

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Забайкальский государственный университет»

А.Ф.Чебунин

Энергетические установки и силовые агрегаты мобильных машин

Учебное пособие

Чита
ЗабГУ
2014

УДК 621.43
ББК 39.33
Ч 346

Печатается по решению Ученого совета
Забайкальского государственного университета

Ответственный за выпуск

С.Е. Старостина, д-р пед. наук, доцент, проректор по учебной работе ЗабГУ

Рецензенты:

В.Г. Зедгенизов, д-р техн. наук, проф., НИ Иркутский государственный технический университет

О.А. Баландин, д-р техн. наук, проф., Читинский институт Иркутского государственного университета путей сообщения

Чебунин А.Ф. Энергетические установки и силовые агрегаты мобильных машин: учеб. пособие / А.Ф. Чебунин. – Забайкал. гос. ун-т. – Чита: ЗабГУ, 2014. – 222 с.: ил.

В учебном пособии рассмотрены рабочие процессы, конструкция и основы расчета энергосилового оборудования мобильных машин.

Для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению подготовки 190600 – Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов.

УДК 621.43
ББК 39.33

ISBN

© ЗабГУ, 2014

Предисловие

Учебное пособие подготовлено в соответствии с учебным планом, разработанным на основе Федерального государственного образовательного стандарта высшего профессионального образования по направлению подготовки 190600 – «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов», для обучающихся по профилю – Сервис транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования (Строительные, дорожные и коммунальные машины). Пособие также может быть использовано студентами специальности 190109 – «Наземные транспортно-технологические средства», учебный процесс которых организован по специализации «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные средства и оборудование».

Пособие состоит из трех глав: 1) Теория рабочих процессов энергетических установок мобильных машин; 2) Механизмы и системы поршневых двигателей внутреннего сгорания; 3) Силовые агрегаты.

В первой главе основное внимание уделено вопросам, связанным: с осуществлением рабочих процессов в поршневых двигателях внутреннего сгорания двухтактного и четырехтактного цикла; с термодинамическими основами функционирования тепловых двигателей и анализом зависимостей, характеризующими экономичность и эффективность двигателя в теоретическом цикле; с основами теплового расчета действительного цикла двигателя.

Вторая глава посвящена рассмотрению конструктивных особенностей механизмов и систем поршневых двигателей внутреннего сгорания, их узлов и деталей.

В третьей главе приведена информация по вопросам конструктивного исполнения силовых агрегатов, составляющих в совокупности трансмиссию мобильной машины.

Введение

Прогресс в развитии автодорожного комплекса страны предусматривает не только количественный рост транспортных и технологических машин и оборудования, но и значительное повышение степени их использования.

Основой любой мобильной машины является силовая энергетическая установка, нормальное функционирование которой обеспечивает работоспособность ходового, рабочего, вспомогательного оборудования, систем управления, безопасности, контроля и др. Немаловажное значение имеет качество передачи потока мощности от энергетической установки к потребителям через силовые агрегаты.

Практика эксплуатации наземных мобильных машин показывает на превалирующую долю отказов энергосилового оборудования.

Задачи, стоящие сегодня перед автодорожной отраслью, требуют от специалистов, связанных с эксплуатацией наземных транспортно-технологических средств, прочных знаний особенностей конструктивного исполнения машин, а также их механизмов, систем, узлов и агрегатов с целью их грамотного использования, диагностирования отказов и своевременного восстановления.

Согласно Федеральному государственному образовательному стандарту высшего профессионального образования, выпускник по направлению подготовки 190600 – «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» должен владеть знаниями «...принципов работы, технических характеристик и основных конструктивных решений узлов и агрегатов транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования отрасли; принципиальных компоновочных схем; рабочих процессов агрегатов и систем; основных показателей эксплуатационных свойств транспортно-технологических машин и оборудования отрасли».

1. Теория рабочих процессов энергетических установок мобильных машин

1.1. Историческая справка развития энергосилового оборудования и мобильной техники

Попытки создания человеком транспортных средств уходят корнями в глубокую древность и связаны они с изобретением колеса. Различные по массе, форме и конструкции колесницы, повозки, арбы приводились в движение, в основном, животными. При этом общей деталью этих средств передвижения являлись колеса, которые свободно вращались на концах не вращающейся оси. Еще в Древнем Риме использовались для передвижения доски с закрепленными на них колесами. Это были первые примитивные тележки без использования сил тяги животных, так как их перемещение осуществлялось за счет мускульной силы самого пассажира.

В связи с упадком Римской Империи и распадом Европы на мелкие княжества развитие безрельсового транспорта затормозилось на целое тысячелетие. Этот продолжительный период отмечен лишь одним важным усовершенствованием повозок – поворачивающейся на шкворне передней оси [1].

Определенным шагом в развитии конструктивного исполнения повозки был сделан только в XV веке. Для улучшения комфортности передвижения кузов, как люльку, подвесили ремнями к загнутым концам рамы. Так появилась карета.

В связи с ростом городского населения в XVII в. назрела необходимость в общедоступном транспорте. Такой транспорт появился в виде экипажей общего пользования. Однако, это были тесные, многоместные повозки с кузовом в виде ящика или без кузова, используемые в городе, в которых перевозилось 4 - 6 пассажиров. В междугороднем сообщении использовали многоместные экипажи –

дилижансы. Конец XVII в. ознаменовался появлением стальных рессор, а позже тормозов.

Вышеприведенные средства передвижения имели, как правило, конную тягу. Однако мечта о создании безлошадного экипажа волновала человека с давних времен. К началу XVII в. были известны не менее десяти разновидностей самоходных повозок, которые использовали мускульную силу человека [1]. Наибольшую известность в нашей стране получили – «самобеглая коляска» механика-самоучки Л.Л.Шамшуренкова (1752 г.), «трехколесная самокатка» русского механика и изобретателя И.П.Кулибина (1791 г.), педальный велосипед крестьянина Артамонова.

Проблему создания автономного источника энергии – двигателя на транспортном средстве удалось частично решить лишь в XVIII в. Первым и практически работоспособным автомобилем считается «паровая телега» француза Никола-Жозефа Кюньо, созданная в 1769 г. в военных целях. Машина мощностью в две лошадиные силы получилась очень тяжелая и тихоходная, требующая остановки через каждые 15 минут движения для розжига топки и увеличения давления пара в котле.

В начале XIX в. появилось множество конструкций безрельсовых паровых повозок, в основном в Англии. При этом мощность паровых машин по сравнению с машиной Кюньо сумели увеличить в 8-10 раз, уменьшили их размеры и расход топлива. Был создан и применен в конструкции машины кривошипно-шатунный механизм, впоследствии используемый в автомобильных двигателях.

Продолжая дело своих предшественников, русские изобретатели также внесли существенный вклад в создание колесных экипажей с механическим двигателем. Так, на основе разработок паровых двигателей К.И.Ползунова, П.К.Фролова, Е.А. и М.Е.Черепановых, в 1830 г. русский лафетный мастер К.Янкевич с группой товарищей-

единомышленников предложили свой вариант конструкции колесного самоходного экипажа с паровым двигателем. «Быстрокат», так было названо это изобретение, должен развивать скорость до 30 верст в час, иметь способность ускорения и быстрого торможения [1].

В конце XIX в. французский конструктор Адеме Боле создал несколько удачных конструкций паровых двигателей. Они были оснащены керосиновыми горелками вместо угольных топок, поэтому быстрее нагревали воду, были более легкими и мощными. На их основе в 1882 г. появились автомобили Дион-Бутона, а в 1887 – автомобили Леона Серполле. Автомобили Серполле с паровыми двигателями составляли конкуренцию в различных скоростных состязаниях автомобилям с бензиновыми двигателями вплоть до 1907 года [2].

Несмотря на определенные усовершенствования, паровые автомобили второй половины XIX в. оставались весьма неудобны в эксплуатации, недостаточно надежны и практически недоступны массовому потребителю. Однако они сыграли заметную роль в развитии автомобильной техники, так как была доказана сама возможность механического передвижения, прошли испытания некоторые механизмы в эксплуатации будущих средств передвижения. Кроме того, работы в этом направлении показали, что габаритные и весовые параметры паровых двигателей не позволяют получить компактную конструкцию автомобиля. Поэтому по-прежнему оставалась актуальной задача по созданию компактного, легкого и мощного транспортного двигателя, который к тому же должен не отнимать много времени для пуска в действие и быть простым в обращении.

Одним из первых двигателей, отчасти удовлетворяющим вышеприведенным требованиям, был двигатель, созданный в 1860 г. французом Ж.Ленуаром. Топку и котел парового двигателя он заменил на резервуар меньшего объема – цилиндр и в качестве топлива

использовал светильный газ. Горение газа и расширение горячей смеси производили работу. Горение смеси газа и воздуха происходило внутри двигателя, поэтому двигатель называли двигателем внутреннего сгорания. Однако эффективность данного двигателя была крайне низкой – развивал мощность в две лошадиные силы, а КПД двигателя составлял всего лишь 4% [1].

Первый двигатель нового типа, работающий с предварительным сжатием смеси был создан в 1862 г. немецким механиком Н.Отто.

Практическое применение ДВС для транспортных средств началось в 70-80 гг. XIX в. на основе использования в качестве топлива газовых и бензовоздушных смесей и предварительного сжатия в цилиндрах. Официальными изобретателями транспортных двигателей, работающих на жидком топливе, являются три немецких конструктора: Готлиб Даймлер, построивший по патенту 1885 г. мотоцикл с бензиновым двигателем; Карл Бенц, который создал по патенту 1886 г. трехколясный экипаж с бензиновым двигателем; Р.Дизель, получивший патент в 1892 г. на двигатель с самовоспламенением смеси воздуха и жидкого топлива за счет теплоты, полученной от сжатия воздуха [2].

Первые ДВС в России были созданы И.С.Костовичем. В 1879 г. был спроектирован и в 1885 г. испытан 8-цилиндровый бензиновый двигатель малой массы и большой мощности для последующей установки на воздухоплавательных аппаратах.

В 1889 г. в России один из создателей отечественного автомобиля Е.А.Яковлев организовал серийное производство керосиновых и газовых двигателей на основанном им небольшом заводе в Петербурге. Двигатели конструкции Е.А.Яковлева имели передовые по тем временам конструктивные особенности – электрическое зажигание, съемную головку цилиндров, смазку под давлением. Дальнейшие разработки Е.А.Яковлева способствовали созданию первого русского

автомобиля, который им был создан в 1896 г. в кооперации с П.А.Фрезе. Е.А.Яковлев изготовил двигатель и трансмиссию, а П.А.Фрезе – ходовую часть и кузов. Первый автомобиль Яковлева и Фрезе имел массу около 300 кг, был снабжен одноцилиндровым двигателем мощностью 2 л.с. и развивал скорость около 20 верст в час с запасом топлива на 200 верст пути.

В 1899 г. в Петербурге создан первый в мире двигатель с воспламенением от сжатия – дизельный ДВС.

В начале XX в. над созданием транспортных средств и ДВС успешно работали русские изобретатели, инженеры и конструкторы: Г.В.Тринклер, Я.В.Мамин, Ф.А.Блинов, Б.Г.Луцкой и многие другие.

