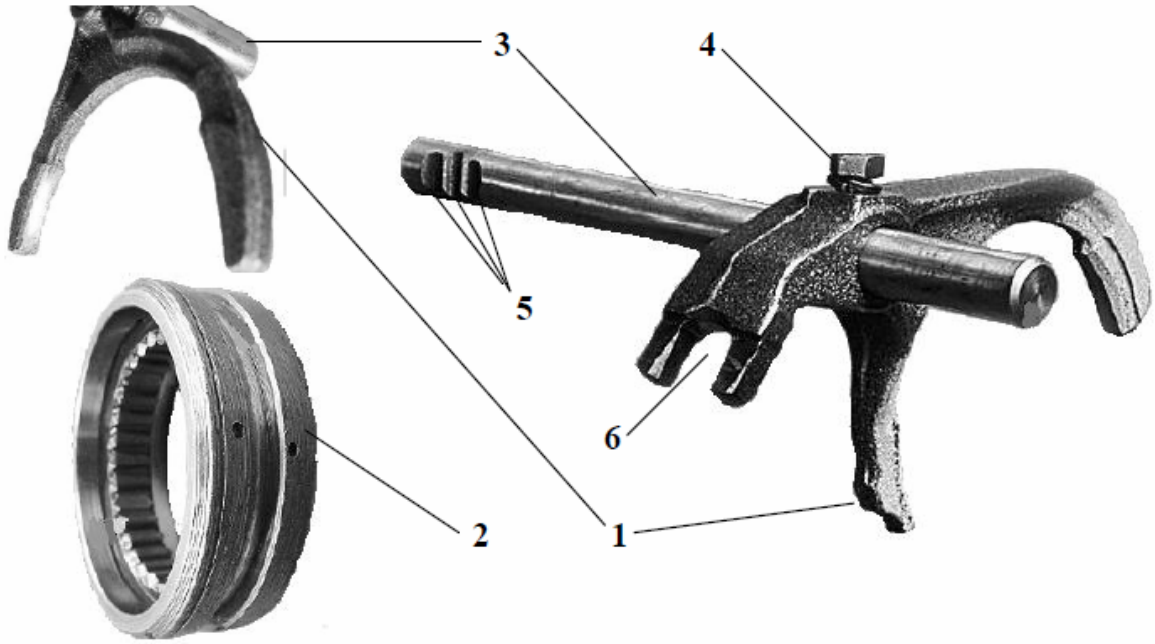
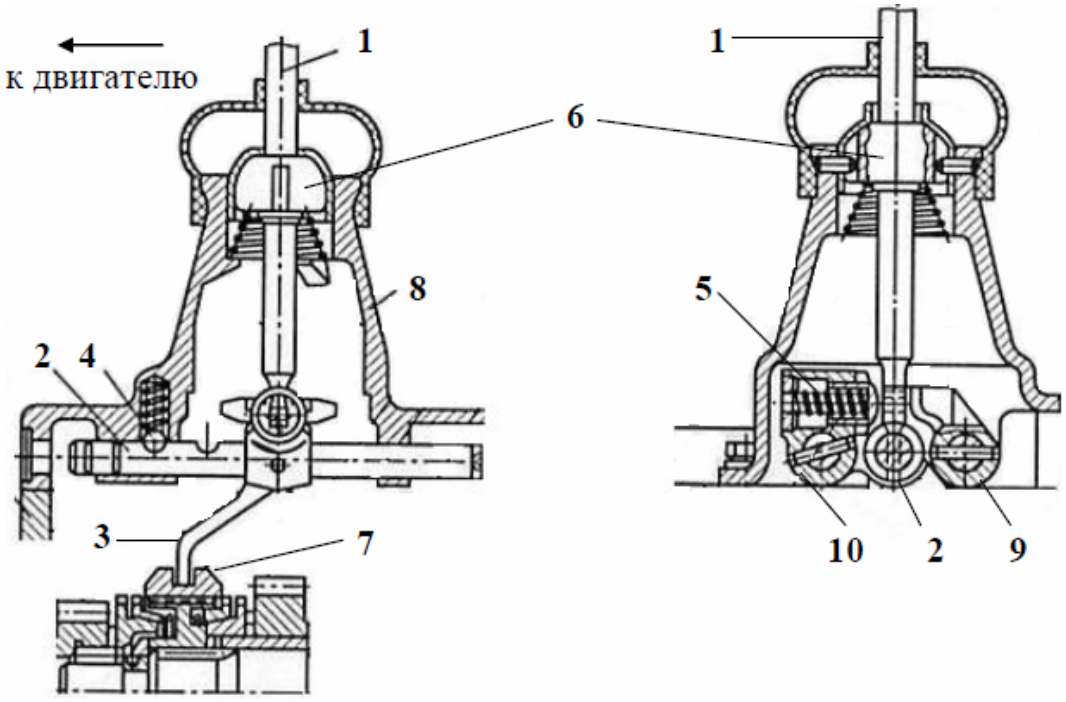


Рис. 3.52. Детали механизма управления вальной коробкой передач:
1 – вилка; 2 – муфта синхронизатора; 3 – шток; 4 – болт крепления вилки;
5 – лунки фиксаторов; 6 – вырез

Рассмотрим работу механизма управления на примере трехвальной коробки передач при классической компоновке силового привода автомобиля. На ползун 2 воздействует рычаг 1 управления коробкой передач при его установке непосредственно в КПП (рис. 3.53,а). Нижний конец рычага входит в вырез штока или вилки (см. поз. 6 на рис. 3.52 и поз. 8 на рис. 3.55).

а



б

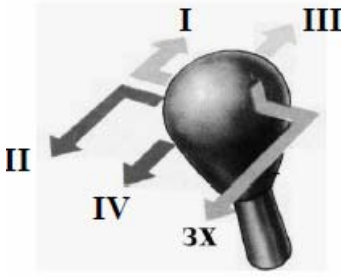


Рис. 3.53. Механизм управления трехвальной коробки передач с рычагом, установленным непосредственно в КПП (а) и схема перемещения рычага при включении различных передач (б):
1 – рычаг управления коробкой передач; 2 – ползун включения 3-й и 4-й передач; 3 – вилка; 4 – фиксатор; 5 – предохранитель передачи заднего хода; 6 – шарнир рычага; 7 – муфта синхронизатора; 8 – картер КПП; 9 – ползун включения 1-й и 2-й передач; 10 – ползун включения передачи заднего хода

При перемещении вручную верхнего конца рычага 1 (рис. 3.53,а) вперед к двигателю рычаг поворачивается на шарнире 6, его нижний конец перемещается назад, перемещая назад ползун, включая передачу

синхронизатором 7. При перемещении верхнего конца рычага назад, включается другая передача. Таким образом, одним ползуном может включаться максимум две передачи, поэтому 4-ступенчатая коробка передач (например, представленная на рисунке 3.49 для управления должна иметь три ползуна (рис. 3.53,а).

Вышесказанное объясняет причину возникновения традиционной, так называемой Н-образной схемы управления коробкой передач (рис. 3.53,б).

Перемещая рычаг вправо-влево, водитель вводит его в зацепление с необходимым ползуном механизма управления, а вперед-назад – включает передачу. При отсутствии воздействия, т.е. в нейтральном положении, рычаг находится в зацеплении с ползуном 3-й и 4-й передач, в этом положении рычаг удерживается каким-либо образом. Эту часть механизма управления коробкой передач, осуществляющую передачу управляющего воздействия на синхронизаторы (муфты, подвижные зубчатые колеса), назовем передаточным механизмом.

Следует отметить, что при дистанционном управлении выбор ползуна и включение передачи осуществляется дополнительным механизмом выбора передач. Конструкция этого механизма, как правило, должна обеспечивать Н-образную схему управления коробкой передач для сохранения единообразия в управлении.

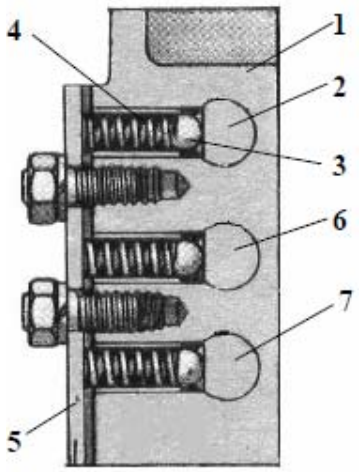


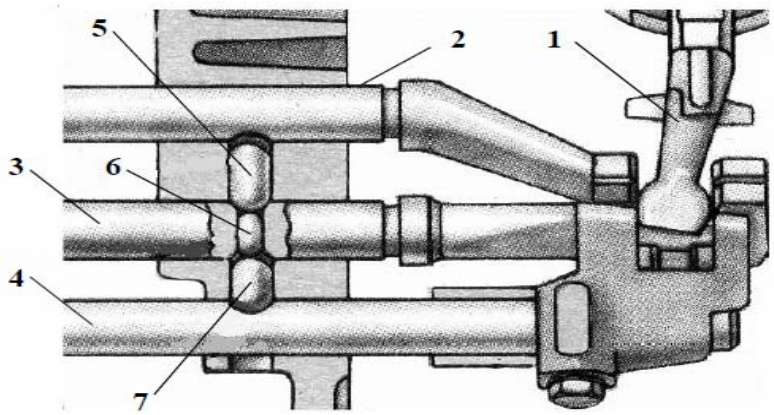
Рис. 3.54. Фиксирующий механизм, поперечный разрез:
1 – корпус КПП;
2 – ползун вилки включения 1-й и 2-й передач; 3 – шарик фиксатора; 4 – пружина фиксатора; 5 – крышка;
6 – ползун вилки включения 3-й и 4-й передач; 7 – ползун вилки включения передачи заднего хода

Так как ползун включает не более двух передач, он должен иметь три положения вместе с нейтральным, причем эти положения должны быть строго определены, т.е. зафиксированы. Эту функцию выполняет фиксирующий механизм. На каждом ползуне выполнены выемки по количеству фиксированных положений (см. поз. 5 на рис. 3.52). В каждую выемку прижимается пружиной 4 (рис. 3.53), шарик 3. Пружина и шарик установлены в отверстии в корпусе 1, закрытом крышкой 5. При воздействии на ползун 2 с определенным усилием, шарик 3 выдавливается из выемки, и ползун перемещается в осевом направлении. Фиксирующий механизм удерживает муфту синхронизатора в нейтральном положении, а также до определенного момента и в положении включенной передачи. Следует отметить, что усилия фик-

сирующего механизма недостаточно, чтобы удержать муфту синхронизатора в положении включенной передачи на всех режимах движения автомобиля, поэтому для этой цели применяются дополнительные элементы.

Следующая функция механизма управления КПП – предохранение от одновременного включения двух и более передач. При включении более чем одной передачи вращение выходного вала КПП невозможно, т.е. коробка передач заклинивается. В коробках передач, устанавливаемых вдоль оси автомобиля, наиболее распространена конструкция предохранительного механизма замкового типа (рис. 3.55).

а



б

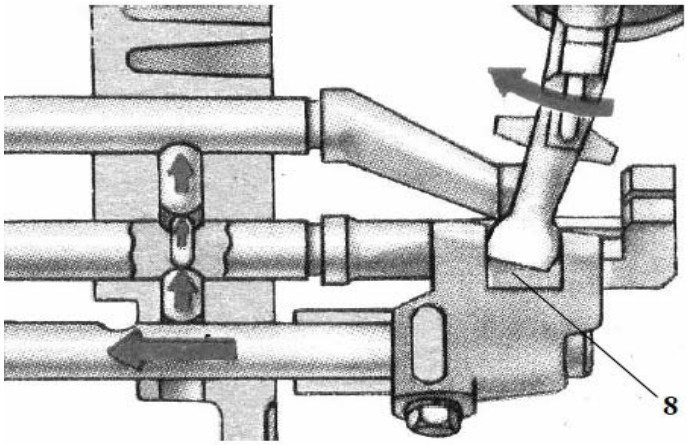


Рис. 3.55. Замковый механизм коробки передач:
а – нейтральное положение; б – включена передача заднего хода; 1 – рычаг управления КПП; 2 – ползун включения 1-й и 2-й передач; 3 – ползун включения 3-й и 4-й передач; 4 – ползун включения передачи заднего хода; 5, 6 и 7 – замки; 8 – вырез

В нейтральном положении (рис. 3.55,а), замки 5, 6 и 7 не препятствуют перемещению каждого из ползунов 2, 3 и 4 по отдельности. Если включить какую-либо передачу, например передачу заднего хода (рис. 3.55,б), замок 7 выталкивается из выемки в ползуне 4 и упирается

в выемку ползуна 3, перемещение которого становится невозможным. Кроме этого замок 7 перемещает замок 6, который, в свою очередь, прижимает замок 5 в выемку ползуна 2, перемещение которого также становится невозможным. Следует отметить, что для замкового механизма на ползунах имеются отдельные выемки, которые не совпадают с выемками для фиксирующего механизма. В некоторых коробках передач (преимущественно с дистанционным управлением) предохранительную функцию осуществляет механизм выбора передач.

Функция предотвращения несанкционированного включения передачи заднего хода может быть реализована двумя способами. Первый – это сигнал водителю о начале процесса включения заднего хода. Это производится за счет того, что для перевода рычага в зацепление с ползуном (или рычагом) включения задней передачи необходимо приложить дополнительное усилие, например, на сжатие пружины предохранителя, поз. 5 (рис. 3.53,а). Недостатком данного способа является присутствие элемента субъективности в оценке этого усилия. Другой способ – наличие на рычаге управления предохранителя, требующего для его отключения дополнительных действий. Пример реализации – коробки передач заднеприводных и полноприводных автомобилей ВАЗ, в которых для включения передачи заднего хода необходимо предварительно утопить рычаг управления.

3.6. Способы предотвращения самопроизвольного выключения передач

В ряде случаев фиксирующего механизма недостаточно для удержания передачи во включенном состоянии под нагрузкой. Особенно это проявляется в процессе эксплуатации, когда возникают износы зацеплений включающих устройств (муфт, синхронизаторов), в результате чего в них появляются дополнительные осевые силы. Поэтому в конструкцию включающих устройств вводятся дополнительные элементы (рис. 3.56), способствующие удержанию передачи во включенном состоянии.

Один из способов – перекрытие зубьев муфты и зубчатого венца шестерни (заштрихованная крест-накрест зона на рис. 3.56,а). В процессе эксплуатации из-за износа в пятне контакта на боковых поверхностях зубьев появляются уступы, препятствующие выключению передач под нагрузкой.

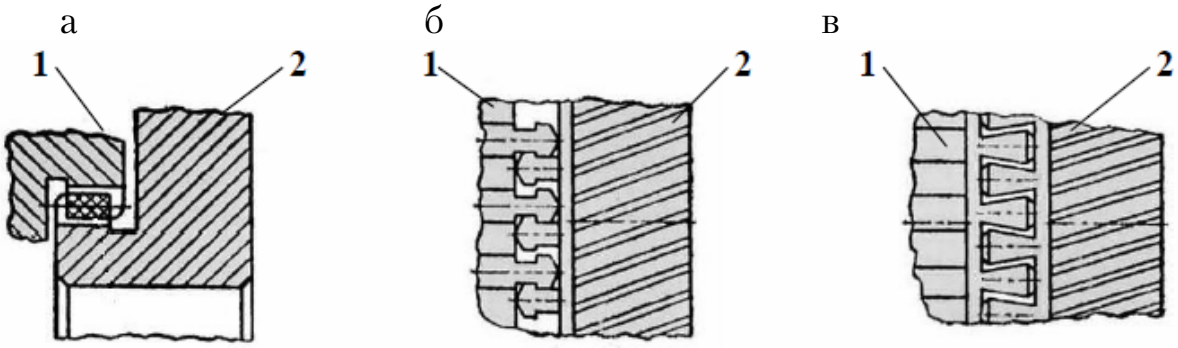


Рис. 3.56. Способы предотвращения самопроизвольного выключения передач в вальных КПП:
а – перекрытием зубьев; б – зацеплением зубьев в осевом направлении; в – конусными зубьями; 1 – муфта; 2 – шестерня включенной передачи

Другой способ – сложный профиль боковых поверхностей зубьев, образующий зацепление зубьев в осевом направлении под нагрузкой, т.е. когда через включающее устройство передается крутящий момент (рис. 3.56,б и 3.56,в). Пример конструктивного исполнения – зубья полумуфты 2 шестерни КПП ВАЗ-2110, боковые поверхности которых не параллельны оси шестерни (рис. 3.57).

В коробках передач грузовых автомобилей ЗИЛ на шлицах вторичного вала выполнены проточки (рис. 3.58), в которых под нагрузкой удерживается каретка в положении включенной передачи.

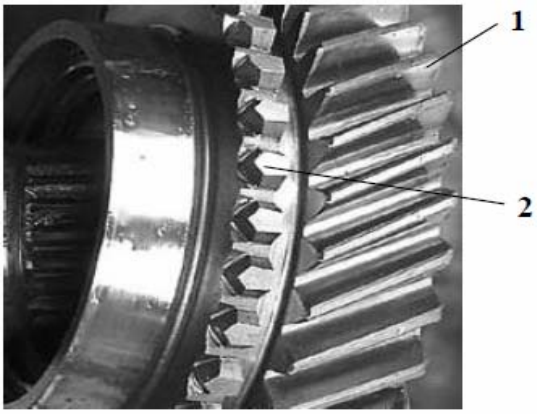


Рис. 3.57. Шестерня третьей передачи вторичного вала коробки передач автомобиля ВАЗ-2110:
1 – зубья шестерни; 2 – зубья полумуфты

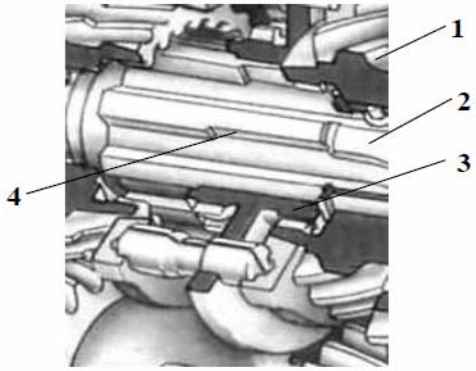


Рис. 3.58. Предотвращение самопроизвольного выключения передачи в КПП ЗИЛ:
1 – шестерня включенной передачи;
2 – вторичный вал; 3 – муфта (каретка) синхронизатора с блокирующими пальцами;
4 – проточка на шлицах вторичного вала

Следующий способ – применение запирающих венцов (рис. 3.59,а).

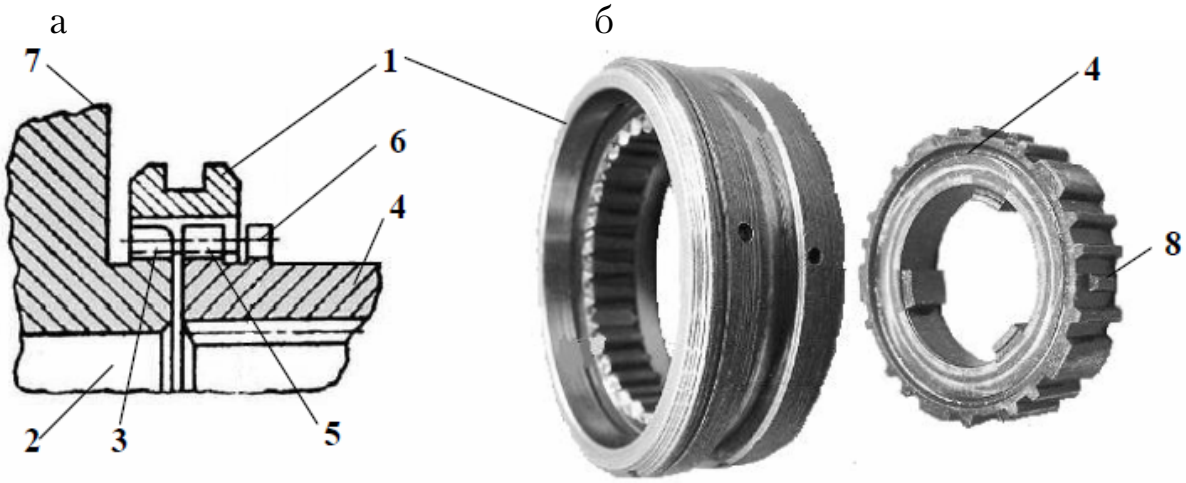


Рис. 3.59. Предотвращение самопроизвольного выключения передач в вальных КПП при помощи запирающего венца (а) и запирающих зубьев (б): 1 – муфта; 2 – вторичный вал; 3 – зубчатый венец полумуфты шестерни; 4 – ступица муфты (синхронизатора); 5 – зубчатый венец ступицы; 6 – запирающий венец ступицы; 7 – шестерня включенной передачи; 8 – запирающий зуб

Зубья запирающих венцов на 0,4...0,6 мм шире, чем зубья венцов 3 и 5. Канавки шлицев на внутренней поверхности муфты 1 выполнены по ширине зубьев запирающего венца 6. В положении включенной передачи (рис. 3.59,а), крутящий момент от шестерни 7 передается на ступицу 4 по пути: зубья 3 – канавки шлицев муфты 1 – зубья 5.Так как канавки шлицев муфты 1 шире зубьев 5, муфта 1 слегка проворачивается на ступице 4, а, следовательно, канавки шлицев проворачиваются относительно зубьев 6. Взаимное их положение показано на рисунке 3.60 на примере одной пары. Понятно, что зубья запирающего венца будут препятствовать передвижению муфты из положения включенной передачи до тех пор, пока производится передача крутящего момента.

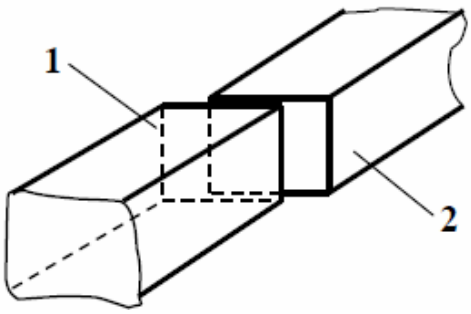


Рис. 3.60. Схема работы запирающих зубьев: 1 – канавка шлицев муфты включения передачи; 2 – запирающий зуб

Подобный принцип работает и в тех случаях, когда запирающий венец, как отдельная составляющая, отсутствует, вместо него используются отдельные запирающие зубья. Примером может служить конструкция включающих элементов синхронизаторов КПП заднеприводных автомобилей ВАЗ (рис. 3.59,б). На ступице 4 синхронизатора имеются пять коротких широких зубьев 8. В положении включенной передачи муфта 1 выходит из зацепления с этими зубьями, которые работают как запирающие по схеме, показанной на рис. 3.60.

3.7. Гидромеханические коробки передач

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

Гидромеханическая коробка передач состоит из гидротрансформатора и механической коробки передач. При этом механическая коробка передач может быть двух-, трех- или многовальной, а также планетарной. Гидромеханические коробки с вальными механическими коробками передач применяются главным образом на грузовых автомобилях и автобусах. Для переключения передач в таких коробках используются многодисковые муфты (фрикционы), работающие в масле, а иногда – для включения низшей передачи и заднего хода – зубчатая муфта. Переключение передач фрикционами происходит без снижения скорости вращения коленчатого вала двигателя, т.е. бесступенчато – без разрыва передаваемых мощности и крутящего момента.

Гидромеханические коробки с планетарными механическими коробками передач получили наибольшее распространение и применяются на легковых, грузовых автомобилях и в автобусах. Их преимущества: компактность конструкции, меньшие металлоемкость и шумность, больший срок службы. К недостаткам относятся сложность конструкции, высокая стоимость, пониженный КПД. Переключение передач в этих коробках производится при помощи фрикционных муфт и ленточных тормозных механизмов. При этом при включении одной передачи часть фрикционных муфт и ленточных тормозных механизмов пробуксовывает, что также снижает их КПД.

Гидротрансформатор (рис. 3.61) представляет собой гидравлический механизм, который размещен между двигателем и механической коробкой передач. Он состоит из трех колес с лопатками – насосного (ведущего), турбинного (ведомого) и реактора. Насосное колесо 3 за-

креплено на маховике 1 двигателя и образует корпус гидротрансформатора, внутри которого размещены турбинное колесо 2, соединенное с первичным валом 5 коробки передач, и реактор 4, установленный на роликовой муфте 6 свободного хода. Внутренняя полость гидротрансформатора на 3/4 своего объема заполнена специальным маслом малой вязкости. При работающем двигателе насосное колесо вращается вместе с маховиком двигателя. Масло под действием центробежной силы поступает к наружной части насосного колеса, воздействует на лопатки турбинного колеса и приводит его во вращение. Из турбинного колеса масло поступает в реактор, который обеспечивает плавный и безударный вход жидкости в насосное колесо и существенное увеличение крутящего момента. Таким образом, масло циркулирует по замкнутому кругу, обеспечивая передачу крутящего момента в гидротрансформаторе. Характерной особенностью гидротрансформатора является увеличение крутящего момента при его передаче от двигателя к первичному валу коробки передач. Наибольшее увеличение крутящего момента на турбинном колесе гидротрансформатора получается при трогании автомобиля с места. В этом случае реактор неподвижен, т.к. заторможен муфтой свободного хода.

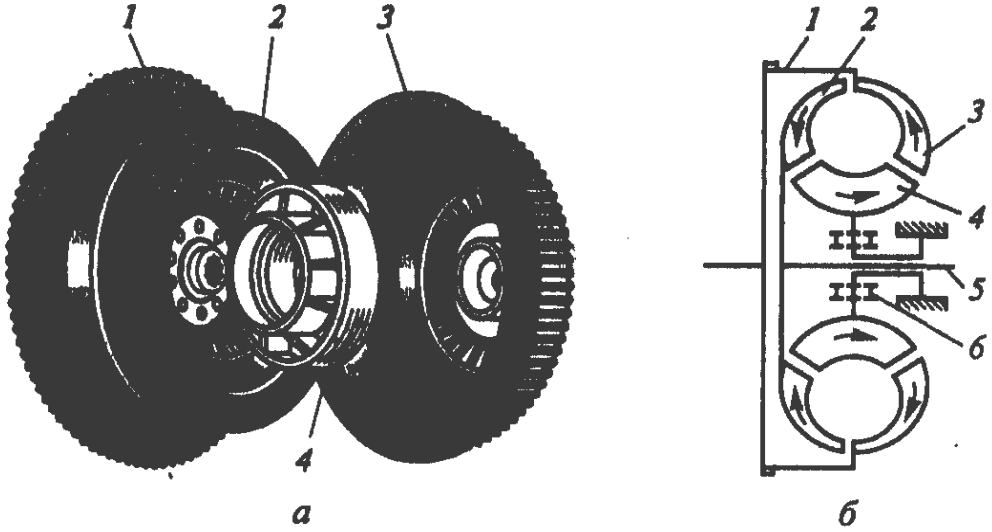


Рис. 3.61. Гидротрансформатор:
а – общий вид; б – схема;
1 – маховик; 2 – турбинное колесо; 3 – насосное колесо; 4 – реактор;
5 – вал; 6 – муфта

По мере разгона автомобиля увеличиваются скорости вращения насосного и турбинного колес. При этом муфта свободного хода расклинивается, и реактор начинает вращаться с увеличивающейся скоростью, оказывая все меньшее влияние на передаваемый крутящий момент. После достижения реактором максимальной скорости вращения гидротрансформатор перестает изменять крутящий момент и пере-

ходит на режим работы гидромуфты. Таким образом, происходит плавный разгон автомобиля и бесступенчатое изменение крутящего момента. Гидротрансформатор автоматически устанавливает необходимое передаточное число между коленчатым валом двигателя и ведущими колесами автомобиля. Это обеспечивается следующим образом: с уменьшением скорости вращения ведущих колес автомобиля при увеличении сопротивления движению возрастает динамический напор жидкости от насоса на турбину, что приводит к росту крутящего момента на турбине и, следовательно, на ведущих колесах автомобиля. Планетарная коробка передач включает в себя планетарные механизмы. В простейшем планетарном механизме (рис. 3.62) солнечная шестерня 6, закрепленная на ведущем валу 1, находится в зацеплении с шестернями-сателлитами 3, свободно установленными на своих осях. Оси сателлитов закреплены на водиле 4, жестко соединенном с ведомым валом 5, а сами сателлиты находятся в зацеплении с коронной шестерней 2, имеющей внутренние зубья.

Передача крутящего момента с ведущего вала 1 на ведомый вал 5 возможна только при заторможенной коронной шестерне 2 при помощи ленточного тормоза 7. В этом случае при вращении шестерни 6 сателлиты 3, перекатываясь по зубьям неподвижной шестерни 2, начнут вращаться вокруг своих осей и одновременно через водило 4 будут вращать ведомый вал 5. При растормаживании шестерни 2 сателлиты 3, свободно перекатываясь по шестерне 6, будут вращать шестерню 2, а вал 5 будет оставаться неподвижным.

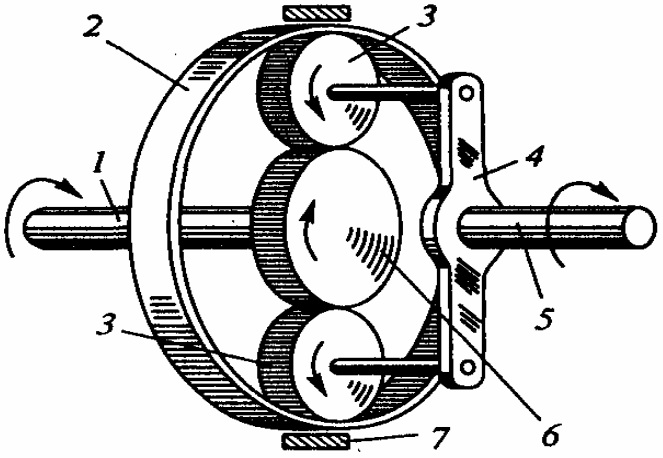


Рис. 3.62. Планетарный механизм:
1 – ведущий вал; 2 – коронная шестерня; 3 – сателлиты; 4 – водило;
5 – ведомый вал; 6 – солнечная шестерня; 7 – тормоз

На рис. 3.63 приведена схема гидромеханической коробки передач, которая состоит из гидротрансформатора, трехвальной двухступен-

чатой механической коробки передач и системы управления. Наличие двухступенчатой механической коробки передач увеличивает диапазон регулирования крутящего момента. Гидромеханическая коробка передач включает ведущий УР, ведомый 5 и промежуточный 12 валы с шестернями, многодисковые фрикционные сцепления 2, 3, 17 (фрикционы) и зубчатую муфту 4 с приводом.

К системе управления относятся передний 15 и задний 14 гидронасосы и центробежный регулятор 8, который воздействует на фрикционы 2, 3, 17, обеспечивающие переключение передач. В нейтральном положении все фрикционы выключены, и при работающем двигателе крутящий момент на вторичный вал 5 не передается. На I (понижающей) передаче системой управления автоматически включается фрикцион 2. При этом ведущая шестерня 1, свободно установленная на ведущем валу 19 коробки передач, блокируется с валом, а зубчатая муфта 4 устанавливается вручную в положение переднего хода с помощью дистанционной системы управления.

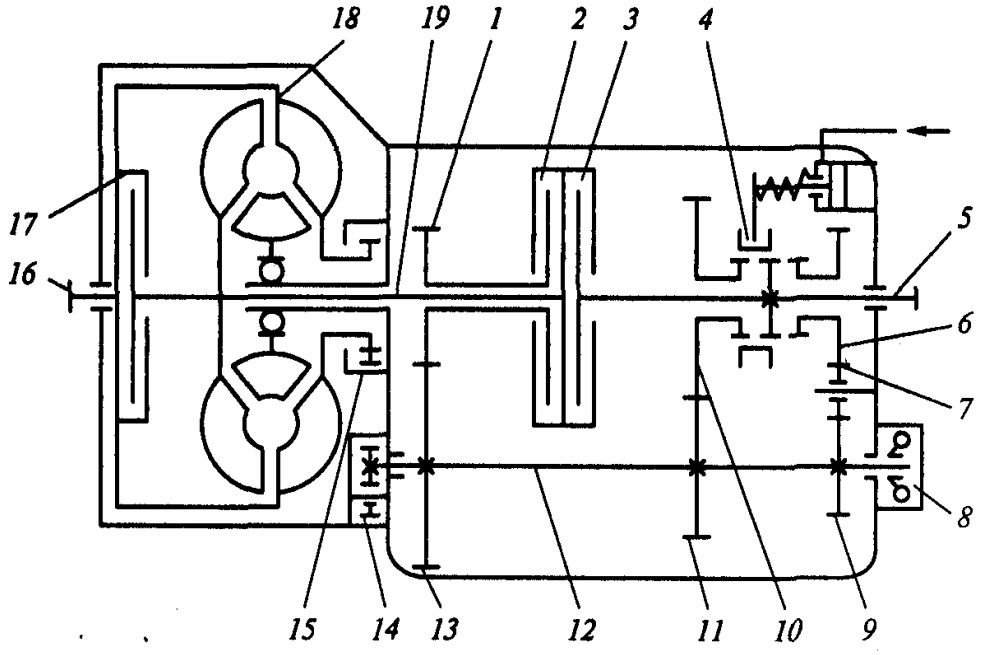


Рис. 3.63. Схема гидромеханической коробки передач:
1, 6, 7, 9, 10, 11, 13 – шестерни; 2, 3, 17 – фрикционы; 4 – муфта;
5, 12, 19 – ведомый, промежуточный и ведущий валы; 8 – регулятор;
14, 15 – насосы; 16 – коленчатый вал; 18 – гидротрансформатор

Крутящий момент на I передаче от гидротрансформатора передается через фрикцион 2, шестерни 1, 13, 11, 10 и зубчатую муфту 4 на ведомый вал 5 коробки передач. При разгоне на I передаче, когда гид-

ротрансформатор автоматически осуществляет заданный диапазон регулирования крутящего момента, скорость возрастает до оптимального значения для переключения на II передачу. В этом случае центробежный регулятор 8 дает сигнал на включение фрикциона 3 и отключение фрикциона 2. Автоматическая система управления обеспечивает включение II (прямой) передачи, при этом крутящий момент от первичного вала 19 коробки передач передается через фрикцион 3 непосредственно на вторичный вал, и скорость автомобиля возрастает до значения, определяемого диапазоном регулирования гидротрансформатором.

На рис. 3.64 представлена двухступенчатая гидромеханическая коробка передач легкового автомобиля.

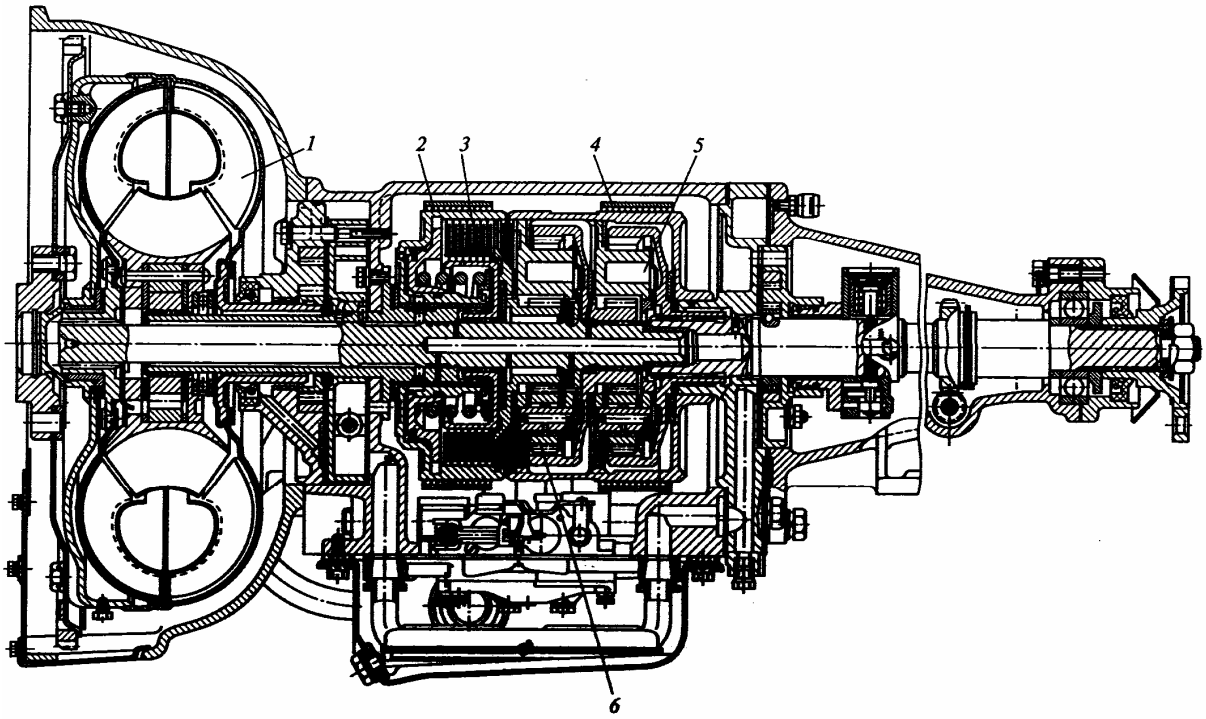


Рис. 3.64. Гидромеханическая коробка передач легкового автомобиля:
1 – гидротрансформатор; 2, 4 – тормозные механизмы; 3 – фрикцион;
5, 6 – планетарные механизмы

Она состоит из гидротрансформатора 1, механической планетарной коробки передач с многодисковым фрикционом 3 и двумя ленточными тормозными механизмами 2 к 4 и гидравлической системы управления с кнопочным переключением передач. Кнопки соответственно означают: нейтральное положение, задний ход, I передача и движение с автоматическим переключением передач. В двухступенчатой механической коробке передач имеются два одинаковых планетарных механиз-

ма 5 и 6. В нейтральном положении фрикцион 3, а также тормозные механизмы 2 и 4 выключены. Трогание автомобиля с места происходит при включенной I передаче. В этом случае масло под давлением поступает в цилиндр тормозного механизма 2, лента которого затягивается, и солнечная шестерня планетарного механизма 6 останавливается.

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

4. РАЗДАТОЧНАЯ КОРОБКА

4.1. Назначение и типы

Раздаточной коробкой (РК) передач называется дополнительная коробка передач, распределяющая крутящий момент двигателя между ведущими мостами автомобиля. Раздаточная коробка служит для увеличения тяговой силы на ведущих колесах и повышения проходимости автомобиля. Она одновременно выполняет функции демультипликатора, что позволяет увеличить диапазон передаточных чисел коробки передач и эффективнее использовать автомобили в различных дорожных условиях. Раздаточные коробки с соосными валами привода ведущих мостов имеют широкое применение, так как они позволяют использовать для переднего и заднего ведущих мостов одну и ту же главную передачу (взаимозаменяемую). Однако в этом случае ведущая шестерня главной передачи переднего моста, имея левое направление спирали зубьев, будет работать на «ввинчивание». Поэтому при ослаблении затяжки ее подшипников может произойти заклинивание главной передачи переднего ведущего моста.

Рис. 4.1. Типы раздаточных коробок, классифицированных по различным признакам

Раздаточные коробки с несоосными ведомыми валами в отличие от раздаточных коробок с соосными ведомыми валами не имеют промежуточного вала. Они более компактны, менее металлоемки, более бесшумны при работе и имеют более высокий КПД. Раздаточные коробки с блокированным приводом ведущих мостов позволяют использовать полную по условиям сцепления ведущих колес с дорогой тяговую силу без их пробуксовывания. Однако при движении автомобиля на повороте или на неровной дороге при блокированном приводе неизбежно проскальзывание колес, так как передние колеса проходят больший путь, чем задние.

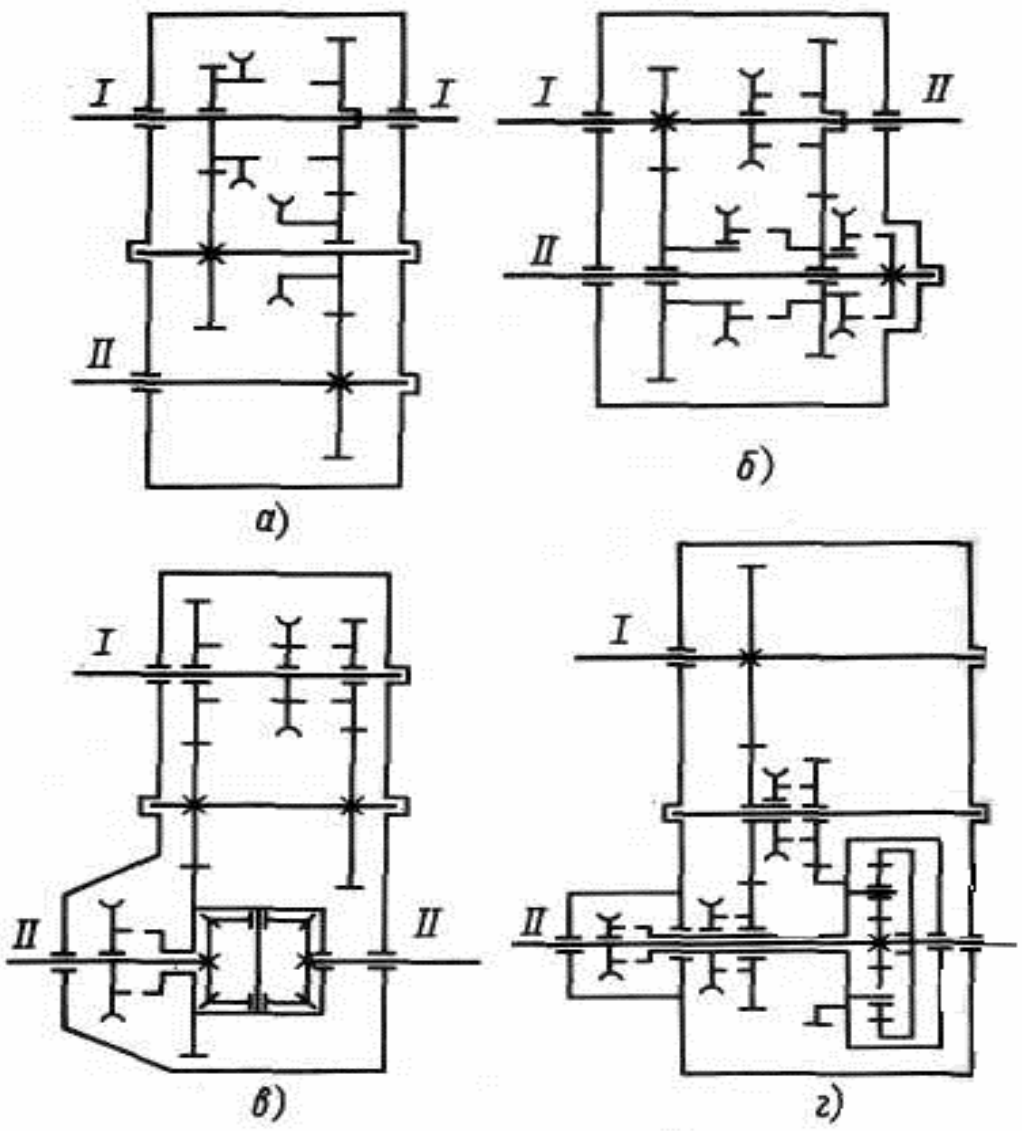


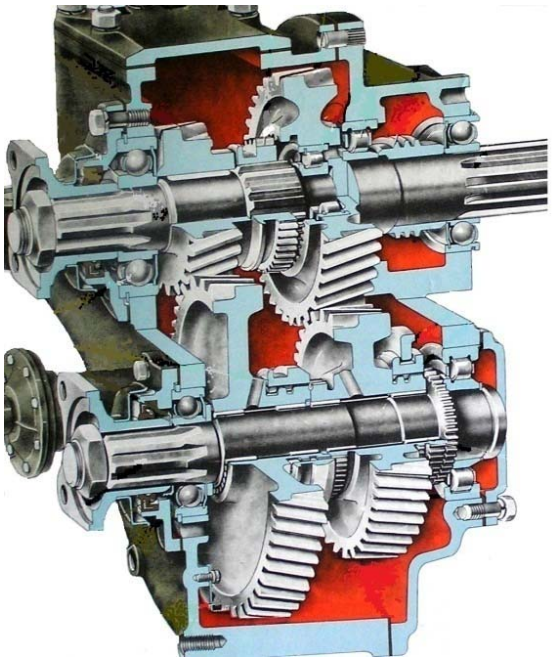
Рис. 4.2. Компоновочные схемы и рисунки основных типов РК:
а, б – РК без межосевого дифференциала, с несоосными валами;
в – РК с симметричным коническим блокируемым межосевым дифференциалом, с соосными валами; г –РК с несимметричным цилиндрическим блокируемым межосевым дифференциалом, с соосными валами; I – ведущий вал; II – ведомый вал

В этом случае увеличивается изнашивание шин, расход топлива и происходит перегрузка деталей трансмиссии. Для устранения таких отрицательных явлений передний мост отключают при движении по дорогам с твердым покрытием и включают только на тяжелых участках дороги.

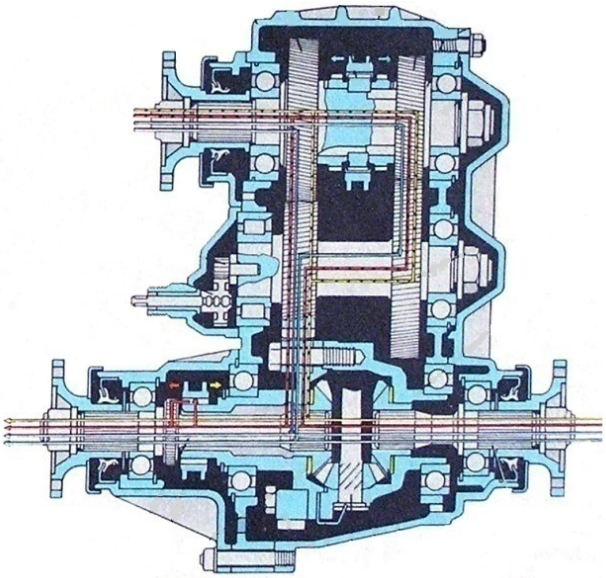
Раздаточные коробки с дифференциальным приводом ведущих мостов исключают возникновение перечисленных выше отрицательных явлений. Применяемый в этих коробках межосевой дифференциал позволяет приводным валам ведущих мостов вращаться с разными скоростями и распределять крутящий момент двигателя между мостами в

соответствии с воспринимаемыми ими вертикальными нагрузками. Если нагрузки одинаковы по величине, то используют симметричный дифференциал, а если неодинаковы, то несимметричный. При раздаточных коробках с дифференциальным приводом передний мост постоянно включен. В результате изнашивание шин меньше, чем при отключении переднего моста.

а



б



в

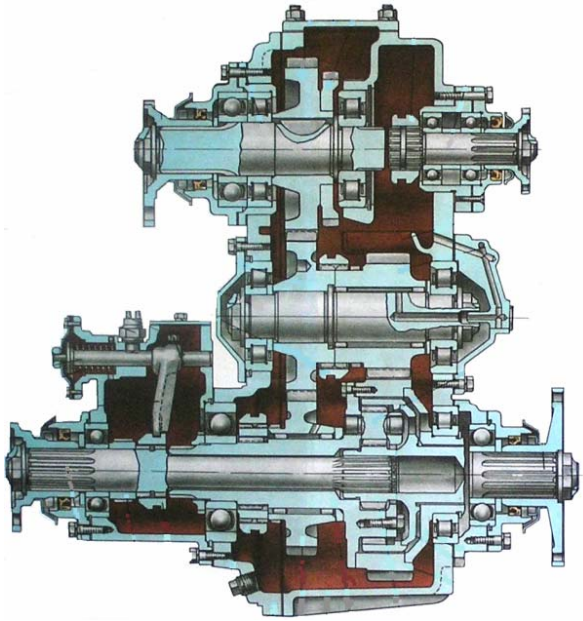


Рис. 4.3. Раздаточные коробки:
а – грузовых автомобилей ЗИЛ; б – легковых автомобилей ВАЗ повышенной проходимости; в – полноприводных грузовых автомобилей КамАЗ высокой проходимости

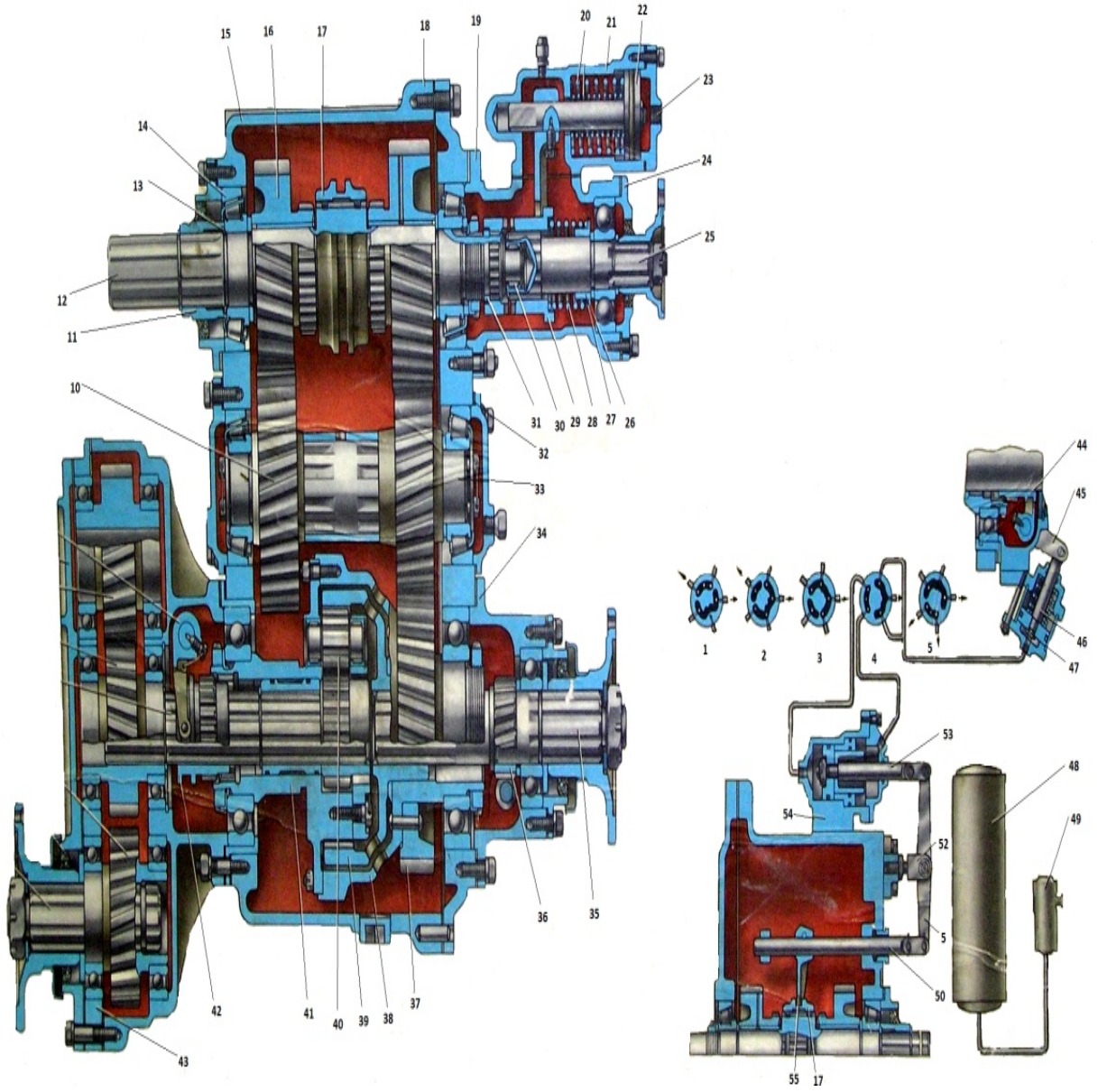


Рис. 4.4. Раздаточная коробка отбора мощности полноприводных грузовых автомобилей МАЗ, КрАЗ

Однако межосевой дифференциал ухудшает проходимость автомобиля, так как при буксовании на месте одного из колес автомобиль не может начать движение. Поэтому для повышения проходимости межосевые дифференциалы выполняют с принудительной блокировкой.

4.2. Конструкция раздаточных коробок. Раздаточная коробка грузовых автомобилей ГАЗ повышенной проходимости

Коробка двухступенчатая с прямой и понижающей передачами и блокированным приводом. Перед включением понижающей передачи необходимо включить передний мост, иначе передача не включится.

Передний мост может быть включен и без понижающей передачи. Механизм переключения передач раздаточной коробки имеет блокирующее устройство (замок), препятствующее включению понижающей передачи, если выключен передний мост, или выключению моста, если включена понижающая передача. Выключить передний мост при включенной понижающей передаче невозможно.

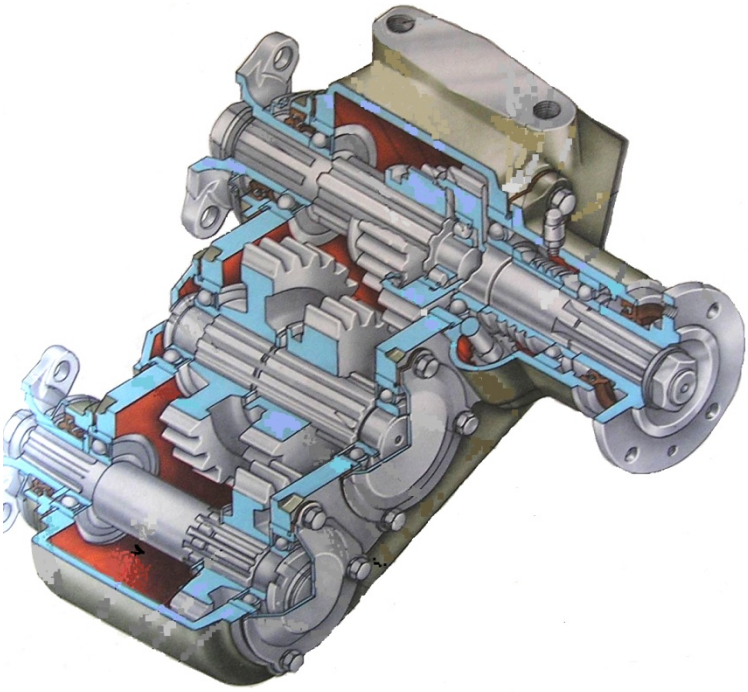


Рис. 4.5. Раздаточная коробка грузовых автомобилей ГАЗ повышенной проходимости

Привод управления раздаточной коробкой имеет два рычага. Один рычаг служит для переключения передач и связан с ползуном 14. Другой рычаг служит для выключения переднего моста, он соединен с ползуном 17. Включать передний мост можно без выключения сцепления, так как скорости вращения шестерен 9 и 11 практически одинаковы.

4.3. Раздаточная коробка полноприводных грузовых автомобилей ЗИЛ высокой проходимости

Коробка двухступенчатая, с прямой (u_k = 1) и понижающей (u_k = 2,08) передачами, блокированным приводом переднего моста и несоосными валами привода ведущих мостов. Коробка не имеет промежуточного вала.

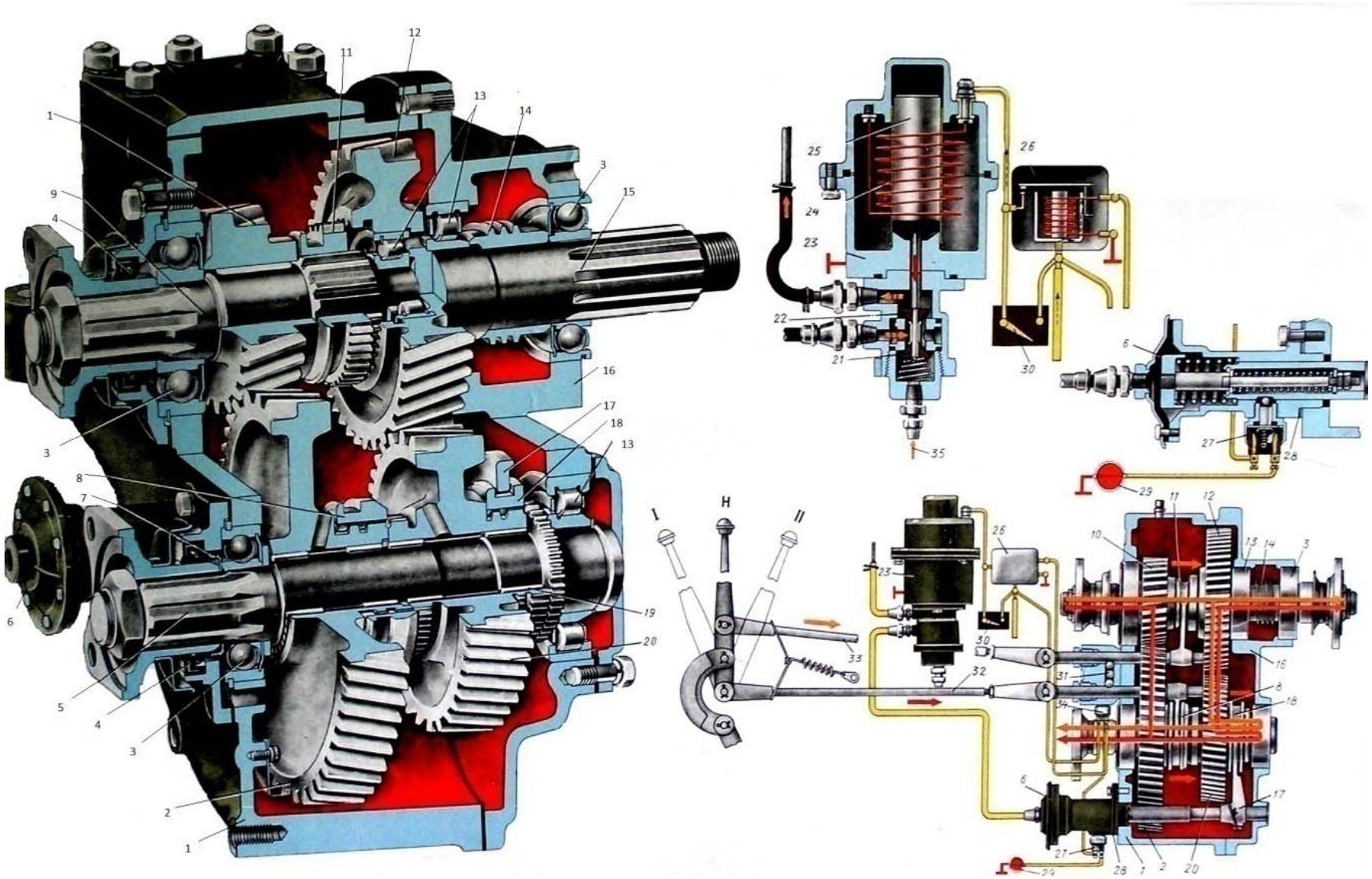

I
II
III

Рис. 4.6. Раздаточная коробка грузовых автомобилей ЗИЛ:
1-картер коробки; 2- шестерня первой передачи; 3- шариковые подшипники; 4 – сальники; 5 – вал привода переднего моста; 6 – воздушная диафрагменная камера привода переднего моста; 7 – маслоотгонная шайба; 8 -каретка включения первой передачи; 9- ведущий вал; 10- ведущая шестерня; 11- каретка включения второй передачи; 12 – ведомая шестерня с валом; 13 – роликовые подшипники; 14 – червяк спидометра; 15 – ведомый вал с шестерней; 16 – боковая крышка; 17 – вилка каретки привода заднего моста;18 – каретка включения привода переднего моста; 19 – игольчатый подшипник; 20 – шестерня второй передачи; 21 – впускной клапан; 22 – выпускной клапан; 23 – электромагнитный воздухораспределительный клапан привода переднего моста; 24 – обмотка электромагнита; 25 – сердечник электромагнита; 26 – реле электромагнита; 27 – включатель сигнальной лампы; 28 – регулировочные прокладки; 29 – сигнальная лампа; 30 – переключатель принудительного включения; 31 – шарики фиксатора; 32 – тяга включения первой передачи; 33 – тяга включения второй передачи; 34 – включатель замыкания цепи электромагнита; 35 – подача воздуха от тормозного крана

Механизм переключения передач имеет шариковые фиксаторы, исключающие самопроизвольное включение передач и шариковый блокирующий механизм, препятствующий одновременному включению обеих передач. Переключение передач в раздаточной коробке производится специальным рычагом. Автоматическое включение переднего моста осуществляется с помощью электропневматического привода и только при включении понижающей передачи раздаточной коробки.

Это упрощает управление автомобилем в сложных условиях движения по бездорожью и предохраняет задние ведущие мосты от перегрузки на понижающей передаче.

При необходимости (например, при движении на скользкой дороге) передний мост может быть включен принудительно при прямой передаче раздаточной коробки с помощью специального переключателя, расположенного на переднем щитке приборов.

В картере 5 и крышке 7 раздаточной коробки на подшипниках установлены ведущий вал 1, вал 15 привода переднего ведущего моста и вал 10 привода среднего и заднего мостов. При этом задний конец вала 1 установлен в выточке вала 10 на цилиндрическом роликовом подшипнике.

На ведущем валу 1 закреплена шпонкой шестерня 2 понижающей передачи и на шлицах установлена скользящая шестерня 4 включения прямой передачи. Вал 10 привода задних мостов изготовлен за одно целое с шестерней 6, имеющей внутренний зубчатый венец. На валу закреплена шестерня 8 привода спидометра. На валу 15 привода переднего моста свободно установлены на игольчатых подшипниках промежуточные косозубые шестерни 12 и 14 понижающей передачи, находящиеся в постоянном зацеплении с шестернями 2 и 6 ведущего вала и вала привода задних мостов. Подвижная муфта 13, установленная на зубчатом венце шестерни 14, служит для включения понижающей передачи, а муфта 11, установленная на зубчатом венце шестерни 12, – для включения переднего моста. При включении прямой передачи скользящая шестерня 4 входит в зацепление с внутренним зубчатым венцом шестерни 6, ведущий вал 1 и вал привода задних мостов соединяются напрямую. При включении понижающей передачи муфта 13 соединяет шестерни 14 и 12, и крутящий момент передается на средний и задний ведущие мосты. Одновременно с этим муфта 11 автоматически соединяет шестерню 12 с зубчатым венцом вала 15, и крутящий момент передается на передний ведущий мост. На раздаточной коробке установлен центральный трансмиссионный (стояночный) тормозной механизм 9.

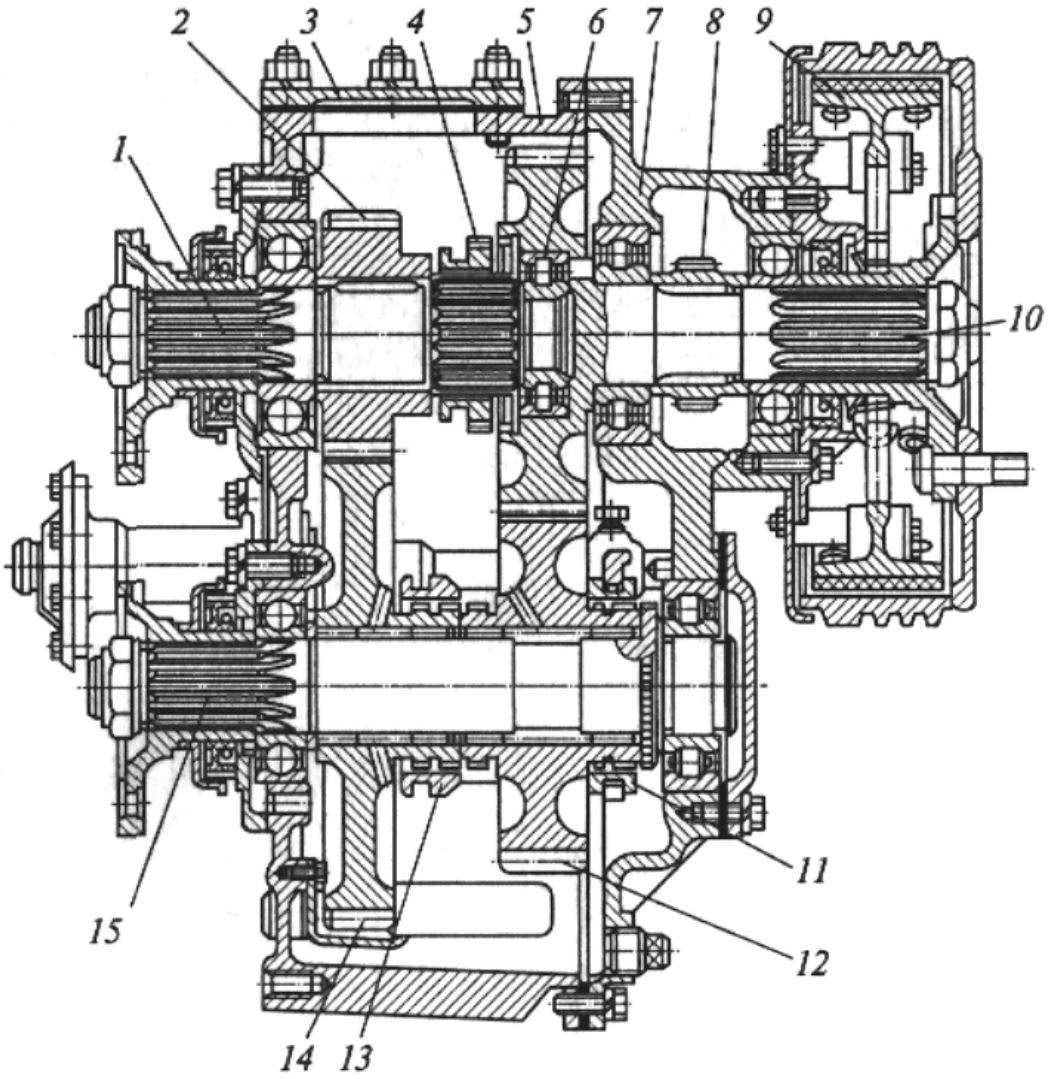


Рис. 4.7. Раздаточная коробка грузовых автомобилей ЗИЛ:
1 – ведущий вал; 2, 4, 6, 8, 12, 14 – шестерни; 3, 7 – крышки; 5 – картер;
9 – тормозной механизм; 10, 15 – валы привода ведущих мостов;
11, 13 – муфты

Крышка 3 закрывает люк в картере 5, предназначенный для присоединения коробки отбора мощности. Отбор мощности производится от шестерни 2 ведущего вала 1. В крышке люка находится сапун, предотвращающий появление избыточного давления в раздаточной коробке вследствие изменения температуры [3].

4.4. Раздаточная коробка полноприводных грузовых автомобилей КамАЗ высокой проходимости

Коробка двухступенчатая с повышающей (u_k= 0,92) и понижающей (u_k = 1,69) передачами и дифференциальным приводом ведущих мостов. При движении автомобиля по хорошей дороге дифференциал дол-

жен быть разблокирован, так как передний мост постоянно включен. В этом случае происходит равномерное распределение крутящего момента между передним, средним и задним ведущими мостами и устраняются перегрузки в трансмиссии. При движении в тяжелых дорожных условиях дифференциал должен быть заблокирован для повышения проходимости автомобиля.

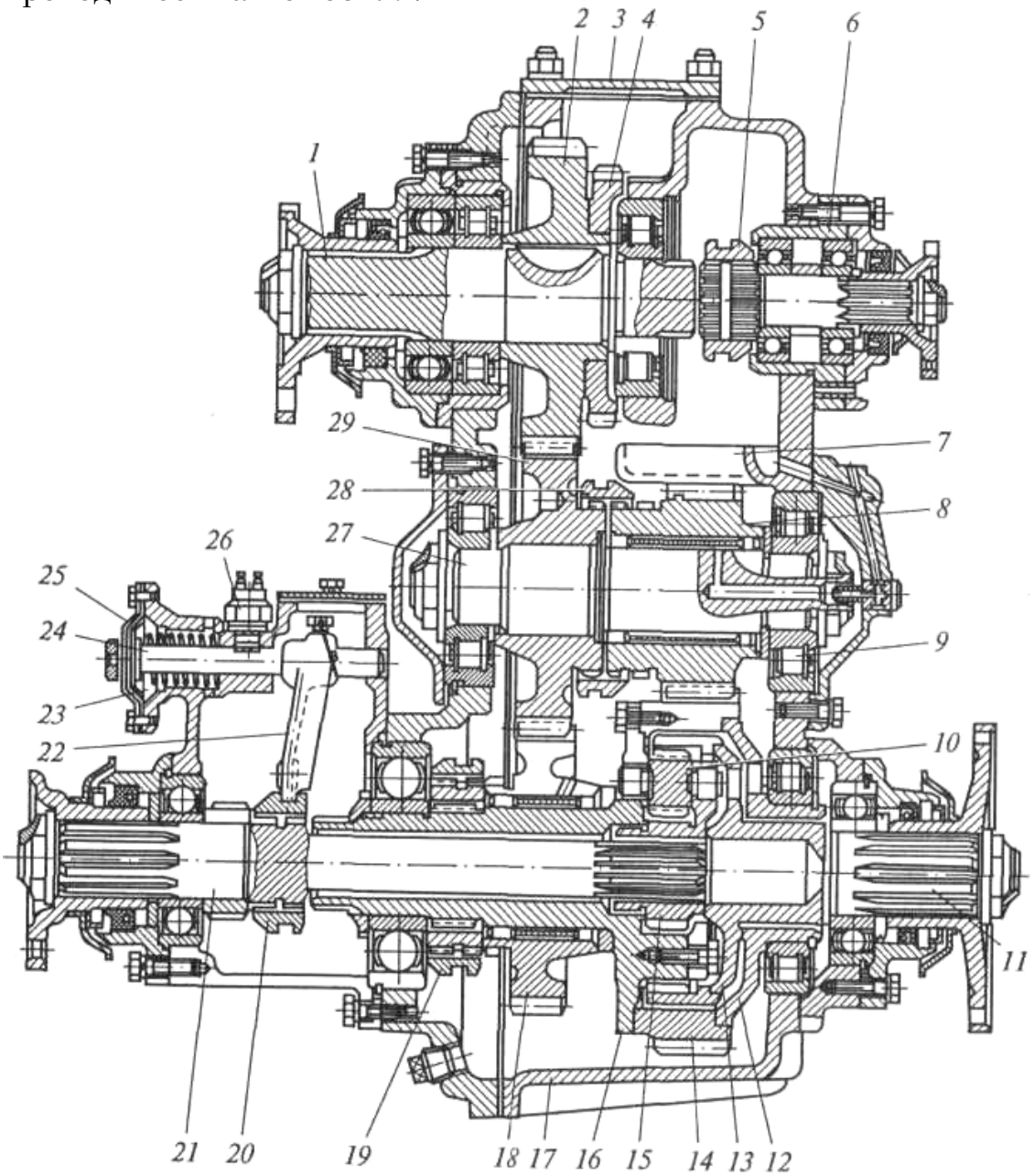


Рис. 4.8. Раздаточная коробка полноприводных грузовых автомобилей КамАЗ:
1 – ведущий вал; 2, 4, 8, 13, 14, 15, 18, 29 – шестерни; 3 – крышка;
5, 19, 20, 28 – муфты;6 – коробка отбора мощности;7 – маслосборник;
9 – подшипник; 10 – сателлиты; 11, 21 – валы привода мостов;12 – обойма;
16 – дифференциал; 17 – картер; 22 – вилка; 23 – пневмокамера; 24 – шток;
25 – диафрагма; 26 – электропневмоклапан; 27 – промежуточный вал

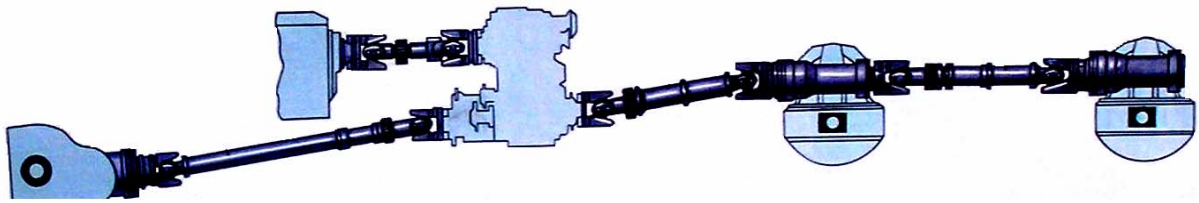


Рис. 4.9. Кинематическая схема трансмиссии полноприводного грузового автомобиля КамАЗ

Блокировка дифференциала осуществляется пневматическим приводом. Переключение передач в раздаточной коробке также осуществляется пневматическим приводом.

4.5. Раздаточная коробка легковых автомобилей ВАЗ повышенной проходимости с постоянно включенным передним мостом

Раздаточная коробка двухступенчатая с соосными валами привода ведущих мостов с принудительно блокируемым межосевым дифференциалом и ручным управлением (рис. 4.10, 4.11).

Две передачи (низшая и высшая) с передаточными числами 2,135 и 1,2 позволяют увеличить передаточные числа трансмиссии и удвоить общее число передач. Межосевой дифференциал обеспечивает постоянный привод переднего и заднего ведущих мостов, что повышает устойчивость автомобиля. Принудительная блокировка дифференциала повышает проходимость автомобиля.

Высшая передача в раздаточной коробке включается при движении по дорогам с твердым покрытием и хорошим сцеплением, а низшая передача – для преодоления крутых подъемов, при движении по мягким грунтам и для получения минимальной устойчивой скорости движения на дорогах с твердым покрытием. Блокировка дифференциала производится при преодолении труднопроходимых участков дорог. Переключение передач и блокировка дифференциала производятся с помощью рычагов, установленных на раздаточной коробке.

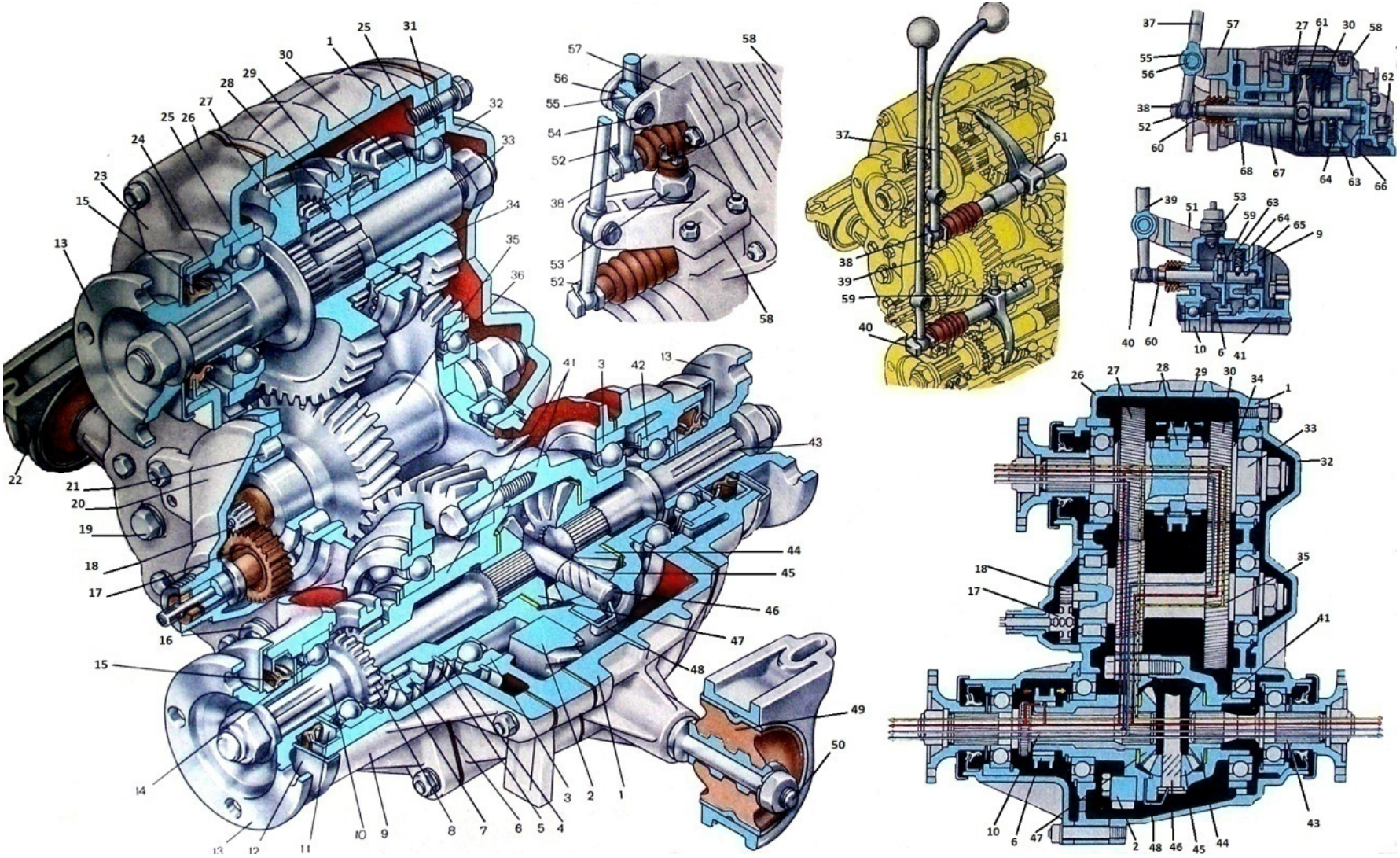


Рис. 4.10. Раздаточная коробка легковых автомобилей ВАЗ повышенной проходимости

а

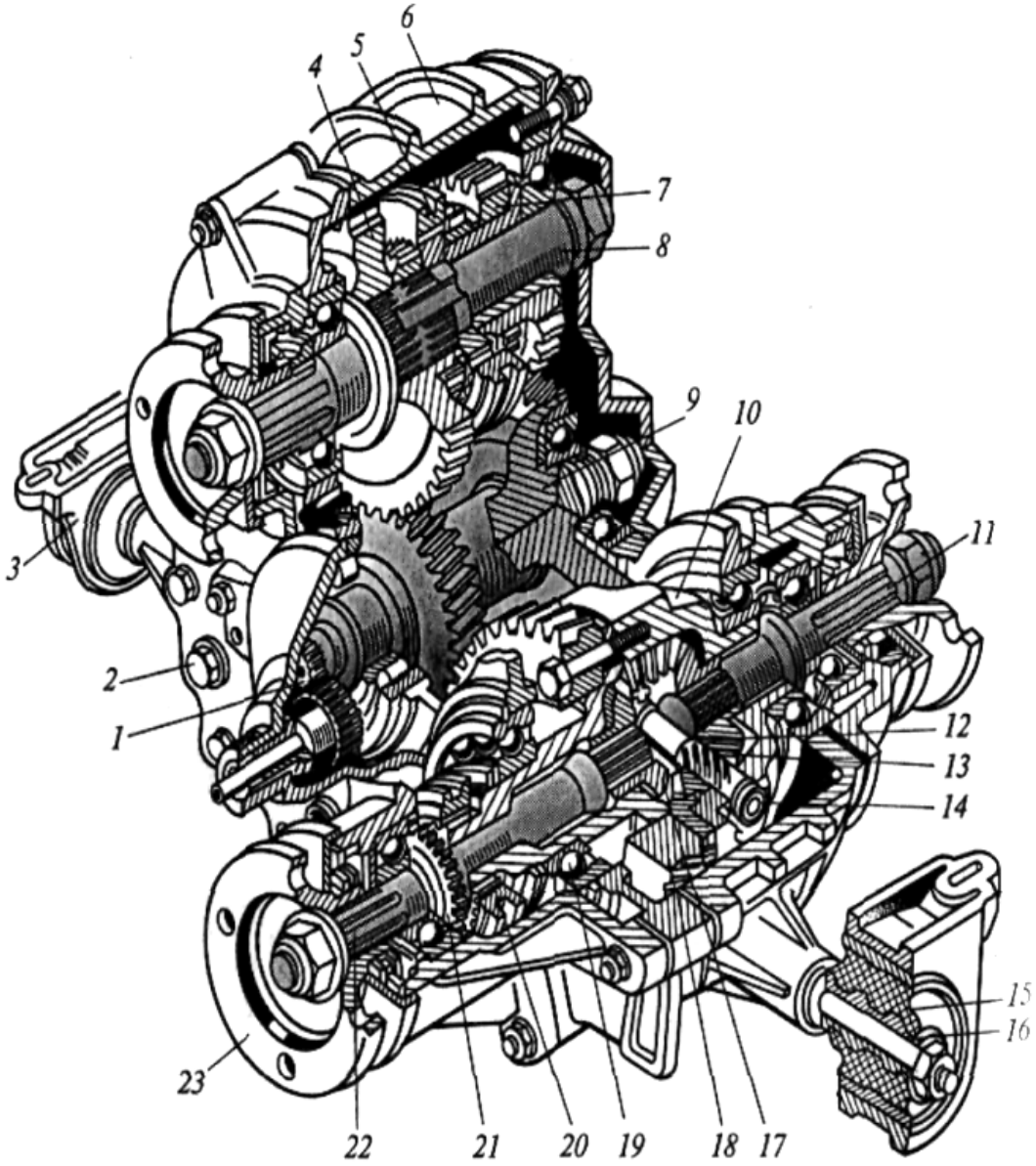


Рис. 4.11. Раздаточная коробка легковых автомобилей ВАЗ повышенной проходимости (начало):
а, б – общий вид; в – дифференциал; г – схема; 1 – редуктор привода спидометра; 2 – пробка; 3 – кронштейн;
4, 7, 12, 17, 18 – шестерни; 5, 20 – муфты; 6 – картер; 8, 9 – ведущий и промежуточный валы: 10 – корпус дифференциала; 11, 22 – валы привода ведущих мостов; 13 – сателлит; 14, 16, 27 – оси; 15 – подушка;
19 – подшипник; 21 – зубчатый венец; 23 – фланец; 24, 31 – вилки;
25 – пружина; 26, 29 – ползуны;
28, 30 – рычаги; 32 – фиксатор

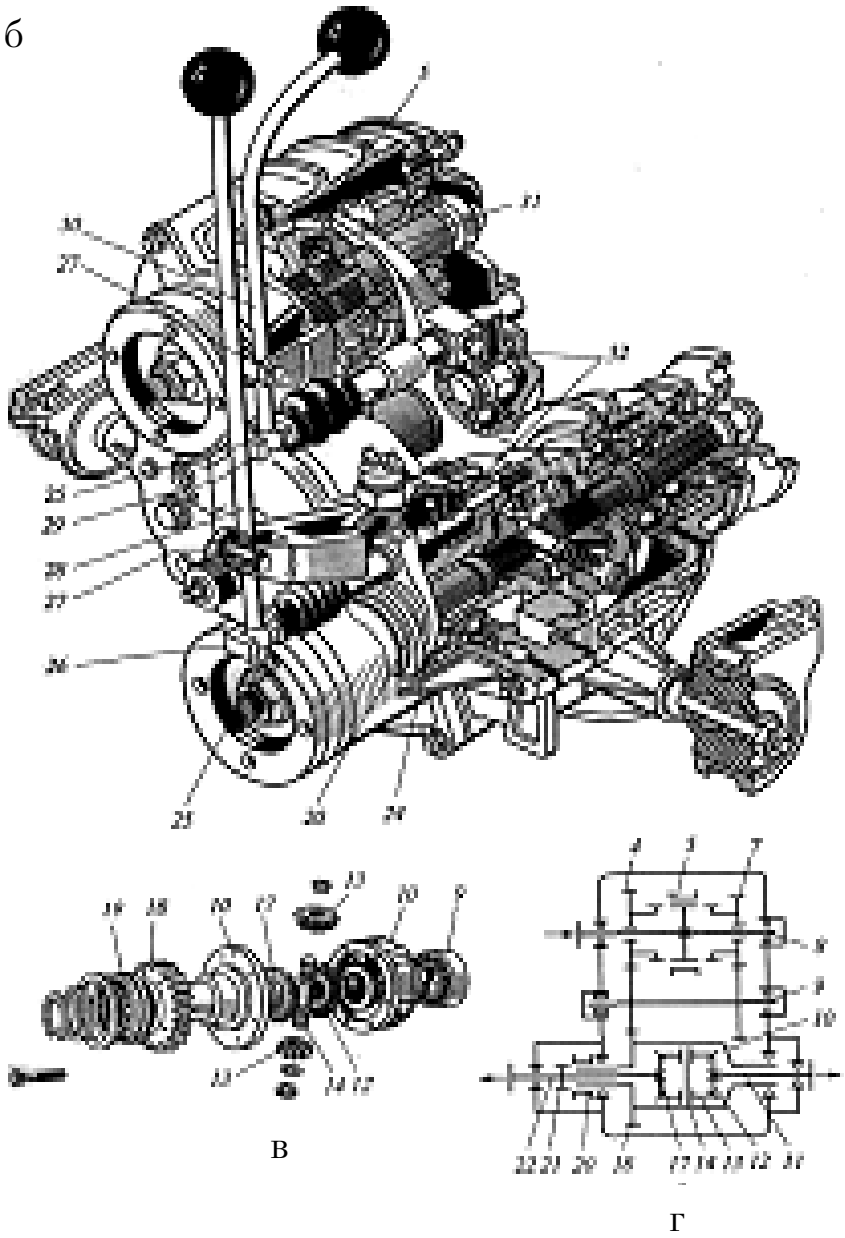


Рис. 4.11. Раздаточная коробка легковых автомобилей ВАЗ повышенной проходимости (окончание):
а, б – общий вид; в – дифференциал; г – схема; 1 – редуктор привода спидометра; 2 – пробка; 3 – кронштейн;
4, 7, 12, 17, 18 – шестерни; 5, 20 – муфты; 6 – картер; 8, 9 – ведущий и промежуточный валы; 10 – корпус дифференциала; 11, 22 – валы привода ведущих мостов; 13 – сателлит; 14, 16, 27 – оси; 15 – подушка;
19 – подшипник; 21 – зубчатый венец; 23 – фланец; 24, 31 – вилки;
25 – пружина; 26, 29 – ползуны;
28, 30 – рычаги; 32 – фиксатор

В картере 6 раздаточной коробки, отлитом из алюминиевого сплава, на подшипниках установлены ведущий 8 и промежуточный 9 валы, валы привода переднего 22 и заднего 11 мостов с фланцами 23 и корпус 10 дифференциала. На ведущем валу 8 свободно установлены косозубые шестерни высшей 4 и низшей 7 передач, имеющие зубчатые венцы и находящиеся в постоянном зацеплении с шестернями промежуточного вала 9, который выполнен в виде блока шестерен. Между шестернями 4 и 7 на валу неподвижно закреплена ступица муфты 5 переключения передач, имеющая внешние шлицы, на которых установлена скользящая муфта. При включении высшей передачи муфта 5 переключения передач стопорит на ведущем валу на свободно вращающуюся шестерню 4, а при включении низшей передачи – шестерню 7. Блок шестерен промежуточного вала 9 находится в постоянном зацеплении с косозубой ведомой шестерней 18, прикрепленной болтами к корпусу 10 дифференциала, который состоит из двух частей и установлен на подшипниках 19. На корпусе дифференциала на шлицах находится подвижная муфта 20 блокировки дифференциала. Внутри корпуса дифференциала установлена ось 14 с двумя сателлитами 13, находящимися в постоянном зацеплении с шестернями 17 и 12, которые связаны с шлицевыми концами валов 22 и 11 привода переднего и заднего ведущих мостов автомобиля. Вал 22 привода переднего моста в отличие от вала 11 привода заднего моста выполнен более длинным и имеет зубчатый венец 21 для блокировки дифференциала. При блокировке дифференциала подвижная муфта 20 соединяет вал 22 с корпусом 10 дифференциала. На картере 6 установлен редуктор 1 привода спидометра, соединенный с промежуточным валом 9. Механизм переключения передач раздаточной коробки состоит из рычага переключения 30, ползуна 29, вилки 31 и шарикового фиксатора 32. Рычаг 30 шарнирно установлен на оси 27 в проушинах кронштейна. Рычаг имеет фигурный конец, который входит в паз ползуна 29 и уплотняется в нем пружиной 25. На ползуне закреплена вилка 31, входящая в выточку муфты 5 переключения передач. Шариковый фиксатор 32 удерживает ползун 29 в нейтральном и включенном положениях.