Успехи в создании ДВС были в значительной степени обеспечены серьезными научно-исследовательскими работами в области теории рабочих процессов двигателей. Так, в 1906 г. В.И.Гриневецкий разработал метод теплового расчета ДВС. Основоположник отечественной школы по теории ДВС Н.Р.Бриллинг создал в 1926 г. курс лекций по теории двигателей, который до сих пор считается классическим. Вместе с ним отечественную научную школу по теории автомобилей и двигателей создавали такие ученые как, Е.А.Чудаков, Е.К.Мазинг, С.И.Алексеев, В.А.Петров, Б.С.Стечкин и другие.

На протяжении XX в. производство транспортных средств и автотракторных двигателей неоднократно сдерживалось известными историческими событиями. К началу первой мировой войны производство автомобилей в России было налажено лишь на Русско-Балтийском вагоностроительном заводе в г. Риге, где с 1908 г. собирали автомобили «Руссо-Балт». Было выпущено более тысячи автомобилей, что по тем временам было немало для одного завода, но для огромной России этого количества было недостаточно. В 1915 г. завод был эвакуирован в Москву и полностью прекратил выпуск автомобилей.

В 1916 г. в Москве началось строительство завода Автомобильного Московского Общества (АМО), где с 1917 г. по 1919 г. производилась сборка автомобилей Ф-15 по итальянской лицензии.

Днем возрождения отечественного автомобилестроения можно считать 7 апреля 1921 г., когда был осуществлен первый выпуск российских автомобильных двигателей. Это позволило к ноябрю 1924 г. собрать первые 10 грузовых автомобилей АМО-Ф-15.

В 1925 г. начал выпуск грузовых автомобилей Я-3, а затем Я-5 Ярославский автомобильный завод. В 1932г. построен Горьковский автомобильный завод по производству грузовых автомобилей ГАЗ.

Военный период 1941-1945 гг. явился серьезным сдерживающим фактором в развитии автотракторостроения в России, так как все производство было перепрофилировано на производство военной техники и других средств военного назначения.

Послевоенный период 1947-1958 гг. характеризовался реконструкцией автотракторной промышленности, строительством новых заводов по производству автомобилей большой грузоподъемности, тягачей, специализированных автомобилей, автобусов, постановкой на производство более совершенных конструкций ДВС. Вступили в строй новые заводы в городах: Минск (МАЗ), Павловск (ПАЗ), Кременчуг (КрАЗ), Львов (ЛАЗ).

Период 1959-1970 гг. характеризуется специализацией, кооперированием, техническим перевооружением заводов по выпуску автомобилей. Ярославский автомобильный завод стал специализироваться на производстве дизельных двигателей (ЯМЗ). Вступают в строй Белорусский автомобильный завод (БелАЗ) по выпуску карьерных самосвалов, заводы по выпуску малолитражных автомобилей: Московский (АЗЛК), Ижевский (ИжАЗ), Волжский (ВАЗ) в г. Тольятти.

В 1971-1980 гг. наблюдается интенсивное развитие автомобилестроения. В 1976 г. в г. Набережные Челны был выпущен первый автомобиль КамАЗ, в этом же году автомобильная отрасль в СССР достигла двухмиллионного выпуска автомобилей.

В дальнейшем переход на новые экономические отношения привел к существенному снижению интенсивности развития автомобилестроения. В настоящее время автомобильные заводы развивают новые формы сотрудничества с зарубежными автопроизводителями, а выпуск автомобилей, их количество и качество, диктуется законами рыночной экономики.

Современные тракторы также прошли длительный путь развития и были созданы в результате колоссальной работы изобретателей, инженеров, ученых, в том числе и наших соотечественников. Так, в 1879 г. Ф.А.Блинов сконструировал первый в мире гусеничный трактор, приводимый в движение двумя паровыми машинами. Его ученик Я.В.Мамин в 1893 г. построил самоходную тележку, на базе которой в 1910 г. был создан первый в России колесный трактор с двигателем внутреннего сгорания.

С 1918 г. тракторы начали выпускать машиностроительные заводы страны. Примером тому может служить опытный образец трактора «Богатырь» с двигателем мощностью 5 л.с. В 1922 г. началось производство тракторов «Запорожец» (мощность двигателя 12 л.с.) и «Коломенец» (мощность двигателя 25 л.с.). В 1923 г. было освоено производство трактора «Коммунар» с керосиновым ДВС мощностью 50 л.с., в 1924 г. – трактора «Фордзон-Путиловец» [3].

Первым специализированным заводом по производству тракторов стал Сталинградский (Волгоградский) тракторный завод, на конвейере которого в 1930 г. был собран первый трактор СТЗ-1. В 1931г. Харьковский тракторный завод начал выпуск тракторов марки ХТЗ.

Первый в стране гусеничный трактор с ДВС был создан в 1933 г. на Челябинском тракторном заводе (ЧТЗ). Двигатель трактора, которому присвоили марку С-60, работал на лигроине и развивал мощность 60 л.с.

С 1935 г. сначала Харьковский, а затем Челябинский тракторный заводы начали производство тракторов с дизельными двигателями. С этого времени началась дизелизация тракторного парка страны.

В 1936 г. Советский Союз по выпуску тракторов вышел на первое место в Европе, а в 1940 – на первое место в мире по производству гусеничных тракторов. Перед началом Великой Отечественной войны только в сельском хозяйстве страны работало 531 тыс. тракторов.

В 1943 г. начал выпускать тракторы Алтайский тракторный завод, в 1945 г. – Владимирский тракторный завод.

В послевоенные годы вступали в строй новые тракторные заводы. Так, в 1953 г. Минский тракторный завод освоил выпуск колесных тракторов «Беларусь», оснащенных гидравлическими системами.

В начале 60-х годов стали выпускаться более мощные тракторы ДТ-75, Т-74, МТЗ-50, К-700, Т-4А, что дало возможность значительно увеличить производительность труда при использовании этих тракторов при выполнении сельскохозяйственных и общестроительных работ.

В 70-е годы начал выпуск энергонасыщенных тракторов: Т-150, Т-150К, МТЗ-80, К-701. Позже в народное хозяйство страны поступают тракторы МТЗ-100, ДТ-175С, К-702 и др.

Современные и перспективные конструкции тракторов должны отвечать требованиям систематического повышения их технического уровня и конкурентоспособности. С этой целью тракторы оснащаются устройствами для автоматизации регулирования режимом работы силовой установки и рабочим процессом машинно-тракторного агрегата. С целью повышения уровня технической эксплуатации

внедряются устройства для контроля и диагностики технического состояния систем и механизмов. Улучшаются дизайнерские решения конструктивного исполнения тракторов и условия труда машинистов-механизаторов. Совершенствуются экологические свойства трактора.

1.2. Требования к энергетическим установкам технологических машин

Требования к энергетическим силовым установкам во многом определяются требованиями к машине в целом. Специфические условия технологических процессов и внешней среды диктуют машине различные и порой противоречивые требования, например, обеспечение низкого давления на грунт (массу машины необходимо уменьшать) и реализация большого тягового усилия (массу машины необходимо увеличивать).

Технологическая машина — это колесная или гусеничная самоходная машина для выполнения различных технологических работ с применением прицепного, навесного или полуприцепного рабочего оборудования. При этом трактор в технологической машине выполняет функции тягача, который по назначению может быть сельскохозяйственным, промышленным, лесопромышленным, лесохозяйственным.

Показатели, по которым можно оценивать возможности трактора, равно как и технологической машины, делят на четыре группы [4]: агротехнические; технико-экономические; общетехнические; охраны труда, безопасности движения и экологичности. По данным показателям, в основном, формируют пакет предъявляемых требований.

К агротехническим относят показатели, влияющие на урожайность культур (проходимость, маневренность и плавность хода). Эти показатели распространяются только на сельскохозяйственные машины и определяют, соответственно, агротехнические требования:

малое давление движителей на почву, относительно малая скорость движения машины, способность агрегатироваться с большим комплексом машин-орудий, плавность и стабильность прямолинейного движения, хорошая маневренность, достаточный дорожный просвет.

К технико-экономическим относят показатели, характеризующие производительность и экономичность работы технологической машины.

Для достижения определенной производительности, например машины циклического действия, необходимо сокращать время цикла, увеличивать объем перемещаемой призмы грунта (бульдозер), объем транспортируемого грунта в ковше (скрепер), наполняя его «с шапкой», что предполагает реализацию максимального тягового усилия, которое в свою очередь зависит от сцепного веса.

Экономичность работы технологической машины зависит от расхода эксплуатационных материалов, стоимости машины и срока ее службы, затрат на техническое обслуживание и ремонт.

Общетехнические показатели характеризуются надежностью машины и формируют требования, соответственно, к долговечности, безотказности, ремонтпригодности и сохраняемости машины.

Показатели по охране труда, безопасности движения и защите окружающей среды характеризуются [4]: обеспечением комфортности работы машиниста, что предполагает удобство сидения, создание необходимого микроклимата внутри кабины, уменьшение в ней уровня шума и вибрации, малое усилие на органах управления и удобство их расположения; надежностью работы тормозных механизмов; применением травмобезопасной кабины с защитными приспособлениями; низким уровнем шума при работе машины; малой токсичностью выхлопных газов двигателя, отсутствием выбросов топлива, масла, эксплуатационных жидкостей и вредных продуктов изнашивания.

Таким образом, требования к энергетической установке технологической машины сводятся к следующим.

Для сферы производства:

- обеспечение высокой надежности механизмов и систем;
- снижение стоимости, металлоемкости конструктивных комплектующих компонентов и двигателя в целом;
- повышение степени унификации агрегатов, узлов и деталей;
- уменьшение внутренних потерь энергии и предотвращение утечек эксплуатационных материалов;
- снижение трудоемкости обслуживания и диагностики;
- повышение ремонтпригодности конструкции.

Для сферы эксплуатации:

- обеспечение необходимой мощности при любых эксплуатационных режимах работы машины;
- обеспечение высокой приспособленности к различным условиям эксплуатации, в том числе к климатическим условиям;
- обеспечение высокой топливной экономичности;
- низкие затраты при обслуживании и ремонте;
- повышение экологической чистоты двигателя.

1.3. Особенности работы энергетических установок технологических машин

Условия эксплуатации технологических машин намного сложнее и разнообразнее, чем транспортных машин различного назначения. Характерные особенности взаимодействия технологической машины с предметом труда приводят к возникновению весьма сложных процессов в ее механизмах и в контакте движителя с опорной поверхностью, которые влияют на эксплуатационные свойства и эффективность применения этих машин. К числу основных, специфических

особенностей работы двигателей технологических машин можно отнести следующие.

Высокая запыленность воздуха. Эта особенность работы может иметь место при работе землеройных и землеройно-транспортных машин при разработке грунта, при погрузо-разгрузочных работах несвязного грунта и пылеватых строительных материалов погрузчиками, при вспашке почвы сельскохозяйственными машинами. В этих условиях концентрация пыли возле воздухозаборника двигателя может достигать величины, значительно превышающей концентрацию пыли около корпуса воздушного фильтра транспортной машины.

Твердые частицы пыли, проникая в двигатель вместе с воздухом, повышают абразивное изнашивание трущихся деталей двигателя и как следствие уменьшают его срок службы. Поэтому, к силовым установкам технологических машин предъявляются повышенные требования в части защиты от попадания в них пыли.

Рельеф местности. Рабочий процесс многих землеройно-транспортных, лесных машин связан с передвижением по пересеченной местности со сложным рельефом. При этом машина работает в условиях со значительными продольными и поперечными уклонами местности, что может вызвать дополнительные нагрузки не только на металлоконструкцию машины и ходовое оборудование, но и на двигатель и силовые агрегаты. В этих условиях предъявляются повышенные требования к эффективности работы системы смазки двигателя технологической машины.