Привод блокировки дифференциала имеет устройство, аналогичное механизму переключения передач раздаточной коробки. Привод состоит из рычага 28, ползуна 26 с вилкой 24 и шарикового фиксатора 32. Раздаточная коробка крепится к кузову автомобиля на двух опорах, установленных на осях 16. Каждая опора состоит из кронштейна 3, в который запрессована резиновая подушка 15. Под опорами подвески раздаточной коробки размещаются регулировочные прокладки для ее центровки и правильной установки по отношению к коробке передач. В

раздаточную коробку через отверстие с резьбовой пробкой 2 заливается трансмиссионное масло. Внутренняя полость раздаточной коробки сообщается с атмосферой через сапун [3].

4.6. Раздаточная коробка УАЗ повышенной проходимости

С передним ведущим мостом, включаемым при движении в тяжелых дорожных условиях и выключаемым на дорогах с усовершенствованным покрытием. Раздаточная коробка двухступенчатая, с несоосными валами привода ведущих мостов и ручным управлением. Две передачи (прямая и низшая) с передаточными числами 1,0 и 1,94 увеличивают диапазон передаточных чисел коробки передач и тяговую силу на ведущих колесах автомобиля, повышая его проходимость.

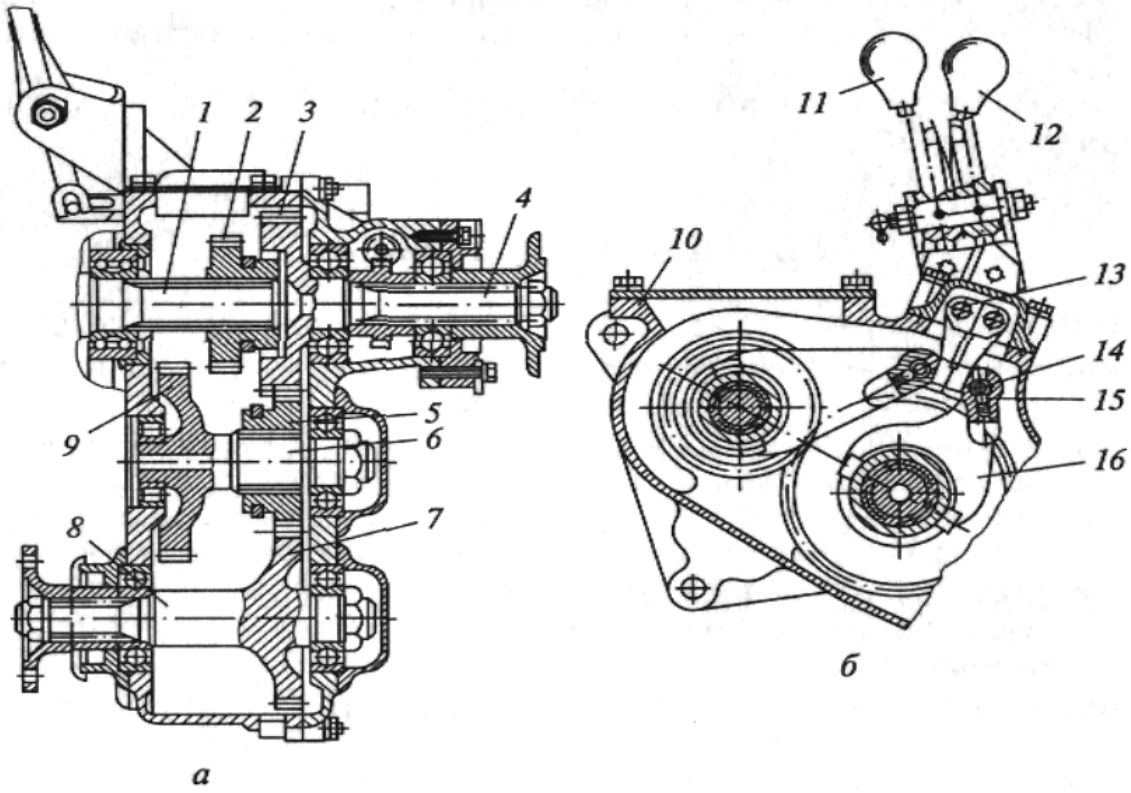


Рис. 4.12. Раздаточная коробка легкового автомобиля повышенной проходимости:
а – продольный разрез; б – механизм управления;
1 – ведущий вал; 2, 3, 5, 7,9 – шестерни; 4, 8 – валы привода мостов;
6 – промежуточный вал; 10 – картер; 11, 12 – рычаги; 13 – ползун;
14 – шток; 15 – шарик; 16 – вилка

На шлицах ведущего вала 1 установлена подвижная шестерня 2, предназначенная для включения прямой и низшей передач. При введении в зацепление шестерни 2 с шестерней 3 вала привода заднего моста валы 1 и 4 соединяются между собой, и включается прямая передача. При зацеплении шестерни 2 с шестерней 9 промежуточного вала 6

включается низшая передача. На шлицах промежуточного вала 6 установлена подвижная шестерня 5 для включения и выключения переднего моста.

При выведении шестерни 5 из зацепления с шестерней 7 вала 8 выключается передний мост автомобиля, но зацепление шестерни 7 с шестерней 3 вала 4 привода заднего моста сохраняется. Картер 10 раздаточной коробки отлит из чугуна и имеет разъем в плоскости, перпендикулярной осям каналов привода, которые уплотнены манжетами.

Механизм включения низшей передачи и переднего моста состоит из вилок 16, установленных подвижно на штоках 14. Вилки входят в проточки шестерен 2 и 5 и могут перемещаться на штоках с помощью рычагов, закрепленных на ползунах 13, соединенных с рычагами управления. Рычаг 11 служит для переключения передач, а рычаг 12 – для включения и выключения переднего моста. Для предохранения трансмиссии автомобиля от перегрузок при включении низшей передачи, если не включен передний мост, служит стальной шарик 15. Шарик размещен в канале между ползунами 13 и не позволяет включать низшую передачу, пока не включен передний мост [3].

5. КАРДАННАЯ ПЕРЕДАЧА

5.1. Назначение и типы

Карданной называется передача, осуществляющая силовую связь механизмов автомобиля, валы которых несоосны или расположены под углом. Карданная передача служит для передачи крутящего момента между валами механизмов, взаимное положение которых может быть постоянным или меняться при движении автомобиля. В зависимости от типа, компоновки и конструкции автомобиля карданная передача может передавать крутящий момент от коробки передач к раздаточной коробке или к главной передаче ведущего моста, от раздаточной коробки к главным передачам ведущих мостов, между главными передачами среднего и заднего ведущих мостов, от полуосей к передним ведущим и управляемым колесам, от главной передачи к ведущим колесам с независимой подвеской. Карданная передача может также применяться в приводе от коробки отбора мощности к вспомогательным механизмам (лебедка и др.) и для связи рулевого колеса с рулевым механизмом [3].

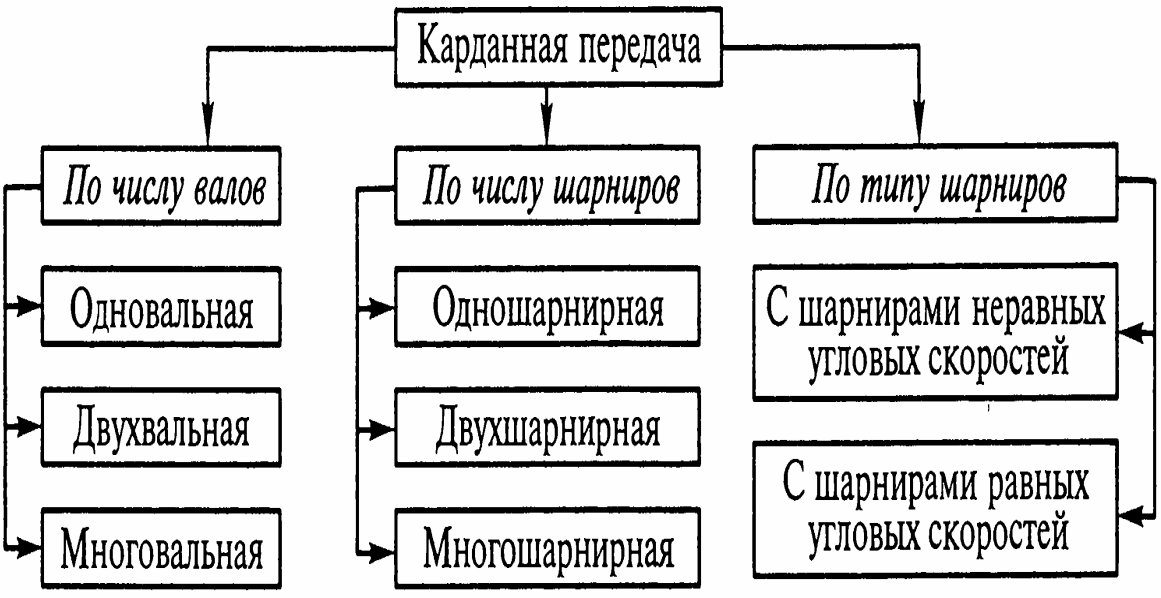


Рис. 5.1. Типы карданных передач, классифицированных по различным признакам

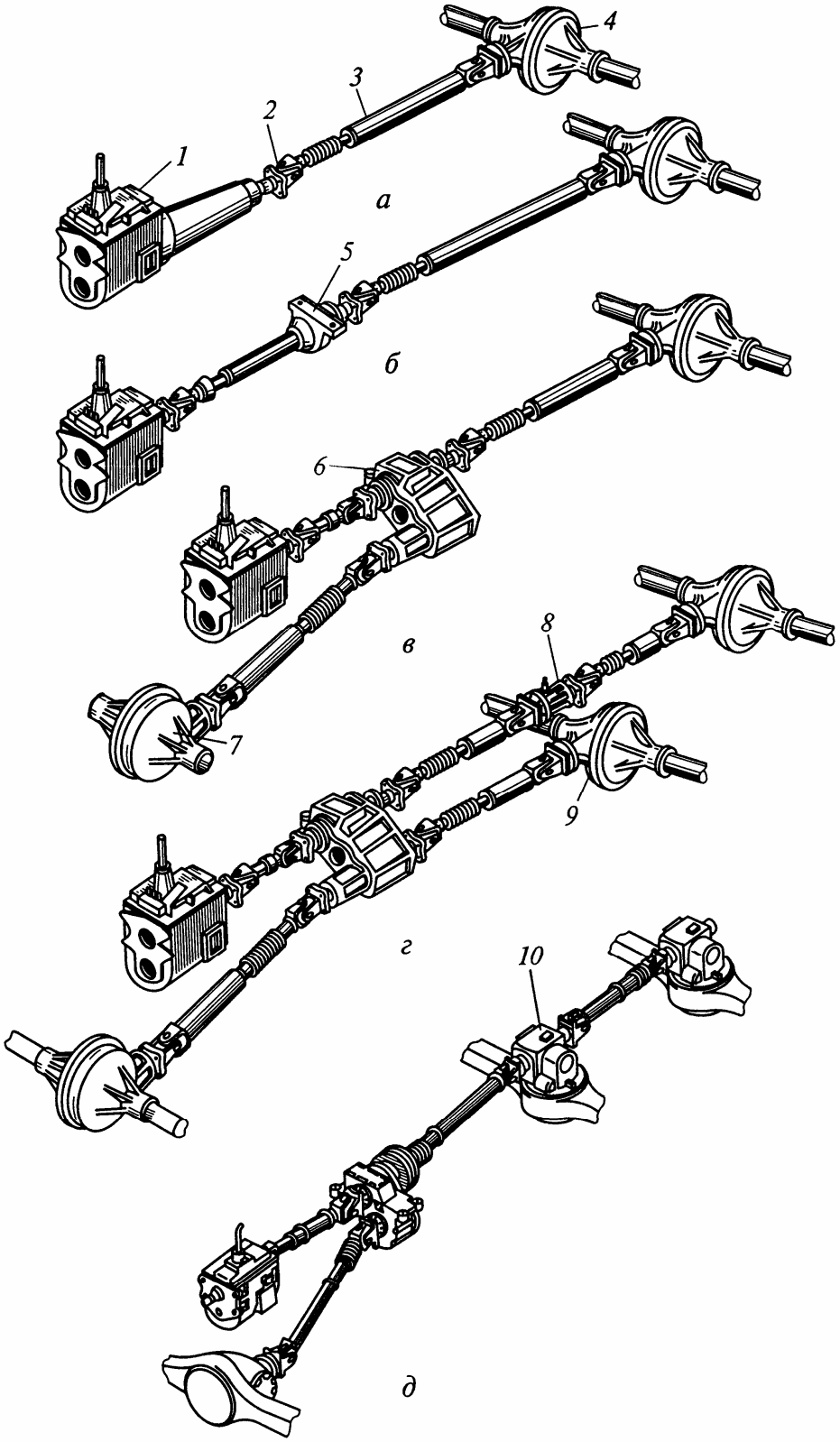


Рис. 5.2. Карданные передачи для автомобилей
с различными колесными формулами:
а, б – 4×2; в – 4×4; г, д – 6×6;
1 – коробка передач; 2 – карданный шарнир; 3 – карданный вал;
4, 7, 9 – ведущие мосты; 5,8 – промежуточные опоры; 6 – раздаточная
коробка; 10 – редуктор

Карданная передача легковых автомобилей ВАЗ (рис. 5.3). Карданная передача состоит из переднего 3 и заднего 7 карданных валов, двух карданных шарниров 6, эластичной муфты 1 и промежуточной опоры 4. Резиновая эластичная муфта соединяет вторичный вал коробки передач с передним карданным валом. Передний фланец 8 муфты установлен на шлицах вторичного вала 14 коробки передач и закреплен на нем гайкой 13, а задний фланец 9 муфты – на шлицах наконечника 11 переднего карданного вала. Шлицевое соединение наконечника и фланца компенсирует изменение длины карданной передачи при движении автомобиля. Оно смазывается через резьбовое отверстие с пробкой 12 и защищено манжетой 10. Передний 3 и задний 7 карданные валы изготовлены из тонкостенной стальной трубы. У переднего карданного вала с обоих концов приварены шлицевые наконечники, а у заднего карданного вала – вилки карданных шарниров. Задний наконечник переднего карданного вала установлен в шариковом подшипнике 22, размещенном в стальном корпусе, который завулканизирован в резиновой подушке промежуточной опоры 4. Резиновая подушка 15 привулканизирована к кронштейну промежуточной опоры, который крепится к поперечине 5, связанной с полом кузова автомобиля Форма резиновой подушки обеспечивает переднему карданному валу некоторое осевое перемещение в промежуточной опоре. Резиновая подушка поглощает также вибрации карданной передачи, возникающие при ее работе. На шлицах заднего наконечника переднего карданного вала закреплена вилка 16 карданного шарнира 6. Под передним карданным валом установлен кронштейн безопасности 2, исключающий падение вала при разрушении эластичной муфты 1 и тем самым повышающий безопасность движения автомобиля.

Задний карданный вал 7 соединяется с передним карданным валом и с ведущей шестерней главной передачи с помощью карданных шарниров 6. Карданный шарнир состоит из двух вилок 16 и 20, крестовины 21, игольчатых подшипников 18, а также манжет 19 и стопорных колец 17 деталей игольчатых подшипников.

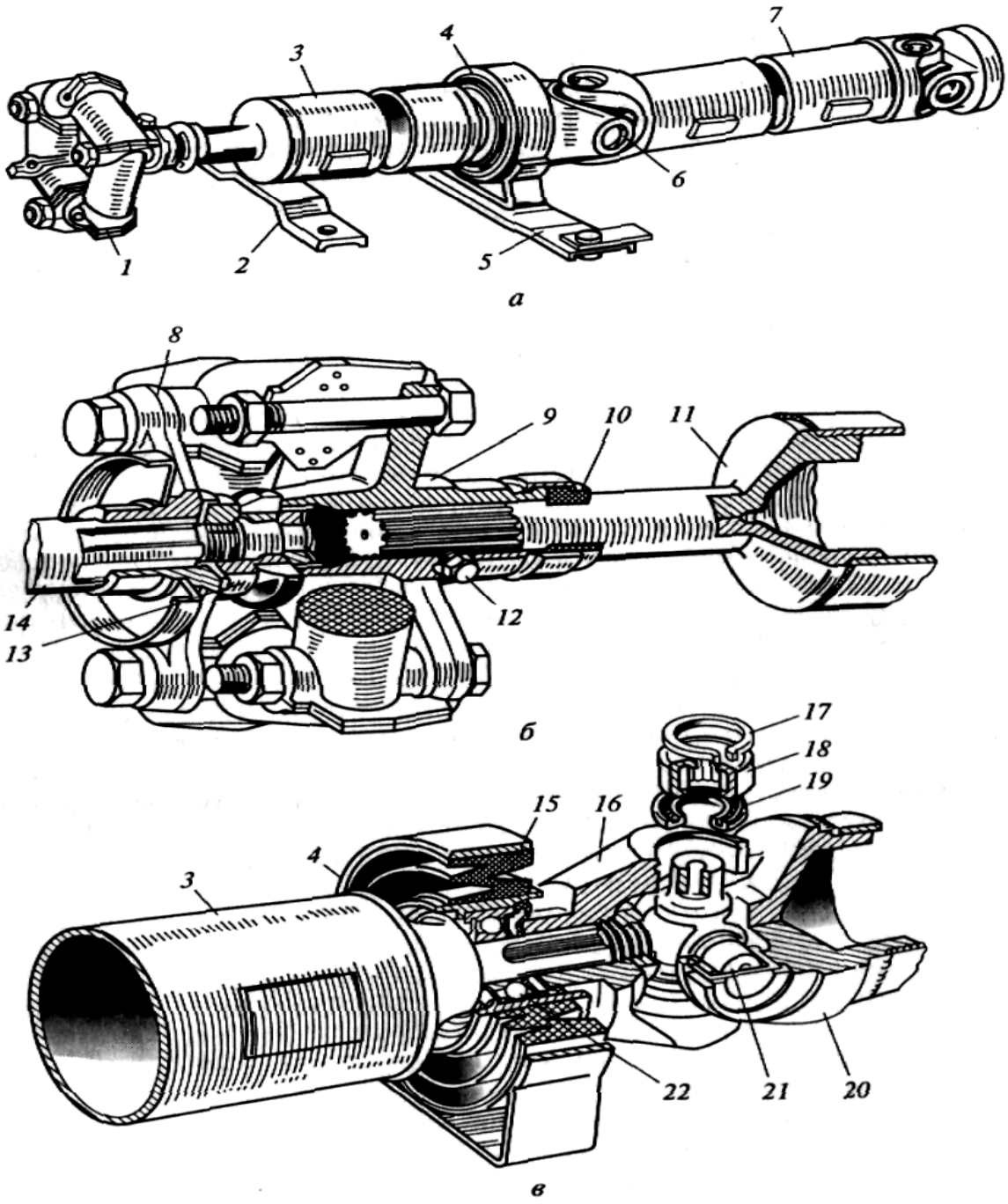


Рис. 5.3. Карданная передача легковых автомобилей ВАЗ:
а – общий вид; б – эластичная муфта; в – карданный шарнир и промежуточная опора; 1 – муфта; 2 – кронштейн; 3, 7 – карданные валы; 4 – промежуточная опора; 5 – поперечина; 6 – карданный шарнир; 8, 9 – фланцы; 10, 19 – манжеты; 11 – наконечник; 12 – пробка; 13 – гайка; 14 – нал; 15 – подушка; 16, 20 – вилки; 17 – стопорное кольцо; 18, 22 – подшипники; 21 – крестовина

Подшипники крестовины смазываются при сборке и во время эксплуатации не требуют дополнительного смазывания [3].

5.2. Карданные шарниры

Карданным шарниром, или карданом, называется подвижное соединение, обеспечивающее передачу вращения между валами, оси которых пересекаются под углом. В автомобилях применяются карданные шарниры неравных и равных угловых скоростей. Карданный шарнир неравных угловых скоростей (асинхронный) состоит из вилки 1 (рис. 5.5, а) ведущего вала, вилки 3 ведомого вала и крестовины 2, соединяющей вилки с помощью игольчатых подшипников. Вилка 3 может поворачиваться относительно оси ОО крестовины и одновременно с крестовиной поворачиваться относительно оси O_1O_1 при передаче вращения с ведущего вала на ведомый при изменяющемся угле γ между валами. Если ведущий вал повернется на некоторый угол α, то ведомый вал за это время повернется на какой-то другой угол β и соотношение между углами поворота валов будет:

$$\operatorname{tg}\alpha = \operatorname{tg}\beta \cos\gamma.$$

Следовательно, валы вращаются с разными скоростями ($\omega_1\,\omega_2$), а ведомый вал – еще и неравномерно. Неравномерность вращения валов тем больше, чем больше угол γ между валами. При этом неравномерное вращение валов вызывает дополнительную динамическую нагрузку на детали трансмиссии и увеличивает их изнашивание. Для устранения неравномерного вращения используют два карданных шарнира неравных угловых скоростей, которые устанавливают на концах карданного вала. При этом вилки карданных шарниров, соединенные с карданным валом, располагаются в одной плоскости. Тогда неравномерность вращения, создаваемая первым карданным шарниром, выравнивается вторым карданным шарниром, и ведомый вал вращается равномерно со скоростью ведущего вала. Карданные шарниры неравных угловых скоростей допускают передачу вращения при углах у между валами до 15...20° [3].

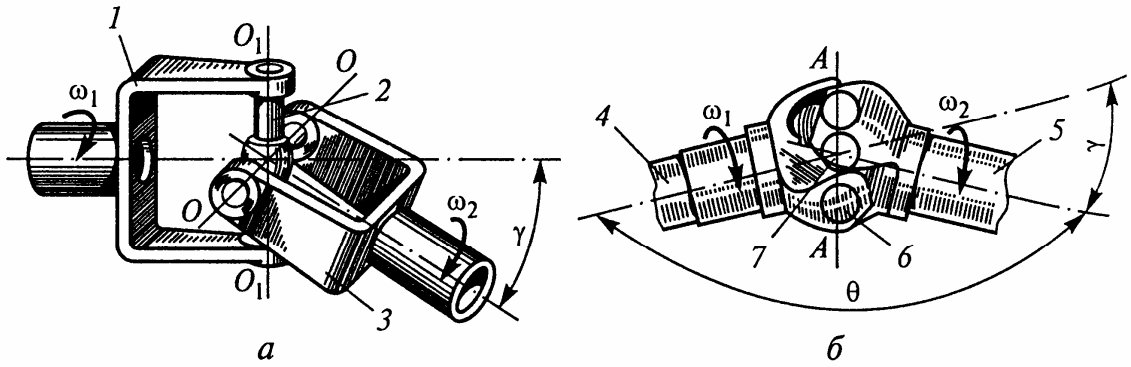


Рис. 5.5. Карданные шарниры:
а – неравных угловых скоростей; б – равных угловых скоростей;
1,3 – вилки;2 – крестовина; 4, 5 – валы; 6,1 – шарики; ω_1,ω_2 – угловые скорости ведущего и ведомого вала соответственно; γ – углы между валами

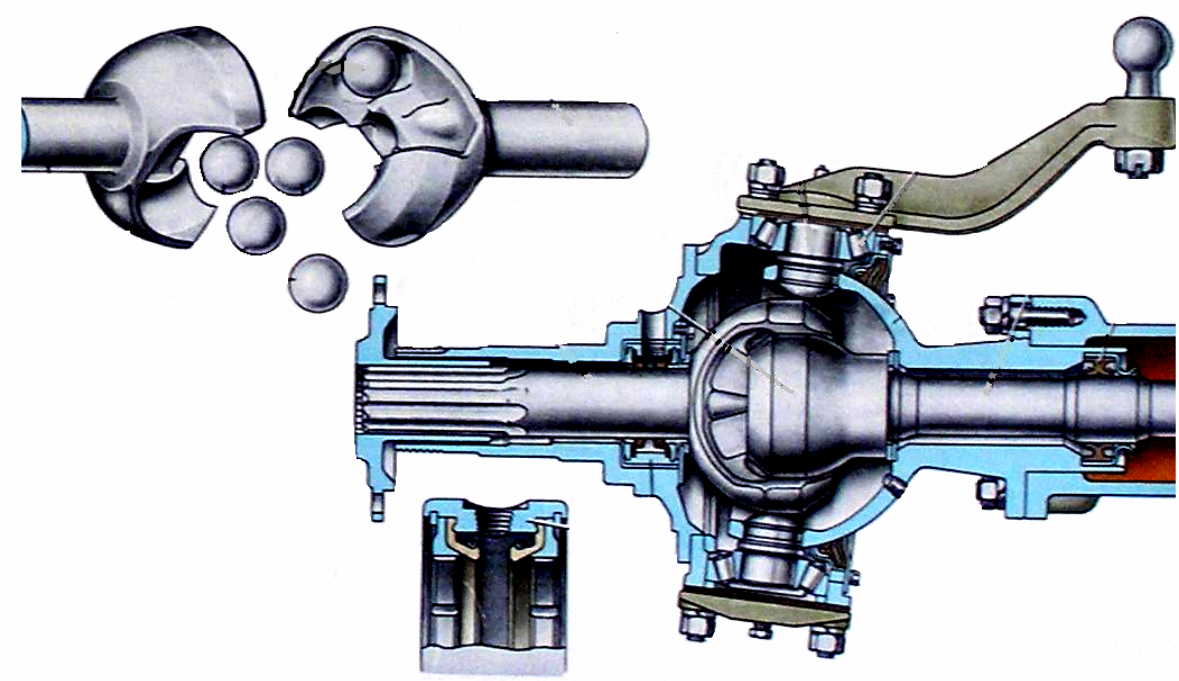


Рис. 5.6. Узел привода к передним ведущим колесам

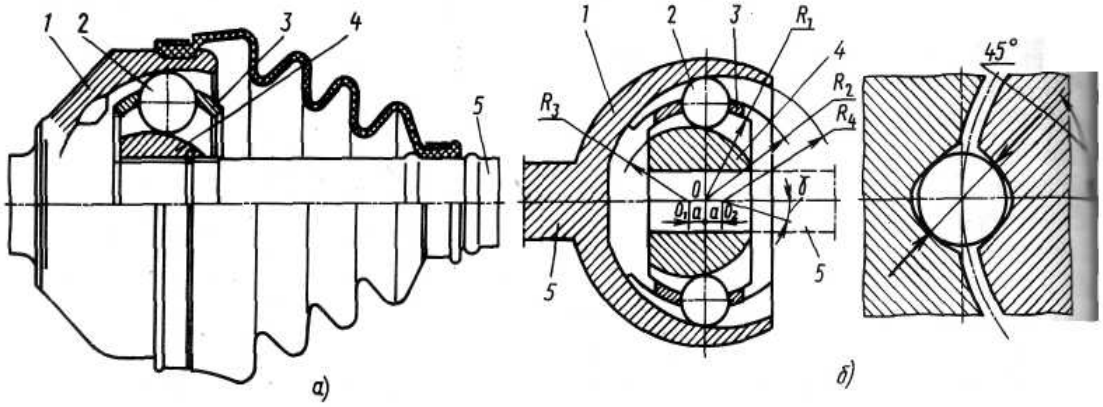


Рис. 5.7. Шестишариковый карданный (наружный) шарнир (типа «Бирфильд»):
а – конструкция; б – схемы;
1 – корпус; 2 – шарики; 3 – сепаратор; 4 – сферический кулак с радиусом R_1;
5 – вал

Карданные шарниры этого типа (рис. 5.7) обеспечивают угол между валами $\gamma = 45°$; КПД шарнира – 0,97...0,99. Шарнир устанавливается в карданной передаче переднеприводных легковых автомобилей на наружном конце карданного вала. При осевых перемещениях шарики не перекатываются, а скользят, что снижает КПД шарнира. При передаче больших крутящих моментов используют восьмишариковый шарнир этого типа. Карданные шарниры этого типа (рис. 5.8) обеспечивают угол между валами $\gamma = 20°$. Шарнир устанавливается в кардан передачи переднеприводных легковых автомобилей на внутреннем конце карданного вала.

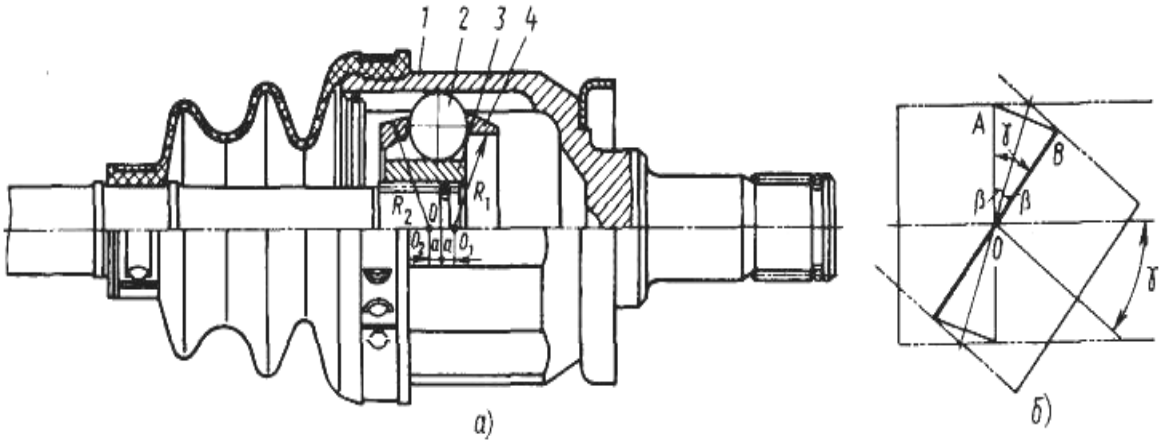


Рис. 5.8. Шестишариковый универсальный карданный (внутренний) шарнир:
а – конструкция; б – схема;
1 – корпус; 2– шарики; 3 – кулак; 4 – сепаратор

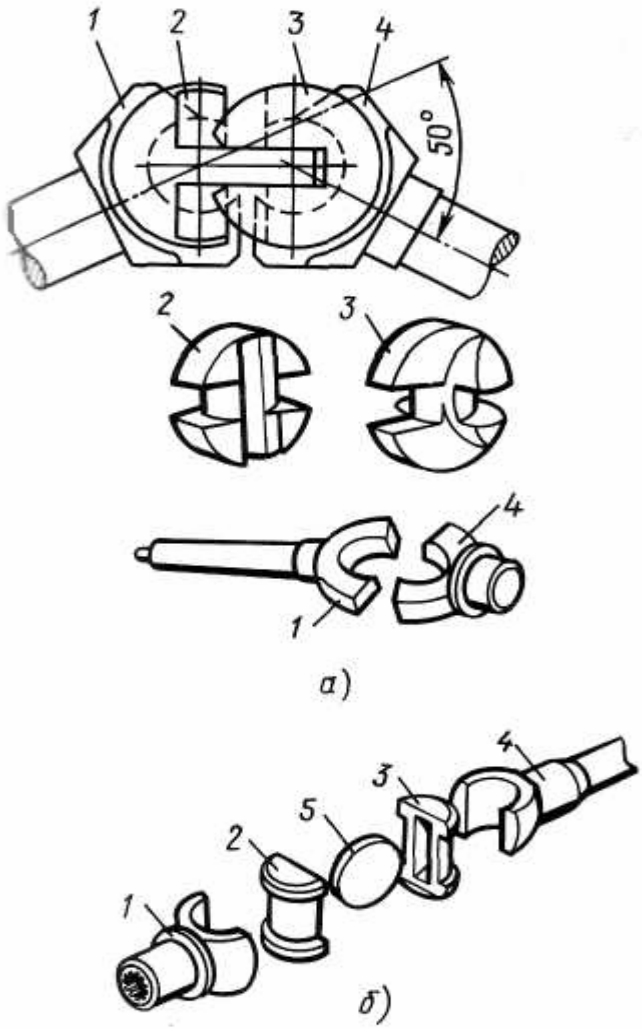


Рис. 5.9. Кулачковые карданные шарниры:
а – шарнир «Тракта»; б – кулачково-дисковый (КамАЗ, Урал, КрАЗ);
1, 4 – штампованные вилки; 2, 3 – фасонные кулачки; 5 – диск

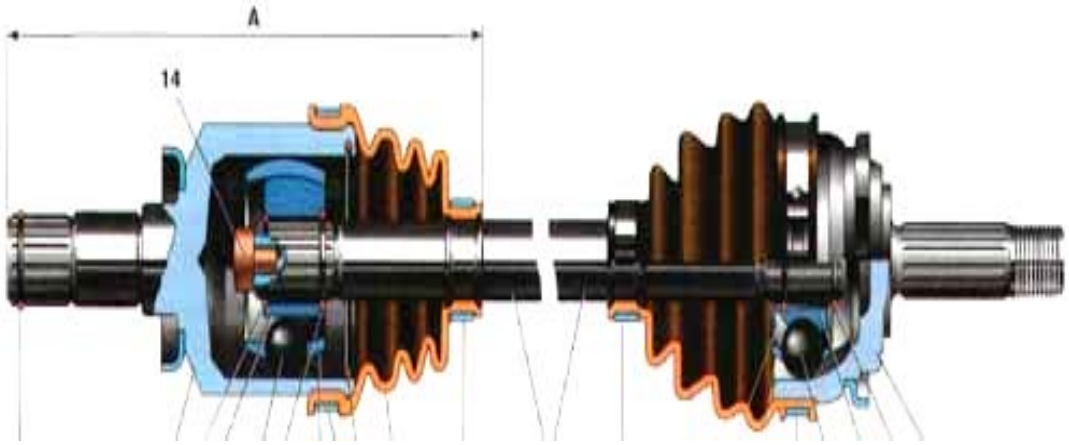


Рис. 5.10. Привод переднего колеса переднеприводного легкового автомобиля. А – контрольный размер

КПД кулачковых шарниров ниже, чем других, т.к. для их элементов характерно трение скольжения. При эксплуатации шарниры нагреваются, возможно появление задиров. Карданные шарниры этого типа (рис. 5.9) обеспечивают угол между валами $\gamma = 45...50^{\circ}$.

6. МОСТЫ

6.1. Назначение и типы

Мостами автомобиля называются металлические балки с колесами. Мосты служат для установки колес и поддерживания несущей системы автомобиля (рамы, кузова). Ведущим называется мост с ведущими колесами, к которым подводится крутящий момент двигателя. На автомобилях ведущими мостами могут быть только передний, только средний и задний или одновременно все мосты. Наибольшее распространение получили задние ведущие мосты на автомобилях ограниченной проходимости с колесной формулой 4×2 и предназначенные для эксплуатации на дорогах с твердым покрытием и сухих грунтовых дорогах. Управляемым называется мост с ведомыми управляемыми колесами, к которым не подводится крутящий момент двигателя. Управляемыми на большинстве автомобилей являются передние мосты.

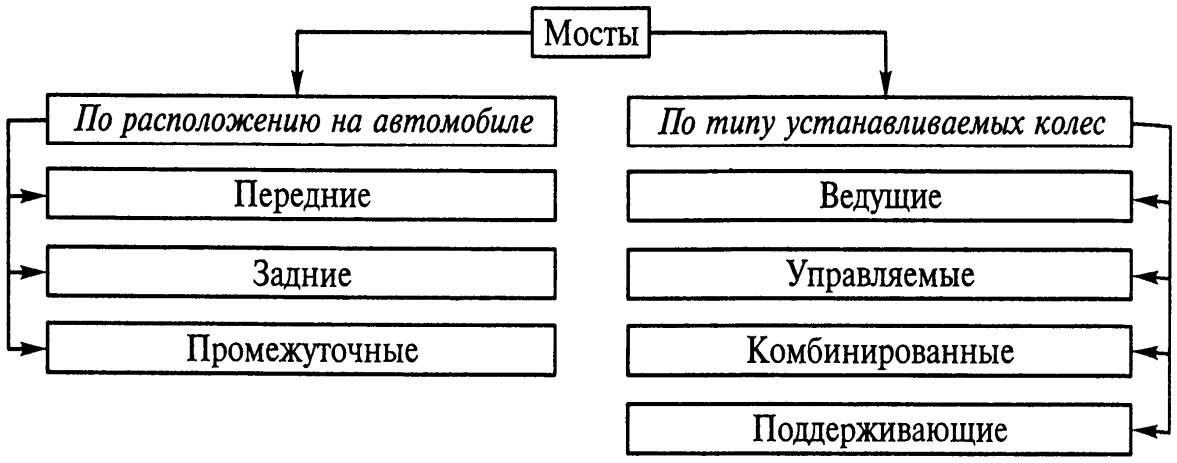


Рис. 6.1. Типы мостов автомобилей, классифицированных по различным признакам

Комбинированным называется мост с ведущими и управляемыми одновременно колесами. Комбинированные мосты применяются в качестве передних мостов в переднеприводных легковых автомобилях ограниченной проходимости, в полноприводных автомобилях повышенной проходимости и на автомобилях высокой проходимости, предназначенных для эксплуатации в тяжелых дорожных условиях. Поддерживающим называется мост с ведомыми колесами, которые не являются ни ведущими, ни управляемыми. Наибольшее применение поддерживающие мосты получили на прицепах и полуприцепах. Они применяются также на многоосных грузовых автомобилях и в качестве задних мостов на переднеприводных легковых автомобилях [3].

6.2. Ведущий мост

Этот мост представляет собой жесткую пустотелую балку, на концах которой на подшипниках установлены ступицы ведущих колес, а внутри размещены главная передача, дифференциал и полуоси. Картер разъемного ведущего моста (рис. 6.3, а) обычно отливают из ковкого чугуна, и он состоит из двух соединенных между собой частей 2 и 3, имеющих разъем в продольной вертикальной плоскости. Обе части картера имеют горловины, в которых запрессованы и закреплены стальные трубчатые кожухи 1 полуосей. К ним приварены опорные площадки 4 рессор и фланцы 5 для крепления опорных дисков колесных тормозных механизмов. Разъемные ведущие мосты применяются на легковых автомобилях, грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности.