Высокогорная местность. При работе технологической машины в высокогорных условиях, в частности, ухудшается процесс массового наполнения цилиндров двигателя свежим зарядом атмосферного воздуха, который более разряжен. Поэтому при работе в высокогорье целесообразнее применять машины с дизельными двигателями,

оснащенные механизмами наддува воздуха. Последние, в определенной мере, компенсируют низкое давление атмосферного воздуха.

Переменный характер нагрузки. Случайный характер прочностных качеств разрабатываемого грунта, сложный профиль местности, переменные сцепные свойства движителя с поверхностью передвижения вызывают изменения сил сопротивления движению землеройных и лесных машин в широком диапазоне. При этом момент сопротивления вращению коленчатого вала двигателя может изменяться от нулевого значения до значения момента, существенно превышающего номинальную величину. В связи с этим двигатель вырабатывает либо избыточное, либо недостаточное количество энергии, т.е. работает при неустановившемся режиме. В реальных условиях эксплуатации доля неустановившихся режимов работы двигателя достигает 80% [5]. Поэтому двигатель должен быть приспособлен для работы с неустановившимися режимами.

1.4. Источники механической энергии мобильных машин и их классификация

Источником механической энергии любой мобильной машины, в том числе наземно-транспортного назначения, является силовая установка – двигатель, преобразующий различные виды энергии в механическую работу.

Хронология исторического развития двигателей может быть представлена следующей последовательностью: ветряные двигатели, гидравлические, тепловые, электрические, солнечные, реактивные и т.д.

В качестве транспортного двигателя наземного применения доминирующее распространение получили тепловые двигатели. В тепловых двигателях вырабатывается тепловая энергия от сжигания твердого, газообразного или жидкого топлива с последующим

преобразованием в механическую работу. Горение топлива может быть осуществлено внутри и вне двигателя. Первые называют двигателями внутреннего, вторые, соответственно, внешнего сгорания. Ниже пойдет речь только о двигателях внутреннего сгорания.

Таким образом, двигатель внутреннего сгорания (ДВС) – это тепловая энергетическая установка, внутри которой теплота, сгорающих в рабочем пространстве, газов преобразуется в механическую энергию.

Современные наземные виды транспорта обязаны своим развитием главным образом применению в качестве силовых установок поршневых двигателей внутреннего сгорания. Именно поршневые ДВС до настоящего времени являются основным видом силовых установок, основным источником механической энергии на автомобилях и тракторах, на дорожных и строительных машинах, на лесных, сельскохозяйственных и на других мобильных наземных транспортно-технологических машинах. Эта тенденция сохраняется сегодня и будет сохраняться в ближайшей перспективе [2].

Автотракторные ДВС характеризуются достаточно большим многообразием моделей и модификаций, но единой общепринятой их классификации пока не создано. На рис.1.1 приведена одна из возможных схем классификации основных типов транспортных двигателей. Данная схема включает две принципиально различные группы двигателей. Первая группа содержит практически все существующие типы поршневых ДВС. Во вторую группу включены восемь типов двигателей, которые находятся на различных стадиях разработки или выпуска небольшими опытными партиями. Здесь особо выделены два новых типа двигателей внутреннего сгорания, созданных в Государственном научном центре автомобильной промышленности России (НАМИ), с переменным рабочим объемом и переменной степенью сжатия [2].

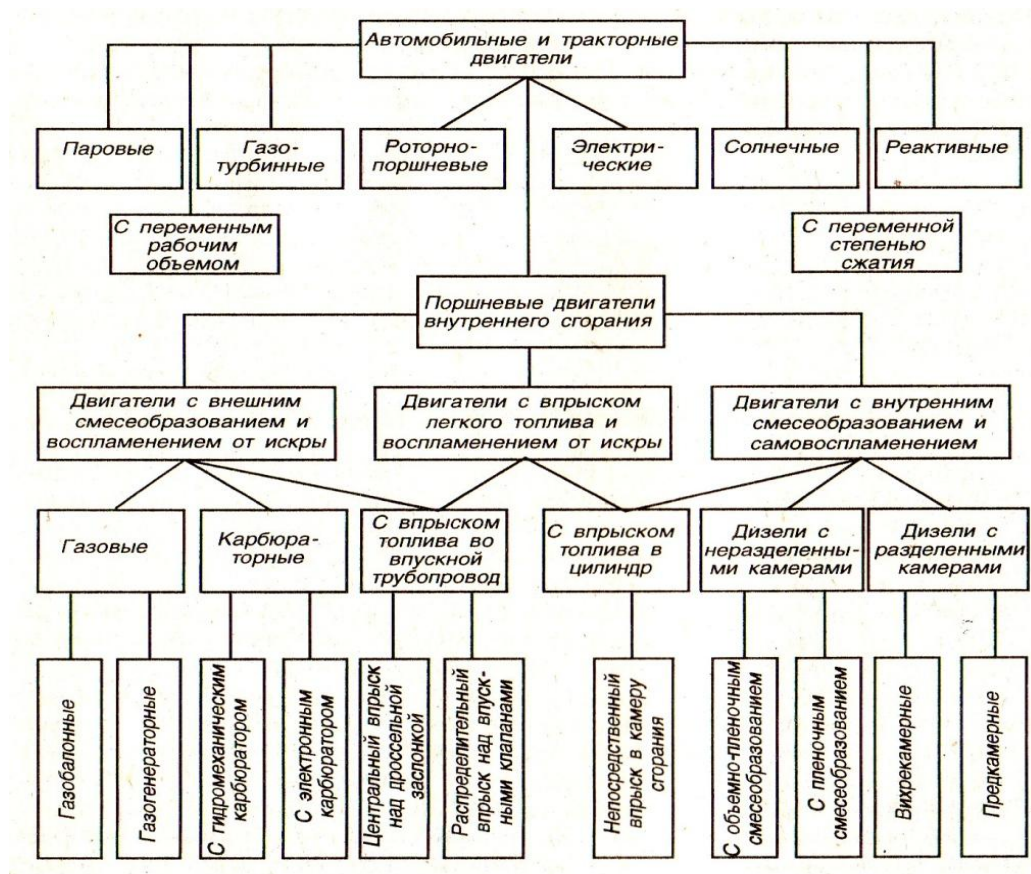


Рис.1.1. Классификация транспортных ДВС

К поршневым двигателям с внешним смесеобразованием и принудительным воспламенением топливовоздушной смеси относят газовые, карбюраторные двигатели и двигатели с впрыском топлива во впускной трубопровод.

К поршневым двигателям с внутренним смесеобразованием и самовоспламенением топлива от горячего сжатого воздуха относят все дизели (в том числе газодизели) и двигатели с непосредственным впрыском топлива в цилиндр.

Двигатели внутреннего сгорания классифицируют также по следующим признакам:

- по способу осуществления рабочего цикла – двухтактные и четырехтактные, с наддувом и без наддува;
- по способу охлаждения – с жидкостным и воздушным охлаждением;

- по виду используемого топлива – использующие легкое жидкое топливо, работающие на тяжелом жидком топливе, способные работать на газообразном топливе и многотопливные двигатели;
- по числу цилиндров – одноцилиндровые и многоцилиндровые;
- по расположению цилиндров – однорядные с вертикальным, наклонным и горизонтальным расположением, двухрядные с V-образным и оппозитным расположением.

1.5. Общее устройство и рабочие процессы четырехтактных двигателей внутреннего сгорания

Рассмотрим устройство поршневого четырехтактного ДВС на примере одноцилиндрового карбюраторного двигателя (рис. 1.2) [6].

Двигатель состоит из кривошипно-шатунного механизма (КШМ), механизма газораспределения (МГР) и систем: питания, охлаждения, смазки, зажигания и пуска.

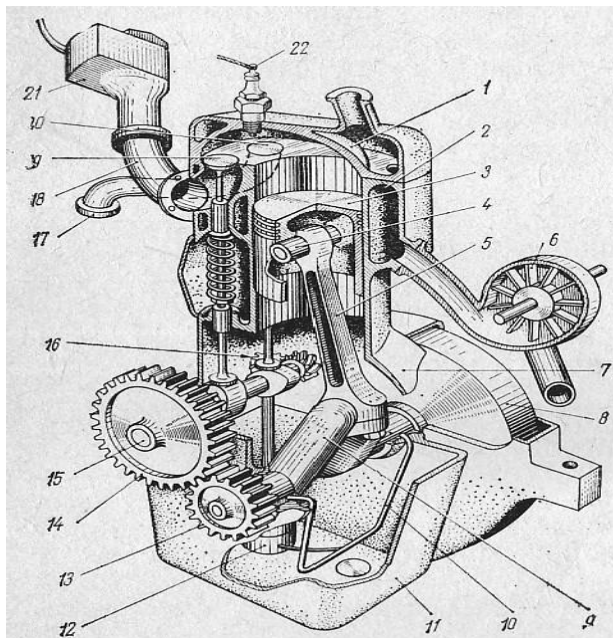


Рис. 1.2. Устройство одноцилиндрового карбюраторного ДВС:

1-головка цилиндра; 2-цилиндр; 3-поршень; 4-поршневой палец; 5-шатун; 6-водяной насос; 7-картер; 8-маховик; 9-коленчатый вал; 10-маслопровод; 11-поддон; 12-масляный насос; 13,14-шестерни; 15-распределительный вал; 16-приводная шестерня масляного насоса; 17-выпускной трубопровод; 18-впускной трубопровод; 19-впускной клапан; 20-выпускной клапан; 21-карбюратор; 22-свеча зажигания

В неподвижной части КШМ – цилиндре 2 перемещается поршень 3. При помощи поршневого пальца 4 поршень шарнирно связан с шатуном 5. Нижняя часть шатуна крепится с шейкой коленчатого вала 9. Сверху цилиндр закрыт головкой 1, а снизу картером 7 с поддоном 11. К коленчатому валу с одной стороны присоединяется маховик 8, обеспечивающий равномерность вращения коленвала, с другой – шестерня 13. От нее через шестерню 14 приводится в действие МГР.

Основным элементом МГР является распределительный вал 15, управляющий положением впускного 19 и выпускного 20 клапанов. Система питания включает карбюратор 21, приготавливающий горючую смесь топлива и воздуха. Карбюратор установлен на впускном трубопроводе 18, по которому топливовоздушная смесь подается в надпоршневое пространство при помощи впускного клапана 19. Продукты горения удаляются из цилиндра по выпускному трубопроводу 17 через выпускной клапан 20.

Для охлаждения двигателя служит водяной насос 6, направляющий охлаждающую жидкость в специально предусмотренные полости в цилиндре (рубашка охлаждения) и обеспечивающий циркуляцию жидкости в них для отвода избыточной теплоты от наиболее нагретых деталей.

Система смазки работает от насоса 12, который приводится в действие при помощи шестерни 16. Масло из поддона подается к узлам трения через маслопровод 10.

Принудительное воспламенение горючей смеси в цилиндре обеспечивает система зажигания. В определенные промежутки времени на свечу зажигания 22 подается электрический импульс высокого напряжения, происходит пробой воздушного зазора между электродами свечи и электрическая искра поджигает топливовоздушную смесь.

Системы зажигания и пуска двигателя на рис.1.2 не показаны.

На рис.1.3 представлены продольный и поперечные разрезы поршневого четырехтактного ДВС с указанием основных геометрических размеров.