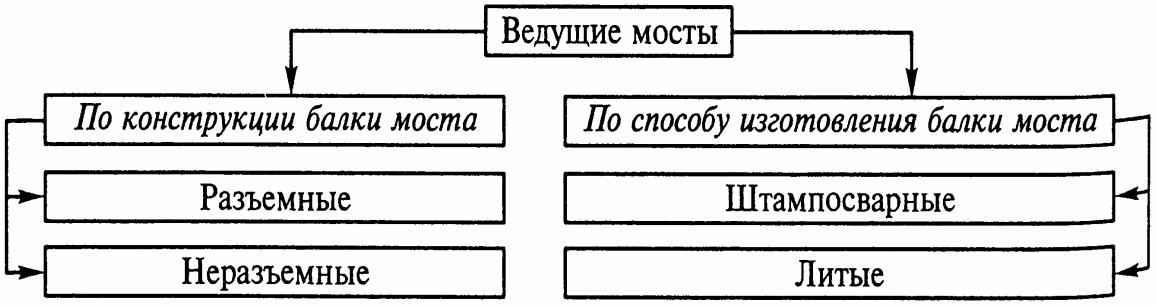


Рис. 6.2. Типы ведущих мостов, классифицированных по различным признакам

Картер неразъемного штампосварного ведущего моста (рис. 6.3, б) выполняется в виде цельной балки 9 с развитой центральной частью кольцевой формы. Балка имеет трубчатое сечение и состоит из двух штампованных стальных половин, сваренных в продольной плоскости. Средняя часть балки моста предназначена для крепления с одной стороны картера главной передачи и дифференциала, а с другой – для установки крышки. К балке моста приварены опорные чашки 7 пружин подвески колес, фланцы 6 для крепления опорных дисков тормозных механизмов и кронштейны 8 и 10 крепления деталей подвески. Неразъемные штампосварные ведущие мосты получили распространение на легковых автомобилях и грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности. Эти мосты при необходимой прочности и жесткости по сравнению с литыми неразъемными мостами имеют меньшие массу и стоимость изготовления. Неразъемный литой ведущий мост (рис. 6.3, в) изготавливают из ковкого чугуна или стали. Балка 13 моста имеет прямоугольное сечение. В полуосевые рукава запрессовываются

трубы 11 из легированной стали, на концах которых устанавливают ступицы колес. Фланцы 12 предназначены для крепления опорных дисков тормозных механизмов. Неразъемные литые ведущие мосты получили применение на грузовых автомобилях большой грузоподъемности. Такие мосты обладают высокой жесткостью и прочностью, но имеют большую массу и габаритные размеры. Неразъемные ведущие мосты более удобны в обслуживании, чем разъемные мосты, так как для доступа к главной передаче и дифференциалу не требуется снимать мост с автомобиля [4].

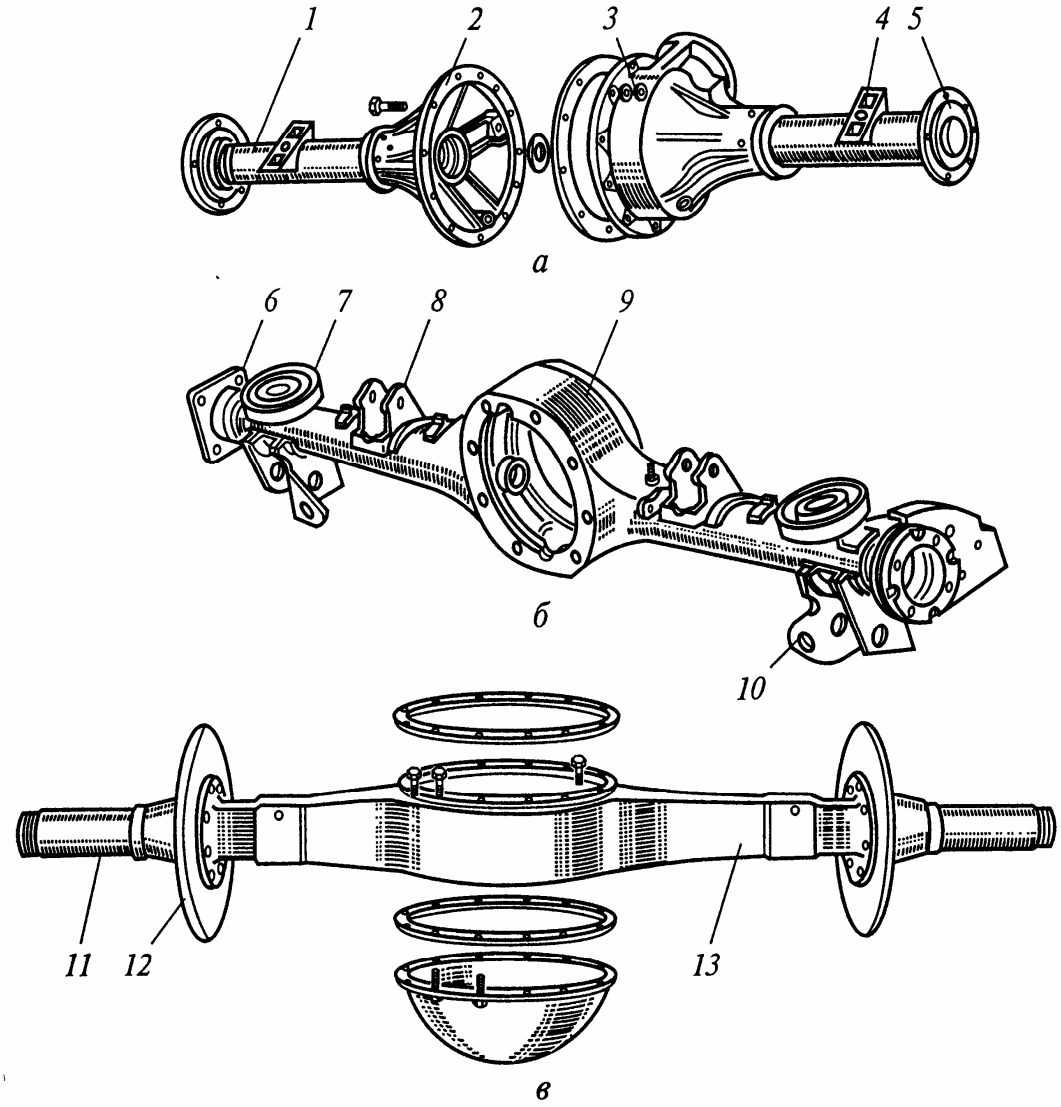


Рис. 6.3. Ведущие мосты:
а – разъемный; б, в – неразъемный;
1 – кожух; 2, 3 – части картера; 4 – площадка; 5, 6, 12 – фланцы; 7 – чашка;
8, 10 – кронштейны; 9, 13 – бачки; 11 – труба

6.3. Главная передача

Шестеренный механизм, повышающий передаточное число трансмиссии автомобиля, называется главной передачей. Главная передача служит для постоянного увеличения крутящего момента двигателя, подводимого к ведущим колесам, и уменьшения скорости их вращения до необходимых значений. Главная передача обеспечивает максимальную скорость движения автомобиля на высшей передаче и оптимальный расход топлива в соответствии с ее передаточным числом. Передаточное число главной передачи зависит от типа и назначения автомобиля, а также мощности и быстроходности двигателя. Величина передаточного числа главной передачи обычно составляет 6,5... 9,0 у грузовых автомобилей и 3,5... 5,5 у легковых автомобилей.

Одинарные главные передачи. Эти передачи состоят из одной пары шестерен [3].

Рис. 6.4. Типы главных передач

Цилиндрическая главная передача применяется в переднеприводных легковых автомобилях при поперечном расположении двигателя и размещается в общем картере с коробкой передач и сцеплением (рис. 3.5). Ее передаточное число равно 3,5...4,2, а шестерни могут быть прямозубыми, косозубыми и шевронными. Цилиндрическая главная передача имеет высокий КПД – не менее 0,98, уменьшает дорожный просвет у автомобиля, но и более шумная. Коническая главная передача (рис. 6.5, а) применяется на легковых автомобилях и грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности. Оси ведущей 1 и ведомой 2 шестерен в конической главной передаче лежат в одной плоскости и пересекаются, а шестерни выполнены со спиральными зубьями. Передача имеет повышенную прочность зубьев шестерен, небольшие размеры и позволяет снизить центр тяжести автомобиля. КПД конической главной передачи со спиральным зубом 0,97...0,98. Передаточные числа конице-

ских главных передач 3,5...4,5 у легковых автомобилей и 5... 7 у грузовых автомобилей и автобусов [3].

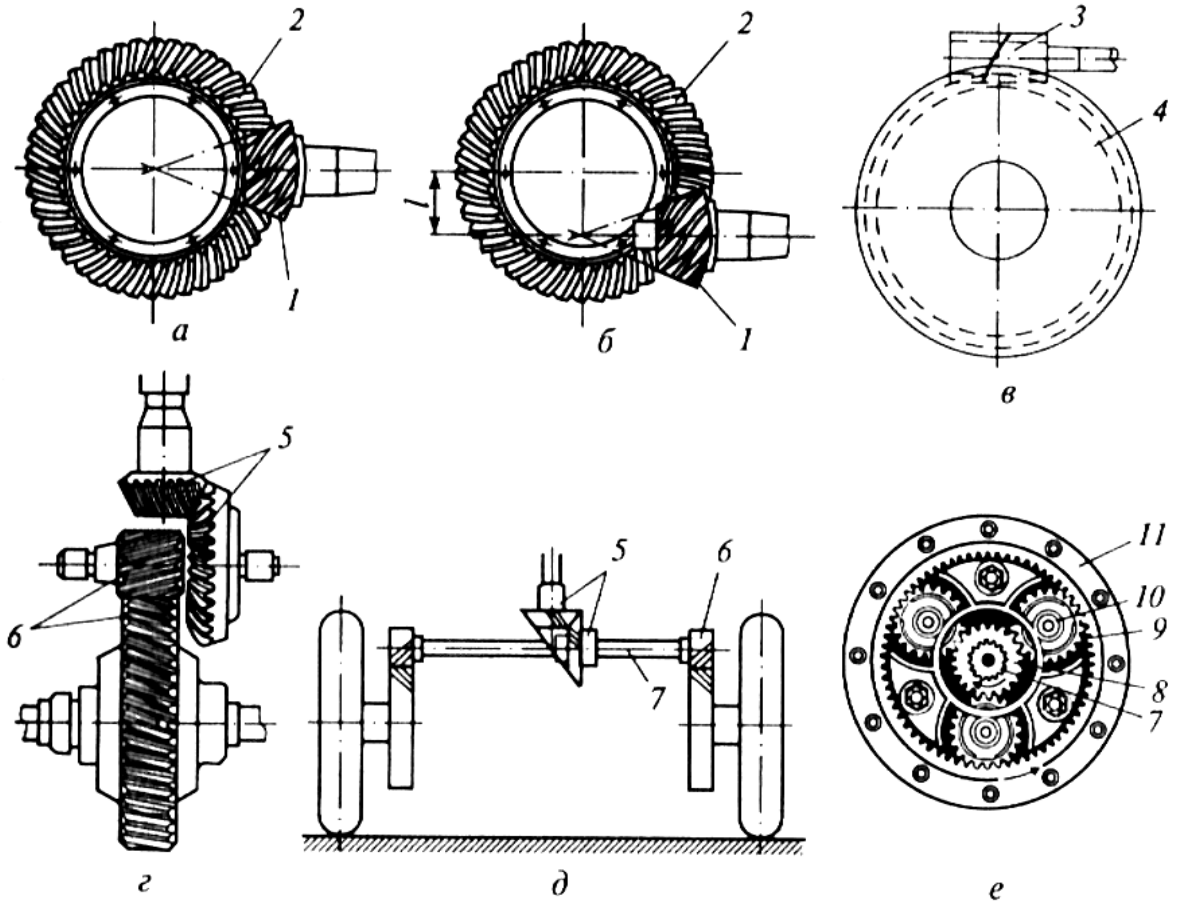


Рис. 6.5. Главные передачи:
а, б, в – одинарные; г, д – двойные; е – редуктор;
1 – ведущая шестерня; 2 – ведомая шестерня; 3 – червяк; 4 – червячная шестерня; 5 – конические шестерни; 6– цилиндрические шестерни;
7 – полуось; 8– солнечная шестерня; 9 – сателлит; 10– ось;
11 – коронная шестерня

Гипоидная главная передача (рис. 6.5, б) имеет широкое применение на легковых и грузовых автомобилях. Оси ведущей 1 и ведомой 2 шестерен гипоидной главной передачи в отличие от конической не лежат в одной плоскости и не пересекаются, а перекрещиваются. Передача может быть с верхним или нижним гипоидным смещением 1. Гипоидная главная передача с верхним смещением используется на многоосных автомобилях, так как вал ведущей шестерни должен быть проходным, а на переднеприводных автомобилях – исходя из условий компоновки. Главная передача с нижним гипоидным смещением широко применяется на легковых автомобилях. Передаточные числа гипоидных главных передач легковых автомобилей 3,5...4,5, а грузовых автомобилей и автобусов 5...7. Гипоидная главная передача по сравнению с другими более прочная и бесшумная, имеет высокую плавность зацепления, малогабаритная и ее можно применять на грузовых авто-

мобилях вместо двойной главной передачи. Она имеет КПД, равный 0,96...0,97. При нижнем гипоидном смещении имеется возможность ниже расположить карданную передачу и снизить центр тяжести автомобиля, повысив его устойчивость. Однако гипоидная главная передача требует высокой точности изготовления, сборки и регулировки. Она также требует из-за повышенного скольжения зубьев шестерен применения специального гипоидного масла с сернистыми, свинцовыми, фосфорными и другими присадками, образующими на зубьях шестерен прочную масляную пленку.

Червячная главная передача (рис. 6.5, в) может быть с верхним или нижним расположением червяка 3 относительно червячной шестерни 4, имеет передаточное число 4...5 и в настоящее время используется редко. Ее применяют на некоторых многоосных многоприводных автомобилях. По сравнению с другими типами червячная главная передача меньше по размерам, более бесшумна, обеспечивает плавное зацепление и минимальные динамические нагрузки. Однако передача имеет наименьший КПД (0,9...0,92) и по трудоемкости изготовления и применяемым материалам (оловянистая бронза) является самой дорогостоящей [3].

6.4. Двойные главные передачи

Эти передачи применяются на грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности, на полноприводных трехосных автомобилях и автобусах для увеличения передаточного числа трансмиссии, чтобы обеспечить передачу большого крутящего момента. КПД двойных главных передач находится в пределах 0,93...0,96. Двойные главные передачи имеют две зубчатые пары и обычно состоят из пары конических шестерен со спиральными зубьями и пары цилиндрических шестерен с прямыми или косыми зубьями. Наличие цилиндрической пары шестерен позволяет не только увеличить передаточное число главной передачи, но и повысить прочность и долговечность конической пары шестерен.

В центральной главной передаче (рис. 6.5, г) коническая и цилиндрическая пары шестерен размещены в одном картере в центре ведущего моста. Крутящий момент от конической пары через дифференциал подводится к ведущим колесам автомобиля.

В разнесенной главной передаче (рис. 6.5, д) коническая пара шестерен 5 находится в картере в центре ведущего моста, а цилиндрические шестерни 6 – в колесных редукторах. При этом цилиндрические шестерни соединяются полуосями 7 через дифференциал с конической парой шестерен. Крутящий момент от конической пары через дифференциал и полуоси 7 подводится к колесным редукторам. Широкое

применение в разнесенных главных передачах получили однорядные планетарные колесные редукторы. Такой редуктор (рис. 6.5, ё) состоит из прямозубых шестерен – солнечной 8, коронной 11 и трех сателлитов 9. Солнечная шестерня приводится во вращение через полуось 7 и находится в зацеплении с тремя сателлитами, свободно установленными на осях 10, жестко связанных с балкой моста. Сателлиты входят в зацепление с коронной шестерней 11, прикрепленной к ступице колеса. Крутящий момент от центральной конической пары шестерен 5 к ступицам ведущих колес передается через дифференциал полуоси 7, солнечные шестерни 8, сателлиты 9 и коронные шестерни 11. При разделении главной передачи на две части уменьшаются нагрузки на полуоси и детали дифференциала, а также уменьшаются размеры картера и средней части ведущего моста. В результате увеличивается дорожный просвет и тем самым повышается проходимость автомобиля. Однако разнесенная главная передача более сложна, имеет большую металлоемкость, дорогостояща и трудоемка в обслуживании [3].

6.5. Дифференциал

Механизм трансмиссии, распределяющий крутящий момент двигателя между ведущими колесами и ведущими мостами автомобиля, называется дифференциалом. Дифференциал служит для обеспечения ведущим колесам разной скорости вращения при движении автомобиля по неровным дорогам и на поворотах. Разная скорость вращения ведущим колесам, проходящим разный путь на поворотах и неровных дорогах, необходима для их качения без скольжения и буксования. В противном случае повысится сопротивление движению автомобиля, увеличатся расход топлива и износ шин. В зависимости от типа и назначения автомобилей на них применяются различные типы дифференциалов (рис. 6.6). Дифференциал, распределяющий крутящий момент двигателя между ведущими колесами автомобиля, называется межколесным. Дифференциал, который распределяет крутящий момент двигателя между ведущими мостами автомобиля, называется межосевым.

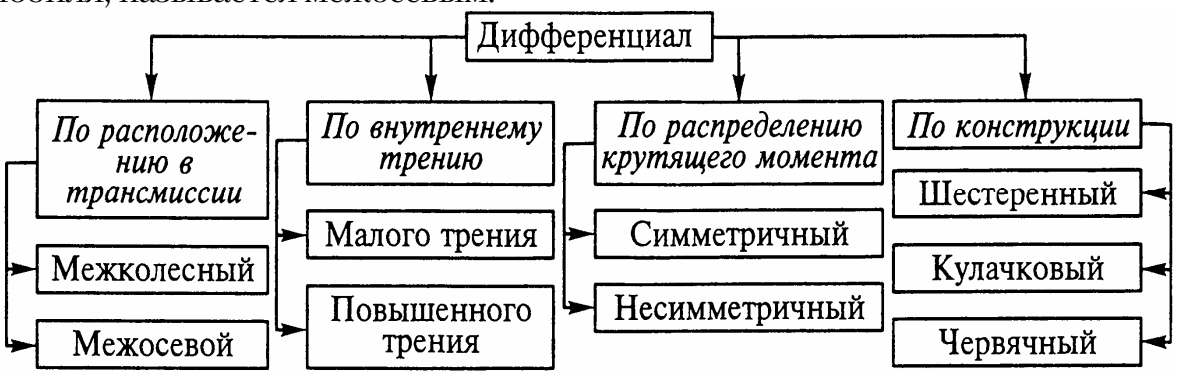


Рис. 6.6. Типы дифференциалов, классифицированных по различным признакам

На большинстве автомобилей применяются конические дифференциалы, симметричные и малого трения.

Симметричный дифференциал распределяет поровну крутящий момент. Его передаточное число равно единице ($u_a = 1$), т.е. полуосевые шестерни 3 и 4 (рис. 6.7, а, б) имеют одинаковые диаметры и равное число зубьев. Симметричные дифференциалы применяются на автомобилях обычно в качестве межколесных и реже – межосевых, когда необходимо распределять крутящий момент поровну между ведущими мостами.

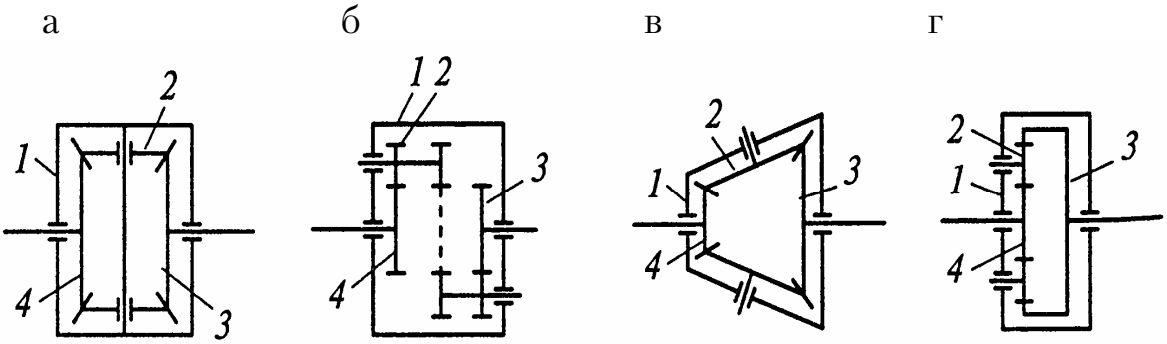


Рис. 6.7 – Кинематические схемы шестеренных дифференциалов:
а, б – симметричных; в, г – несимметричных;
1 – корпус; 2– сателлит; 3, 4 – шестерни

Несимметричный дифференциал распределяет не поровну крутящий момент. Его передаточное число не равно единице, но постоянно ($m_д \neq 1 = \text{const}$), т.е. полуосевые шестерни 3 и 4 имеют неодинаковые диаметры и разное число зубьев. Несимметричные дифференциалы применяют, как правило, в качестве межосевых, когда необходимо распределять крутящий момент пропорционально нагрузкам, приходящимся на ведущие мосты.

Межколесный конический симметричный дифференциал (рис. 6.7, а) состоит из корпуса 1, сателлитов 2, полуосевых шестерен 3 и 4, которые соединены полуосями с ведущими колесами автомобиля. Дифференциал легкового автомобиля имеет два свободно вращающихся сателлита, установленных на оси, закрепленной в корпусе дифференциала, а у грузового автомобиля – четыре сателлита, размещенных на шипах крестовины, также закрепленной в корпусе дифференциала.

При прямолинейном движении автомобиля по ровной дороге (рис. 6.8, а) ведущие колеса одного моста проходят одинаковые пути, встречают одинаковое сопротивление движению и вращаются с одной и той же скоростью. При этом корпус дифференциала, сателлиты и полуосевые шестерни вращаются как одно целое. В этом случае сателлиты 3 не вращаются вокруг своих осей, заклинивают полуосевые шестерни 4 и на оба ведущих колеса передаются одинаковые крутящие моменты.

При повороте автомобиля (рис. 6.8, б) внутреннее по отношению к центру поворота колесо встречает большее сопротивление движению, чем наружное колесо, вращается медленнее, а вместе с ним замедляет свое вращение полуосевая шестерня внутреннего колеса. При этом сателлиты 3 начинают вращаться вокруг своих осей и ускоряют вращение полуосевой шестерни наружного колеса. В результате ведущие колеса вращаются с разными скоростями, что и необходимо при движении на повороте. При движении автомобиля по неровной дороге ведущие колеса также встречают различные сопротивления и проходят разные пути. В соответствии с этим дифференциал обеспечивает им разную скорость вращения и качения без проскальзывания и буксования. Одновременно с изменением скоростей вращения происходит изменение крутящего момента на ведущих колесах. При этом крутящий момент уменьшается на колесе, вращающемся с большей скоростью. Так как симметричный дифференциал распределяет крутящий момент на ведущих колесах поровну, то в этом случае на колесе с меньшей скоростью вращения момент тоже уменьшается и становится равным моменту на колесе с большей скоростью вращения. В результате суммарный крутящий момент и тяговая сила на ведущих колесах падают, а тяговые свойства и проходимость автомобиля ухудшаются.

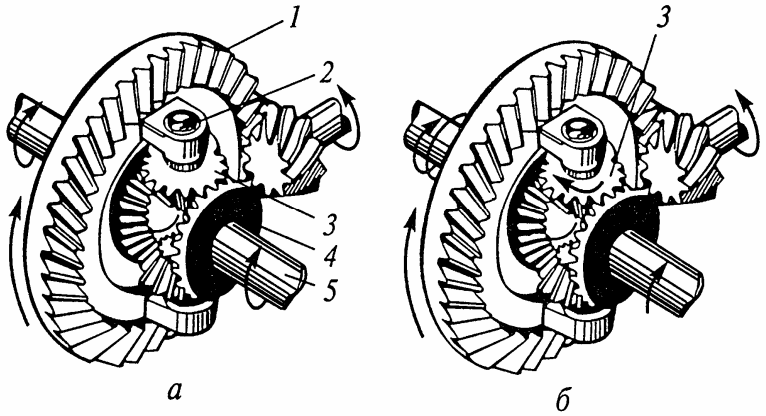


Рис. 6.8. Работа дифференциала при движении автомобиля:
а – по прямой; б – на повороте;
1, 4 – шестерни; 2 – корпус; 3 – сателлит; 5 – полуось

Особенно это проявляется, когда одно из ведущих колес попадает на скользкий участок дороги, а другое находится на твердой сухой дороге. Если суммарного крутящего момента будет недостаточно для движения автомобиля, то автомобиль остановится. При этом колесо на сухой твердой дороге будет неподвижным, а колесо на скользкой дороге – буксовать. Для устранения этого недостатка применяют принудительную блокировку (выключение) дифференциала, жестко соединяя одну из полуосей с корпусом дифференциала. При заблокированном дифференциале крутящий момент, подводимый к колесу с

лучшим сцеплением, увеличивается. В результате создается большая суммарная тяговая сила на обоих ведущих колесах автомобиля. При этом суммарная тяговая сила увеличивается на 20...25 % во время движения в реальных дорожных условиях. Конический симметричный дифференциал является дифференциалом малого трения, так как имеет небольшое внутреннее трение. Трение в дифференциале повышает проходимость автомобиля, так как оно позволяет передавать больший крутящий момент на небуксующее колесо и меньший – на буксующее, что может предотвратить буксование. При этом суммарная тяговая сила на ведущих колесах достигает максимального значения. Однако в дифференциале малого трения увеличение суммарной тяговой силы на ведущих колесах составляет всего 4...6 %, что также не способствует повышению тяговых свойств и проходимости автомобиля. Конический симметричный дифференциал малого трения прост по конструкции, имеет небольшие размеры и массу, высокие КПД и надежность. Он обеспечивает хорошие управляемость и устойчивость, уменьшает изнашивание шин и расход топлива. Этот дифференциал также называется простым дифференциалом. Межосевой дифференциал распределяет крутящий момент между главными передачами ведущих мостов многоприводных автомобилей. Дифференциал устанавливается в раздаточной коробке или в приводе главных передач. Межосевой дифференциал исключает циркуляцию мощности в трансмиссии автомобиля, которая очень сильно нагружает трансмиссию, особенно при движении по ровной дороге. В качестве межосевых на автомобилях применяются и конические, и цилиндрические дифференциалы.

Кулачковые (сухарные) дифференциалы могут быть с горизонтальным (рис. 6.9, а) или радиальным (рис. 6.9. б) расположением сухарей. Сухари 3 размещаются в один или два ряда в отверстиях обоймы 2 корпуса 1 дифференциала между полуосевыми звездочками 4 и 5, которые установлены на шлицах полуосей. Сухари в дифференциале выполняют роль сателлитов. При прямолинейном движении автомобиля по ровной дороге сухари неподвижны относительно обоймы и полуосевых звездочек.

Своими концами они упираются в профилированные кулачки полуосевых звездочек и расклинивают их. Все детали дифференциала вращаются как одно целое, и оба ведущих колеса автомобиля вращаются с одинаковыми скоростями. При движении автомобиля на повороте или по неровной дороге сухари перемещаются в отверстиях обоймы и обеспечивают ведущим колесам автомобиля разную скорость вращения без проскальзывания и буксования. Кулачковые дифферен-

циалы являются дифференциалами повышенного трения, так как имеют значительное внутреннее трение, которое позволяет передавать больший крутящий момент на небуксующее колесо и меньший на буксующее колесо. При этом суммарная тяговая сила на ведущих колесах автомобиля достигает максимального значения. Так, за счет повышенного внутреннего трения суммарная тяговая сила на ведущих колесах увеличивается на 10... 15 %, что способствует повышению тяговых свойств и проходимости автомобиля. Кулачковые дифференциалы относительно просты по конструкции и имеют небольшую массу. Они широко применяются на автомобилях повышенной и высокой проходимости.

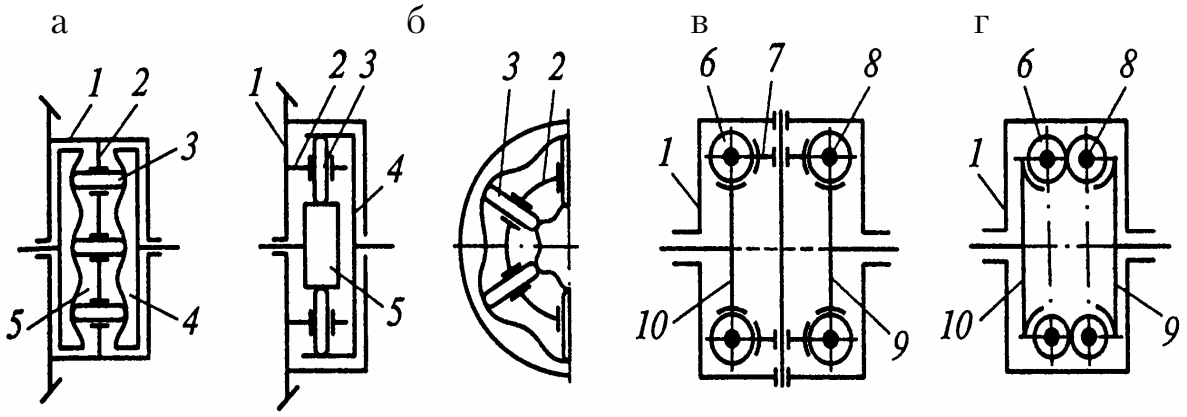


Рис. 6.9. Кинематические схемы кулачковых (а, б) и червячных (в, г) дифференциалов:
1 – корпус; 2 – обойма; 3 – сухарь; 4, 5 – звездочки; 6, 8 – червяки; 7 – сателлит; 9, 10 – шестерни

Червячные дифференциалы могут быть с сателлитами или без сателлитов. В червячном дифференциале с сателлитами (рис. 6.9, в) крутящий момент от корпуса 1 дифференциала через червячные сателлиты 7 и червяки 6 и 8 передается полуосевым червячным шестерням 9 и 10, которые установлены на шлицах полуосей, связанных с ведущими колесами автомобиля. При прямолинейном движении автомобиля по ровной дороге корпус, сателлиты, червяки и полуосевые шестерни вращаются как одно целое. При движении автомобиля на повороте и по неровностям дороги разная скорость вращения ведущих колес обеспечивается за счет относительного вращения сателлитов, червяков и полуосевых шестерен. В червячном дифференциале без сателлитов (рис. 6.9, г) полуосевые червячные шестерни 9 и 10 находятся в зацеплении с червяками 6 и 8, которые находятся также в зацеплении между собой. Крутящий момент от корпуса 1 дифференциала передается полуосевым шестерням 9 и 10 через червяки. Червячные дифференциалы обладают повышенным внутренним трением, которое увеличивает суммарную тяговую силу на ведущих колесах автомобиля на 10...15 %.

Это способствует повышению тяговых свойств и проходимости автомобиля. Однако червячные дифференциалы наиболее сложные по конструкции. Они самые дорогостоящие из всех дифференциалов, так как их сателлиты и полуосевые шестерни изготавливают из оловянистой бронзы. В связи с этим в настоящее время червячные дифференциалы на автомобилях применяются очень редко [3].

6.6. Полуоси

Валы трансмиссии, соединяющие дифференциал с колесами ведущего моста автомобиля, называются полуосями. Полуоси служат для передачи крутящего момента двигателя от дифференциала к ведущим колесам.

Фланцевая полуось (рис. 6.11, а) представляет собой вал, который изготовлен за одно целое с фланцем 2. Фланец находится на наружном конце полуоси и служит для крепления ступицы или диска колеса. Внутренний конец 1 полуоси имеет шлицы для соединения с полуосевой шестерней дифференциала. Фланцевые полуоси получили наибольшее применение.

Бесфланцевая полуось (рис. 6.11, б) представляет собой вал, наружный и внутренний концы которого имеют шлицы. Шлицы наружного конца 3 предназначены для установки фланца крепления полуоси со ступицей колеса, а шлицы внутреннего конца 1 – для связи с полуосевой шестерней дифференциала. При движении автомобиля, кроме крутящего момента, полуоси могут быть нагружены изгибающими моментами от сил, действующих на ведущие колеса при прямолинейном движении на повороте, при торможении, заносе и т.п. Нагруженность полуосей зависит от способа их установки в балке ведущего моста.

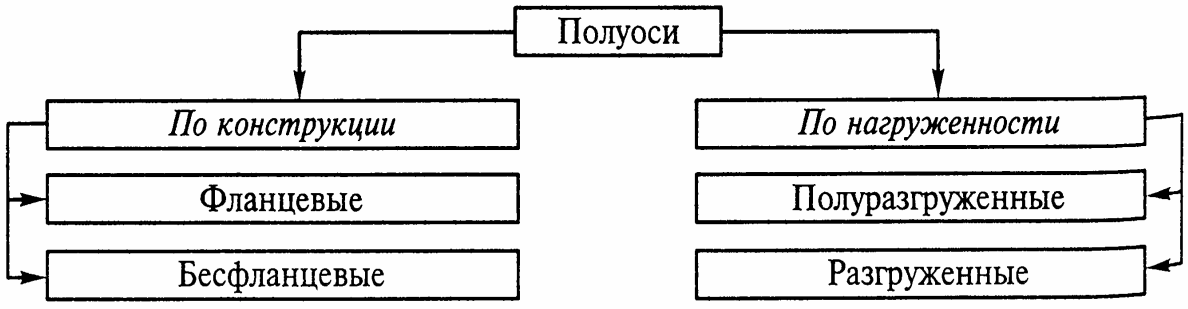


Рис. 6.10. Типы полуосей, классифицированных по различным признакам

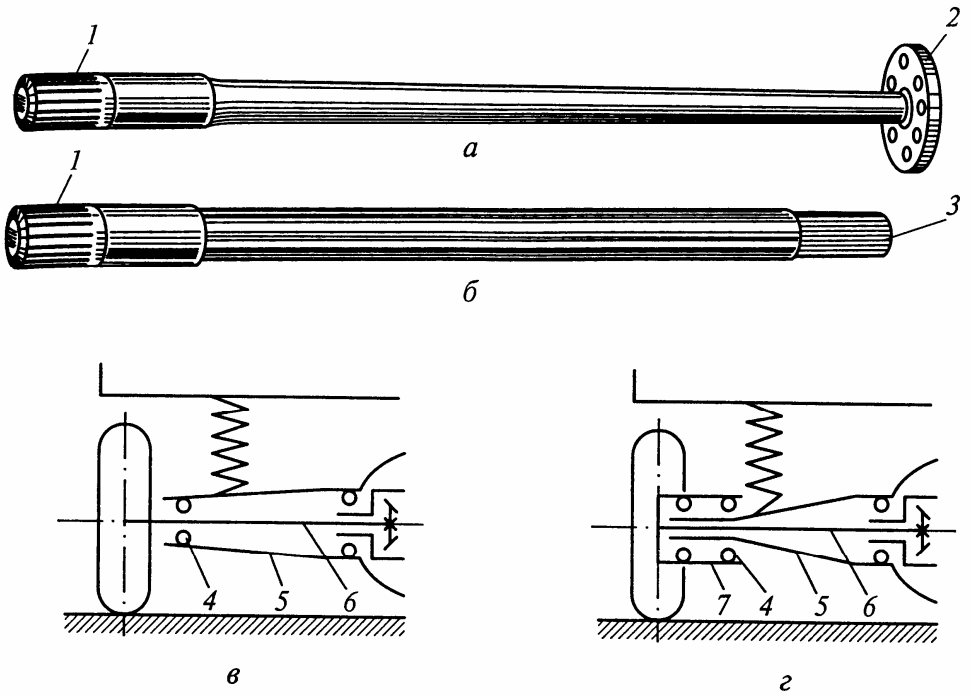


Рис. 6.11. Полуоси:
а – фланцевая; б – бесфланцепая; в – полуразгруженная; г – разгруженная; 1, 3 – шлицевые концы; 2 – фланец; 4 – подшипник; 5 – балка; 6 – полуось; 7 – ступица

Полуразгруженная полуось 6 (рис. 6.11, в) наружным концом опирается на подшипник 4, установленный в балке 5 заднего моста. Полуось не только передает крутящий момент на ведущее колесо и работает на скручивание, но и воспринимает изгибающие моменты в вертикальной и горизонтальной плоскостях от сил, действующих на ведущее колесо при движении автомобиля. Полуразгруженные полуоси применяются в задних ведущих мостах легковых автомобилей и грузовых автомобилей малой грузоподъемности.

Разгруженная полуось 6 (рис. 6.11, г) имеет ступицу 7 колеса, установленную на балке 5 моста на двух подшипниках 4. В результате все изгибающие моменты воспринимаются балкой моста, а полуось передает только крутящий момент, работая на скручивание. Разгруженные полуоси применяются в ведущих мостах автобусов и грузовых автомобилей средней и большой грузоподъемности [3].

6.7. Конструкции ведущих мостов

Задний мост легкового автомобиля ВАЗ (рис. 6.12) выполнен в виде цельной балки 7 с развитой центральной частью кольцевой формы. Балку моста сваривают из двух стальных штампованных половин. С одной стороны к средней части балки моста приварена крышка 12, в

которой имеется маслоналивное отверстие с резьбовой пробкой, а с другой – прикреплен болтами картер 16 главной передачи и дифференциала.

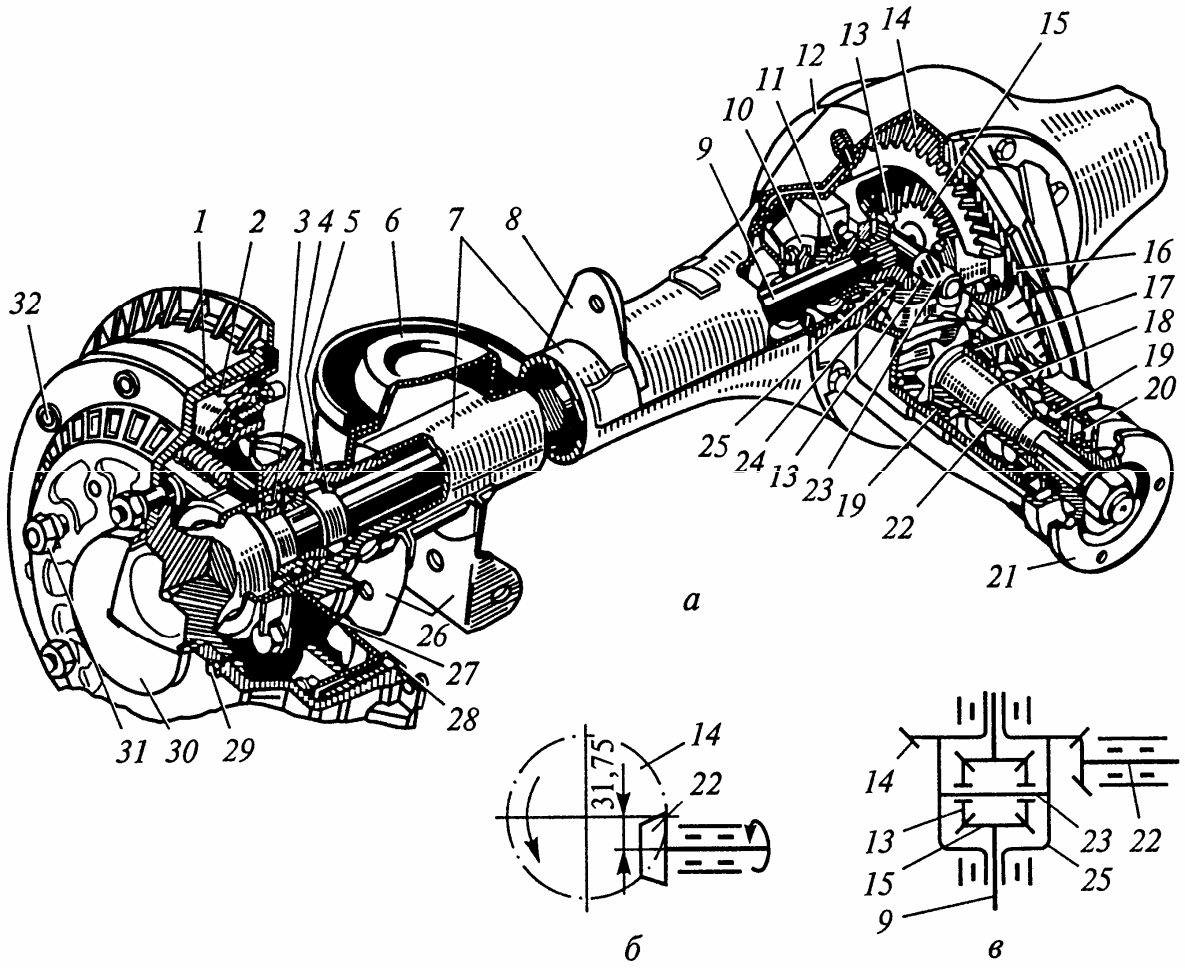


Рис. 6.12. Задний ведущий мост легковых автомобилей ВАЗ:
а – общий вид; б, в – схемы главной передачи и дифференциала;
1 – тормозной барабан; 2, 17 – кольца; 3, 11, 19 – подшипники;
4, 21 – фланцы; 5, 20 – манжеты; 6 – чашка; 7 – балка; 8, 26 – кронштейны;
9 – полуось; 10, 31 – гайки; 12– крышка; 13 – сателлит; 14, 15, 22– шестерни;
16– картер; 18 – втулка; 23– ось; 24– шайба; 25– корпус; 27– пластина;
28– щит; 29– болт; 30 – колпак; 32 – окно

По обоим концам балки приварены стальные кованые фланцы 4 для крепления тормозных щитов 28 тормозных механизмов. К балке заднего моста также приварены опорные чашки 6 пружин задней подвески и кронштейны 8 и 26 крепления деталей подвески. В заднем мосту размещаются главная передача, дифференциал и полуоси. В задний мост заливается трансмиссионное масло. Внутренняя полость моста сообщается с атмосферой через сапун, который исключает повышение давления внутри моста и предотвращает попадание воды внутрь моста при преодолении водных преград. Шестеренная главная передача, одинарная, гипоидная. Передаточное число главной передачи 4,3.