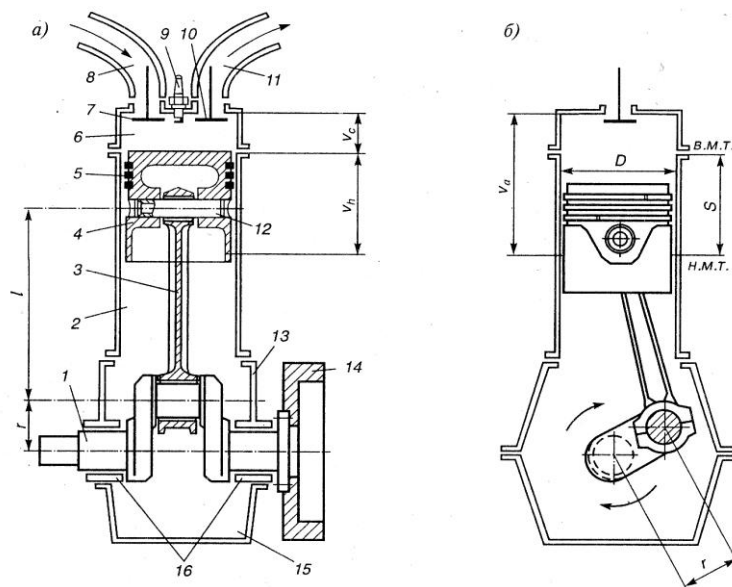


Рис.1.3. Схема поршневого ДВС:

а – продольный разрез; б – поперечный разрез; 1 – коленчатый вал; 2 – цилиндр; 3 – шатун; 4 – поршень; 5 – кольца; 6 – камера сгорания; 7 – впускной клапан; 8 – впускной трубопровод; 9 – свеча; 10 – выпускной клапан; 11 – выпускной трубопровод; 12 – поршневой палец; 13 – картер; 14 – маховик; 15 – поддон; 16 – коренные подшипники

Рабочий цикл четырехтактного двигателя производится за два оборота коленчатого вала, в течение которых поршень совершает возвратно-поступательные перемещения из одного крайнего положения в другое. Эти положения называют мертвыми точками. Положение поршня при максимальном удалении от оси коленчатого вала называют **верхней мертвой точкой (ВМТ)**. Положение поршня при минимальном удалении от оси коленчатого вала называют **нижней мертвой точкой (НМТ)**. Расстояние, пройденное поршнем от ВМТ до НМТ или наоборот, называют **ходом поршня**. Ход поршня S равен удвоенному радиусу кривошипа r

$$S=2r. \quad (1.1)$$

Процесс, происходящий в цилиндре, за один ход поршня называют **тактом**.

Отношение хода поршня S к диаметру поршня D определяет геометрические размеры цилиндра. Двигатели с $S/D > 1$ называют длинноходными, а с $S/D \leq 1$ – короткоходными.

Объем над поршнем, находящимся в ВМТ называют объемом сжатия или **объемом камеры сгорания** V_c . Объем, освобождаемый поршнем при его движении от ВМТ к НМТ, называют **рабочим объемом цилиндра** V_h

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S. \quad (1.2)$$

Сумму рабочих объемов всех цилиндров, выраженную в литрах, называют **литражом двигателя**

$$V_{\text{л}} = V_h \cdot i, \quad (1.3)$$

где i – число цилиндров двигателя.

Объем над поршнем, находящимся в НМТ называют **полным объемом цилиндра** V_a , равный сумме объема камеры сгорания и рабочего объема.

Отношение полного объема цилиндра к объему камеры сгорания называют **степенью сжатия**

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c}. \quad (1.4)$$

Степень сжатия показывает во сколько раз уменьшается объем надпоршневого пространства при ходе поршня от НМТ до ВМТ.

Для преобразования тепловой энергии в механическую работу в цилиндре четырехтактного двигателя в строгой последовательности должны протекать четыре такта: впуск, сжатие, рабочий ход, выпуск или пять рабочих процессов: наполнение цилиндра свежим зарядом (топливовоздушной смеси или воздуха), сжатие свежего заряда, воспламенение и сгорание рабочей смеси (топлива, воздуха и остаточных газов), расширение продуктов сгоревшей смеси, выпуск отработавших газов.

Совокупность рабочих процессов, происходящих в цилиндрах двигателя внутреннего сгорания с целью преобразования тепловой энергии в механическую работу, называют **рабочим циклом**.

Рабочие процессы в цикле принято анализировать по индикаторной диаграмме, которая представляет собой график зависимости давления в цилиндре P от текущего объема надпоршневого пространства V .

Рассмотрим рабочий цикл и индикаторную диаграмму бензинового карбюраторного ДВС. Схема двигателя и индикаторная диаграмма представлены на рис. 1.4.

Первый такт – впуск (линия ra). Поршень во время такта впуска движется от ВМТ к НМТ. Впускной клапан открыт. Давление в начале такта несколько выше атмосферного (точка r), так как в цилиндре находятся остаточные продукты сгорания от предыдущего цикла. По мере увеличения надпоршневого объема, давление становится меньше атмосферного.

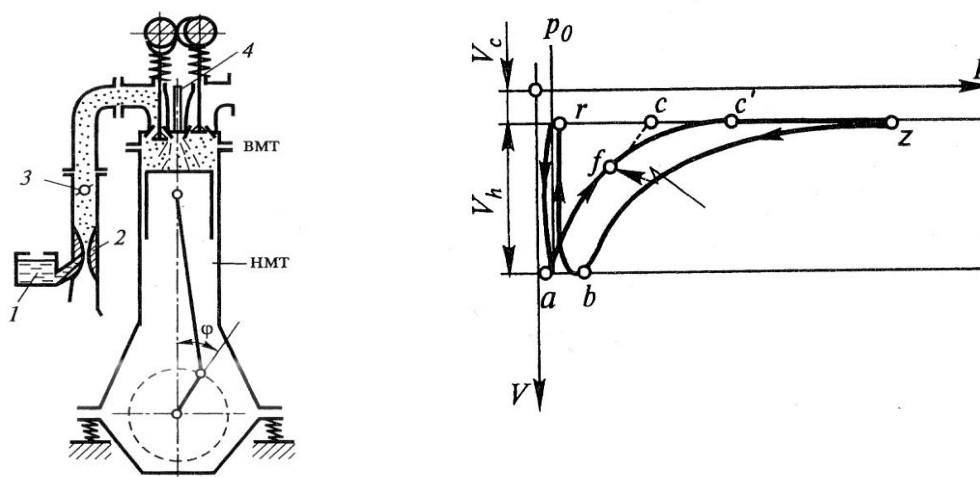


Рис. 1.4. Схема и индикаторная диаграмма карбюраторного ДВС:
1 – поплавковая камера; 2 – диффузор; 3 – дроссельная заслонка;
4 – свеча зажигания

Поршень во время такта впуска работает как насос. Благодаря этому атмосферный воздух, проходя через воздушный фильтр и воздушный патрубок карбюратора, всасывается в цилиндр. При этом

поток воздуха в диффузоре карбюратора сужается, из-за чего локально увеличивается его скорость и уменьшается давление. Перепад давления в диффузоре и поплавковой камере способствует вытеканию бензина из поплавковой камеры через распылитель. Поток воздуха, обладая большей скоростью, чем скорость истечения топлива, подхватывает частицы топлива и направляет их во впускной трубопровод. На пути к цилиндру топливо интенсивно дробится, испаряется, перемешивается с воздухом и в виде топливовоздушной смеси поступает в цилиндр двигателя. Большая часть хода поршня и момент прихода поршня в НМТ (точка *a*) сопровождается вакууметрическим давлением (разрежением) в надпоршневом пространстве.

Второй такт – сжатие (линия *ac'*). Поршень во время такта сжатия перемещается от НМТ к ВМТ при закрытых клапанах. При этом надпоршневой объем уменьшается, давление повышается. В точке *f* происходит искровой пробой воздушного промежутка между электродами свечи и топливовоздушная смесь воспламеняется. Давление газов резко увеличивается, достигая максимального значения в точке *z*.

Третий такт – рабочий ход или такт расширения (линия *zb*). Расширяющиеся продукты сгорания толкают поршень к НМТ, тем самым совершают полезную работу. Силы давления газов передаются через поршень и шатун на шейку коленчатого вала, создавая на нем крутящий момент. Таким образом, тепло, выделившееся при сгорании, в такте рабочего хода преобразуется в механическую энергию, которая снимается с коленчатого вала двигателя. В конце такта расширения открывается выпускной клапан.

Четвертый такт – выпуск (линия *br*). Поршень перемещается от НМТ к ВМТ, выталкивая днищем продукты сгорания топлива через открытый выпускной клапан через глушитель в атмосферу.

Бензиновые двигатели с искровым зажиганием выполняются также с возможностью подачи (впрыска) топлива во впускной трубопровод (центральный одноточечный впрыск), с обеспечением подачи топлива перед впускным клапаном каждого цилиндра (распределенный впрыск) или непосредственно в каждый цилиндр (непосредственный впрыск). На рис.1.5 показана схема двигателя с впрыскиванием бензина во впускную систему.

Впрыск бензина позволяет более точно распределить топливо по цилиндрам. При распределенном впрыске состав смеси в разных цилиндрах может отличаться только на 6-7%, в то время как при питании от карбюратора разница может достигать 17% [8].

Отсутствие сопротивления потоку воздуха на впуске в виде карбюратора и диффузора обеспечивает в ДВС с впрыском лучшее наполнение цилиндра свежим зарядом и, следовательно, получение более высокой мощности.

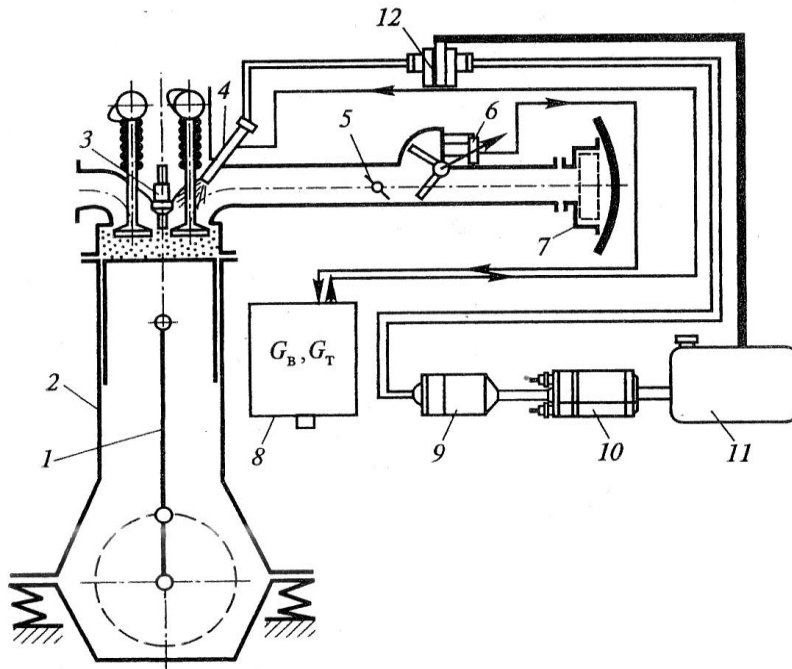


Рис.1.5. Схема ДВС с впрыскиванием топлива во впускную систему:

- 1 – кривошипно-шатунный механизм; 2 – блок-картер; 3 – свеча зажигания;
- 4 – бензиновая форсунка (инжектор); 5 – дроссель; 6 – расходомер воздуха;
- 7 – воздухоочиститель; 8 – блок управления; 9 – топливный фильтр;
- 10 – топливный насос; 11 – топливный бак; 12 – регулятор давления

Более качественное удаление остаточных газов и большая равномерность состава смеси по цилиндрам снижают температуру стенок цилиндра, днища поршня и выпускных клапанов, что позволяет повысить степень сжатия без опасности детонации.