Главная передача имеет одну пару конических шестерен со спиральным зубом. Оси шестерен не пересекаются, а перекрещиваются и лежат на некотором расстоянии (ось ведущей шестерни ниже оси ведомой), т.е. имеют гипоидное смещение. Благодаря гипоидному смещению уменьшается высота расположения карданной передачи и пола кузова, вследствие чего повышается комфортабельность автомобиля, несколько снижается его центр тяжести и повышается устойчивость. Кроме того, гипоидная главная передача имеет повышенные прочность и долговечность, а также обеспечивает плавное зацепление шестерен и бесшумность работы. Ось ведущей шестерни 22 смещена вниз на 31,75 мм относительно оси ведомой шестерни 14. Ведущая шестерня 22, изготовленная вместе с валом, на котором закреплен фланец 21, установлена в картере 16 на двух конических роликовых подшипниках 19, уплотненных манжетой 20. Между подшипниками находится распорная втулка 18, обеспечивающая правильную затяжку подшипников. Ведомая шестерня 14 прикреплена болтами к корпусу 25 дифференциала. Правильное положение ведущей шестерни относительно ведомой обеспечивается регулировочным кольцом 17. На автомобиле применяется конический межколесный дифференциал, симметричный, двухсателлитный, малого трения. Он распределяет крутящий момент поровну между ведущими колесами автомобиля. Корпус 25 дифференциала установлен в подшипниках 11. Затяжка подшипников и зацепление зубьев ведущей 22 и ведомой 14 шестерен главной передачи регулируются регулировочными гайками 10. Внутри корпуса дифференциала закреплена ось 23 с двумя сателлитами 13. Сателлиты находятся в постоянном зацеплении с шестернями 15 полуосей, которые соединены с шлицевыми концами полуосей 9 и имеют опорные шайбы 24. Все шестерни дифференциала выполнены прямозубыми. На автомобиле применяются полуразгруженные полуоси. Они передают крутящий момент и воспринимают изгибающие моменты в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Полуось 9 выполнена в виде сплошного вала. Внутренний конец полуоси имеет шлицы, а наружный – фланец. Полуось внутренним концом связана с шестерней 15, находящейся в корпусе 25 дифференциала. Наружный конец полуоси установлен в подшипнике 3, который размещен во фланце 4 балки моста и уплотнен манжетой. К фланцу полуоси крепится болтами 29 тормозной барабан 1 и гайками 31 колесо с шиной, а также декоративный колпак 30. От смещения полуось удерживается специальной пластиной 27, фиксирующей подшипник 3. Пластина вместе с тормозным щитом 28 прикреплена к фланцу 4 балки моста.

Задний ведущий мост грузовых автомобилей ЗИЛ (рис. 6.13) имеет неразъемную стальную балку 18, к концам которой приварены наконечники 32. В центре балки прикреплен картер 19 главной передачи и дифференциала. Главная передача – двойная центральная.

Она имеет две пары шестерен – коническую со спиральными зубьями и цилиндрическую с косыми зубьями. Ведущая коническая шестерня 16 с валом установлена в двух конических роликовых подшипниках 7 и 10 в отдельном корпусе 14, прикрепленном к картеру на регулировочных прокладках 15. Между подшипниками размещены распорная втулка 8 и два регулировочных кольца 9. Подшипники затянуты гайкой 12, которая одновременно крепит фланец 13 карданного шарнира и упорную шайбу. Корпус 14 уплотнен манжетой 11.

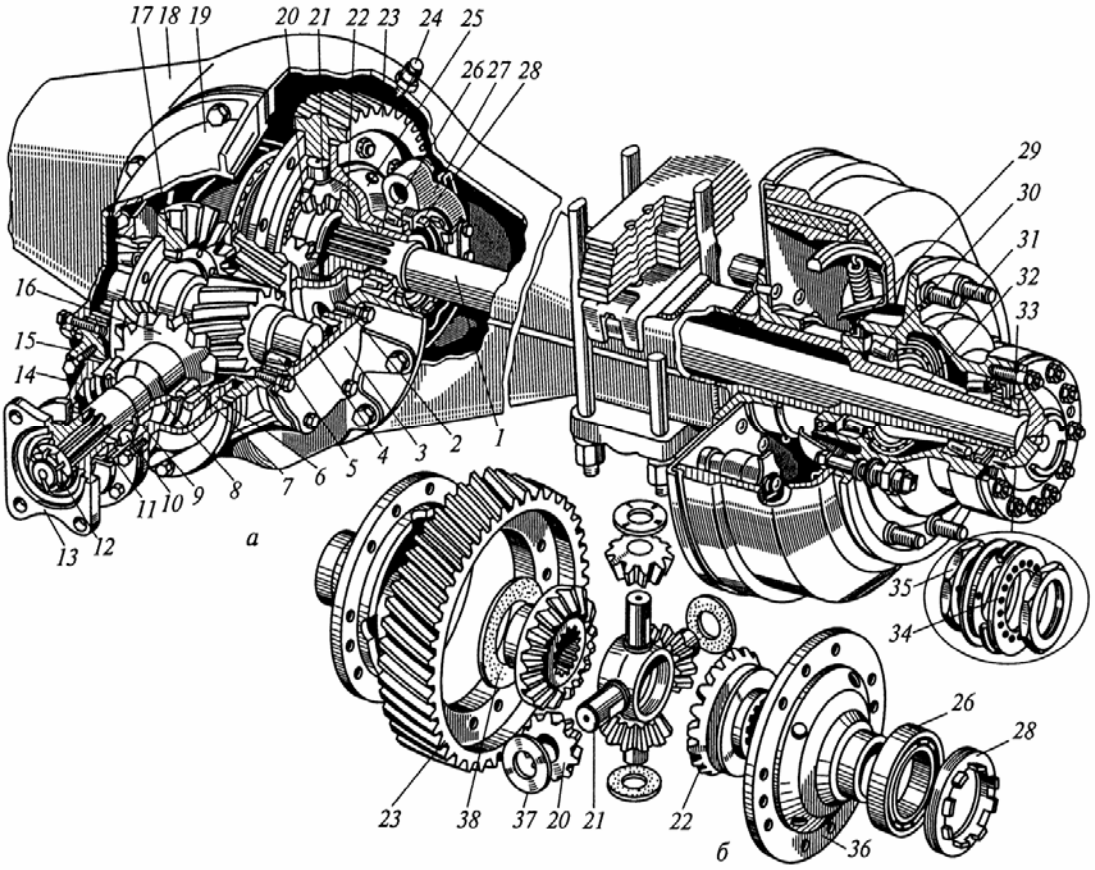


Рис. 6.13 – Задний ведущий мост грузовых автомобилей ЗИЛ:
1 – полуоси; 2 – прокладки; 3 – крышки; 4 – поперечный вал;
5, 7, 10, 26, 30 – роликовые подшипники; 6 – каналы; 8 – распорная втулка;
9 – регулировочные кольца; 11 – манжета; 12 – гайка; 13 – фланец;
14 – корпус; 15 – регулировочные прокладки; 16 – ведущая коническая шестерня; 17 – ведомая коническая шестерня; 18 – балка; 19 – картер;
20 – сателлиты; 21 – крестовина; 22 – полуосевые шестерни; 23 – ведомая цилиндрическая шестерня; 24 – сапун; 25 – корпус дифференциала;
27 – крышки; 28, 35 – гайки; 29, 34 – манжеты; 31 – ступицы;
32 – наконечники; 33 – контргайка; 36 – половины дифференциала;
37 – опорные шайбы

Ведомая коническая шестерня 17 прикреплена к фланцу поперечного вала 4, изготовленного за одно целое с ведущей цилиндрической шестерней. Вал установлен в картере на двух конических роликовых подшипниках 5, под крышками 3 которых находятся регулировочные прокладки. Ведомая цилиндрическая шестерня 23 прикреплена к корпусу 25 дифференциала, установленного в картере на двух роликовых подшипниках 26. Подшипники дифференциала закреплены в картере крышками 27 и зафиксированы регулировочными гайками 28. Дифференциал конический, симметричный, малого трения. Корпус дифференциала разъемный и состоит из двух половин 36, между которыми размещена крестовина 21 с четырьмя сателлитами 20. Сателлиты находятся в зацеплении с полуосевыми шестернями 22, установленными на шлицах внутренних концов полуосей 1. Под сателлитами и полуосевыми шестернями размещены опорные шайбы 37 и 38. Полуоси фланцевые, разгруженные. Фланцы наружных концов полуосей прикреплены к ступицам 31 ведущих колес автомобиля, каждая из которых установлена на наконечнике балки моста на двух конических роликовых подшипниках 30. Подшипники ступиц колес закреплены гайкой 35, стопорным кольцом и контргайкой 33. Ступица колеса и подшипники уплотнены манжетами 29 и 34. В картер моста заливают жидкое трансмиссионное масло, которое поступает к подшипникам ведущей конической шестерни 16 по каналам 6, отлитым в картере. Внутренняя полость картера через сапун 24 сообщается с окружающей средой. Затяжка подшипников ведущей конической шестерни 16 регулируется кольцами 9 и гайкой 12, а зацепление конических шестерен – прокладками 15 и перестановкой прокладок 2. Прокладками 2 также регулируют затяжку подшипников поперечного вала 4. Подшипники дифференциала регулируют гайками 28, а подшипники ступиц колес автомобиля – гайками 35.

Задний ведущий мост грузовых автомобилей ЗИЛ с одинарной гипоидной главной передачей и блокируемым дифференциалом (рис. 6.14).

Ведущая шестерня 4 главной передачи вместе с валом установлена на трех подшипниках. Два роликовых конических подшипника размещены в специальном стакане, а цилиндрический роликовый подшипник – в перегородке картера 1. Регулировка затяжки конических подшипников производится распорной втулкой 3, установленной между ними. Ведомая шестерня 15 главной передачи приклепана к фланцу левой чашки дифференциала. Ее перемещение при пиковых нагрузках ограничивает опорный болт 2, ввернутый в катер и закрепленный контргайкой.

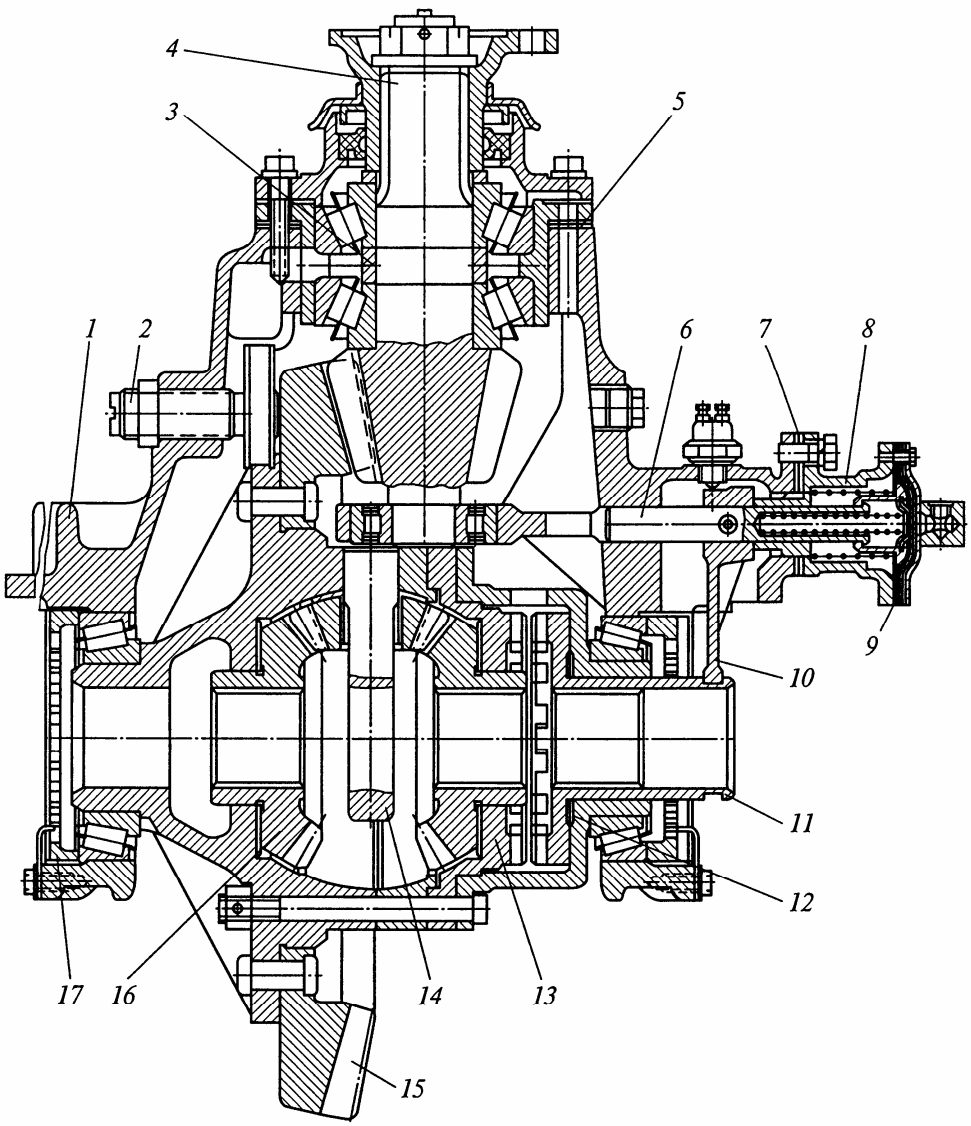


Рис. 6.14. Главная передача с блокируемым дифференциалом грузовых автомобилей ЗИЛ:
1 – картер; 2 – болт; 3 – втулка; 4, 15 – шестерни главной передачи; 5, 7 – прокладки; 6 – шток;8 – пневмокамера; 9 – диафрагма; 10 – вилка; 11, 13 –муфты; 12 –корпус;14 – крестовина;16 – полуосевая шестерня; 17 – гайка

Зазор между торцами ведомой шестерни и болта составляет 0,15...0,25 мм. Зацепление шестерен главной передачи регулируется прокладками 5. Дифференциал конический, симметричный, малого трения, четырехсателлитный, с блокировкой. Корпус дифференциала состоит из двух чашек, соединенных между собой болтами. В корпусе закреплена крестовина 14 с сателлитами, которые находятся в зацеплении с полуосевыми шестернями 16. Дифференциал установлен на двух конических роликовых подшипниках, затяжка которых производится регулировочными гайками 17. Дифференциал имеет механизм блокировки, который повышает проходимость и тяговые свойства

автомобиля. В механизм блокировки входят корпус 12 и муфта 13. Корпус крепится болтами к правой чашке дифференциала. Привод управления механизмом блокировки дифференциала пневматический. Управление механизмом производится клавишей, расположенной в кабине на панели приборов. При включении механизма блокировки дифференциала сжатый воздух из пневмосистемы автомобиля поступает в пневматическую камеру 8 и воздействует на диафрагму 9. Диафрагма перемещает шток 6 с вилкой 10 и муфтой 11 включения блокировки. В результате муфта 11 включения торцовыми зубьями соединяется с зубьями муфты 13 блокировки, и правая полуось с чашкой дифференциала блокируется. Зазор между торцами зубчатых муфт включения и блокировки, равный 1,5...2,5 мм, регулируется прокладками 7.

Полуоси заднего ведущего моста фланцевые, разгруженные. Они прикрепляются к ступицам ведущих колес автомобиля, которые устанавливаются на наконечниках балки моста на конических роликовых подшипниках.

Задний ведущий мост полноприводных грузовых автомобилей ГАЗ (рис. 6.15) состоит из неразъемной балки 21, к которой прикреплен картер 20 главной передачи и дифференциала. Главная передача – одинарная гипоидная, с нижним гипоидным смещением. Ведущая шестерня 19 главной передачи установлена в трех роликовых подшипниках – двух конических и цилиндрическом. Ведомая шестерня 18 главной передачи прикреплена к корпусу дифференциала, установленному в двух конических роликовых подшипниках, фиксируемых регулировочными гайками. Упорный болт 17 с бронзовой пластиной на конце исключает деформацию ведомой шестерни при больших нагрузках.

Дифференциал кулачковый, несимметричный, повышенного трения, самоблокирующийся. Корпус дифференциала разъемный и состоит из двух половин – чашки 1 и сепаратора 4, в котором размещены в два ряда в шахматном порядке сухари 2. Сухари упираются своими вершинами в выступы внутренней 6 и наружной 3 звездочек, установленных на шлицевых концах полуосей 5. Полуоси фланцевые, разгруженные. Полуось фланцем соединяется со ступицей 10 колеса автомобиля, установленной на двух конических роликовых подшипниках 9 на наконечнике 14 балки моста. Полуось уплотнена манжетой 16. Шланг 8, уплотнительная муфта 7, канал в полуоси 5, штуцер 11, наружная трубка 12 с крышкой 13 и кран 15 предназначены для подвода воздуха к ведущему колесу автомобиля, имеющему шину с регулируемым давлением. В ведущем мосту автомобиля регулируют зацепление шестерен главной передачи и затяжку подшипников.

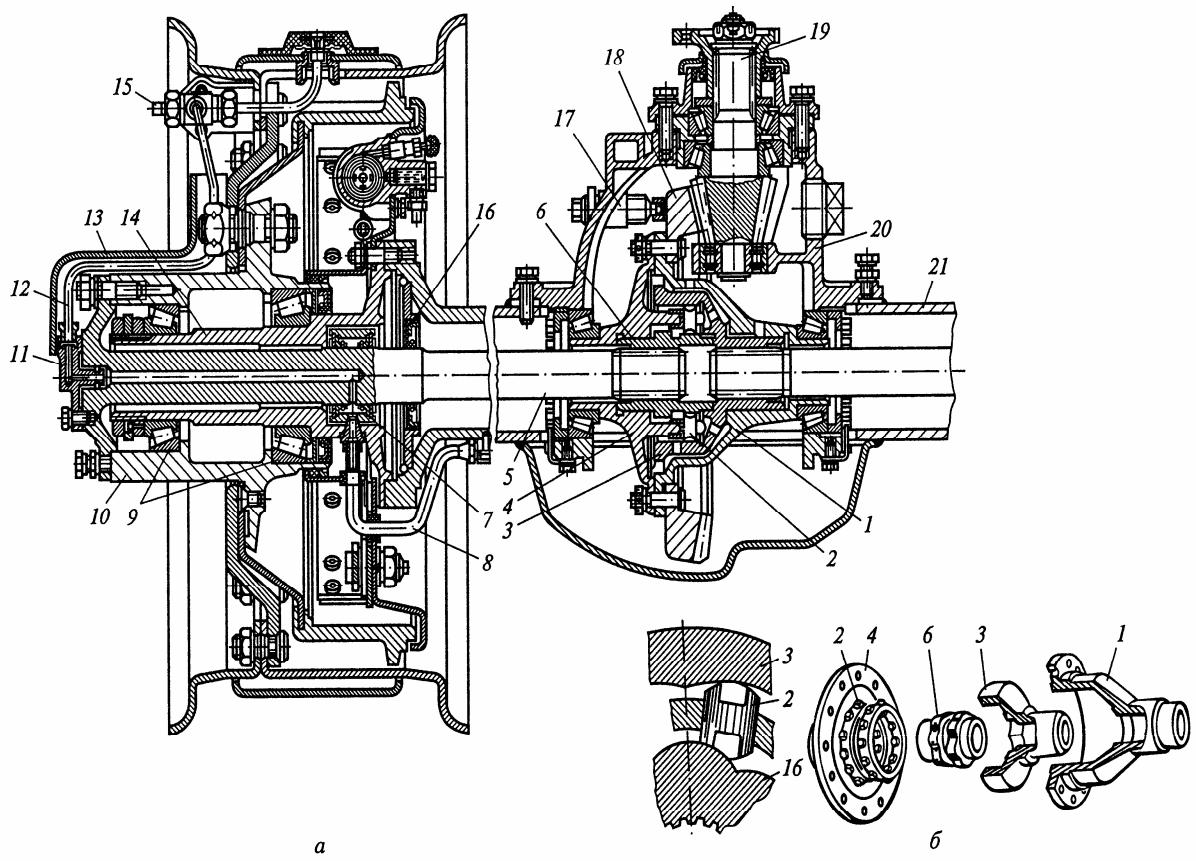


Рис. 6.15. Задний ведущий мост грузовых автомобилей ГАЗ повышенной проходимости:
а – продольный разрез; б – дифференциал; в– цветная вставка;
1 – чашка дифференциала; 2 – сухарь;3, 6 – звездочки; 4 – сепаратор;
5 – полуось; 7 – уплотнительнаямуфта;8 – шланг; 9 – подшипник;
10 – ступица; 11 – штуцер; 12 – трубка; 13 – крышка; 14 – наконечник;
15 – кран; 16 – манжета; 17 – упорный болт; 18, 19 – шестерни; 20 – картер;
21 – балка

Задний ведущий мост грузовых автомобилей КамАЗ (рис. 6.16) имеет стальную сварную балку 9, к которой приварены фланец для крепления картера 8 главной передачи и дифференциала, фланцы для крепления суппортов тормозных механизмов, цапфы ступиц колес, кронштейны крепления реактивных штанг и опоры рессор подвески. Главная передача двойная, центральная. Передача состоит из пары конических шестерен со спиральными зубьями и пары цилиндрических шестерен с косыми зубьями. Ведущая коническая шестерня главной передачи установлена на шлицах ведущего вала 5, а ведомая коническая шестерня 6 – на валу ведущей цилиндрической шестерни 7, которая выполнена как единое целое с валом, установленным на трех роликовых подшипниках. Ведомая цилиндрическая шестерня связана с корпусом 13 дифференциала, который установлен в картере главной передачи на двух конических роликовых подшипниках.

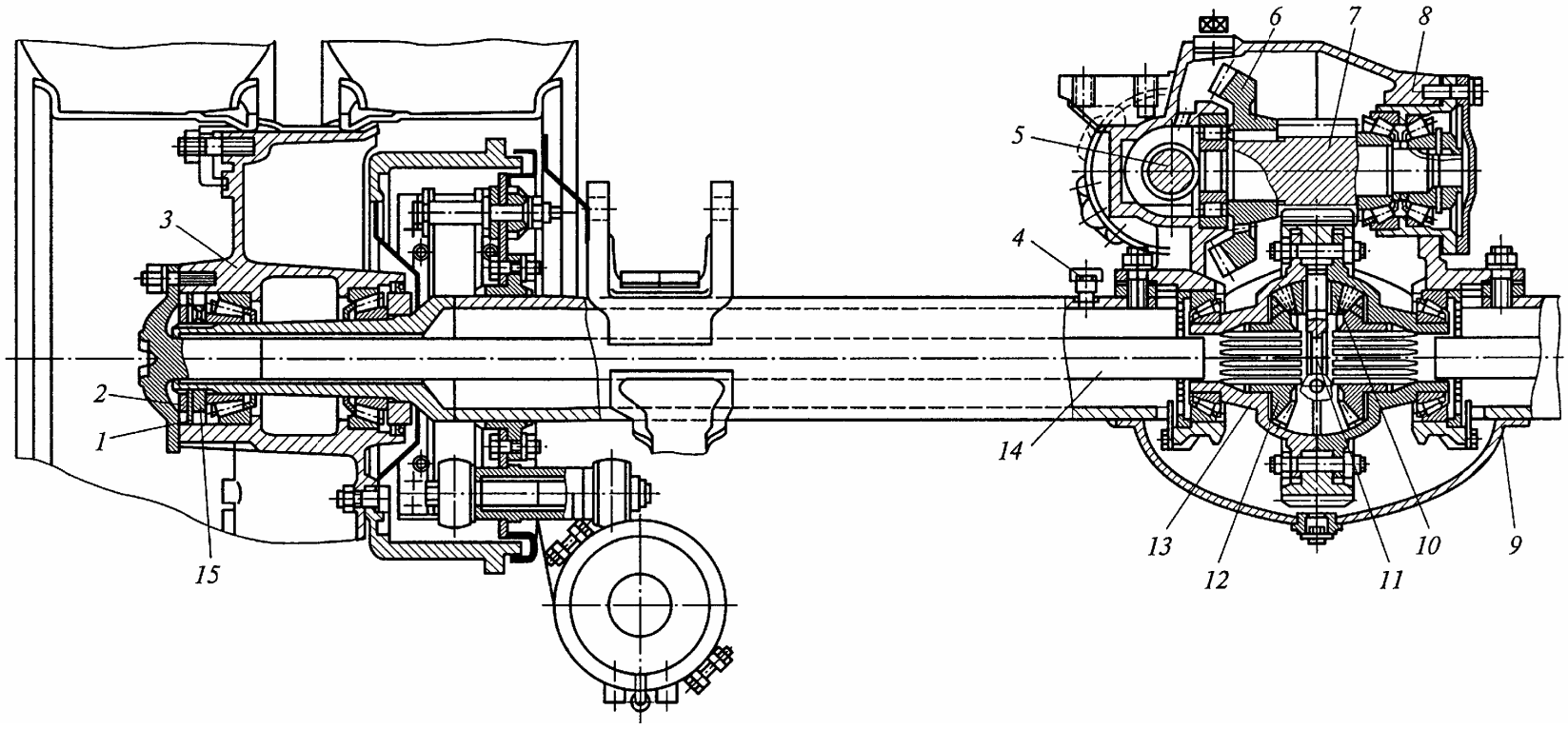


Рис. 6.16. Задний ведущий мост грузовых автомобилей КамАЗ:
1 – замковая шайба; 2 – контргайка; 3 – ступица; 4 – сапун; 5 – ведущий вал; 6 – ведомая коническая шестерня; 7 – ведущая цилиндрическая шестерня; 8 – картер; 9 – балка; 10 – сателлиты; 11 – крестовина; 12 – полуосевые шестерки; 13 – корпус дифференциала; 14 – полуоси; 15 – гайка

Дифференциал конический, симметричный, малого трения, четырехсателлитный. Корпус дифференциала разъемный и состоит из двух половин. Внутри корпуса дифференциала находятся крестовина 11 с четырьмя сателлитами 10 и полуосевые шестерки 12, установленные на шлицах полуосей 14.

Полуоси фланцевые, разгруженные.

Каждая полуось крепится фланцем к ступице 3 колеса автомобиля, которая установлена на наконечнике балки моста на двух конических роликовых подшипниках, закрепленных гайкой 15, замковой шайбой 1 и контргайкой 2. Ступица колеса уплотнена манжетами. В балке моста имеются резьбовые отверстия с пробками для заливки и слива масла, а также сапун 4 для связи внутренней полости моста с окружающей средой. Средний ведущий мост грузовых автомобилей КамАЗ имеет конструкцию, аналогичную заднему ведущему мосту. Отличием является наличие в среднем ведущем мосту блокируемого межосевою дифференциала, картер которого крепится к картеру главной передачи моста. Межосевой дифференциал конический, симметричный, малого трения; имеет конструкцию, аналогичную межколесному дифференциалу.

Межосевой дифференциал состоит из разъемного корпуса, крестовины, четырех сателлитов и двух конических шестерен привода среднего и заднего ведущих мостов. Блокировка межосевого дифференциала осуществляется специальным механизмом, корпус которого укреплен на картере дифференциала. Привод механизма блокировки дифференциала пневматический, рычаг его управления находится на щитке приборов в кабине водителя.

Задний ведущий мост грузовых автомобилей МАЗ (рис. 6.18) включает в себя стальную литую балку, двойную главную передачу, конический дифференциал и бесфланцевые полуоси. К центральной части балки 14 моста прикреплен картер 10 главной передачи и дифференциала. В полуосевые рукава балки моста запрессованы стальные толстостенные трубы 8, на которых на двух роликовых подшипниках установлены ступицы ведущих колес автомобиля. Двойная главная передача – разнесенная. Она состоит из центральной и колесных передач. Центральная передача выполнена в виде пары конических шестерен со спиральными зубьями и вместе с дифференциалом размещена в литом картере 10.

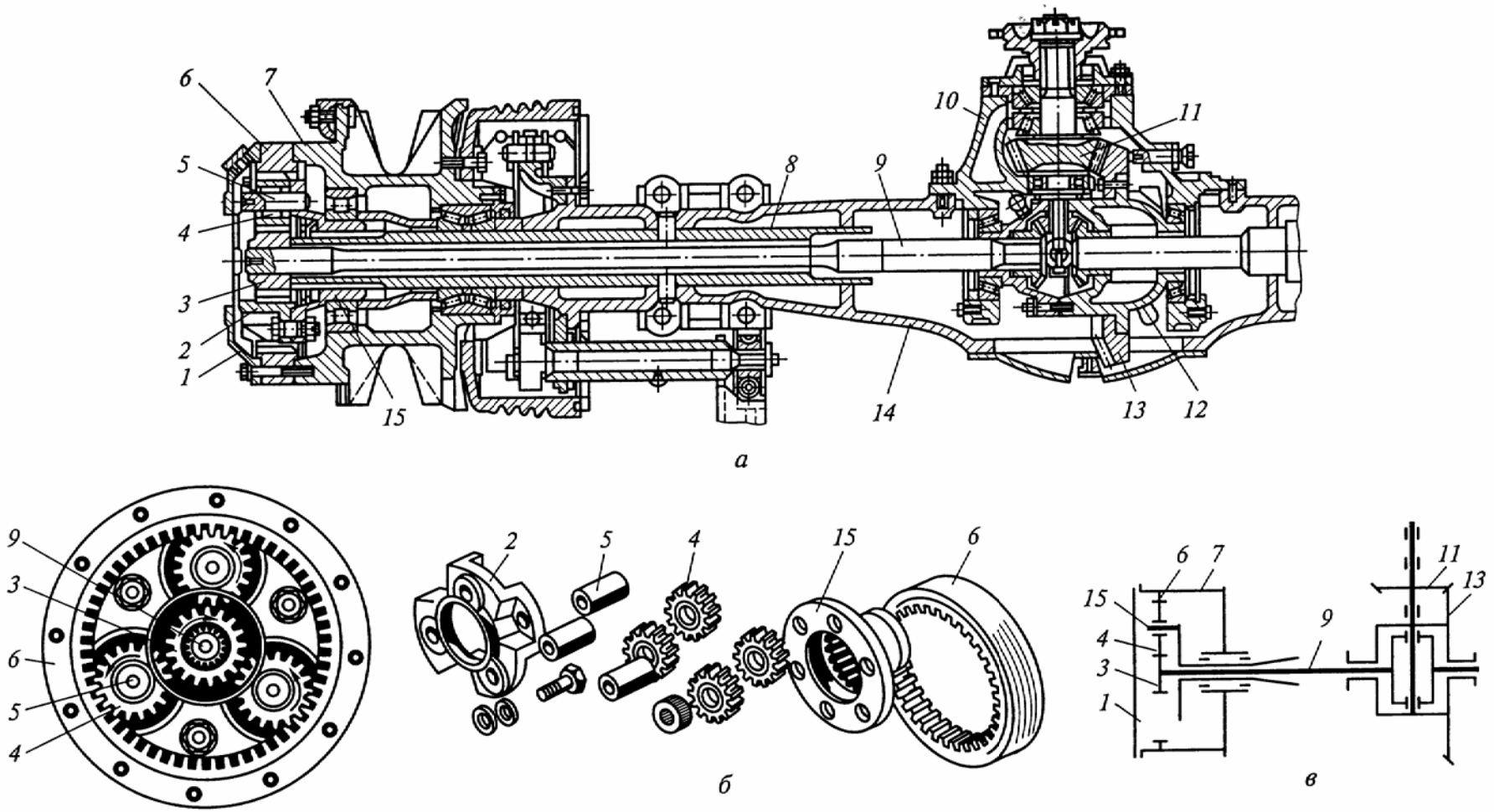


Рис. 6.18 .Задний ведущий мост автомобилей МАЗ:
а – продольный разрез; б – редуктор; в – схема;
1 – крышка; 2, 15 – чашки; 3, 6, 11, 13 – шестерни; 4 – сателлит; 5 – ось; 7 – ступица; 8 – труба; 9 – полуось;
10 – картер;12 – корпус; 14 – балка

Ведущая коническая шестерня 11 с валом установлена на трех роликовых подшипниках, а ведомая коническая шестерня 13 прикреплена к корпусу 12 дифференциала. Дифференциал конический, симметричный, малого трения, четырехсателлитный. Колесная передача – планетарная и состоит из ведущей (солнечной) шестерни 3, трех сателлитов 4, наружной 2 и внутренней 15 чашек и ведомой (коронной) шестерни 6. Все шестерни колесной передачи цилиндрические, прямозубые. Солнечная шестерня и сателлиты имеют наружные зубья, а коронная шестерня – внутренние зубья. Солнечная шестерня установлена на шлицах полуоси, а сателлиты – на роликовых подшипниках на осях 5, за крепленных в наружной и внутренней чашках колесной передачи, которые соединены болтами и жестко связаны балкой моста. Коронная шестерня и крышка 1 прикреплены к ступице 7 колеса автомобиля. Передача крутящего момента от полуоси на ступицу колеса осуществляется через солнечную шестерню, сателлиты и коронную шестерню.

Крышка 1, коронная шестерня 6 и ступица 7 колеса образуют вращающийся картер, в который заливают масло для смазывания шестерен передачи и подшипников ступицы колеса.

Внутренняя полость колесной передачи связана через сапун с окружающей средой [1].

6.8. Комбинированный мост

Этот мост выполняет функции ведущего и управляемого мостов одновременно. Комбинированный мост (рис. 6.19 а) включает в себя главную передачу, дифференциал и привод ведущих управляемых колес. Главная передача 1 и дифференциал 2 имеют такую же конструкцию, как и главная передача и дифференциал заднего ведущего моста. Привод ведущих управляемых колес представляет собой карданные передачи с карданными шарнирами 4 равных угловых скоростей. Конструкция привода ведущих управляемых колес зависит от типа их подвески. У грузовых автомобилей при зависимой подвеске колес (рис. 6.19 б) и неразрезной балке ведущего моста в приводе колес применяются карданные передачи с одним карданным шарниром 4 равных угловых скоростей. Крутящий момент к карданному шарниру 4 подводится от дифференциала 2 внутренней полуосью 3. Наружная полуось 5 имеет фланец, от которого крутящий момент передается на ступицу 6 колеса. Ступица установлена на поворотной цапфе в двух подшипниках, и полуоси 3 и 5 передают только крутящий момент. У легковых автомобилей при независимой подвеске ведущих управ-

ляемых колес (рис. 6.19 в) обычно используют карданные передачи с двумя шарнирами 4 равных угловых скоростей. При этом внутренние шарниры обеспечивают вертикальные перемещения колес, а наружные шарниры – их поворот. При независимой подвеске колес иногда используют карданные передачи с двумя карданными шарнирами 7 неравных угловых скоростей и с одним карданным шарниром 4 равных угловых скоростей (рис. 6.19 г).

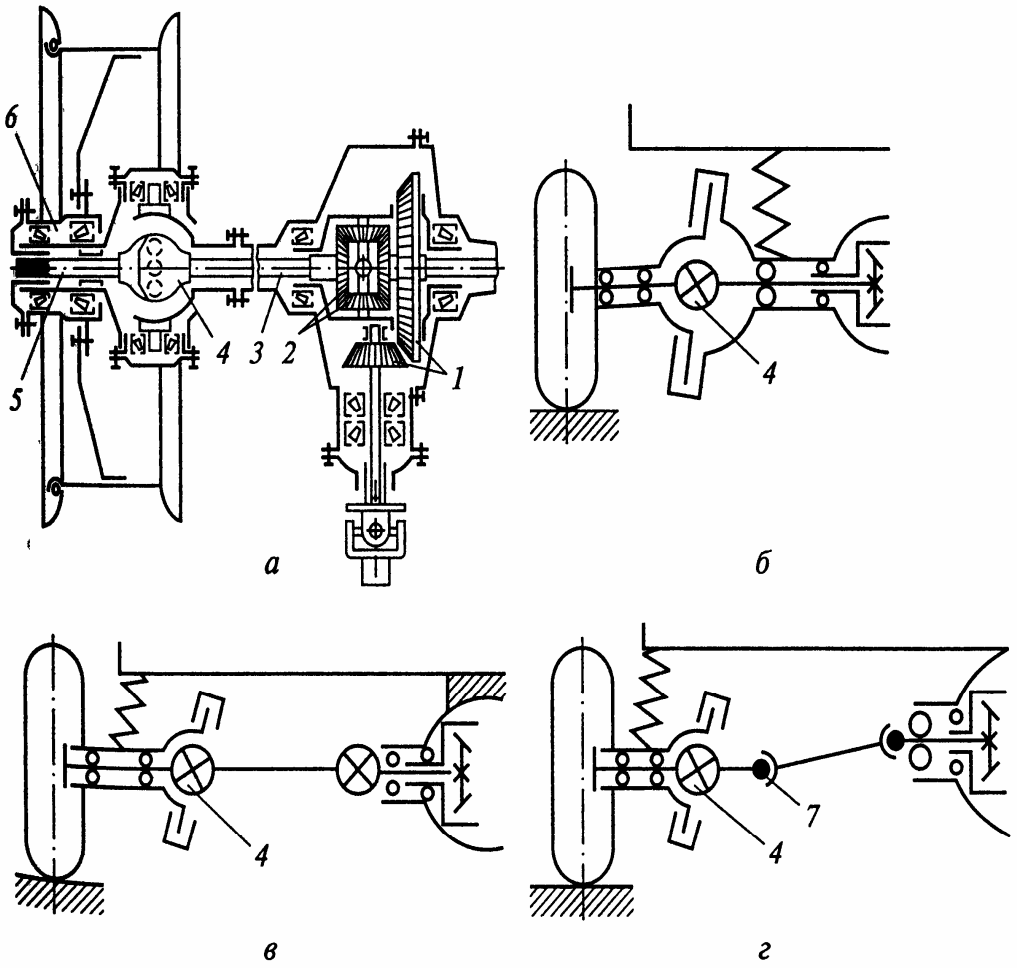


Рис. 6.19. Схемы комбинированного моста (а) и привода (б, в, г) ведущих управляемых колес:
1 – главная передача; 2 – дифференциал; 3, 5 – полуоси; 4, 7 – карданные шарниры; 6 – ступица

6.9. Конструкции комбинированных мостов

Переднеприводные легковые автомобили ВАЗ имеют передние комбинированные мосты. Главная передача этих мостов одинарная, цилиндрическая, косозубая. Дифференциал конический, симметричный, малого трения, двухсателлитный. Главная передача и дифференциал размещены в едином картере с коробкой передач. Привод передних

колес переднеприводного автомобиля (рис. 6.20) состоит из двух карданных передач, каждая из которых включает в себя вал, наружный и внутренний шарниры. На концах валов изготовлены шлицы, на которых устанавливаются наружные I и внутренние II шарниры. Шлицевым наконечником наружный шарнир соединяется со ступицей переднего колеса автомобиля, а внутренний шарнир – с полуосевой шестерней дифференциала коробки передач.

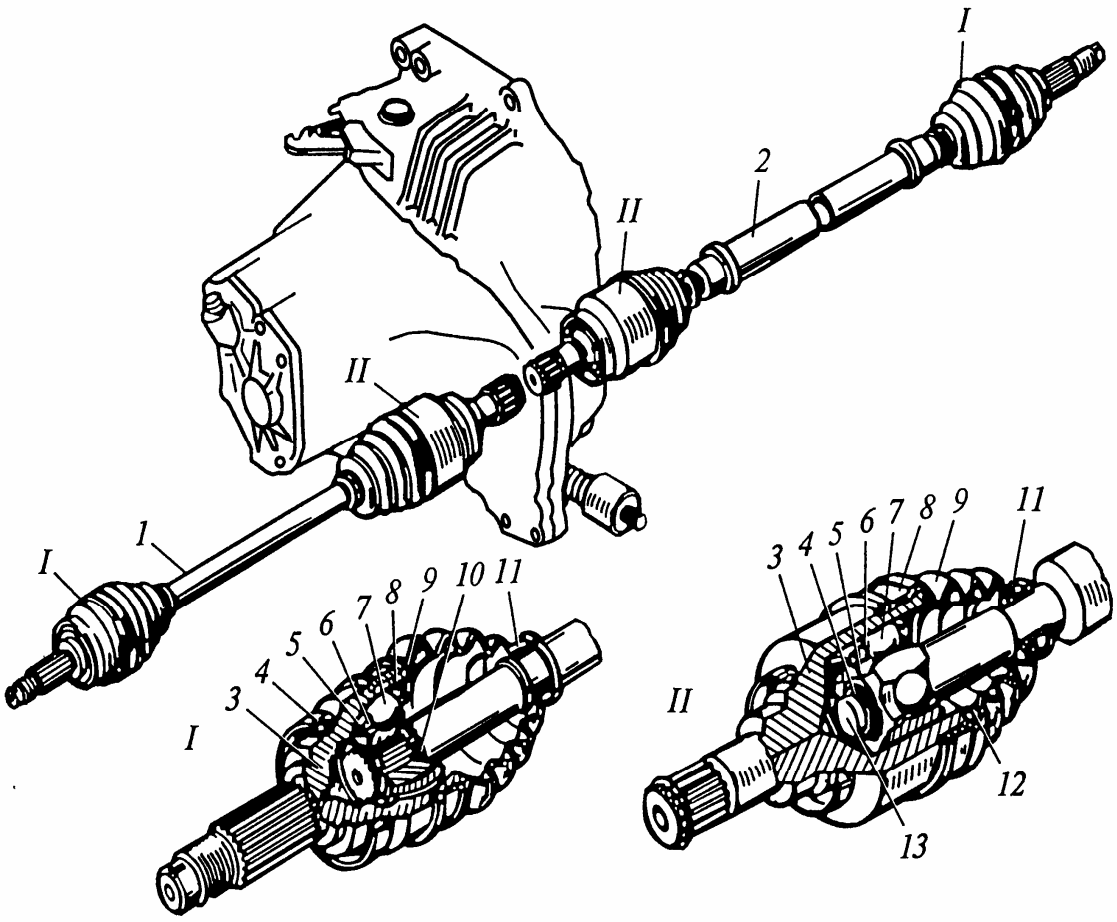


Рис. 6.20. Привод управляемых колес переднеприводных легковых автомобилей ВАЗ:
I, II – наружный и внутренний шарниры

Передний ведущий мост грузовых автомобилей ЗИЛ высокой проходимости (рис. 6.21).