Однако, при всех перечисленных преимуществах, состав смеси при впрыске топлива должен быть связан с режимом работы двигателя так же, как и при работе карбюраторного двигателя.

Согласно рис.1.5 топливный насос 10 подает топливо из бака 11 через фильтр тонкой очистки 9 к регулятору давления 12. Регулятор давления поддерживает постоянное давление впрыска и осуществляет слив излишнего топлива в бак. Количество впрыскиваемого топлива регулируется электронным блоком управления 8 в зависимости от температуры, давления и объема поступающего воздуха, частоты вращения коленчатого вала и нагрузки на двигатель.

Основным параметром, определяющим дозировку топлива, является объем всасываемого воздуха, измеряемый расходомером 6. Поступающий воздушный поток отклоняет измерительную заслонку расходомера на определенный угол, который преобразуется в электрическое напряжение. Соответствующий электрический сигнал передается в блок управления, который формирует необходимое количество топлива в данный момент работы двигателя в виде электрических импульсов времени подачи топлива, поступающих на электромагнитные клапаны форсунок 4. Независимо от положения впускных клапанов, форсунки впрыскивают порцию топлива за один цикл. Если впускной клапан в момент впрыска закрыт, топливо накапливается в пространстве перед клапаном и поступает в цилиндр при следующем его открытии одновременно вместе с воздухом. Количество поступающего воздуха изменяется заслонкой 5, связанной с педалью в кабине машины, в зависимости от нагрузки двигателя.

Последовательность тактов и их сущность в двигателях с впрыском не отличается от последовательности и характера протекания тактов в карбюраторном ДВС, за исключением тех преимуществ впрыскового ДВС, о которых говорилось выше.

Бензиновые двигатели с искровым (принудительным) зажиганием относят к ДВС с количественным регулированием, так как их мощность регулируется на большей части режимов изменением количества подаваемой в цилиндры топливовоздушной смеси.

Дизельные ДВС относятся к двигателям с качественным регулированием, так как в них для изменения мощности в практически неизменное количество воздуха впрыскивается различное количество топлива, что меняет качественный состав топливовоздушной смеси. Это обстоятельство существенно меняет картину физико-химических процессов, обеспечивающих преобразование термохимической энергии топлива в механическую работу.

Рассмотрим рабочие процессы в цикле дизельного ДВС. Рабочий цикл дизельного двигателя проходит в той же последовательности, что и цикл карбюраторного двигателя. Отличие заключается в способе смесеобразования и воспламенения топлива. На рис.1.6 показана схема и индикаторная диаграмма дизельного ДВС.

Первый такт – впуск (линия ra). При движении поршня от ВМТ к НМТ объем над поршнем увеличивается, давление уменьшается. Благодаря чему через впускной трубопровод и открытый впускной клапан в цилиндр поступает очищенный фильтром воздух. Отсутствие карбюратора во впускной системе уменьшает гидравлические сопротивления и улучшает наполняемость цилиндра дизеля свежим зарядом воздуха.

Второй такт – сжатие (линия ac'). В начале такта сжатия закрывается впускной клапан и дальнейшее движение поршня от НМТ к

ВМТ происходит при закрытых клапанах. Поршень сжимает воздух, при этом воздух нагревается. Вследствие большей степени сжатия, чем у карбюраторного ДВС, давление и температура более интенсивно повышаются. Такое повышение температуры и давления необходимо для самовоспламенения топлива, которое впрыскивается в цилиндр форсункой (точка f) до прихода поршня в ВМТ.

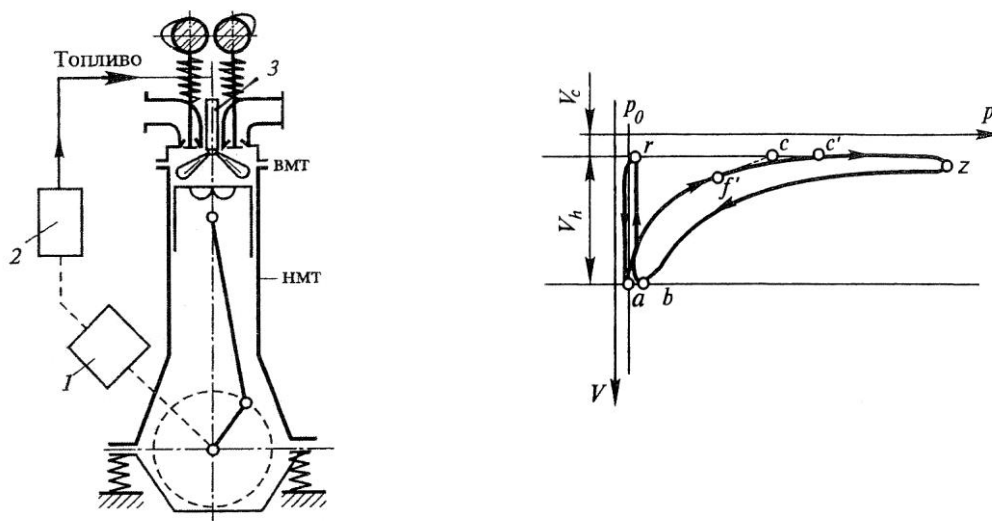


Рис. 1.6. Схема и индикаторная диаграмма дизельного ДВС:
1 – редуктор; 2 – топливный насос высокого давления; 3 – форсунка

Учитывая очень малый период времени для смесеобразования, давление впрыска топлива должно значительно превышать давление сжатого воздуха. Это необходимо для обеспечения более тонкого распыливания топлива (диаметром 0,002-0,005 мм) и равномерного его распределения по всему объему камеры сгорания с тем, чтобы каждая частица топлива за отведенный промежуток времени успела прореагировать с кислородом воздуха. Распыленное топливо под действием высокой температуры сжатого воздуха самовоспламеняется. Давление газов во время горения топлива интенсивно увеличивается, достигая максимальной величины (точка z), когда горение замедляется и поршень уже прошел ВМТ.

Третий такт – расширение (линия zb). Поршень под действием расширяющихся газов перемещается от ВМТ к НМТ, совершая

полезную механическую работу. В конце такта расширения открывается выпускной клапан.

Четвертый такт – выпуск (линия *br*). Поршень движется от НМТ к ВМТ и через открытый выпускной клапан, выпускной трубопровод из цилиндра удаляются отработавшие газы. В конце такта выпуска перед приходом поршня в ВМТ открывается впускной клапан и начинается продувка воздухом надпоршневой полости с целью максимального освобождения от продуктов горения и более качественной подготовки цилиндра к осуществлению следующего цикла. При дальнейшем вращении коленчатого вала перечисленные такты повторяются в такой же последовательности.

Таким образом, в четырехтактном ДВС рабочий цикл совершается за четыре хода поршня или за два оборота коленчатого вала. Последний вращается под действием сил давления газов в основном такте расширения. Для вращения коленчатого вала в течение трех остальных вспомогательных тактов, на нем устанавливается диск (маховик), накопленная энергия (инерция) которого расходуется для вывода поршней из мертвых точек и осуществления трех нерабочих тактов.

1.6. Рабочие процессы двухтактных двигателей внутреннего сгорания

Цикл работы двухтактного двигателя совершается за два хода поршня или за один оборот коленчатого вала. При этом такты впуска и выпуска (процессы газообмена в цилиндре) совмещены с тактами сжатия и расширения. Впуск свежего заряда и выпуск отработавших газов в двухтактном ДВС происходят без самостоятельных ходов поршня с помощью продувки цилиндра, которая предусматривает использование потока свежего заряда, поступающего в цилиндр, для удаления продуктов сгорания. Существует несколько схем продувки:

контурная (петлевая), прямоточная (клапанно-щелевая) и др. На рис.1.7 показана схема работы двухтактного ДВС с контурной продувкой (путь свежего заряда повторяет контур внутренней поверхности двигателя), на рис.1.8 – индикаторная диаграмма двухтактного ДВС.

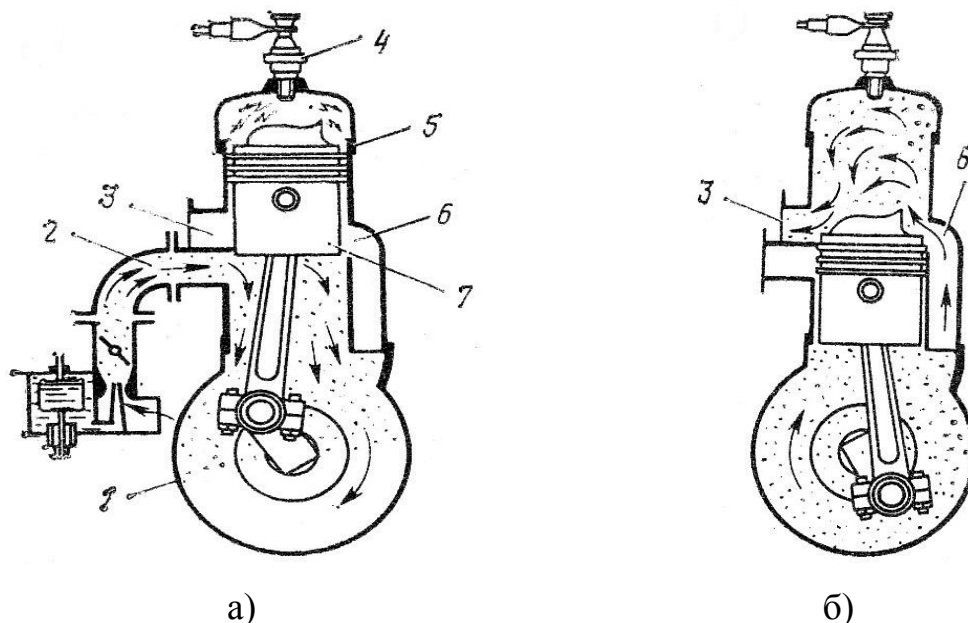


Рис. 1.7. Схема рабочего цикла двухтактного карбюраторного двигателя:

а – такт впуска и сжатия; б – такт расширения и выпуска;
 1 – картер двигателя; 2 – впускное окно; 3 – выпускное окно;
 4 – свеча зажигания; 5 – цилиндр; 6 – продувочное окно; 7 – поршень

Рабочий цикл протекает следующим образом. При движении поршня в цилиндре от НМТ к ВМТ над ним происходит сжатие ранее поступившей горючей смеси. Процесс сжатия при этом начинается с момента закрытия поршнем впускных окон цилиндра (точка 5, рис.1.8). Под действием разрежения из-за увеличивающегося картерного пространства под поршнем поступает свежая бензовоздушная смесь из карбюратора. В конце такта сжатия при подходе поршня к ВМТ горючая смесь воспламеняется (точка с'') от электрического разряда между электродами свечи (точка с'). Процесс сгорания протекает аналогично процессу сгорания в четырехтактном ДВС, на диаграмме изображается линией с''z'. Итак, на первой половине оборота коленвала двигателя над поршнем происходит сжатие смеси с последующим ее воспламенением, под поршнем – впуск свежего заряда.

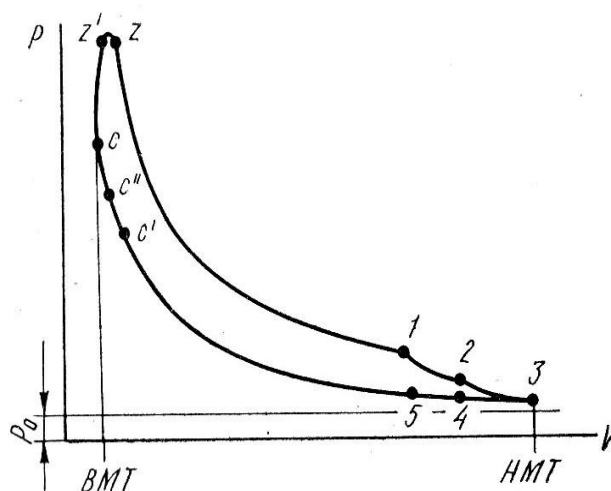


Рис. 1.8. Индикаторная диаграмма двухтактного ДВС

После прохода поршнем ВМТ начинается расширение продуктов сгорания (точка z), при этом под поршнем свежая смесь предварительно сжимается. В конце расширения (точка 1) открывается выпускное окно и отработавшие газы с большой скоростью выходят из цилиндра – происходит выпуск. Затем юбка поршня открывает продувочное окно (точка 2) и предварительно сжатая свежая смесь перепускается в надпоршневое пространство, помогая удалять остатки отработавших газов и продувая объем над поршнем при его перемещении (участок индикаторной диаграммы 2-3). Таким образом, на второй половине оборота коленвала над поршнем происходят следующие процессы: расширение, выпуск и продувка. Продувка прекращается при закрытии продувочного окна (точка 4) при перемещении поршня от НМТ к ВМТ. Далее цикл повторяется.

Двухтактные карбюраторные ДВС обладают низкой топливной экономичностью, так как в процессе продувки часть свежего заряда, не совершив полезной работы, выносится в атмосферу вместе с отработавшими газами. Этот недостаток отсутствует у двухтактных дизельных ДВС, так как продувка осуществляется воздухом.

На рис.1.9 представлена схема двухтактного дизельного ДВС, в котором применяется прямоточная продувка. При этом свежий заряд

воздуха подается в цилиндр предварительно сжатый до давления 0,12-0,15 МПа в специальном продувочном насосе (нагнетателе).

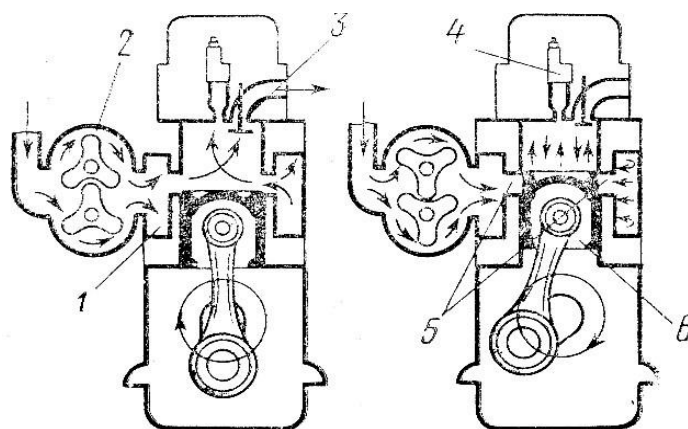


Рис. 1.9. Схема рабочего цикла двухтактного дизельного ДВС

1 – воздушная камера; 2 – нагнетатель; 3 – выпускной клапан;
4 – форсунка; 5 – продувочные окна; 6 – поршень

Поршень 6 движется от НМТ к ВМТ. В начале такта продувочные окна открыты, через них воздух из камеры 1 под давлением поступает в цилиндр. Выпускной клапан 3 при этом открыт, и воздух движется от продувочных отверстий вдоль оси цилиндра (прямоточно), вытесняя отработавшие газы предыдущего цикла и одновременно заполняя надпоршневое пространство. Продувка заканчивается, когда юбка поршня перекроет продувочные окна (точка 4, рис.1.8). Более позднее закрытие выпускного клапана (точка 5) способствует лучшей очистке цилиндра от отработавших газов. После этого начинается процесс сжатия воздуха, сопровождаемый его нагревом. В конце такта сжатия при подходе поршня к ВМТ топливо, впрыскиваемое форсункой 4 в горячий сжатый воздух (точка с'), воспламеняется (точка с''). Процесс сгорания протекает вблизи ВМТ (линия с''z'). После ВМТ начинается расширение продуктов сгорания (точка z). При этом поршень совершает полезную работу, перемещаясь под действием расширяющихся продуктов сгорания к НМТ. В конце расширения (точка 1) открывается выпускной клапан 3 и отработавшие газы выходят из цилиндра –

происходит выпуск. Затем юбка поршня открывает продувочные окна 5 (точка 2) и сжатый воздух от нагнетателя опять поступает в цилиндр, продувая надпоршневой объем. Далее цикл повторяется.

1.7. Сравнительный анализ рабочих циклов двухтактных и четырехтактных ДВС

Сравнивая особенности протекания рабочих циклов двухтактных и четырехтактных ДВС можно отметить следующее. Двухтактный ДВС развивает мощность практически в два раза большую, чем четырехтактный ДВС. Объясняется это тем, что при одинаковом рабочем объеме и частоте вращения коленчатого вала сравниваемых двигателей, у двухтактного ДВС число рабочих ходов (процессов расширения) в единицу времени в два раза больше. Следовательно, поршень двигателя совершает полезную работу, формируя толкающую силу на шейку коленвала, в два раза чаще. При этом повышается степень равномерности вращения коленчатого вала. Недостатком этого является более высокая тепловая и механическая нагруженность основных узлов двухтактного ДВС, в первую очередь кривошипно-шатунного механизма.

Быстроходность двухтактного двигателя обуславливает малое время на качественное наполнение цилиндра свежим зарядом и на очистку цилиндра от отработавших газов. Использование части свежей горючей смеси для продувки в двухтактном карбюраторном ДВС приводит к повышенному расходу топлива. Поэтому двухтактные бензиновые двигатели, обладающие высокой равномерностью вращения, малой массой на единицу вырабатываемой мощности, высокой компактностью, применяются в маломощных силовых установках, где простота конструктивного исполнения и технического обслуживания являются более весомыми факторами по сравнению с низкой экономичностью.

Кроме того, использование картерного пространства для осуществления рабочих процессов в двухтактном ДВС не дает возможности разместить в нем запас моторного масла для смазки двигателя. Это обстоятельство предопределило использовать топливо для работы двигателя в смеси с моторным маслом, часть которого в процессе сгорания горит вместе с топливом. Это является причиной повышенного нагарообразования на стенках камеры сгорания.

Слой нагара является плохим проводником избыточной теплоты, которую необходимо принудительно отводить от двигателя в процессе его работы. Следствием этого является перегрев двигателя и, как правило, приводит к детонационному (с большой скоростью) сгоранию топлива, из-за чего возникают дополнительные динамические нагрузки на цилиндропоршневую группу двигателя, что может повлечь за собой преждевременное нарушение работоспособности и отказ двигателя. Этот недостаток является одной из причин применения двухтактных двигателей в качестве пусковых двигателей с кратковременным режимом работы.

В силу отмеченных недостатков двухтактные ДВС находят ограниченное применение в качестве силовых установок транспортно-технологических машин. Более полное использование положительных качеств и устранение вышеуказанных недостатков позволит расширить область применения двухтактных двигателей.

1.8. Многоцилиндровые четырехтактные двигатели

Одноцилиндровые четырехтактные ДВС из-за неравномерности вращения коленчатого вала и низкой уравнированности малопригодны для использования их в качестве силовых установок мобильных машин. Поэтому силовыми установками транспортных и технологических машин, как правило, являются многоцилиндровые двигатели.

Согласно классификации ДВС (см.п.1.4) многоцилиндровые двигатели по расположению цилиндров подразделяют на одно- и двухрядные. У однорядных двигателей цилиндры, как правило, ориентированы вертикально (рис.1.10,а,б), у двухрядных – цилиндры расположены под углом друг другу. Двухрядные двигатели, в которых угол между осями цилиндров меньше 180° , называют V-образными (рис.1.10,в) [9]. Двигатели с V-образным расположением цилиндров отличаются меньшей массой и длиной, большей жесткостью блока цилиндров по сравнению с однорядными.

На равномерность вращения коленчатого вала и уравновешенность двигателя влияет последовательность совершения рабочих процессов в цилиндрах многоцилиндрового ДВС. Последовательность чередования одноименных тактов в цилиндрах двигателя называют **порядком работы двигателя**. Порядок работы двигателя зависит от числа и расположения цилиндров, взаимного расположения кривошипов коленчатого вала.

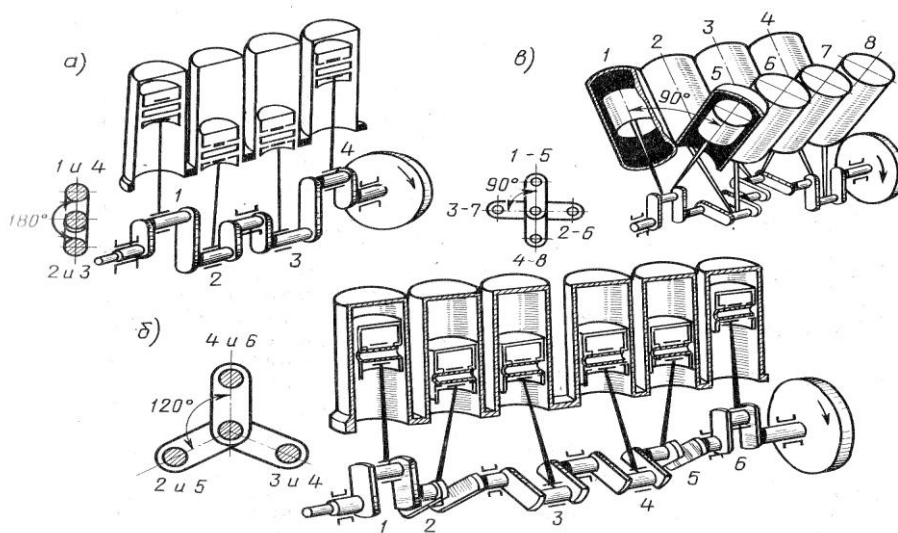


Рис. 1.10. Схемы четырехтактных многоцилиндровых двигателей и расположение кривошипов коленчатого вала:

а) четырехцилиндровый; б) шестицилиндровый; в) восьмицилиндровый

Так, для четырехтактного ДВС угол между кривошипами для обеспечения последовательной работы цилиндров будет равен

$$\varphi = \frac{720^\circ}{i}, \quad (5)$$

где 720 – продолжительность рабочего цикла, град.

Порядок работы двигателя обозначают последовательностью номеров цилиндров, в которых происходят одноименные рабочие процессы. Нумерация цилиндров в ДВС начинается от носка коленчатого вала к хвостовику, причем в двухрядных двигателях нумерация цилиндров производится сначала левого ряда, затем правого (если смотреть со стороны носка).

На рис.1.10,а приведена схема четырехцилиндрового рядного ДВС с кривошипами коленчатого вала, расположенными в одной плоскости под углом 180°. Поршни двигателя по данной схеме перемещаются попарно. Если поршни первого и четвертого цилиндров находятся в ВМТ, то поршни второго и третьего цилиндров – в НМТ и наоборот. Например, порядок четырехтактного четырехцилиндрового ДВС обозначается 1-3-4-2. Данный порядок означает, что за первый полуоборот (180°) коленчатого вала такт впуска происходит в первом цилиндре, за второй – в третьем, за третий – в четвертом и за четвертый – во втором цилиндре. Четырехцилиндровые ДВС могут иметь порядок работы 1-2-4-3.