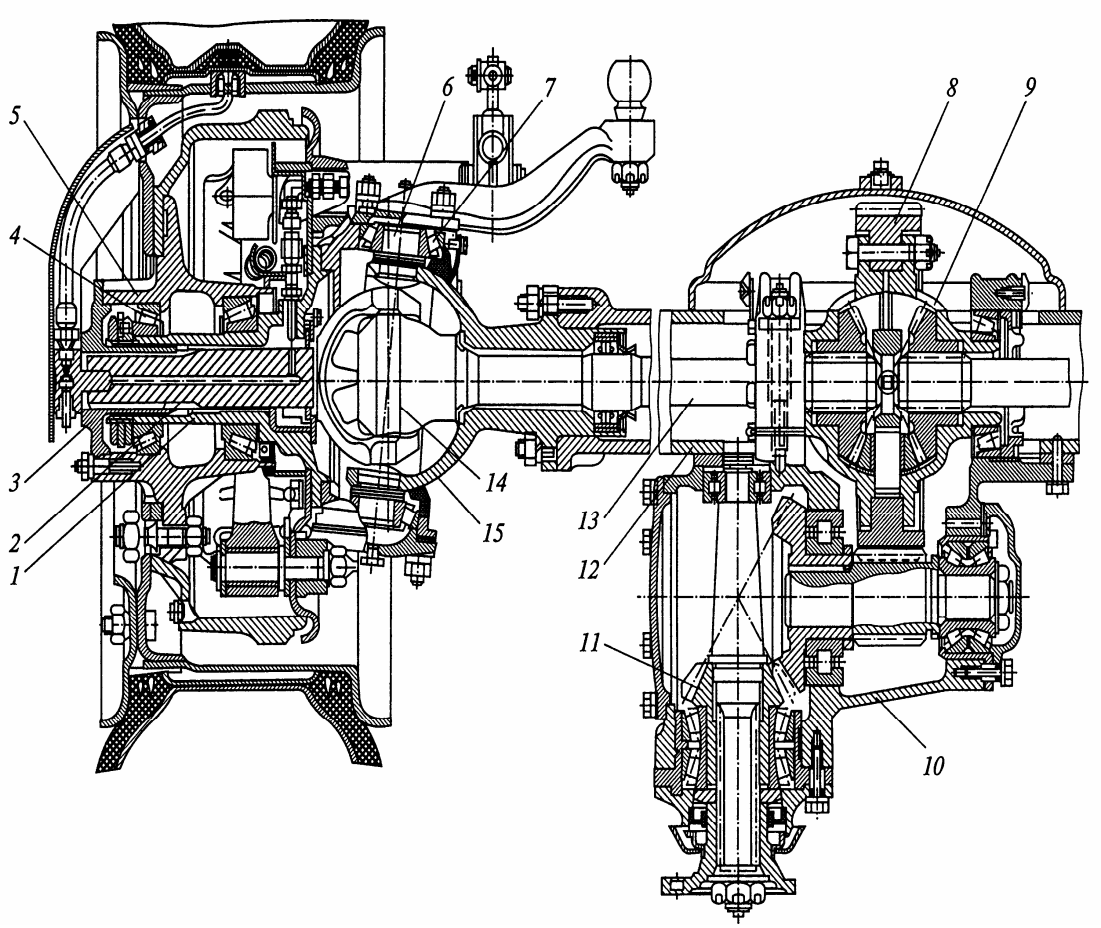


Рис. 6.21. Передний ведущий мост грузовых автомобилей ЗИЛ высокой проходимости:
1 – цапфа; 2, 13 – полуоси; 3 – фланец; 4, 7 – подшипники; 5 – ступица; 6 – шип; 8, 11 – шестерни; 9 – дифференциал; 10 – картер; 12 – балка; 14 – карданный шарнир; 15 – опора

Главная передача моста – двойная центральная. Она состоит из двух пар шестерен – конической 11 со спиральными зубьями и цилиндрической 8 с косыми зубьями. Дифференциал 9 конический, симметричный, малого трения, четырехсателлитный. Главная передача и дифференциал размещены в картере 10, который крепится к центральной части балки 12 моста. К концам балки моста прикреплены шаровые опоры 15 для поворотных цапф 1. Внутри каждой поворотной цапфы размещена наружная полуось 2, которая соединяется с внутренней полуосью 13 шариковым карданным шарниром 14 равных угловых скоростей. На шлицах наружной полуоси установлен фланец 3 для крепления к ступице 5 ведущего управляемого колеса. Шкворень для поворота колеса сделан разрезным и состоит из двух шипов 6, которые жестко закреплены в шаровой опоре. На шкворне на роликовых конических подшипниках 7 установлена поворотная цапфа, а на ней также на роликовых конических подшипниках 4 – ступица колеса, имеющего шину с регулируемым давлением.

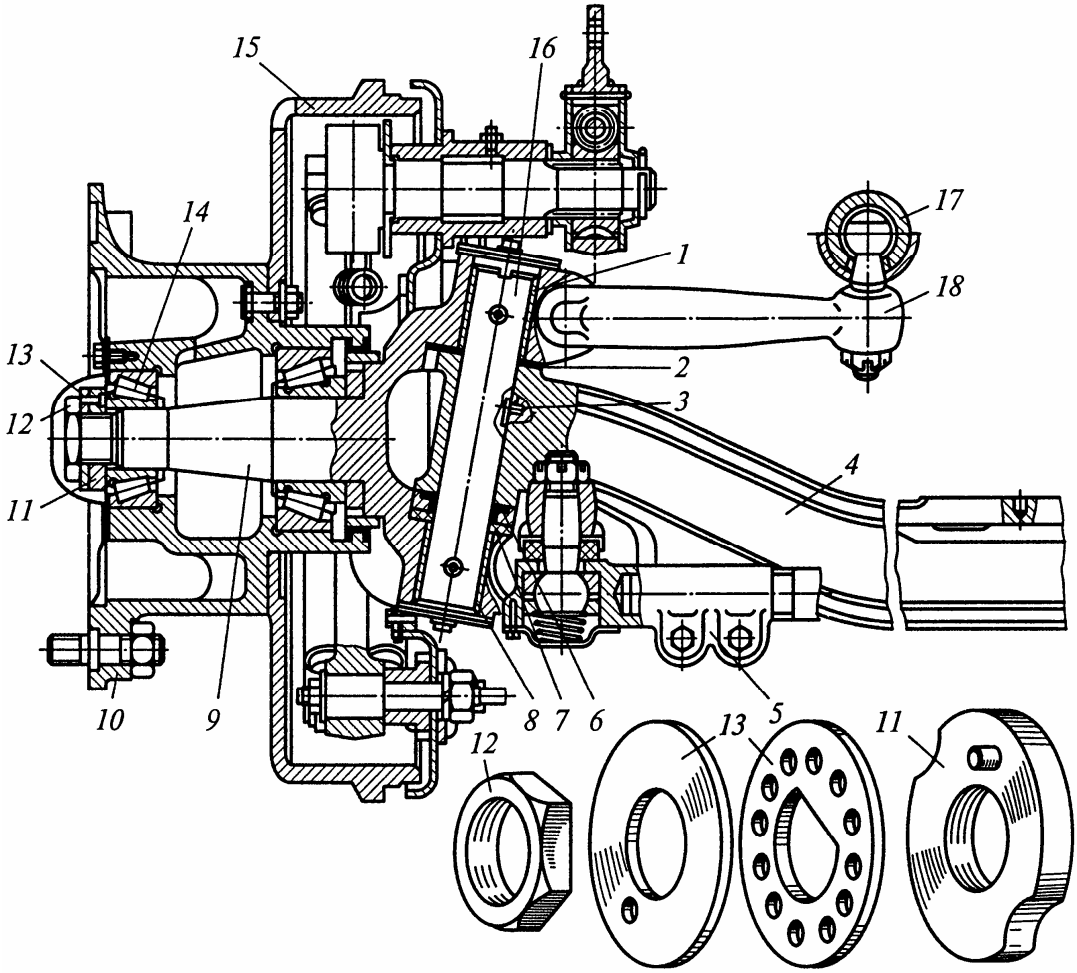


Рис. 6.22. Передний управляемый мост грузовых автомобилей ЗИЛ:
1, 8 – втулки; 2 – прокладки; 3 – болт; 4 – балка; 5, 17 – рулевые тяги;
6, 7 – шайбы подшипника; 9 – цапфа; 10 – ступица; 11 – гайка;
12 – контргайка; 13 – замочные шайбы; 14 – подшипник;
15 – тормозной барабан; 16 – шкворень; 18 – рычаг

Поворотная цапфа 9 установлена на шкворне на бронзовых втулках 1 и 8, запрессованных в отверстиях ее проушин. Поворотные рычаги 18 вставлены в конические отверстия проушин цапфы и закреплены гайками. Между балкой моста и поворотной цапфой установлен опорный подшипник. Он состоит из двух шайб 6 и 7, нижняя из которых неподвижно сидит в расточке и поворачивается вместе с цапфой. Осевой зазор между поворотной цапфой и балкой моста регулируют прокладками 2. К поворотной цапфе болтами прикреплен опорный диск колесного тормозного механизма. На цапфе на двух конических роликовых подшипниках 14 установлена ступица 10 переднего колеса. Подшипники ступицы закреплены гайкой 11, которая фиксируется замочным кольцом, шайбой и контргайкой. Гайкой 11 также регулируется затяжка подшипников во время эксплуатации автомобиля.

Передний ведущий мост грузовых автомобилей Урал высокой проходимости (рис. 6.23). Главная передача и дифференциал расположены в картере, прикрепленном к балке моста. Главная передача моста – двойная центральная. Коническая пара шестерен главной передачи имеет спиральные зубья, а цилиндрическая пара шестерен – косые. Межколесный дифференциал – конический, симметричный, малого трения, четырехсателлитный.

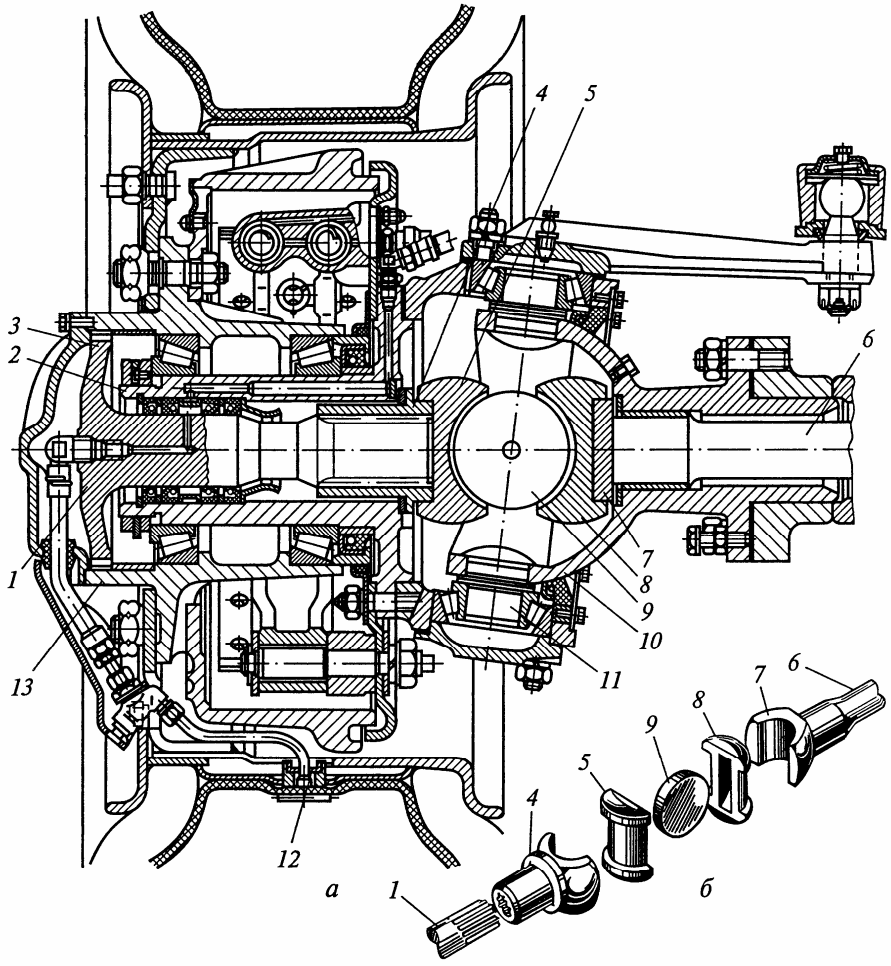


Рис. 6.23. Передний ведущий мост грузовых автомобилей Урал высокой проходимости:
1, 6 – полуоси; 2 – цапфа; 3 – фланец; 4,7 – вилки; 5, 8 – кулачки; 9 – диск; 10 – шаровая опора; 11 – шип; 12 – шина; 13 – ступица

По концам балки моста установлены шаровые опоры 10 поворотных цапф, внутри которых размещены наружные полуоси. Наружная полуось 1 соединяется с внутренней полуосью 6 карданным шарниром равных угловых скоростей кулачкового типа. Вилки 4 и 7 карданного шарнира связаны с полуосями 1 и 6 шлицевыми соединениями. В вилках могут поворачиваться кулачки 5 и 8, которые шарнирно соединены между собой диском 9, входящим в их вырезы. При передаче крутящего момента, когда наружная и внутренняя полуоси могут располагаться под углами до

50°, каждый из кулачков поворачивается одновременно относительно вилки и оси диска. Наружная полуось 1 крепится к ступице 13 колеса при помощи зубчатого фланца 3. Шкворень поворотной цапфы состоит из двух отдельных шипов 11, закрепленных в шаровой опоре. На шлицах шкворня на конических роликовых подшипниках установлена поворотная цапфа 2 колеса. Шина 12 колеса имеет регулируемое давление воздуха в пределах 0,05...0,35 МПа.

Передний ведущий мост четырехосного грузового автомобиля МАЗ (рис. 6.24). Колеса моста имеют независимую подвеску. Главная передача моста двойная разнесенная. Центральная коническая передача 1 вместе с коническим четырехсателлитным симметричным дифференциалом малого трения расположены в картере, установленном на раме автомобиля. Колесные передачи 4 планетарного типа. Связь между центральной и колесной передачей осуществляется через внутреннюю полуось 2, карданную передачу 3 с двумя карданными шарнирами 7 неравных угловых скоростей, шариковый карданный шарнир 6 равных угловых скоростей и наружную полуось 5 разгруженного типа.

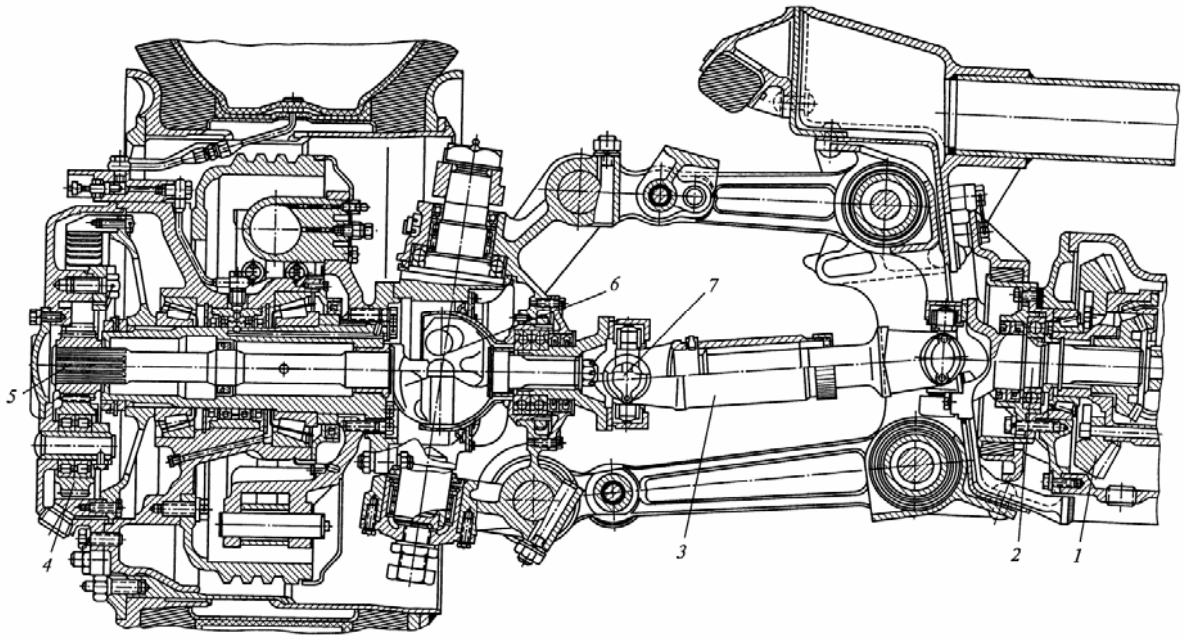


Рис. 6.24.Передний ведущий мост четырехосного автомобиля МАЗ:
1 – главная передача; 2, 5 – полуоси; 3 – карданная передача;
4 – колесная передача; 6, 7 – шарниры

6.10. Передний управляемый мост

Поперечная балка с ведомыми управляемыми колесами, к которым не подводится крутящий момент от двигателя, называется передним управляемым мостом. Этот мост не ведущий и служит для поддержания несущей системы автомобиля и обеспечения его поворота.

Передние управляемые мосты различных типов широко применяются на легковых, грузовых автомобилях и автобусах с колесной формулой 4×2, а также на грузовых автомобилях с колесной формулой 6×4. В зависимости от типа подвески управляемых колес передние мосты автомобилей могут быть неразрезными и разрезными. В не разрезных мостах управляемые колеса непосредственно связаны с балкой моста. В разрезных мостах связь управляемых колес с балкой моста осуществляется через подвеску. Неразрезные мосты применяются на грузовых автомобилях и автобусах при зависимой подвеске колес. Разрезные мосты устанавливаются на легковых автомобилях и автобусах при независимой подвеске колес. Передний неразрезной мост (рис. 6.25, а) представляет собой балку 4 с установленными по обоим концам поворотными цапфами 2. Балка кованая стальная, обычно двутаврового сечения. Средняя часть балки выгнута вниз для более низкого расположения двигателя и центра тяжести автомобиля с целью повышения его устойчивости. В бобышках балки закреплены неподвижно шкворни 3, на которых установлены поворотные цапфы 2. На поворотных цапфах, на подшипниках установлены ступицы с управляемыми колесами 1.

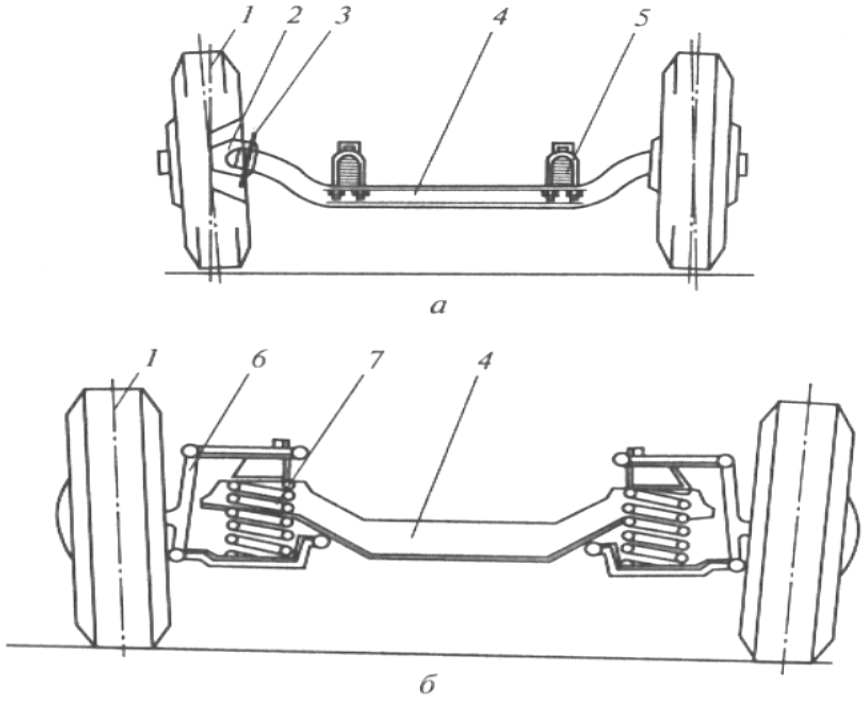


Рис. 6.25. Передние управляемые мосты:
а – неразрезной; б – разрезной; 1 – колесо; 2 – цапфа; 3 – шкворень; 4 – балка; 5 – рессора; 6 – стойка; 7 – подвеска

Колеса, поворачиваясь вокруг шкворней, обеспечивают поворот автомобиля. Мост с помощью рессор 5 крепится к раме автомобиля. Передний разрезной мост (рис. 6.31, б) представляет собой балку или

поперечину 4 с установленной на ней передней независимой подвеской 7 с управляемыми колесами 1. Поперечина может быть стальная кованая или штампованная из листовой стали. Она жестко связана с кузовом автомобиля и служит одновременно для крепления двигателя. Управляемые колеса со ступицами, установленные на подшипниках на поворотных цапфах, могут поворачиваться вокруг шкворней (шкворневые подвески), закрепленных в стойках 6 подвески, или вместе со стойками (бесшкворневые подвески), обеспечивая поворот автомобиля.

6.11. Конструкции передних управляемых мостов

Передний мост грузовых автомобилей КАМАЗ неразрезной (рис. 6.26).

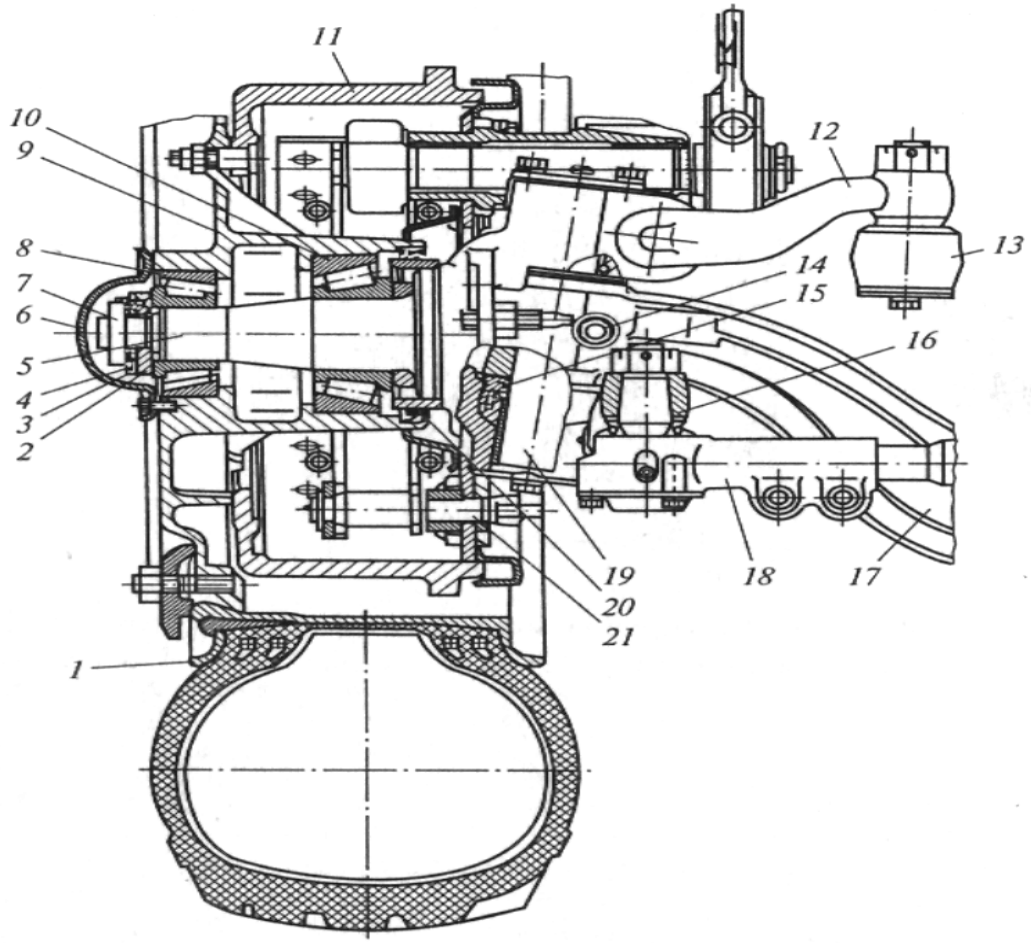


Рис. 6.26. Передний управляемый мост грузовых автомобилей КамАЗ:
1 – колесо; 2 – гайка; 3, 4 – шайбы; 5 – цапфа; 6 – крышка; 7 – контргайка;
8, 10, 15 – подшипники; 9 – ступица; 11 – тормозной барабан;
12, 16 –рычаги; 13, 18– тяги; 14 – стопорный клин; 17 – балка;
19– шкворень; 20 –манжета; 21 – тормозной механизм

В бобышках стальной балки 17 двутаврового сечения стопорными клиньями 14 закреплены шкворни 19, на которых установлены поворотные цапфы 5. Цапфы свободно поворачиваются вокруг шкворней на бронзовых втулках, запрессованных в ушки цапф, и на упорных подшипниках 15, находящихся между цапфами и балкой моста. К фланцам поворотных цапф прикреплены тормозные механизмы 21 колес. В ушках цапф закреплены рычаги 16 для крепления поперечной рулевой тяги 18 и поворотный рычаг 12 в левой цапфе для крепления продольной рулевой тяги 13. На поворотных цапфах на роликовых конических подшипниках 8 и 10 установлены ступицы 9 с тормозными барабанами и управляемыми колесами 1. Ступицы колес на поворотных цапфах закреплены гайкой 2, замковыми шайбами 3 и 4 и контргайкой 7. Снаружи ступицы закрыты крышками 6 с прокладками, а изнутри – манжетами 20.

Балка 4 моста кованая, имеет двутавровое сечение. Средняя часть балки выгнута вниз, что позволяет более низко расположить двигатель. Шкворень 16 закреплен неподвижно в бобышке балки клиновым болтом 3.

Передний управляемый мост легкового автомобиля с независимой торсионной подвеской управляемых колес (рис. 6.27). Мост разрезной и представляет собой съемный узел. Балка моста состоит из двух стальных труб 5 и 6, соединенных друг с другом при помощи штампованных кронштейнов 7. Передние управляемые колеса вместе со ступицами 1 и тормозными барабанами 2 установлены на подшипниках на цапфах поворотных стоек 3. Стойки соединяют верхние 4 и нижние 8 рычаги подвески, которые связаны с торсионами, расположенными в стальных трубах балки моста. Крепление моста к несущему кузову автомобиля осуществляется при помощи кронштейнов 7.

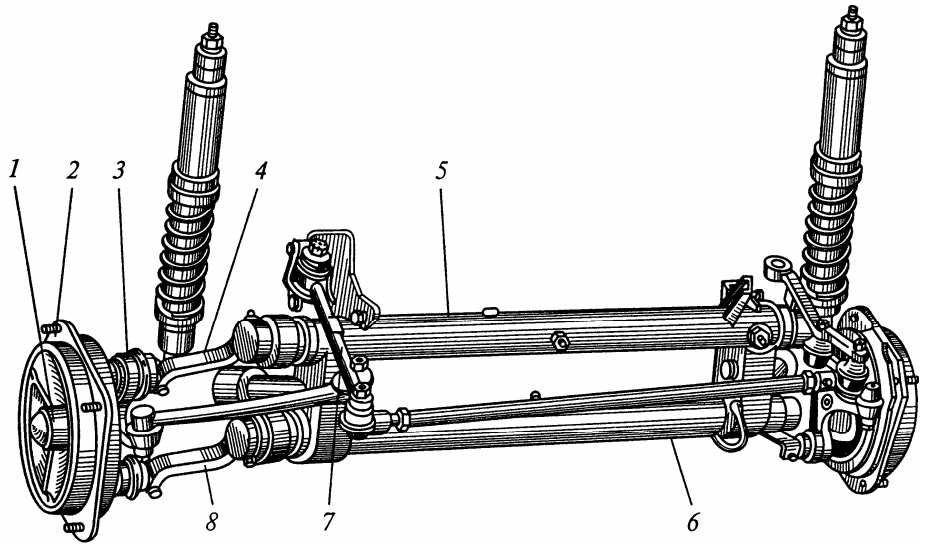


Рис. 6.27. Передний управляемый мост легкового автомобиля малого класса: 1 – ступица; 2 – тормозной барабан; 3 – стойка; 4, 8 – рычаги; 5, 6 – трубы; 7 – кронштейн

6.12. Поддерживающий мост

Служит только для поддержания несущей системы автомобиля. Мост представляет собой обычно прямую балку, по концам которой на подшипниках смонтированы поддерживающие колеса. Поддерживающие мосты применяют на прицепах и полуприцепах, а также на легковых автомобилях с приводом на передние колеса в качестве задних мостов. На рис. 6.28 показан поддерживающий задний мост переднеприводных легковых автомобилей ВАЗ. Основной частью моста является штампованная из листовой стали U–образной формы балка 5 с приваренными по концам трубчатыми рычагами 3 пружинной подвески 4. К концам рычагов 3 прикреплены оси 1, на которых на подшипниках установлены ступицы 2 с задними поддерживающими колесами [3].

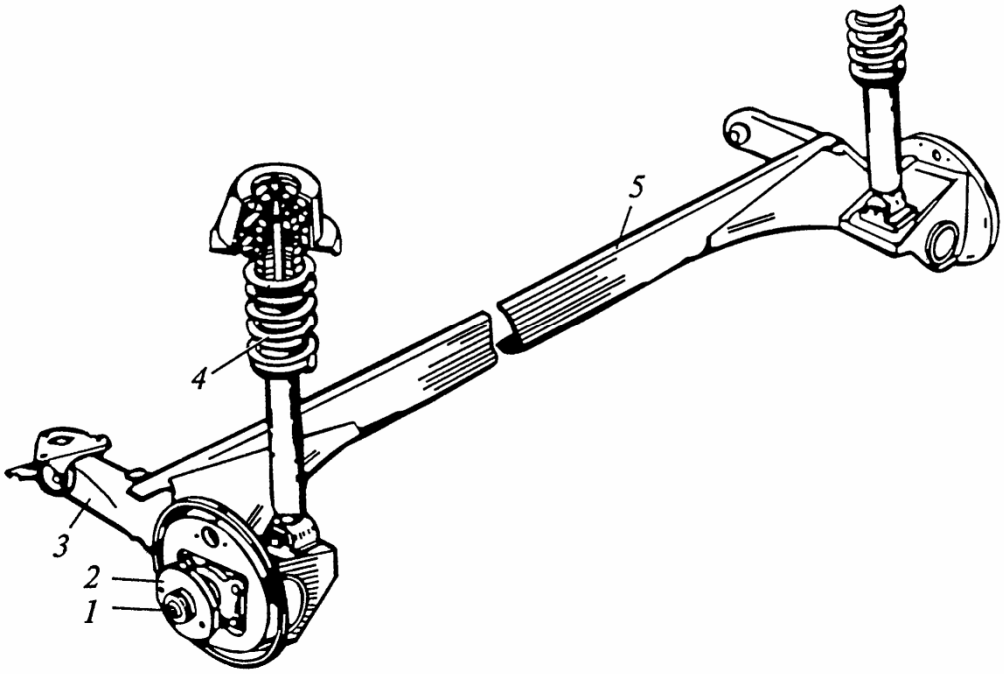


Рис. 6.28. Поддерживающий мост переднеприводных легковых автомобилей ВАЗ:
1 – ось; 2 – ступица; 3 – рычаг; 4 – подвеска; 5 – балка

К концам рычагов 3 прикреплены оси 1, на которых на подшипниках установлены ступицы 2 с задними поддерживающими колесами [3].

7. ПРЕДЛОЖЕНИЯ ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ ТРАНСМИССИЙ

7.1. Концепция автомобиля с тяговым электроприводом системы мотор-колёсо

В последнее время перед человечеством встал ряд проблем, связанных с загрязнением атмосферного воздуха и снижением запасов нефти и газа, что в свою очередь привело к необходимости создания транспортного средства – экологически чистого автомобиля. Несмотря на последние достижения технология создания и эксплуатации электромобилей развита недостаточно. Основным ограничением при эксплуатации электромобилей является небольшой пробег и значительное время зарядки аккумуляторной батареи.

Разработки по данному вопросу как в нашей стране, так и за рубежом, ведутся в нескольких направлениях:

1) чистые электромобили (рис. 7.1, а), в которых нагрузка от аккумуляторных батарей 1, через блок управления 2 подводится к тяговому электродвигателю 3 и далее крутящий момент передается трансмиссии 4 и ходовой части;

2) чистые гиромобили (рис. 7.1, б), в которых для передачи крутящего момента к ходовой части транспортного средства используется энергия, запасенная в маховике 5;

3) комбинированные схемы:

– наиболее широко исследуются схемы (рис. 7.1, в), в которых для подзарядки аккумуляторных батарей 1 используются двигатель-генераторные установки (на основе двигателя внутреннего сгорания 6);

– гибридная схема (рис. 7.1, г), где для вращения маховика 4 используется двигатель внутреннего сгорания 6 (около 40 % номинальной мощности).

Каждой из приведенных схем присущи недостатки, не позволяющие конкурировать с существующими автомобилями, которые приводятся от двигателя внутреннего сгорания.

Основными недостатками электро- и гиромобиля являются ограниченный запас хода, значительная масса аккумуляторных батарей (0,25–0,45 полной массы электромобиля, в зависимости от типа аккумуляторных батарей) и маховика (0,1 полной массы гиромобиля).

Комбинированные схемы электро- и гиромобилей с двигателем внутреннего сгорания оказались более работоспособными, массовый выпуск которых налажен в нашей стране и за рубежом. Применение таких комбинированных схем приводит к снижению загрязнения окружающей среды, но проблема решается лишь частично.

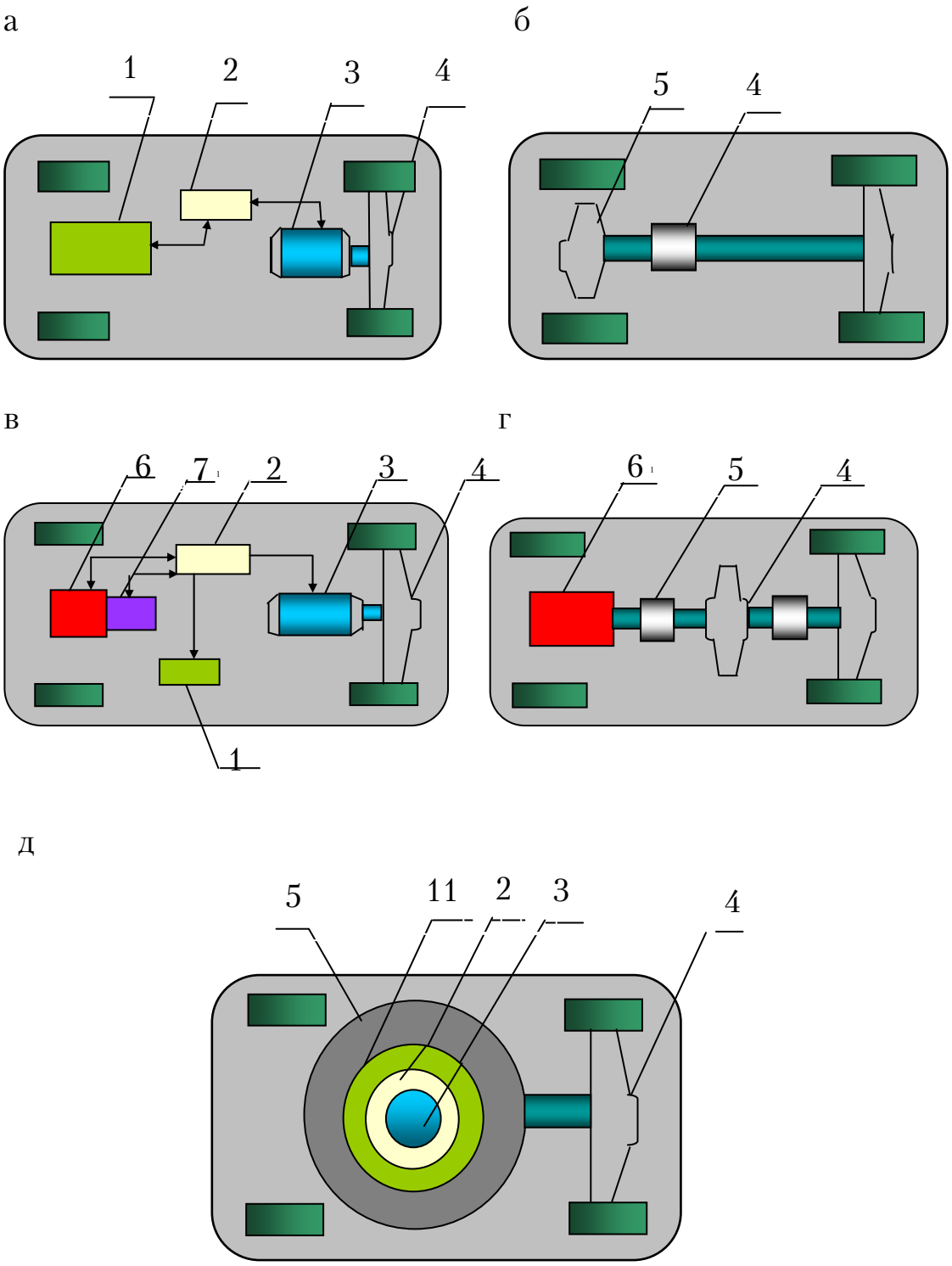


Рис. 7.1. Схемы электро- и гиромобилей:
а – чистые электромобили; б – чистые гиромобили; в – гибридная схема;
г – комбинированная схема; д – электрогиромобиль; 1 – аккумуляторная
батарея; 2 – блок управления; 3 – тяговый электродвигатель;
4 – трансмиссия; 5 – маховик; 6 – двигатель внутреннего сгорания;
7 – генератор

И только третья комбинированная схема, которая включает маховик, электродвигатель и аккумуляторную батарею не нашла применения, так как приводит к значительному увеличению веса транспортного средства. Этот недостаток устраняется путем объединения трех агрегатов в один (рис. 7.1, д), т.е. электродвигатель 3 и аккумуляторная батарея 1 выполняют роль маховика, в результате получаем преимущества электро- и гиромобиля.

Простое объединение и механическая передача крутящего момента с помощью трансмиссии ограничивает дальнейшее совершенствование привода транспортного средства, в направлении увеличения частоты вращения аккумулятора энергии, а соответственно и запаса хода транспортного средства.

Для увеличения запаса хода предлагается привод электрогиромобиля (рис. 7.2), состоящий из аккумулятора энергии 1, аккумуляторных батарей 2, блока управления 3 и мотор-колес 4.

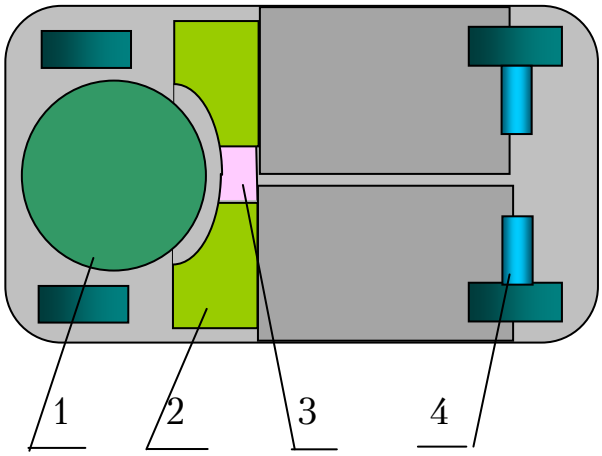


Рис. 7.2. Привод электрогиромобиля:
1 – аккумулятор энергии; 2 – аккумуляторная батарея; 3 – блок управления; 4 – мотор-колесо

В предлагаемом электрогиромобиле увеличение частоты вращения аккумулятора энергии 1 позволит снизить его массу. При этом возникает необходимость вынести часть аккумуляторных батарей 2 за пределы аккумулятора энергии. Применение бесконтактной подачи электроэнергии позволит значительно увеличить надежность работы привода электрогиромобиля.

Аккумулятор энергии (рис. 7.3) состоит из вакуумированного корпуса 1, к которому крепится магнитный подвес 8 и ось 7, к подвешенной части 9 магнитного подвеса крепится корпус ротора 10, в котором

размещены аккумуляторные батареи 3, блок управления 2, магнитный подшипник 6 и обмотки 4 мотора-генератора. К оси 7 крепятся обмотки 4 статорной части мотора-генератора.

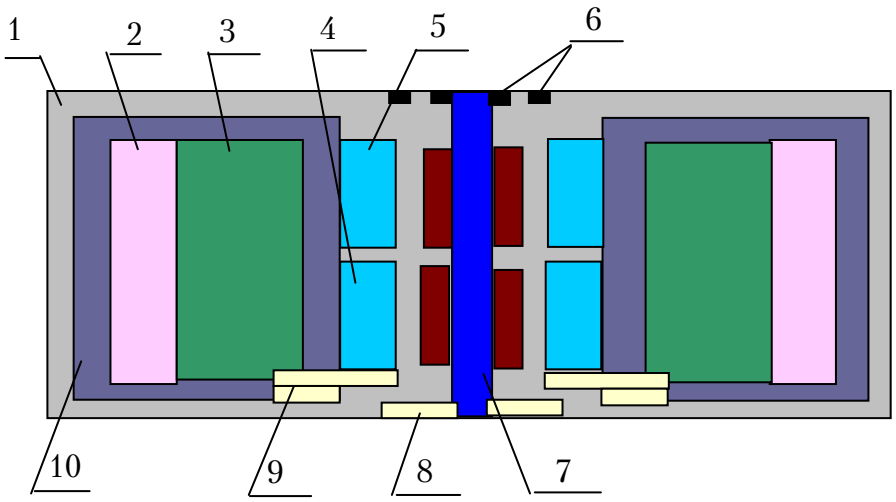


Рис. 7.3. Аккумулятор энергии:
1 – ваккумированный корпус; 2 – блок управления; 3 – аккумуляторная батарея; 4 – нижний электродвигатель-генератор; 5 – верхний электродвигатель-генератор; 6 – подшипник; 7 – неподвижная ось аккумулятора энергии; 8 – нижняя часть магнитного подвеса; 9 – верхняя часть магнитного подвеса; 10 – корпус маховика

Привод транспортного средства работает следующим образом.