На рис.1.10,б приведена схема шестицилиндрового однорядного двигателя, у которого кривошипы коленчатого вала расположены попарно в трех плоскостях под углом 120° друг к другу. У двигателя, работающего по этой схеме, поршни первого и шестого, второго и пятого, третьего и четвертого цилиндров перемещаются попарно. Порядок работы отечественных шестицилиндровых однорядных двигателей принят 1-5-3-6-2-4. Начало одноименных тактов рабочего цикла шестицилиндрового рядного двигателя в соответствии с порядком работы смещены на 120°. При этом коленчатый вал вращается более равномерно, чем в четырехцилиндровом ДВС.

Восьмицилиндровые V-образные двигатели имеют порядок работы 1-5-4-2-6-3-7-8 (рис.1.10,в), которые имеют еще более высокую равномерность вращения коленчатого вала.

1.9. Некоторые закономерности термодинамики

Теория двигателей внутреннего сгорания основана на использовании законов, положений и зависимостей термодинамики и приближения их к действительным условиям функционирования ДВС. Поэтому понимание закономерностей термодинамики является необходимым условием для изучения рабочих процессов, происходящих в автомобильных и тракторных двигателях.

1.9.1. Рабочее тело и параметры состояния

Двигатель внутреннего сгорания, как тепловая машина, приводится в действие благодаря изменению состояния вещества, которое называется **рабочим телом** или **рабочим агентом**.

Рабочее тело определяет, как правило, тип тепловой машины. Наиболее эффективными рабочими телами для тепловых машин являются пар и газы, обладающие наибольшим коэффициентом объемного расширения. Так, для паровой машины рабочим телом служит водяной пар, для поршневых ДВС рабочим телом являются газообразные продукты сгорания топлива, для компрессоров холодильных машин функции рабочего агента выполняет фреон.

В термодинамике в качестве рабочего тела принимают идеальный газ – условное газообразное вещество, у которого отсутствуют силы межмолекулярного взаимодействия, а молекулы не имеют геометрических размеров. В реальных же газах имеет место притяжение между молекулами, а молекулы имеют определенный объем.

В общем случае для теплотехнических расчетов ДВС допустимо распространение свойств идеального газа на все рассматриваемые газы [10]. Это позволяет упростить математический аппарат и получаемые расчетные зависимости.

Одно и то же вещество при различных условиях может находиться в различных состояниях, характеризуемых его параметрами. Параметрами состояния газа называются величины, характеризующие данное состояние газа. Основными параметрами состояния газообразного рабочего тела являются абсолютная температура, абсолютное давление и удельный объем.

Температура газа служит мерой кинетической энергии поступательного движения молекул газа и характеризует степень его нагрева. В термодинамике в качестве основной принята термодинамическая температурная шкала, нижней границей которой является температура абсолютного нуля ($-273,15\text{ }^{\circ}\text{C}$), когда прекращается движение молекул. Единицей температуры по термодинамической шкале является Кельвин, единицей температуры по шкале Цельсия является градус Цельсия, соотношение между которыми следующее

$$T(\text{K}) = t(^{\circ}\text{C}) + 273,15. \quad (1.6)$$

Давление – это физическая величина, характеризующая интенсивность сил, действующих по нормали к поверхности тела и отнесенных к площади этой поверхности. Различают барометрическое (атмосферное), абсолютное, манометрическое, вакуумметрическое давления.

Абсолютным называется давление газов или жидкостей в замкнутых объемах. Оно не зависит от параметров окружающей среды.

Манометрическим давлением называется разность между абсолютным давлением и барометрическим давлением, если первое больше второго.

Вакуумметрическое давление – это разность между барометрическим давлением и абсолютным давлением, если последнее меньше первого.

Для измерения давления в технике применяют различные единицы: Паскаль (Па), бар, техническая атмосфера, соотношение между которыми следующее

$$1 \text{ Па} = 10^{-6} \text{ МПа} = 10^{-5} \text{ бар} = 1,02 \cdot 10^{-5} \text{ кгс/см}^2.$$

Удельный объем вещества – это величина, равная отношению его объема V к массе m

$$v = \frac{V}{m}. \quad (1.7)$$

1.9.2. Законы идеальных газов

Исследователями, изучавшими поведение газов при давлениях, близких к атмосферному, опытным путем были установлены важнейшие закономерности.

При неизменной температуре произведение давления газа на его объем постоянно (закон Бойля-Мариотта), т.е. при изотермическом процессе расширения или сжатия газа справедливо

$$\begin{aligned} pv &= \text{const}; \\ \frac{v_2}{v_1} &= \frac{p_1}{p_2}; \\ p_1 v_1 &= p_2 v_2 \quad (\text{при } T = \text{const}), \end{aligned} \quad (1.8)$$

где v_1, v_2 - удельные объемы газа в начальном и конечном состояниях;
 p_1, p_2 - давление газа в начальном и конечном состояниях.

Объем массы газа при постоянном давлении изменяется пропорционально температуре (закон Гей-Люссака), т.е. для начального и конечного состояния газа

$$\begin{aligned} \frac{v_1}{v_2} &= \frac{T_1}{T_2}, \\ v_1 T_2 &= v_2 T_1 \quad (\text{при } P = \text{const}). \end{aligned} \quad (1.9)$$

При постоянном удельном объеме газа изменение давления прямо пропорционально его абсолютным температурам (закон Шарля)

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1};$$

$$p_1 T_2 = p_2 T_1 \text{ (при } v = \text{const}). \quad (1.10)$$

Отношение произведения давления на удельный объем к абсолютной температуре в любом состоянии газа равны между собой

$$\frac{pv}{T} = \text{const};$$

$$\frac{pv}{T} = R;$$

$$pv = RT, \quad (1.11)$$

где R – удельная газовая постоянная.

Уравнение (1.11) называется уравнением идеального газа или уравнением Клайперона. Газовая постоянная становится универсальной, если количество газа выразить в киломолях. Для 1 киломоля газа уравнение состояния можно записать как

$$pV_\mu = 8314 T, \quad (1.12)$$

где V_μ – объем 1 киломоля газа.

Уравнение (1.12) носит название уравнения Клайперона-Менделеева.

1.9.3. Теплоемкость и внутренняя энергия газа

Теплоемкостью газа называется количество теплоты, которое необходимо подвести к газу, чтобы увеличить его температуру на один градус.

Если определенному количеству газа сообщить (или отвести) какое-то количество теплоты q , приводящее к изменению температуры от T_1 до T_2 , то отношение теплоты к разности температур будет

определять среднюю теплоемкость газа c в пределах температуры от T_1 до T_2

$$c = \frac{q}{T_2 - T_1}. \quad (1.13)$$

Следовательно, чтобы изменить температуру вещества (тела) необходимо к нему подвести (отвести) следующее количество теплоты

$$q = c (T_2 - T_1). \quad (1.14)$$

Теплоту можно подводить к рабочему телу различными способами: при постоянном объеме (изохорный способ), при постоянном давлении (изобарный способ).

Величина q в соответствии с формулой (1.14) зависит не только от разности температур, но и от способа подвода теплоты. Поэтому различают теплоемкость при постоянном объеме c_v (изохорная теплоемкость) и теплоемкость при постоянном давлении c_p (изобарная теплоемкость).

Внутреннюю энергию тела образуют внутренние кинетическая и потенциальная энергии. Первая есть результат движения частиц тела, вторая связана с силами взаимодействия между частицами тела.

С увеличением скорости движения частиц тела, например из-за нагрева, внутренняя энергия тела увеличивается за счет кинетической энергии. Таким образом, увеличение температуры тела приводит к повышению его внутренней кинетической энергии.

Изменение удельной внутренней энергии газа в процессе подвода или отвода теплоты может быть выражено уравнением

$$\Delta u = \Delta u_k + \Delta u_n, \quad (1.15)$$

где Δu_k - изменение кинетической энергии газа, Δu_n - изменение потенциальной энергии газа.

Силы взаимодействия между молекулами идеального газа отсутствуют, следовательно его потенциальная энергия равна нулю. Поэтому внутренняя энергия идеального газа зависит только от его температуры.

1.9.4. Термодинамический процесс

Последовательное изменение состояния рабочего тела, при котором параметры его состояния изменяются, а масса рабочего тела, совершающего процесс, остается неизменной называется **термодинамическим процессом** [10].

Изменение параметров состояния рабочего тела наглядно показывает p - v диаграмма (рис.1.11). Если тело перешло из состояния 1 в состояние 2 через ряд промежуточных состояний a, b, c , то это значит, что тело совершило термодинамический процесс. Кривая 1-2 будет характеризовать процесс по p - v диаграмме.

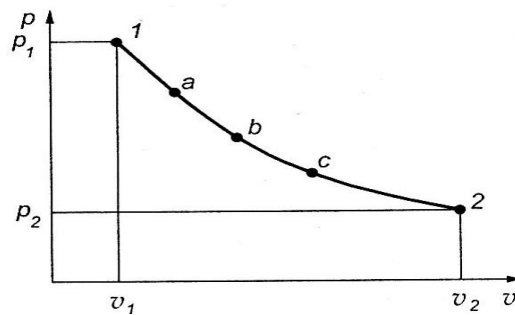


Рис.1.11. p - v диаграмма

При изменении своего состояния рабочее тело совершает работу против внешних сил (процесс расширения) или воспринимает работу этих сил (процесс сжатия). Если к газу в цилиндре, в котором роль одной из стенок выполняет подвижный поршень, подводить теплоту, то газ будет вытеснять поршень. При этом газ совершит работу при постоянном давлении

$$L = p F S = p(v_2 - v_1), \quad (1.16)$$

где p - постоянное давление газа, F - площадь поршня, S - ход поршня, v_1, v_2 - начальный и конечный объемы газа.

Эта работа на p - v диаграмме изображается площадью заштрихованного прямоугольника (рис.1.12,а).

Аналогично определяется работа газа при переменном давлении (рис.1.12,б)

$$L = \sum \Delta L = \sum p \Delta v. \quad (1.17)$$

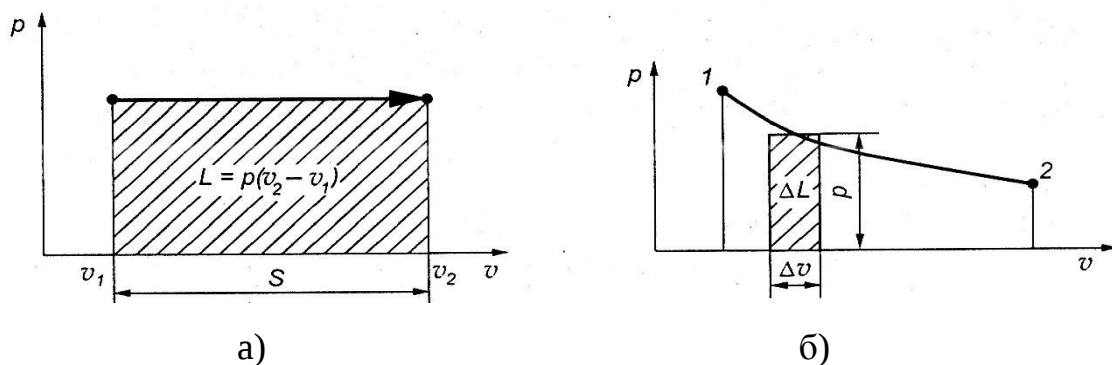


Рис. 1.12. Определение работы при расширении газа

Таким образом, работа расширения будет равна площади, ограниченной сверху кривой процесса, снизу осью абсцисс, справа и слева – крайними ординатами процесса.