Перед началом движения транспортного средства производится зарядка аккумуляторных батарей, затем раскручивается аккумулятор энергии до максимальной частоты вращения, посредством мотора-генератора аккумулятора энергии от внешнего источника питания. Транспортное средство готово к работе. Энергия, накопленная в маховике, преобразуется мотором-генератором аккумулятора энергии в электроэнергию и передается через блок управления к тяговому мотору-генератору, таким образом происходит снижение энергии, накопленной в маховике. Для вращения аккумулятора энергии используется энергия, запасенная в аккумуляторных батареях, которая подается мотору-генератору, работающему в данный момент в двигательном режиме. Для движения транспортного средства в этот момент используется энергия от аккумуляторной батареи. По окончании подкручивания аккумулятора энергии, мотор-генератор работает в генераторном режиме и подпитывает аккумуляторные батареи и мотор-генератор.

Для достижения максимального технико-экономического эффекта при внедрении в конструкцию транспортного средства мотор-колес необходим комплексный подход к оценке последней. Переход с традиционной системы тягового электропривода на систему мотор-колесо требует серьёзных изменений конструкции транспортного

средства, способствующих уменьшению его массы и повышению эксплуатационной надёжности. Предполагается использование современных и перспективных компонентов (узлов и агрегатов), а также методик проектирования с тем, чтобы спроектированное мотор-колесо удовлетворяло техническим требованиям, предъявляемым к нему, по завершении процесса проектирования и доводки, в течение 10-15 лет эксплуатации.

При движении транспортного средства под уклон и при вынужденном торможении происходит рекуперативное торможение, сохраняющее до 20 % энергии. Тем самым при неизменной массе привода транспортного средства энергоемкость его значительно увеличивается.

В предлагаемом электрогиромобиле увеличение частоты вращения аккумулятора энергии позволит снизить его массу, увеличить запаса хода, уменьшить массу аккумулятора энергии, снизить количество вредных выбросов в атмосферу. Применение бесконтактной подачи электроэнергии приведет к увеличению надежности работы привода электрогиромобиля, снижению шума работы привода.

На современном этапе развития применение экологически чистых автомобилей ограничено. В то же время для снижения загрязнения в местах наибольшего скопления автомобилей, а также для внутрихозяйственных перевозок применение электромобилей актуально.

Мотор-колесо – исполнительный механизм системы тягового электропривода колёсного транспортного средства. В мотор-колесе осуществляется преобразование электрической энергии, отбираемой из контактной сети, аккумуляторной батареи, электрохимического генератора или вырабатываемой двигатель-генераторной установкой в механическую энергию, реализуемую при движении транспортного средства.

Мотор-колесо представляет собой отдельный агрегат, конструктивно объединяющий в ограниченном монтажном объёме следующие элементы исполнительного механизма:

– тяговый электродвигатель;

– механическую передачу, состоящую из редуктора и механизма соединения вала электродвигателя с ведущим звеном редуктора;

– колесо, состоящее из шины, обода, диска и ступицы;

– опорные подшипники колеса;

– механический тормоз с соответствующим приводом;

– элементы уплотнения полостей редуктора, подшипников колеса, а иногда и полости мотор-колеса;

– элементы механизма подвески мотор-колеса к раме транспортного средства;

– элементы системы поворота (для управляемых мотор-колёс).

Характерная особенность мотор-колеса – рациональная компоновка, при которой электродвигатель полностью или частично размещён внутри обода непосредственно у колеса, а также сведены к минимуму число и размеры деталей механической передачи.

Предпосылки к применению в городском транспорте (автобусе и автобусе с электрической передачей) тягового электропривода по системе мотор-колесо заключаются в следующем:

– снижение общей массы электропривода;

– снижение числа деталей и узлов механической передачи, ведущее к повышению КПД и надёжности;

– возможность бесступенчатого регулирования силы тяги (по сравнению с механической передачей автомобилей);

– улучшение планировки салона за счёт снижения уровня пола до 360 мм и менее (в сочетании с независимой подвеской);

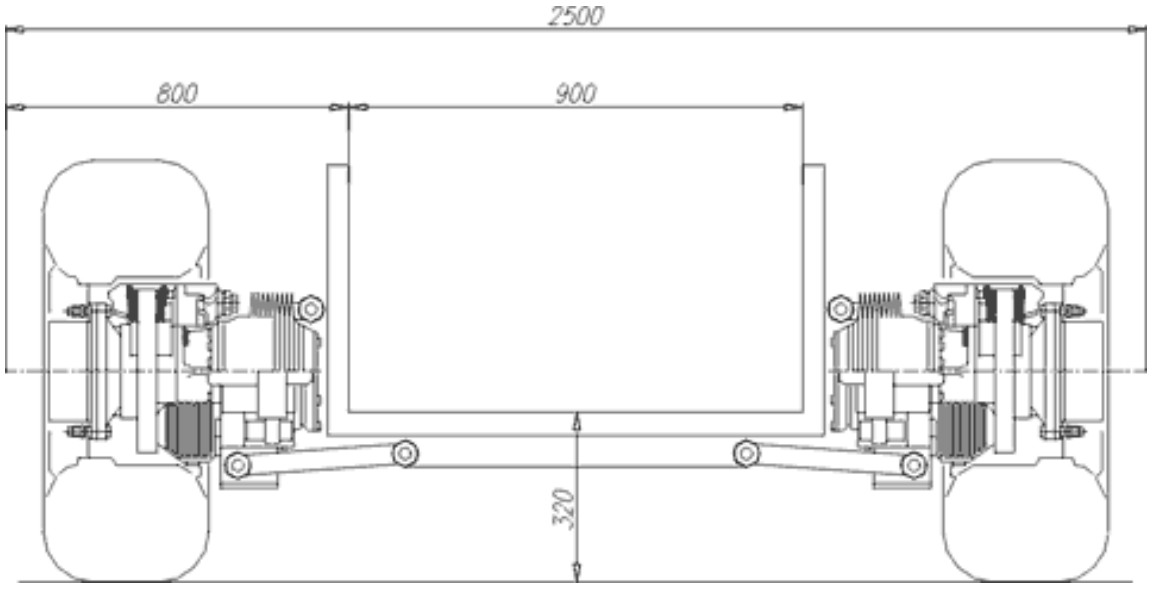
Основным недостатком этого типа электропривода является повышенная масса неподрессоренных частей. Однако при использовании независимой подвески и электродвигателя с высокой удельной мощностью можно добиться снижения массы до уровня массы неразрезного ведущего моста с механической передачей.

В то же время это приводит к необходимости создания новой независимой подвески для городских автомобилей (рис. 7.4). Новая подвеска рассчитана на осевую нагрузку 7,5 т и занимает намного меньше места: ширина одной стороны составляет всего 900 мм. Подвеска оборудуется дисковыми тормозами и может использоваться на машинах шириной до 2,55 м. При этом собственный вес оси на 100 кг меньше по сравнению с балочной. Результаты стендовых и дорожных испытаний подтвердили, что надежность и долговечность новой подвески не вызывает сомнений. Визуальное изучение представленного фотоматериала позволило прийти к выводу, что несмотря на значительную осевую нагрузку детали подвески имеют небольшие сечения и массу. Подвеска выполнена по классической схеме на двойных поперечных рычагах с упругими пневмоэлемементами и телескопическими амортизаторами.

Также существует задняя независимая подвеска городского автомобиля с мотор-колёсами и электрической передачей (рис. 1.15, а). Подвеска выполнена по классической схеме, однако электродвигатели мотор-колёс сильно выступают внутрь из монтажного объёма обода, поэтому ширина монтажного пространства одного мотор-колеса составляет 800 мм, а ширина прохода в салоне в зоне задней подвески не превышает 900 мм, что затрудняет планировку салона. Вышеупомянутая конструкция сравнивается с перспективной разработкой

вариоколеса, представляющего собой вариатор, размещённый в монтажном пространстве обода и приводимый в действие от внешнего источника механической энергии (рис. 1.15, б). Ширина монтажного пространства одного вариоколеса составляет 650 мм, а ширина прохода в зоне задней подвески достигает 1200 мм.

а



б

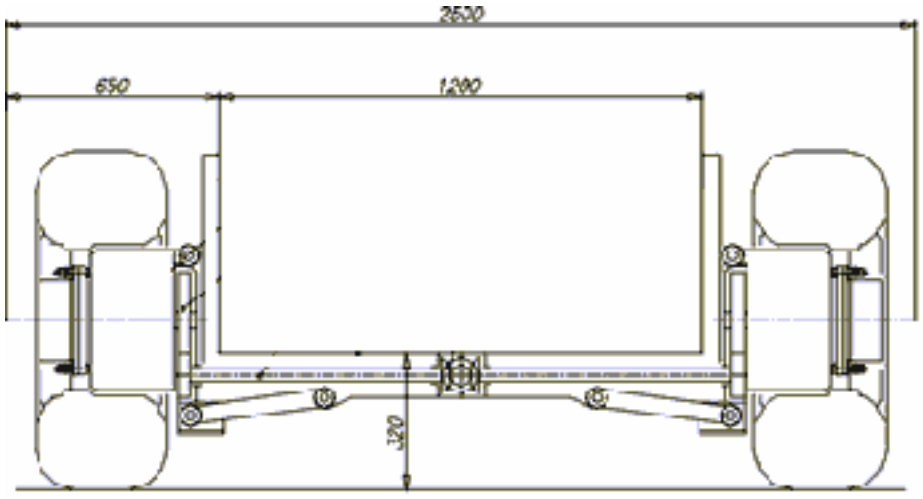


Рис. 7.4. а – задняя независимая подвеска для городского автомобиля с мотор-колёсами; б – задняя подвеска с вариоколёсами

Для достижения максимального технико-экономического эффекта при внедрении мотор-колес в конструкцию автомобиля необходим комплексный подход к оценке последней. Переход с традиционной системы тягового электропривода на систему мотор-колесо требует серьёзных изменений конструкции автомобиля, способствующих уменьшению его массы и повышению эксплуатационной надёжности.

В настоящей работе предполагается использование современных и перспективных компонентов (узлов и агрегатов), а также методик проектирования с тем, чтобы спроектированное мотор-колесо удовлетворяло техническим требованиям, предъявляемым к нему, по завершении процесса проектирования и доводки, в течение 10-15 лет эксплуатации.

Расчёт узлов и агрегатов следует, по возможности, производить с использованием различных САПР с тем, чтобы сократить время вычислений и повысить их точность. В настоящей работе использованы программы SRDaS для расчёта тягового электродвигателя и ShaftPlus5 для механической передачи. Подготовка конструкторской документации производилась в среде проектирования КОМПАС 3D. Мотор-колесо выполнено не в привычном виде плоских чертежей, а в частично параметрической твердотельной модели в соответствии с современными стандартами трёхмерного проектирования.

Под компоновкой мотор-колеса понимают последовательность расположения его элементов в монтажном объёме, ограниченном посадочным диаметром шины, габаритным размером по ширине транспортного средства и пространства с внутренней стороны мотор-колеса. Основная задача, возникающая при компоновке, заключается в размещении всех необходимых элементов мотор-колеса в ограниченном монтажном объёме с обеспечением доступа к тем элементам, которые требуют осмотра и обслуживания в процессе эксплуатации.

Компоновка мотор-колеса оказывает большое влияние на его конструктивные и эксплуатационные свойства, в частности, на осевой размер и массу. Поиск рациональной компоновки является тем этапом проектирования мотор-колеса, на котором принимают принципиальные решения, вводящие последующий процесс конструирования агрегата в определённые и достаточно узкие границы с точки зрения выбора тех или иных частных конструктивных решений. Конструкторская проработка отдельных узлов мотор-колеса лишь развивает принятое компоновочное решение.

Для современных методов рациональной компоновки мотор-колёс характерно уменьшение до минимума свободных полостей в монтажном объёме. В подавляющем большинстве новых разработок чётко выражена тенденция к уменьшению осевого размера мотор-колеса, хотя есть и отдельные исключения.

Анализ современных конструкций мотор-колес, систем тягового электропривода и компонентов шасси транспортных средств позволил сделать следующие выводы:

1) основное распространение имеют две основные кинематические схемы – безредукторная с тихоходным многополюсным электродвигателем и с быстроходным электродвигателем и редуктором. Первая схема конструктивно проще, но имеет большую удельную массу в силу того, что двигатель существенно недоиспользуется по мощности. Поэтому для проектируемого мотор-колеса выбрана схема с быстроходным электродвигателем и редуктором.

2) требованиям, предъявляемым к тяговому электродвигателю, в наибольшей мере удовлетворяет вентильно-индукторный привод, представляющий систему синхронной индукторной машины, полупроводникового инвертора и системы управления с обратной связью по положению ротора;

Серьёзной проблемой при компоновке мотор-колеса является размещение механического тормоза. В проектируемой конструкции выбран барабанный тормозной механизм с гидравлический приводом.

Для максимального использования преимуществ мотор-колёс выбрана независимая подвеска на двойных поперечных рычагах со стабилизатором поперечной устойчивости и продольно расположенными торсионами в качестве упругих элементов. Применение торсионной подвески позволяет уменьшить осевой размер мотор-колеса с подвеской в сборе. Хотя упругие характеристики торсионной подвески меньше подходят автобусу, чем пневматической, применяя торсионы с прогрессивной характеристикой и используя механизм регулировки угла предварительной закрутки торсионов, можно достичь максимально близких показателей. При этом отпадает необходимость в сложной и недостаточно надёжной пневмосистеме (при использовании гидропривода тормозов с электроусилителем).

Характеристики мотор-колеса во многом зависят от применяемого типа колёс и шин. В последнее время наметилась тенденция к переходу от двускатной ошиповки заднего моста автомобилей к односкатной с применением сверхширокопрофильных шин. Компания Bridgestone в 2001 году выпустила на рынок сверхширокопрофильную шину серии GREATEC специально для городских автомобилей. Шина имеет размерность 435/45R22,5 и монтируется на цельном дисковом колесе размерностью 13”R22,5. Для мотор-колеса актуален наибольший монтажный объём внутри колесного обода, поэтому существующие промышленные образцы непригодны. Однако уровень технологии колёсной промышленности позволяет в кратчайшие сроки освоить производство колёс с нужным вылетом при наличии потребности. Для разрабатываемого мотор-колеса требуется вылет +175 мм. Крепление колеса выполнено в соответствии со стандартом DIN 74361 T3.

Анализ литературы показывает, что в мотор-колёсах используются четыре основных типа электропривода:

– двигатель постоянного тока с последовательным возбуждением;

– асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором и преобразователем частоты (ПЧ);

– синхронный двигатель с постоянными магнитами и ПЧ;

– синхронный двигатель с пассивным ротором, электромеханической редукцией и ПЧ (вентильно-индукторный привод).

В современных конструкциях мотор-колёс двигатель постоянного тока и асинхронный уступили место синхронным. В конструкциях мотор-колёс с наибольшей удельной мощностью применяются синхронные двигатели торцевого исполнения с постоянными магнитами. Однако мощные постоянные магниты изготавливаются с применением редкоземельных металлов и имеют большую стоимость, а также подвержены размагничиванию под действием вибрации.

Вентильно-индукторные двигатели (ВИД) наиболее целесообразно использовать в качестве электропривода механизмов, в которых по условиям работы требуется осуществление регулирования в широком диапазоне частоты вращения. Примером здесь могут быть электроприводы станков с числовым программным управлением и промышленных роботов.

Эффективность использования ВИД существенно повышается, если необходимость регулирования частоты вращения сочетается с тяжелыми условиями работы, как это имеет место быть в электроприводах для металлургии, горнодобывающей промышленности и подвижного состава электрического транспорта.

В промышленности есть большой класс устройств и механизмов, использующих нерегулируемый электропривод, где энергетическая эффективность существенно возрастает при использовании регулируемого электропривода. К таким устройствам, прежде всего, относятся компрессоры, насосы и вентиляторы. Использование здесь ВИД является весьма перспективным.

ВИД представляет собой относительно новый тип электромеханического преобразователя энергии. Поэтому его продвижение на рынке происходит достаточно медленно. Однако уже сейчас многие электротехнические фирмы мира либо рассматривают возможность серийного выпуска ВИД, либо уже производят его. Так например,

– английская фирма Allenwest изготавливает общепромышленные электроприводы мощностью 7,5–22 кВт;

– фирма Jeffery Diamond выпускает электроприводы мощностью 35–200 кВт для горно-добывающей промышленности;

– американская фирма Magna Physics серийно производит электроприводы мощностью 10–1500 Вт;

– итальянская фирма Sicme Motor совместно с SRDL выпускает серию приводов RELU–SPEED мощностью 9–140 кВт с частотой вращения 3000 об/мин;

– Emerson Electric C° ежедневно выпускает 2000 стиральных машин, в которых используются эти двигатели;

– AMC совместно с NEC/Densai (Япония) выпускает ВИД для электрического транспорта.

За последние десять лет доля применения ВИД в регулируемом электроприводе возросла в восемь раз и достигла 8 %. По всей видимости, эта цифра будет расти.

ВИД обладает следующими достоинствами:

– простота и технологичность конструкции индукторной машины (ИМ);
– низкая себестоимость;
– высокая надежность;
– высокая ремонтопригодность;
– низкие потери в роторе;
– минимальные температурные эффекты;
– низкий момент инерции;
– возможность работы на больших частотах вращения;
– возможность работы в агрессивных средах;
– высокая степень утилизации;
– возможность оптимального управления процессом электромеханического преобразования энергии для конкретного нагрузочного устройства;
– высокие массо-габаритные и энергетические характеристики;

Недостатки ВИД:

– высокий уровень шумов и вибраций;
– плохое использование стали;
– работа возможна только совместно с преобразователем частоты;
– значительные отходы при штамповке;
– пониженная электросовместимость с сетью из-за высокого содержания высших гармоник в токах обмоток.

Принимая во внимание такие преимущества как высокая надежность, низкая себестоимость, возможность оптимального управления процессом электромеханического преобразования энергии и высокие массо-габаритные и энергетические характеристики, что наиболее актуально для тягового привода мотор-колёс, данный тип электропривода выбран для проектируемого мотор-колеса.

Анализ современных тенденций в проектировании городского транспорта на пневматическом колёсном ходу показывает, что основные конструктивные мероприятия направлены на снижение массы и

расхода энергии на движение, а также на снижение трудоёмкости технического обслуживания и увеличение сервисных интервалов.

Применение независимой задней подвески позволит снизить уровень пола до 360 мм, что позволит сэкономить около 20 % массы кузова автомобиля. Современные технологии позволяют создать лёгкую, прочную, жёсткую и легкосборную модульную конструкцию кузова. Модульная конструкция мотор-колеса в сочетании с модульной конструкцией кузова значительно упростит процесс сборки автомобиля, поскольку рычаги подвески можно предварительно собирать на подрамнике, и устанавливать заднюю подвеску в сборе на собранный отдельно кузов.

При постановке задачи проектирования была поставлена цель исключить из конструкции автомобиля громоздкую и ненадёжную пневмосистему. Учитывая, что на большинстве автомобилей пневмосистема служит для привода тормозов и регулирования дорожного просвета задней пневмоподвеской, потребовалось найти возможные способы выполнения этих функций другими системами.

Тормозная система является важнейшим с точки зрения безопасности элементом автомобиля. Основным оценочным критерием эффективности тормозной системы является тормозной путь при заданных нагрузке, скорости движения автомобиля и состоянии дорожного покрытия. Тормозной путь определяется коэффициентом сцепления колеса с дорогой, максимальным тормозным усилием, развиваемым тормозными механизмами (и тяговым двигателем в тормозном режиме), а также законом изменения тормозного усилия во времени, т.е. временем срабатывания. Пневматический привод тормозов характеризуется наличием инерционного передаточного звена (воздуха в магистралях) с большой постоянной времени, что приводит к большему на 0,2...0,5 с по сравнению с гидравлическим приводом запаздыванию тормозного усилия, что эквивалентно приросту тормозного пути на 3...8 м со скорости 60 км/ч. Использование гидропривода тормозов на тяжёлых транспортных средствах затрудняется созданием усилителя, однако на автобусе это представляется возможным по причине работы тягового электродвигателя в режиме рекуперативного торможения с отдачей значительной электрической мощности.

Поэтому в конструкцию автомобиля с мотор-колесами целесообразно заложить гидравлический привод тормозов с электрическим усилителем. Усилитель можно выполнить четырёхканальным, по числу колёс. При селективном коэффициенте усиления по разным каналам электроусилитель сможет выполнять функцию антиблокировочной системы тормозов.

Пневмоподвеска традиционной конструкции обеспечивает высокую плавность хода, бесшумность демпфирования колебаний и регули-

руемым дорожным просветом. Учитывая, что нагрузка на заднюю ось порожнего и полностью загруженного автомобиля различается на 80 %, система регулирования дорожного просвета необходима. Торсионная подвеска, предлагаемая для автомобиля с мотор-колесами, позволяет регулировать дорожный просвет путем изменения угла первичной закрутки торсионов. Каждое мотор-колесо опирается на кузов через пару одинаковых продольных торсионов: основным и регулировочным. Угол закрутки регулировочного торсиона можно изменять с помощью электропривода с самотормозящейся передачей большого передаточного соотношения (например, волновой или однозаходной червячной). Несущая способность подвески таким образом можно менять на 100 %.

Таким образом, из конструкции автомобиля полностью исключена пневматическая система.

На легковых автомобилях в настоящее время получил широкое распространение электропривод усилителя рулевого управления. Единственным серьёзным сдерживающим фактором является ограниченная мощность автомобильной электросети (в связи с ограниченной мощностью генератора и низким номинальным напряжением). Наличие контактной сети облегчает решение задачи для автомобиля, поэтому в предлагаемой концепции рулевое управление оснащено электромеханическим усилителем.

Значительное распространение в автомобилестроении получило мультиплексированное электрооборудование, позволяющее значительно снизить массу жгутов проводов, упростить их монтаж, повысить надёжность и расширить возможности добавления нового оборудования. Применительно к автобусу и грузовому автомобилю, сильно насыщенному всевозможными электрическими схемами, рассматриваемое решение весьма актуально.

7.2. Совершенствование привода сцепления автомобилей

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

Сцепление автомобиля КамАЗ-5320 (рис. 7.5) установлено в картере 5. К ведущим деталям сцепления относятся маховик 13, ведущий диск 1, нажимной диск 4 и кожух 6. Ведущий и нажимной диски имеют на наружной поверхности по четыре шипа, которые входят в пазы приливов, расположенных на цилиндрической поверхности маховика, и передают на ведомые диски крутящий момент от двигателя. Одновременно обеспечивается возможность осевого перемещения дисков 1 и 4.

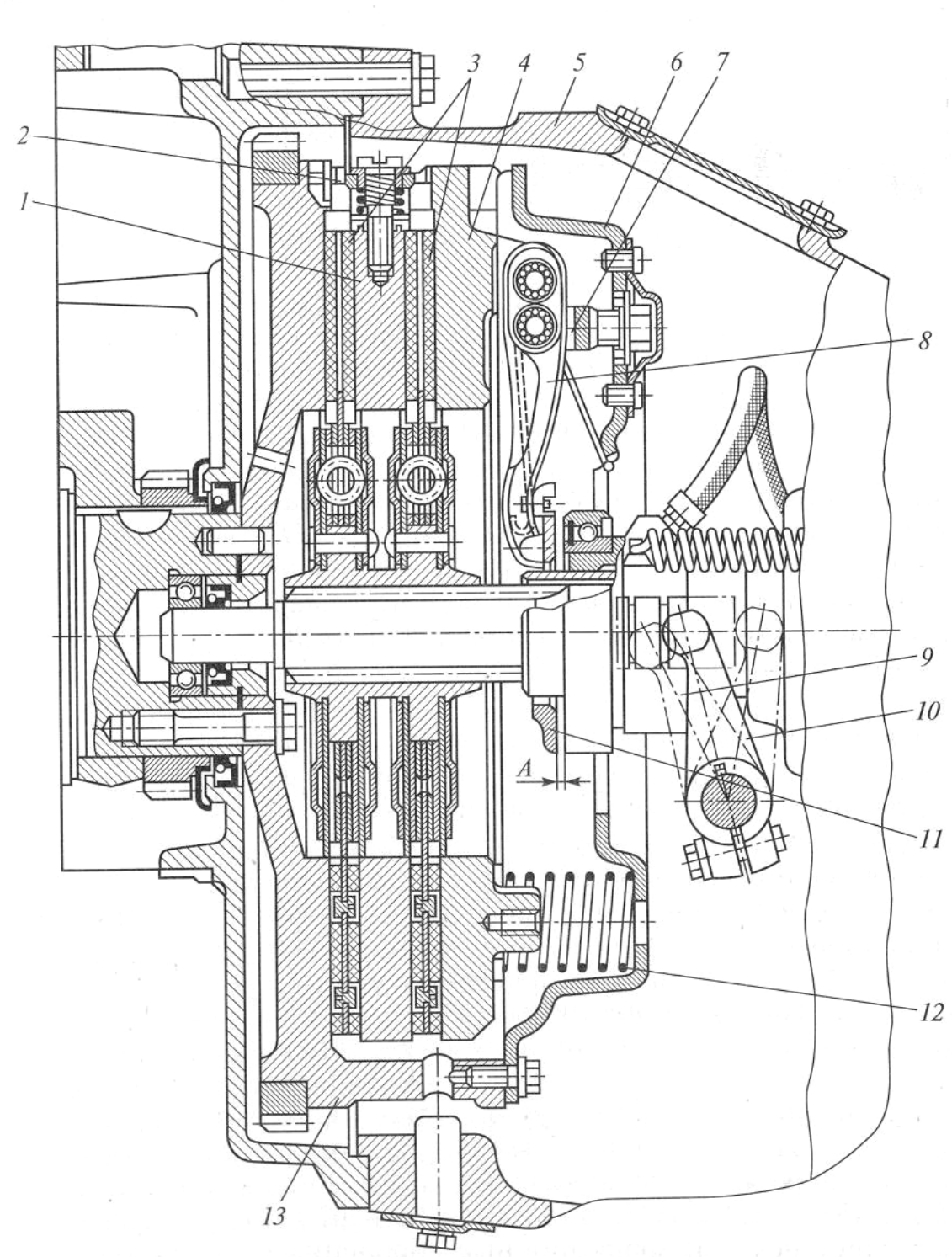


Рис. 7.5. Двухдисковое сцепление автомобилей КамАЗ:
1 – ведущий диск; 2 – рычажный механизм; 3 – ведомые диски;
4 – нажимной диск; 5 – картер сцепления; 6 – кожух; 7 – опорные вилки;
8 – рычаги; 9 – муфта; 10 – вилка выключения сцепления;
11 – упорное кольцо; 12 – нажимные пружины; 13 – маховик

К ведомым деталям сцепления относятся два ведомых диска 3 с фрикционными накладками и гасителями крутильных колебаний в сборе.

Ступицы ведомых дисков установлены на шлицах ведущего вала коробки передач или делителя. Между кожухом 6 и нажимным диском 4 установлены нажимные пружины 12, под действием которых ведомые диски 3 зажимаются между нажимным диском 4 и маховиком 13.

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

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

При выключении сцепления муфта выключения с подшипником 9 через упорное кольцо II воздействует на внутренние концы рычагов 8, которые поворачиваются на игольчатых подшипниках опорных вилок 7. Наружные концы рычагов при этом оттягивают нажимной диск 4 от заднего ведомого диска 3. Средний ведущий диск 1 при помощи автоматического рычажного механизма 2, смонтированного на диске, самоустанавливается в среднее положение между торцами нажимного диска 4 и маховика 13, освобождая передний ведомый диск 3. Таким образом, между ведущими и ведомыми дисками сцепления при полном его выключении образуются зазоры, которые обеспечивают разъединение ведущих и ведомых деталей.

Привод сцепления (рис. 7.6) – дистанционный гидравлический с пневмогидроусилителем. Включение в гидравлический привод усилителя позволило существенно облегчить выключение и удержание в выключенном состоянии сцепления.

При нажатии на педаль 1 (рис. 7.6, а) при выключении сцепления усилие через рычаг и шток передается к главному цилиндру 2, откуда жидкость под давлением по трубопроводу 10 поступает в корпус следящего устройства 4, которое при этом обеспечивает пропуск сжатого воздуха, поступающего по воздухопроводу 5 в цилиндр пневмоусилителя 3. Одновременно от главного цилиндра 2 жидкость под давлением

поступает в рабочий цилиндр 6 усилителя. Следящее устройство 4, цилиндр пневмоусилителя 3 и рабочий цилиндр 6 выполнены в одном агрегате – пневмогидравлическом усилителе.

Принципиальная схема включения усилителя в гидропривод показана на рис. 7.6, б.

Суммарное усилие, определяемое давлением воздуха в цилиндре пневмоусилителя и давлением жидкости в рабочем цилиндре, передается на шток 9 и через рычаг 8, вал и вилку выключения сцепления обеспечивает перемещение муфты с выжимным подшипником 7, необходимое для выключения сцепления.

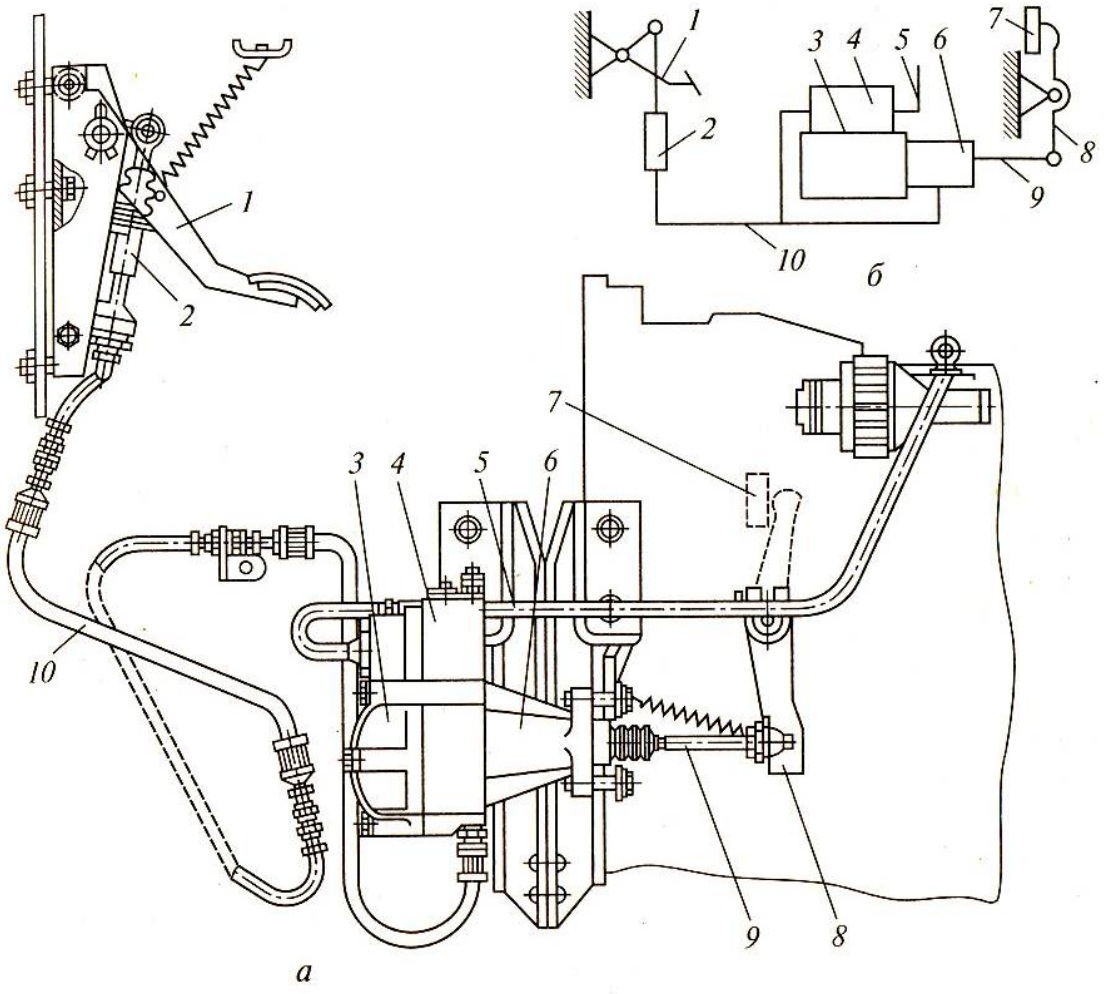


Рис. 7.6. Привод сцепления автомобилей КамАЗ:
1 – педаль сцепления; 2 – главный цилиндр; 3 – цилиндр пневмоусилителя; 4 – следящее устройство; 5 – воздухопровод; 6 – рабочий цилиндр; 7 – выжимной подшипник; 8 – рычаг; 9 – шток; 10 – трубопровод

7.2. Автоматизированная система управления силовым агрегатом транспортного средства

Дальнейшее совершенствование механических трансмиссий связано с автоматизацией процесса переключения передач, которая осуществляется с помощью автоматизированных и автоматических трансмиссий.

По этой причине в настоящее время активно интенсифицируются разработки в области автоматизации механических трансмиссий грузовых и легковых автомобилей, что привело к созданию ряда технических решений. Полуавтоматические трансмиссии нашли промышленное применение на многих моделях грузовых автотранспортных средств и автобусов.

Автоматизация механических коробок передач

В Европе появился некоторый интерес к идее «автоматизированных механических коробок передач» с использованием электронного контроля и современных исполнительных устройств, чтобы получить результат, который пытались получить многие изобретатели в 30-е годы, используя только механические средства. Первым производителем, который предложил такой агрегат, был BMW со своей коробкой передач Sequential M Gearbox (SMG). Эта трансмиссия, предлагаемая как опция для высокофорсированной версии 3-й серии М3 имеет шесть передач вперед и два независимых, управляемых сервомеханизмами режима работы. В первом режиме, который BMW решил назвать «экономичный», коробка передач работает полностью автоматически, как и любая другая автоматическая коробка. Этот режим включается «но умолчанию» каждый раз, когда включается зажигание. Второй, «спортивный» режим, который выбирает водитель, дает возможность переключать передачи вверх-вниз, как это делает система «oliptronic».

Водитель может переключать режимы, покачивая рычаг в стороны. Переключения можно производить, не снимая ноги с педали акселератора. Нет никакой опасности при переключении на высшую передачу, хотя двигатель защищен от «перекручивания» регулятором зажигания. Для предотвращения поломки двигателя в результате включении низкой передачи на большой скорости предусматривается перерегулирование. Коробка передач также автоматически переключается на вторую передачу, если скорость автомобиля снижается до 15 км/ч, и на первую, когда автомобиль останавливается. Установки электронного модуля могут быть легко перепрограммированы при необходимости, и

BMW утверждает, что для рынка Великобритании установки экономичного режима были сброшены, чтобы избежать «охоты» на низших передачах при поиске обходных путей.

Подобная концепция позже была представлена Va1eo и Renault. Компания Boile de Vitesses Automaiisee (BVA) использовала узел сервосцепления Valeo совместно с адаптированной версией 5-ступенчатой механической коробкой передач Renault для обеспечения полного управления сервопереключением передач. Преимущества BVA, заявляет Renault, заключаются в снижении веса, меньшей стоимости и более высокой эффективности, чем у обычной автоматической коробки передач при эквивалентной или лучшей работе.

Если посмотреть на мировую перспективу, можно заметить, что эти роботизированные разработки находятся на краю технических тенденций, хотя они были одобрены уважаемой исследовательской компанией Ricardo, которая заявила, что в некоторых последних исследованиях по оптимизации экономичности при созданных условиях лучшие цифры были получены при использовании собственной автоматизированной трансмиссии ALT, чьи принципы работы схожи с SMG, хотя они не предлагают переключений в спортивном режиме. Ricardo отмечает, что небольшое, но существенное преимущество в применении шестерен с постоянным зацеплением позволяет достигнуть эффективности в 97 %, в то время, как обыкновенные автоматы, даже с блокировкой гидротрансформатора и минимизированными насосными потерями смазочной системы могут надеяться не более чем на 95 %.

Роботизированная коробка передач

Роботизированна**я коробка передач** (другое наименование –**автоматизированная коробка передач**, обиходное название –**коробка-робот**) представляет собой механическую коробку передач, в которой функции выключения сцепления и переключения передач автоматизированы. Автоматизация данных функций стала возможной за счет применения в управлении коробкой электронных компонентов.

Роботизированная коробка передач сочетает в себе комфорт автоматической коробки передач, надежность и топливную экономичность механической коробки передач. При этом «робот» в большинстве своем значительно дешевле классической АКПП.

В настоящее время практически все ведущие автопроизводители оснащают свои автомобили роботизированными коробками передач. Коробки передач различаются по конструкции, вместе с тем можно

выделить следующее общее **устройство роботизированной коробки передач**:

- сцепление;
- механическая коробка передач;
- привод сцепления и передач;
- система управления.

В автоматизированных коробках передач используется **сцепление фрикционного типа**. Это могут быть отдельные диски или пакет фрикционных дисков. Прогрессивным является так называемое двойное сцепление в конструкции коробки передач.

В основе коробки передач лежит обычная механическая коробка с цилиндрическими шестернями.

Коробки-роботы могут иметь **электрический или гидравлический привод сцепления и передач**. В электрическом приводе исполнительными органами являются сервомеханизмы (электродвигатели). Гидравлический привод осуществляется с помощью гидроцилиндров.

Электрический привод сцепления и передач имеют следующие конструкции коробок передач:

- **Easytronic** от Opel;
- **MultiMode** от Toyota.

Значительно больше конструкций «роботов» имеют **гидравлический привод**:

- **SMG**, **DCT** M Drivelogic от BMW;
- **DSG** от Volkswagen;
- **S-Tronic** от Audi;
- **Senso Drive** от Citroen;
- **2-Tronic** от Peugeot;
- **Dualogic** от Fiat.

Управление роботизированной коробкой передач осуществляет электронная система, которая включает следующие конструктивные элементы:

- входные датчики;
- электронный блок управления;
- исполнительные механизмы коробки передач.

Входные датчики отслеживают основные параметры коробки передач: частоту вращения на входе и выходе, положение вилок включения передач, положение селектора, а также давление и температуру масла (для гидравлического привода).

На основании сигналов датчиков **электронный блок управления** формирует управляющие воздействия на исполнительные механизмы.

В своей работе электронный блок взаимодействует с системой управления двигателем, системой ABS (ESP).

В роботизированных коробках с гидравлическим приводом в систему управления также включен **гидравлический блок управления**, который обеспечивает непосредственное управление гидроцилиндрами и давлением в системе.

В зависимости от вида привода исполнительными механизмами роботизированной коробки передач являются:

- электродвигатели (*электрический привод*);
- электромагнитные клапаны гидроцилиндров (*гидравлический привод*).

Принцип работы роботизированной коробки передач заключается в следующем. На основании сигналов входных датчиков электронный блок управления формирует алгоритм управления коробкой в зависимости от внешних условий и реализует его через исполнительные механизмы.

На всех роботизированных коробках предусмотрен режим ручного переключения передач, аналогичный функции Tiptronic. Работа в данном режиме позволяет последовательно переключать передачи с низшей на высшую и наоборот. В некоторых источниках информации такая роботизированная трансмиссия называется **секвентальной коробкой передач** (от sequensum – последовательность).

Основным недостатком роботизированных коробок передач является большое время переключения передач (до 2 с), что приводит к провалам и рывкам в динамике автомобиля и снижает комфорт от управления транспортным средством. Решение указанной проблемы было найдено в применении **коробки передач с двумя сцеплениями**, что обеспечило переключение передач без разрыва потока мощности.

Двойное сцепление позволяет при включенной передаче выбрать следующую передачу и при необходимости включить ее без перерыва в работе коробки. Поэтому другое название роботизированной коробки передач с двумя сцеплениями – **преселективная коробка передач** (от pre select – предварительно выбрать).

Данное техническое решение в настоящее время реализовано на многих роботизированных коробках, в т.ч. DSG, S-Tronic (время переключения передач 0,2-0,4 с) от Volkswagen (Audi), SMG и DCT M Drivelogic (время переключение передач 0,1 с), устанавливаемых на спортивные автомобили фирмы BMW.

В настоящее время самыми распространенными и технически совершенными являются роботизированные коробки передач DSG и S-Tronic. Коробка S-Tronic является аналогом коробки DSG, но в отличие от нее

устанавливается на задне- и полноприводные автомобили продольно оси.

На автоматизированных коробках SMG и DCT M Drivelogic в системе управления реализуется **функция Drivelogic**, которая предполагает одиннадцать программ переключения передач. Шесть программ выполняются в режиме ручного переключения, а пять являются автоматизированными программами переключения передач. Данная функция позволяет адаптировать смену передач под стиль вождения конкретного человека. По сути, данные коробки являются **адаптивными коробками передач**.

Одной из основных проблем в процессе переключения передач являются разрыв потока мощности, значительные временные потери на процесс переключения и отсутствие возможности перекрытия передач. Все вышеперечисленные технические решения не в состоянии решить данной проблемы.

Как известно, механические коробки перемены передач имеют такие недостатки, как «длинные передачи», значительные временные диапазоны переключения передач, обусловленные необходимостью выравнивания окружных скоростей за счет работы синхронизаторов, это требует выключения сцепления.

Наиболее перспективным является алгоритм центральной синхронизации окружных скоростей [9].

В существующих транспортных машинах изменение тягового усилия на ведущих колесах осуществляется посредством изменения передаточного отношения в элементах трансмиссии. При этом основными проблемами в процессе переключения передач являются разрыв потока мощности, значительные временные потери на процесс переключения и отсутствие возможности перекрытия передач.

Исследования показали, что существующие ступенчатые коробки перемены передач способны передавать большие крутящие моменты, иметь небольшие габариты и высокую надежность. Присущие им недостатки, такие как «длинные передачи», значительные временные диапазоны переключения передач, обусловленные необходимостью выравнивания окружных скоростей за счет работы синхронизаторов, что требует выключения сцепления (одно-, двухразовое), можно исключить посредством центральной синхронизации окружных скоростей. Это достигается управлением частотой вращения коленчатого вала двигателя, а также позволяет расширить диапазон передаточных чисел коробки передач и значительно снизить временные параметры переключения практически без разрыва силового потока.

Техническое решение данного предложения заключается в автоматической синхронизации (выравнивании) угловых скоростей входного и выходного силовых потоков, что позволит осуществить переключение передач как вверх, так и вниз без выключения сцепления. Реализация данной идеи делает возможным оптимизацию работы двигателя независимо от нагрузки, прикладываемой к ведущим колесам. В основу технического решения положен принцип сравнения частот вращения ведущих и ведомых элементов между собой и с эталонными значениями. Передачу включают в момент синхронизации, когда время, оставшееся до выравнивания угловых скоростей вторичного вала и шестерни включаемой передачи, равно времени срабатывания механизма включения передач. Управление двигателем прекращают в тот момент синхронизации, когда время, оставшееся до выравнивания частот вращения вторичного вала и шестерни включаемой передачи, равно времени срабатывания механизма управления ДВС. К моменту выравнивания угловых скоростей вторичного вала и шестерни включаемой передачи процесс включения передач уже завершается.

Данный способ переключения передач в ступенчатой автоматизированной коробке реализуется в два этапа следующим образом. Первоначально осуществляется выключение передачи в коробке перемены передач. Для этого к муфте шестерни выключаемой передачи прикладывается осевое усилие, достаточное для ее выключения только в малонагруженной трансмиссии, и при движении автомобиля в тяговом режиме (при разгоне автомобиля) предварительно кратковременно разгружается трансмиссия за счет резкого сброса оборотов ДВС прекращением подачи топлива, что ведет к уменьшению крутящего момента двигателя. Выключение передачи происходит в промежуток времени, когда крутящий момент на валу двигателя стремится к нулю. На рис. 3.61,а, характеризующем совместную работу двигателя с трансмиссией, процесс выключения передачи показан в зоне малонагруженности двигателя точками 2–3, по оси абсцисс представлена ω – угловая скорость коленчатого вала двигателя, по оси ординат M_e – крутящий момент. Таким образом, выключение передачи происходит без выключения сцепления. Если транспортное средство движется в тормозном режиме, то рабочая точка момента переключения (рис. 7.7,б) переместится по линии 4 – 5 – 6 и в зоне малонагруженности двигателя 5 – 6 произойдет выключение передачи.

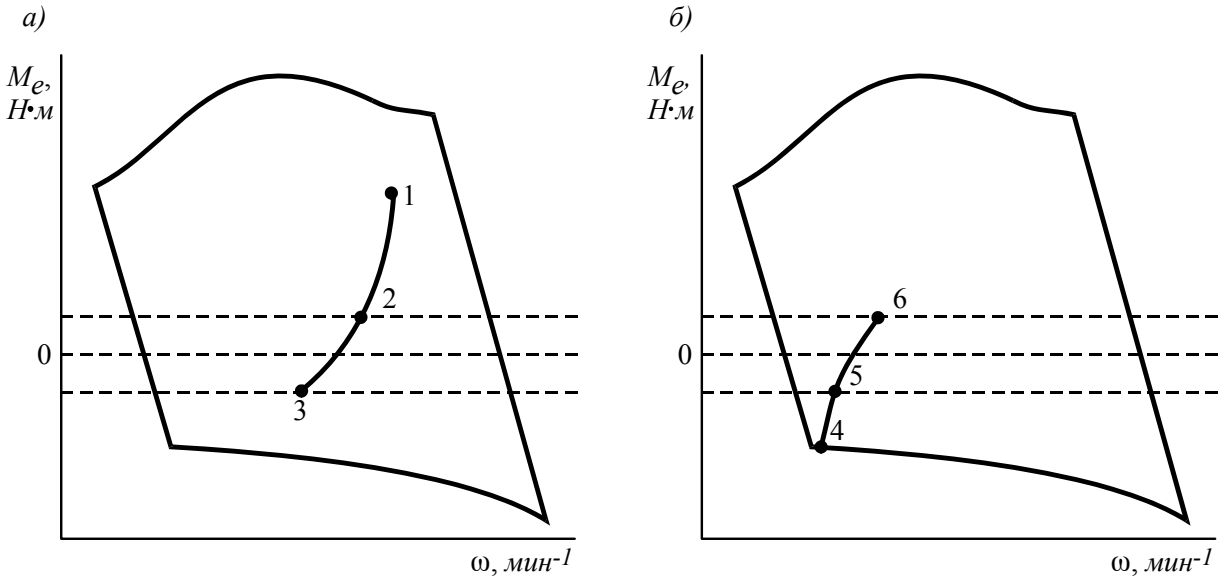


Рис. 7.7. Зоны выключения передач в режиме разгона и торможения

На втором этапе процесс включения передачи начинается с определения времени Δt, оставшегося до выравнивания угловых скоростей шестерни включаемой передачи и вторичного вала коробки перемены передач по формуле

$$\Delta t = \frac{\Delta\omega}{e},$$

где $\Delta\omega$ – разность угловых скоростей шестерни включаемой передачи и вторичного вала, приведенная к промежуточному валу с учетом передаточного отношения коробки передач на включаемой передаче:

$$\Delta\omega = |\omega_{Ш} - \omega_2|, \text{ мин}^{-1};$$

здесь $\omega_{Ш}$ – угловая скорость шестерни включаемой передачи, приведенная к промежуточному валу коробки передач, мин$^{-1}$;

ω_2 – угловая скорость вторичного вала коробки передач, приведенная к промежуточному валу коробки передач на включаемой передаче, мин$^{-1}$;

e – интенсивность выравнивания угловых скоростей шестерни включаемой передачи и вторичного вала коробки перемены передач:

$$e = e(\tau_c), \text{ если } \omega_{Ш} > \omega_2,$$

где $e(\tau_c)$ – постоянная, заранее определенная величина замедления промежуточного вала коробки передач при торможении двигателя с максимальной интенсивностью, об·мин$^{-1}$·с$^{-1}$;

$$e = e(\tau_p), \text{ если } \omega_{Ш} < \omega_2,$$

где $e(\tau_p)$ – постоянная, заранее определенная величина ускорения промежуточного вала коробки перемены передач при разгоне двигателя с максимальной интенсивностью, об·мин$^{-1}$·с$^{-1}$;

τ_c – время сброса оборотов коленчатого вала двигателя, с;

τ_p – время разгона оборотов коленчатого вала двигателя, с.

Если время Δt, оставшееся до выравнивания угловых скоростей шестерни включаемой передачи и вторичного вала коробки передач, больше времени срабатывания механизма переключения передач, то начинают процесс синхронизации (момент времени t_c). На рис. 7.8 показаны графики изменения во времени угловых скоростей валов коробки передач в процессе переключения на высшую передачу. Процесс синхронизации начинается в момент времени t_c путем управления двигателем, т.е. уменьшением частоты вращения коленчатого вала ДВС, и завершается в момент времени при совпадении угловых скоростей шестерни и вторичного вала коробки передач, приведенной к промежуточному валу с учетом передаточного отношения на включаемой передаче.

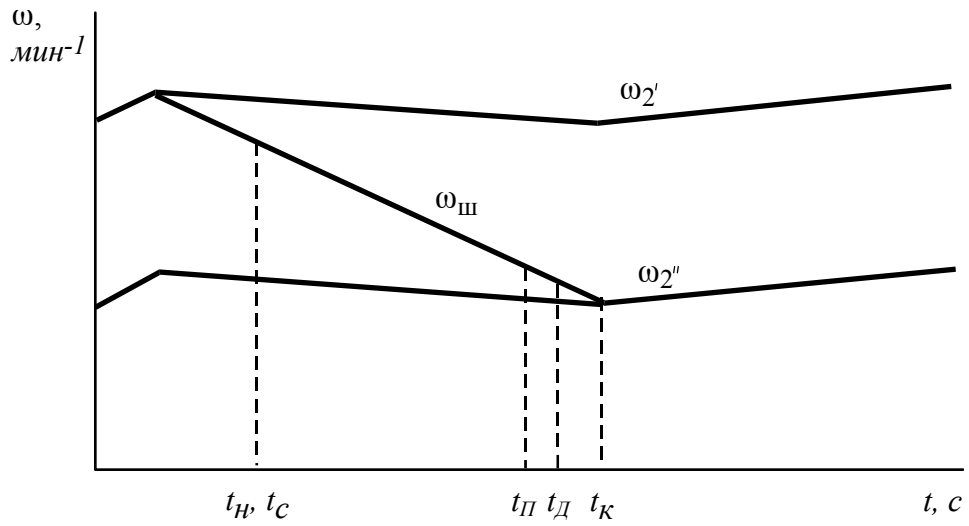


Рис. 7.8. Соотношение угловых скоростей валов при переключении передач вверх при ($\Delta t > t_{Ср}$):
ω_2' – угловая скорость вторичного вала коробки передач, приведенная к промежуточному валу с учетом передаточного отношения коробки передач на выключаемой передаче; ω_2'' – угловая скорость вторичного вала коробки передач, приведенная к промежуточному валу с учетом передаточного отношения коробки передач на включаемой передаче; $t_Н$ – момент времени начала процесса включения передачи; $t_С$ – момент времени начала синхронизации; $t_П$ – момент времени механизма переключения передач; $t_Д$ – момент времени отмены управления двигателем; $t_К$ – момент времени завершения переключения передач

Если в процессе переключения на высшую передачу время Δt, оставшееся до выравнивания угловых скоростей, меньше времени срабатывания $t_{Ср}$ механизма переключения передач, то перед тем, как начать процесс синхронизации, увеличивается разность их угловых скоростей за счет разгона двигателя вследствие полной подачи топлива (рис. 7.9). В процессе указанного разгона двигателя с некоторым шагом по времени определяют время Δt и прекращается увеличение разности угловых скоростей, если время Δt станет больше времени срабатывания механизма переключения передач. В момент времени t_c начинается процесс синхронизации.

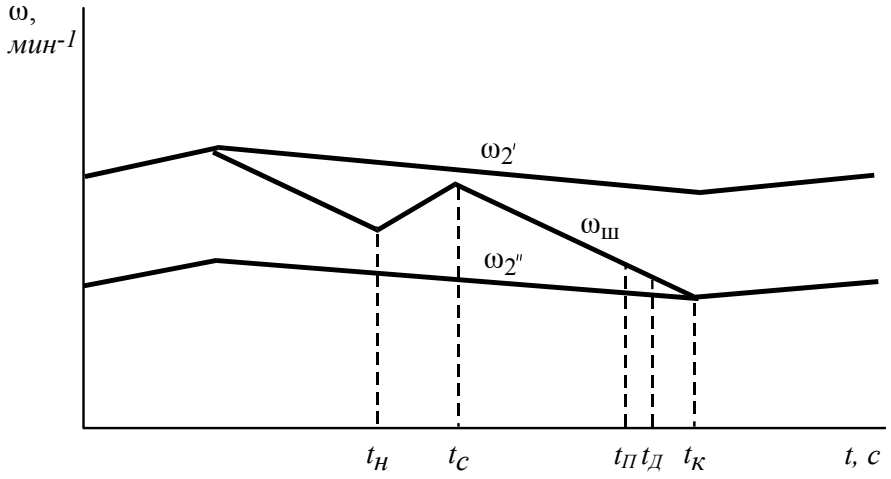


Рис. 7.9. Соотношение угловых скоростей валов при переключении передач вверх при $(\Delta t<t_{Ср})$

Если же в процессе переключения передач частота вращения коленчатого вала двигателя стала меньше частоты вращения вторичного вала коробки перемены передач, то путем полной подачи топлива увеличивается частота вращения двигателя до совпадения частот вращения. В этом случае время на проведение процесса синхронизации будет наибольшим (рис.7.10).

При движении автомобиля в режиме торможения двигателем, т.е. при необходимости включения пониженной передачи, процесс синхронизации начинается в момент времени, который больше, чем промежуток времени, необходимый для проведения синхронизации (рис. 7.11).

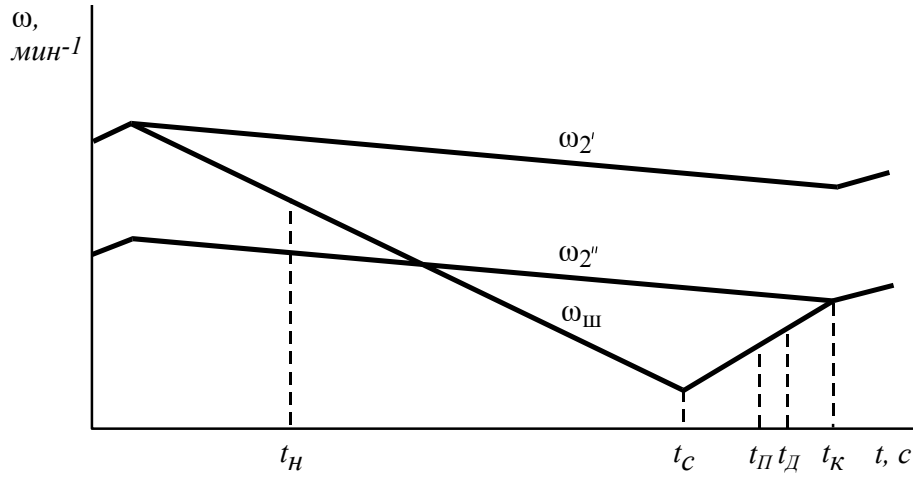


Рис. 7.10. Соотношение угловых скоростей валов при переключении передач вверх при ($\omega_{Ш}<\omega_2''$)

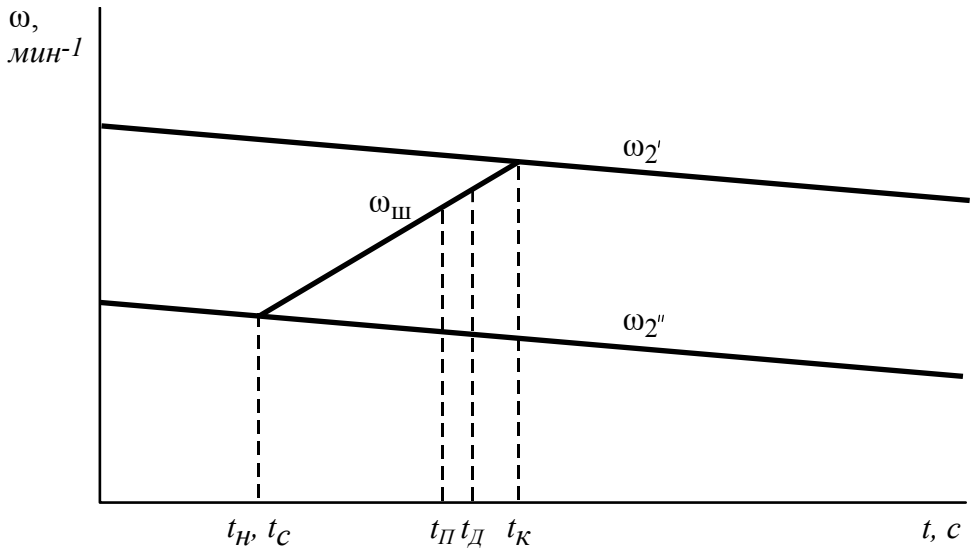


Рис. 7.11. Соотношение угловых скоростей валов при переключении передач вниз при ($\Delta t > t_{Ср}$)

Если недостаточно времени для проведения процесса синхронизации ($\Delta t<t_c$), то увеличивается разность угловых скоростей шестерни включаемой передачи и вторичного вала за счет уменьшения частоты вращения вала двигателя путем полного прекращения подачи топлива, а затем, в момент времени t_c увеличивается частота вращения вторичного вала за счет увеличения частоты вращения вала двигателя путем полной подачи топлива (рис. 7.12).

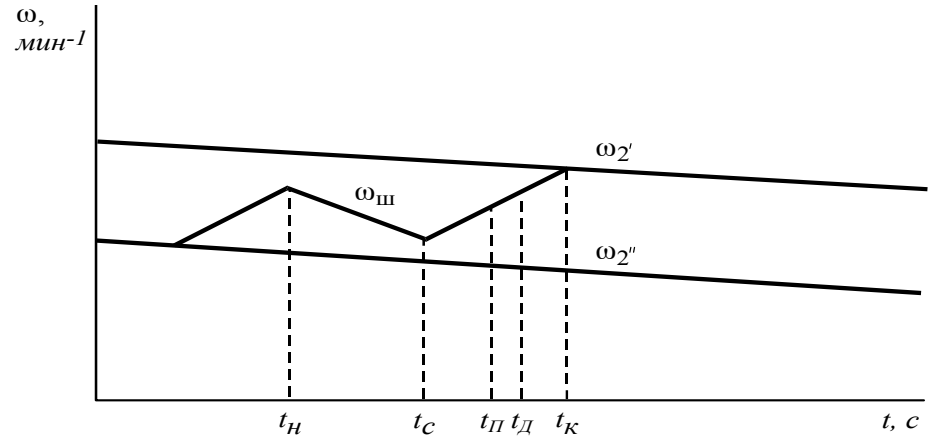


Рис. 7.12. Соотношение угловых скоростей валов при переключении передач вниз при ($\Delta t < t_{Ср}$)

Как вариант перехода на низшую передачу, если частота вращения коленчатого вала двигателя превышает частоту вращения вторичного вала коробки перемены передач, то сбрасываются обороты двигателя путем полного прекращения подачи топлива до момента совпадения частот вращения валов (рис. 7.13).

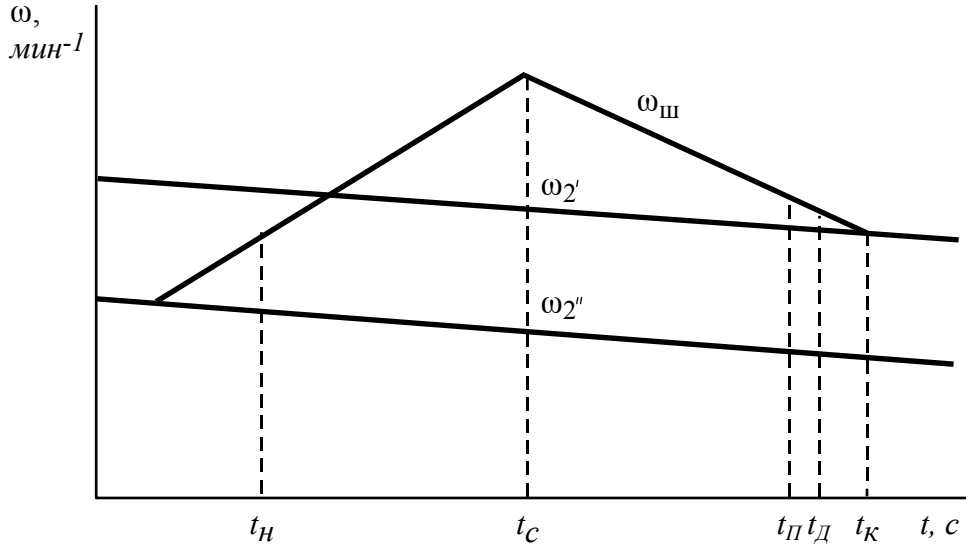


Рис. 7.13. Соотношение угловых скоростей валов при переключении передач вниз ($\omega_{Ш} > \omega_2''$)

Процесс синхронизации осуществляется автоматизированной системой управления ступенчатой механической коробкой перемены передач транспортного средства. Она обеспечивает выбор номера передачи и момента времени ее включения, а также организацию процесса переключения передач. В нее входят микропроцессорный блок управления, задатчик режимов движения, датчики угловых скоростей входного и

выходного валов коробки перемены передач, датчики включенных передач коробки, исполнительные механизмы переключения передач и управления двигателем.

Для технической реализации данного способа переключения передач разработан механизм автоматизированного переключения передач в механической ступенчатой коробке передач (рис. 7.14, 7.15, 7.16), который состоит из исполнительного механизма переключения передач с электромагнитными клапанами и цилиндров выбора и включения передачи, электромагнитных клапанов управления топливоподачей и остановом двигателя, соединенных с соответствующими исполнительными механизмами. Механизм снабжен датчиками частот вращения промежуточного и вторичного валов коробки перемены передач. Исполнительный механизм запитывается от бортовой пневмосистемы транспортного средства.

Рис. 7.14. Механизм автоматизированного переключения передач в механической ступенчатой коробке передач

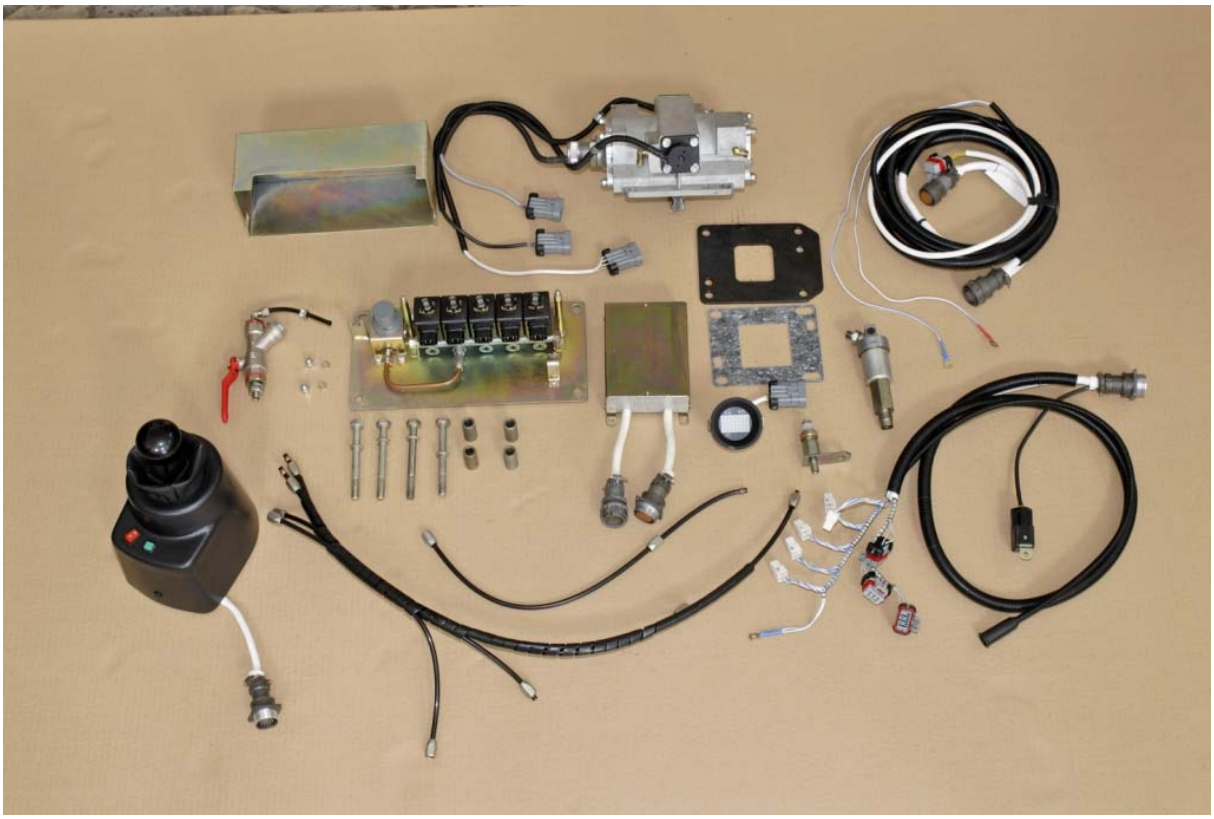


Рис. 7.15. Элементы механизма автоматизированного переключения передач в механической ступенчатой коробке передач

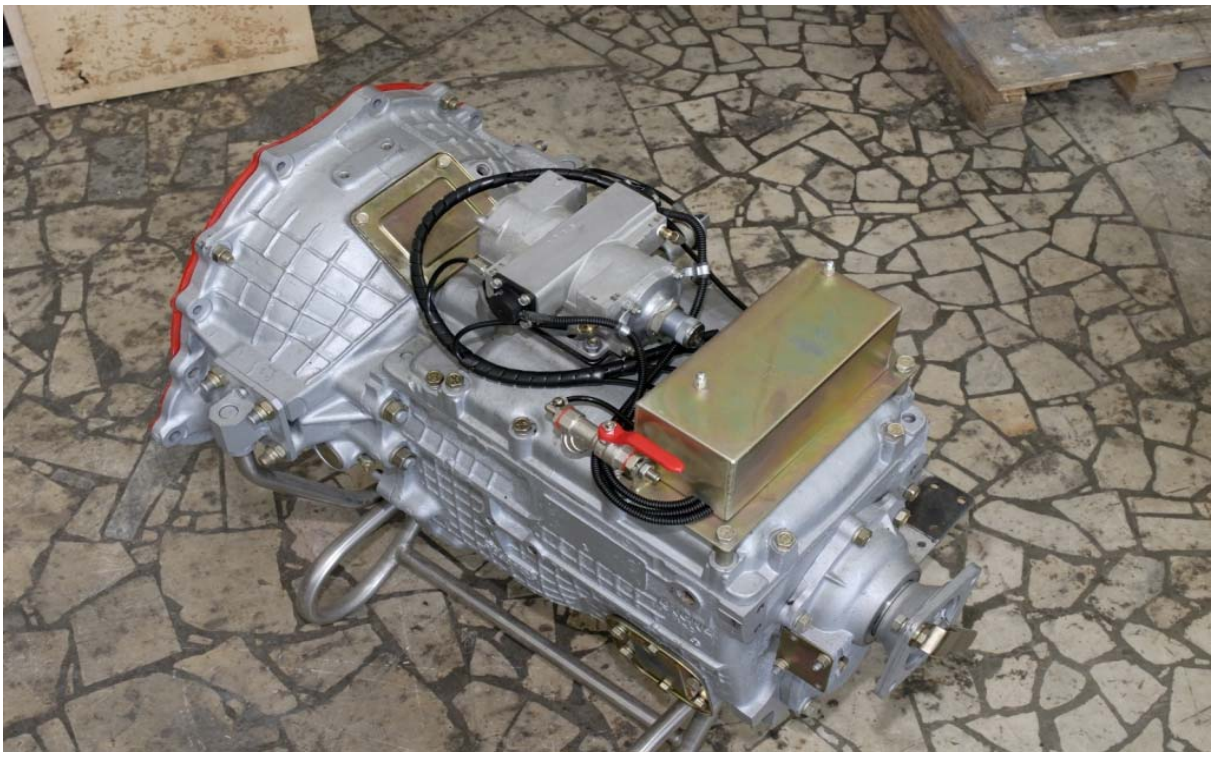


Рис. 7.16. Механическая ступенчатая коробка передач с механизмом автоматизированного переключения передач

Рис. 7.17. Исполнительный механизм коробки передач

Рис. 7.18. Рычаг управления коробкой передач

Принцип работы следующий: при нажатии водителем/оператором на педаль сцепления происходит размыкание сцепления и срабатывание датчика состояния сцепления, контакты которого при этом размыкаются (при наличии пневмогидроусилителя привода управления сцеплением датчик состояния сцепления срабатывает от воздуха, поступающего из силового пневмоцилиндра. Сигнал о размыкании контактов датчика поступает на блок управления, о чем говорит загорание индикатора состояния сцепления на блоке индикации. Блок управления в соответствии с состояниями концевых выключателей подает напряжение на электропневмоклапаны, которые подают воздух в соответствующие пневмоцилиндры исполнительного механизма КП, а также в пневмоцилиндр механизма блокировки (при включении 2, 3, 4 и 5 передач). Воздух поступает от бортовой сети транспортного средства через кран в сборе с фильтром и регулятор давления. Исполнительный механизм предназначен для включения пяти передач для движения вперед, передачи заднего хода и нейтрали, устанавливается на верхнюю крышку коробки передач вместо штатной опоры рычага переключения передач.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящее время существует множество моделей автомобилей, имеющих различное назначение, технические характеристики и потребительские свойства. Такое многообразие не в последнюю очередь вызвано расширением применения транспортных машин для нужд потребителей.

Для удовлетворения запросов различных групп потребителей и выполнения эксплуатационных характеристик в конструкцию автомобилей закладывается самые передовые технические решения, направленные не только на улучшение их технических характеристик, но и на максимально возможную автоматизацию процессов, то есть максимально возможно ограничение, вплоть до полного устранения, вмешательства водителя в работу систем автомобиля. Это приводит к совершенствованию и усложнению конструкции систем и агрегатов автомобиля, в особенности систем управления и контроля.

Несмотря на сложность конструкции современных автомобилей, в них заложены общие конструктивные принципы, а в большинстве случаев и общие конструктивные решения, изучение которых создает необходимую базу для понимания конструкций существующих моделей транспортных машин.

Анализ опыта функционирования трансмиссии автомобилей в современных условиях показывает важность повышенного внимания инженерно-технического состава автотранспортных и автообслуживающих предприятий к вопросу выбора и совершенствования методов и средств в направлении увеличения производительности, снижения трудоемкости и повышения эффективности выполнения работ.

Повышение эффективности функционирования подвижного состава обеспечивается применением в конструкции автомобилей наиболее эффективных элементов.

Стабилизация экономического развития страны неизбежно внесет изменения в выбор конструкции автомобилей в пользу наименее энерго- и материалоемкого.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Волков, В.С. Проектирование шасси автомобиля [Текст]: учеб. пособие / В.С. Волков, В.И. Прядкин, Ф.Ф. Фатхулин. – Воронеж: Изд. Воронежской ГЛТА, 2001.

2. Болштянский, А.П. Основы конструкции автомобиля [Текст]: учеб. пособие / А.П. Болштянский, Ю.А. Зензин, В.Е. Щерба. – М.: Легион-Автодата, 2005. – 312 с.

3. Иванов, А.М. Основы конструкции автомобиля [Текст]: учеб. пособие / А.М. Иванов [и др.]. – М.: ООО «Книжное издательство «За рулем», 2005. – 336 с.

4. Вахламов, В.К. Автомобили: Конструкция и элементы расчета [Текст]: учебник / В.К. Вахламов. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 480 с.

5. Ютт, В.Е. Электрооборудование автомобилей [Текст]: учебник / В.Е. Ютт. – 4-е изд. – М.: Горячая линия-Телеком, 2006. – 440 с.

6. Петров, Г.Г. Трансмиссия автомобилей (Анализ конструкций, основы расчёта [Текст]: учеб. пособие / Г.Г. Петров, Э.И. Удлер. – Томск: Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та, 2008. – 256 с.

7. Сологуб, В.А. Основы конструкции автомобилей [Текст]: метод. указания к лабораторным работам / В.А. Сологуб, Е.В. Бондаренко, И.И. Любимов, С.Б. Цибизов. – Оренбург: Изд. ОГУ, 2008. – 162 с.

8. Кравченко, В.А. Автомобиль: Основы конструкции и расчёта [Текст]: учеб. пособие / В.А. Кравченко, В.А. Оберемок, В.А. Исмаилов. – Зерноград: Изд. ФГОУ ВПО «АЧГАА», 2009. – 236 с.

9. Удлер, Э.И. Конструкция автомобилей [Текст]: учеб. пособие / Э.И. Удлер, О.Ю Обоянцев.. – Томск: Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та, 2010. – 376 с.

10. Суетова, А.А. Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования: Устройство автомобиля [Текст]: учеб. пособие / А.А. Суетова, В.А. Васильев, А.В. Олейников. – Абакан: Ред.-изд. сектор ХТИ – филиала СФУ, 2011. – 296 с.

11. Иванов, А.М. Автомобили. Конструкция и рабочие процессы [Текст]: учебник / А.М. Иванов [и др.]; под ред. В.И. Осипова. – М.: ИЦ «Академия», 2012. – 384 с.

12. Кравченко, В.А. Автомобили: анализ конструкции и основы расчета [Текст]: учеб. пособие / В.А. Кравченко, В.А. Оберемок, С.Е. Сенькевич. – Зерноград: Изд. ФГОУ ВПО АЧГАА, 2012.– 331 с.

13. Терехов, В.М. Типаж подвижного состава и устройство автомобилей [Текст]: лабораторный практикум / В.М. Терехов, А.Н. Пономарёв. – Краснодар: Изд. КубГТУ, 2012. – 136 с.

13. Автомобили КамАЗ: Техническое обслуживание и ремонт [Текст] / В.Н. Барун [и др.]. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1987. – 352 с.

14. Акимов, С.В. Электрооборудование автомобилей [Текст]: учебник для вузов / С.В. Акимов, Ю.П. Чижков. – М.: ЗАО КЖИ «За рулем», 2001. – 384 с.

15. Вахламов, В.К. Автомобили: Основы конструкции [Текст]: учебник для студентов высш. уч. заведений / В.К. Вахламов. – М.: Издательский центр «Академия» 2004. – 528 с.

16. Вахламов В. К. Автомобили: Теория и конструкция автомобиля и двигателя [Текст]: учебник для студентов учреждений ср. проф. обр. / В.К. Вахламов. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 816 с.

17. 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. – 528 с.

18. Долин, П.А. Основы техники безопасности в электроустановках [Текст] / П.А. Долин. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 424 с.

19. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин [Текст]: учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Высш. шк., 1985. – 416 с.

20. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин [Текст]: учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов. / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов.– М.: Высш. шк., 1985 – 416 с.

21. Конструкция автомобиля. Шасси [Текст] / под общ. ред. А.Л. Карунина – М.: МАМИ, 2000. – 528 с.

22. Лянденбурский, В.В. Анализ и перспективы развития систем тягового электропривода транспортных средств [Текст] / В.В. Лянденбурский, А.В. Федосков, А.В. Барарайкин // Грузовик. – М., 2012. – С. 2-3.

23. Лянденбурский, В.В. Привод электрогиромобиля [Текст] / В.В. Лянденбурский, А.А. Грабовский, А.И. Проскурин // V Междунар. науч.-техн. конф. «Точность и надежность технологических и транспортных систем». 25-26 июня 1999 г.: сборник статей. – Пенза, 1999.

24. Лянденбурский, В.В. Проблемы и перспективы создания электромобилей [Текст]/ В.В. Лянденбурский, А.А. Грабовский, А.И. Проскурин // тез. докл. 4-я Междунар. научн. практ. конф. – М.: Московский государственный автомобильно-дорожный институт (технический университет), 2000.

25. Лянденбурский, В.В. Топливные системы современных и перспективных двигателей внутреннего сгорания [Текст]: учеб. пособие / В.В. Лянденбурский [и др.]. – Пенза: ПГУАС, 2013. – 324 с.

26. Лянденбурский, В.В. Проблемы создания электромобиля [Текст] / В.В. Лянденбурский, А.И. Проскурин, А.А. Грабовский //

Экологичность техники и технологии производственных комплексов: II межрегиональная научно-практическая конференция. – Пенза, 1999.

27. Лянденбурский, В.В. Перспективный электромобиль [Текст]/ В.В. Лянденбурский, А.И. Проскурин, А.А. Грабовский, С.В. Ветров // Актуальные проблемы современного строительства: материалы XXX всероссийской научно-технической конференции. – Пенза, 1999

28. Лянденбурский, В.В. Основы конструкции автомобилей: Шасси. Трансмиссия [Текст]: учеб. пособие / В.В. Лянденбурский, Р.Ф. Шаихов, В.М. Пономарев, Г.И. Шаронов. – Пенза: ПГУАС, 2014. –228 с.

29. Петрушов, В.А. Мощностной баланс автомобиля [Текст] / В.А. Петрушов, В.В. Московкин, А.Н. Евграфов. – М.: Машиностроение, 1984. – 160 с., ил.

30. Тракторы и автомобили [Текст] / под ред. В. А. Скотникова. – М.: Агропромиздат, 1985. – 440 с.

31. Устройство и эксплуатация автотранспортных средств [Текст]: учебник водителя [Текст] / В.Л. Роговцев, А.Г. Пузанков, В.Д. Олдфильд. – М.: Транспорт, 1991. – 432 с.

32. Лянденбурский, В.В. Микропроцессорная Система Управления Силовым Агрегатом [Текст]/ В.В. Лянденбурский, Г.И. Шаронов, А.С. Ширшиков, Э.Р. Домке // Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств. – Пенза: ПГУАС, 2002. – С. 324-328.

33. Шестопалов, С.К. Легковые автомобили [Текст] / С.К. Шестопалов, К.С. Шестопалов. – М., Транспорт, 1995. – 240 с.

34. Ютт, В.Е. Электрооборудование автомобилей [Текст]: учебник для студентов вузов / В.Е. Ютт. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 2000. – 320 с.

35. Яковлев, А.И. Конструкция и расчёт электромотор-колёс [Текст] / А.И. Яковлев. – М.: Машиностроение, 1981. – 191 с.

36. Brown G. W., «Analysis of 104 Eastern Iowa Motor Vehicle Casualty accidents». In: Proceedings of the Third Triannial Congress on Medical and Related Aspects of Motor Vehicle Accidents. Ann Arbor, Michigan: Highway Safety Research Institute 1971, pp. 216-218.

37. Inderka R., De Doncker R.W.: Power Converter Technology for EV Traction Drives. Institute for Power Electronics and Electrical Drives Aachen University of Technology, 2000. pp. 123-128.

38. Integrated silicon pressure sensor manifold absolute pressure sensor on-chip signal conditioned, temperature compensated and calibrated. Motorola technical data, MPX4100A/D. 2000. pp. 16-19.

О Г Л А В Л Е Н И Е

ПРЕДИСЛОВИЕ 3
1. АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ ТРАНСМИССИЙ 4
1.1. Механические ступенчатые трансмиссии 5
1.3. Трансмиссии автопоездов и грузовых автомобилей 7
1.4. Механическая бесступенчатая трансмиссия 11
Тороидные приводы 19
1.5. Гидрообъемная трансмиссия 21
1.6. Гидромеханическая трансмиссия 26
1.7. Электромеханическая трансмиссия 27
1.8. Электрическая трансмиссия 27
2. СЦЕПЛЕНИЕ 29
2.1. Назначение и типы. Классификация сцеплений 29
2.2. Гидравлическое сцепление 30
2.3. Электромагнитное сцепление 32
2.4. Фрикционное сцепление 35
2.4.1. Сцепление с центральной пружиной 37
2.4.2. Сцепление с периферийно-расположенными цилиндрическими пружинами 44
2.4.3. Полуцентробежное и центробежное сцепления 52
2.4.4. Приводы механизма выключения фрикционного сцепления 54
2.4.5. Усилители привода выключения фрикционного сцепления 61
3. КОРОБКА ПЕРЕДАЧ 70
3.1. Назначение и типы коробок передач 70
3.2. Ступенчатые коробки передач 73
3.3. Механические коробки перемены передач с неподвижными осями 74
3.3.1. Двухвальные коробки передач 74
3.3.2. Трехвальные коробки передач 76
3.3.3. Многовальные коробки передач 90
3.3.4. Способы включения передач в механических коробках перемены передач с неподвижными осями 105
3.4. Синхронизаторы 114
3.5. Механизм управления механической вальной коробкой передач 122
3.6. Способы предотвращения самопроизвольного выключения передач 126

3.7. Гидромеханические коробки передач 129
4. РАЗДАТОЧНАЯ КОРОБКА 135
4.1. Назначение и типы 135
4.2. Конструкция раздаточных коробок. Раздаточная коробка грузовых автомобилей ГАЗ повышенной проходимости 138
4.3. Раздаточная коробка полноприводных грузовых автомобилей ЗИЛ высокой проходимости 139
4.4. Раздаточная коробка полноприводных грузовых автомобилей КамАЗ высокой проходимости 143
4.5. Раздаточная коробка легковых автомобилей ВАЗ повышенной проходимости с постоянно включенным передним мостом 145
4.6. Раздаточная коробка УАЗ повышенной проходимости 150
5. КАРДАННАЯ ПЕРЕДАЧА 152
5.1. Назначение и типы 152
5.2. Карданные шарниры 156
6. МОСТЫ 160
6.1. Назначение и типы 160
6.2. Ведущий мост 161
6.3. Главная передача 163
6.4. Двойные главные передачи 165
6.5. Дифференциал 166
6.6. Полуоси 171
6.7. Конструкции ведущих мостов 172
6.8. Комбинированный мост 183
6.9. Конструкции комбинированных мостов 184
6.10. Передний управляемый мост 189
6.11. Конструкции передних управляемых мостов 191
6.12. Поддерживающий мост 193
7. ПРЕДЛОЖЕНИЯ ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ ТРАНСМИССИЙ 194
7.1. Концепция автомобиля с тяговым электроприводом системы мотор-колёсо 194
7.2. Совершенствование привода сцепления автомобилей 206
7.2. Автоматизированная система управления силовым агрегатом транспортного средства 210
Автоматизация механических коробок передач 210
Роботизированная коробка передач 211
ЗАКЛЮЧЕНИЕ 225
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК 226

Научное издание

Ляненбурский Владимир Владимирович
Шаронов Геннадий Иванович

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЕЙ
Монография

Р е д а к т о р В.С. Кулакова
В е р с т к а Н.А. Сазонова

_____
Подписано в печать 22.09.14. Формат 60×84/16.
Бумага офисная «Снегурочка». Печать на ризографе.
Усл.печ.л. 13, 5. Уч.-изд.л. 14,5. Тираж 500 экз. 1-й завод 100 экз.
Заказ № 310.

_____
Издательство ПГУАС.
440028, г.Пенза, ул. Германа Титова, 28.