Работа не только является функцией состояния газа, она зависит и от характера процесса. На рис. 1.13 показаны два различных процесса перехода газа из состояния 1 в состояние 2.

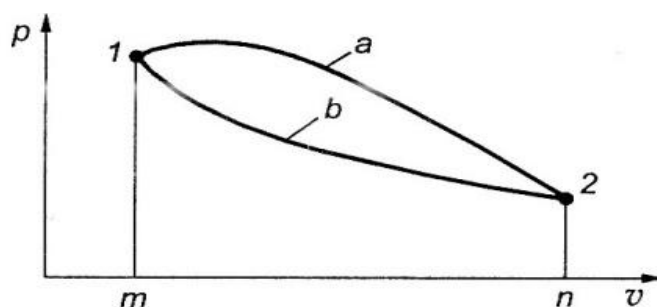


Рис. 1.13. Возможные процессы расширения газа

При одинаковых начальных и конечных состояниях газа работы этих процессов не равны. Работа процесса расширения по кривой а больше работы расширения по кривой б.

Это важное свойство работы как функции процесса лежит в основе функционирования теплового двигателя, в котором работа расширения всегда больше работы сжатия. Полученная таким образом разность работ снимается с выхода теплового двигателя и используется для совершения полезной работы.

1.9.5. Адиабатный и политропный процессы

Адиабатным процессом называют процесс без подвода и отвода теплоты. При адиабатном процессе справедливо соотношение

$$p v^k = \text{const}, \quad (1.18)$$

где k – показатель адиабаты – величина равная отношению изобарной теплоемкости к изохорной теплоемкости

$$k = \frac{c_p}{c_v}. \quad (1.19)$$

Для идеальных газов показатель адиабаты – величина постоянная и зависит от природы газа, т.е. от числа атомов в молекуле газа.

Протекание адиабатного процесса может осуществляться в цилиндре с идеально теплоизолированными стенками. Однако такой теплоизоляции не существует. Поэтому адиабатный процесс – это идеализированный процесс и на практике его осуществить невозможно. Реально можно получить процесс с некоторым приближением к идеальному адиабатному процессу, если процесс протекает очень быстро и газ не успевает принять или передать теплоту стенкам цилиндра. На рис. 1.14 показана $p - v$ диаграмма адиабатного процесса. Кривая адиабатного процесса называется адиабатой, представляющая неравнобокую гиперболу.

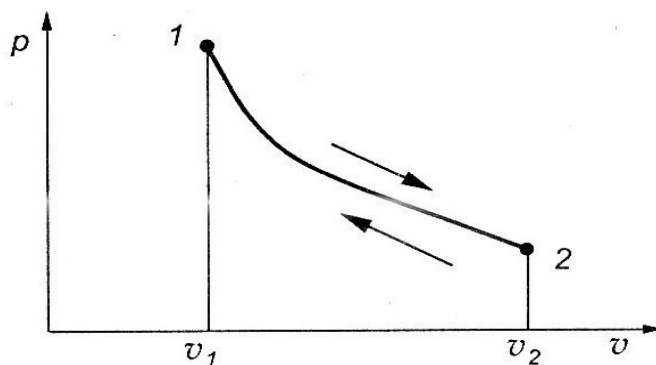


Рис. 1.14. $p - v$ диаграмма адиабатного процесса

Для начального и конечного состояний газа связь параметров состояния в адиабатном процессе имеет следующий вид

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k; \quad p_1 v_1^k = p_2 v_2^k; \quad (1.20)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}; \quad T_1 v_1^{k-1} = T_2 v_2^{k-1}; \quad (1.21)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{k-1/k}; \quad T_2 p_1^{k-1/k} = T_1 p_2^{k-1/k}. \quad (1.22)$$

Политропным процессом называют процесс, в котором могут изменяться одновременно все параметры газа, между газом и внешней средой имеет место теплообмен.

Процессы тепловых машин, как правило, являются политропными. Уравнение политропного процесса имеет следующий вид

$$p v^n = const, \quad (1.23)$$

где n – показатель политропы.

Если выразить теплоемкость газа в политропном процессе через c_n , то показатель n будет иметь вид

$$n = \frac{c_n - c_p}{c_n - c_v}. \quad (1.24)$$

Учитывая (1.19), теплоемкость газа в политропном процессе будет равна

$$c_n = \frac{c_v(n-k)}{n-1}. \quad (1.25)$$

Для начального и конечного состояний газа связь параметров состояния в политропном процессе имеет следующий вид

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^n; \quad p_1 v_1^n = p_2 v_2^n; \quad (1.26)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1}; \quad T_1 v_1^{n-1} = T_2 v_2^{n-1}; \quad (1.27)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{n-1/k}; \quad T_2 p_1^{n-1/k} = T_1 p_2^{n-1/k}. \quad (1.28)$$

1.9.6. Первый и второй законы термодинамики

Первый закон термодинамики [10]: *теплота может превращаться в механическую работу, а работа в теплоту лишь в строго эквивалентных количествах, причем количество теплоты,*

полученное рабочим телом от какого-либо источника тепла, равно сумме приращения внутренней энергии этого тела и количества совершенной им работы, т.е

$$Q = A L + (U_2 - U_1), \quad (1.29)$$

где Q - подведенная к рабочему телу теплота, A - коэффициент пропорциональности, L - работа рабочего тела в результате подвода теплоты, U_1, U_2 - внутренняя энергия рабочего тела в начале и в конце подвода теплоты соответственно.

В термодинамике принято следующее:

- теплоту Q считают положительной, если она подводится к телу, и отрицательной, если она отводится;

- изменение внутренней энергии считают положительным, если температура рабочего тела увеличивается, и отрицательным, если температура уменьшается;

- работу принято считать положительной, если рабочее тело расширяется, и отрицательной, если рабочее тело сжимается под действием внешних сил.

Первый закон термодинамики устанавливает количественную связь между различными видами энергии при их взаимном превращении, однако он не дает ответа на вопрос о возможном направлении таких превращений и условиях, при которых это возможно.

Установлено, что не все процессы, связанные с преобразованием энергии, равновозможны. Так, распространение тепловой энергии от горячего тела к холодному протекает самопроизвольно, обратного же процесса в природе не наблюдается.

Для практики особое значение имеет взаимное преобразование теплоты и механической работы. Опытным доказано, что преобразование

механической энергии в тепловую всегда происходит полностью, без потерь и самопроизвольно без каких-либо ограничений и условий.

Вся работа трения или удара преобразуется в теплоту и нагревает систему, в которой эти процессы происходят. Аналогично за счет молекулярного трения повышается температура жидкости из-за превращения кинетической энергии молекул жидкости в теплоту. Однако обратное преобразование тепловой энергии в механическую работу полностью и самопроизвольно происходить не может, так как часть теплоты теряется или рассеивается в окружающую среду.

Наблюдения характерных особенностей тепловой энергии привели к определению второго закона термодинамики. Существует несколько формулировок этого закона. Одна из них утверждает, что *теплота не может самопроизвольно перейти от более холодного тела к более теплему*. Другая интерпретация закона формулируется следующим образом: *самопроизвольный выход термодинамической системы из равновесного состояния практически невозможен*.

Таким образом, можно сделать следующие выводы:

- теплота может быть преобразована в работу тогда, когда в термодинамической системе имеет место перепад температур;
- величина совершаемой работы зависит от величины перепада температур;
- полное преобразование теплоты в механическую работу невозможно.

1.9.7. Понятие цикла теплового двигателя

Преобразование тепловой энергии в механическую работу основано на эффекте значительного объемного расширения газообразных рабочих тел при их нагревании. Чтобы реализовать этот эффект необходимо иметь машину с полостью переменного объема,

заполненным рабочим телом. Один из конструктивных вариантов такой машины – цилиндр с поршнем, перемещение которого позволяет изменять рабочий объем. Рабочее тело при подводе к нему теплоты расширяется, оказывая силовое воздействие на поршень, который перемещается и производит полезную работу.

Из выражений (1.16), (1.17) следует, что работа производится только при увеличении объема рабочего тела. Как только прекращается расширение рабочего тела, преобразование тепловой энергии в механическую работу по перемещению поршня заканчивается. Для продолжения полезного действия машины необходимо привести рабочее тело и поршень в исходное состояние.

Таким образом, для непрерывного преобразования тепловой энергии и непрерывной работы тепловой машины необходимо иметь круговой процесс, т.е. цикл.

Циклом называется совокупность процессов, происходящих в определенной последовательности, в результате осуществления которых рабочее тело, возвращается в первоначальное состояние [10].

На рис. 1.15 показаны p - v диаграммы циклов работы тепловых машин.

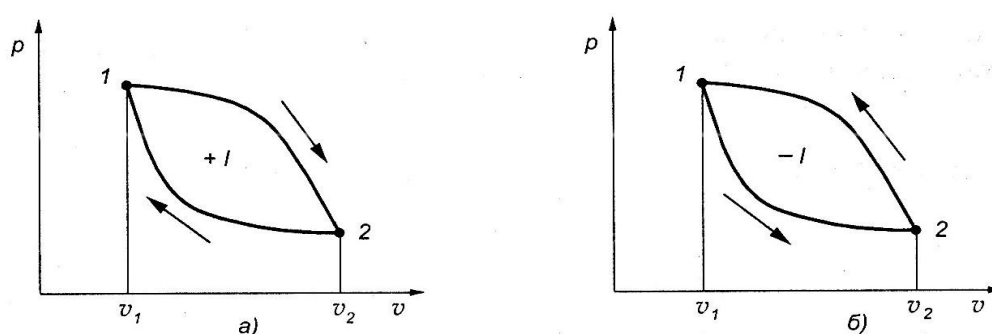


Рис. 1.15. Прямой (а) и обратный (б) циклы работы тепловых машин

В реальных тепловых двигателях после осуществления каждого цикла происходит смена рабочего тела. Однако возможны замкнутые

циклы, совершаемые одним и тем же рабочим телом. С точки зрения термодинамики эти схемы эквивалентны.

При уменьшении объема рабочего тела происходит его сжатие с изменением параметров его состояния. При этом, чем больше повышается давление и температура рабочего тела, тем выше поднимается кривая сжатия (линия 2-1 по направлению стрелки). Затраты работы на осуществление процесса сжатия также увеличиваются. Однако при этом процесс расширения более эффективен.

Возможны случаи, когда линия сжатия располагается выше или ниже линии расширения (линия 1-2 по направлению стрелки).

Очевидно, что при необходимости получения полезной работы тепловая машина должна работать по циклу, в котором работа, затраченная на сжатие, меньше произведенной работы в процессе расширения. Эти циклы называют прямыми (рис.1.15,а). Они лежат в основе работы двигателей внутреннего сгорания.

Работа обратного цикла отрицательна и используется в холодильных машинах.

Таким образом, в непрерывно действующем тепловом двигателе необходимо периодическое повторение прямых циклов, в которых процесс сжатия должен происходить с минимальной затратой энергии. Это возможно, если сжатие рабочего тела осуществляется при наименьшем повышении текущих значений температуры и давления, что может быть достигнуто путем отвода теплоты в период возвращения рабочего тела в состояние первоначального объема. Если теплоту не отводить, то работа, затраченная на сжатие, будет сопоставима с работой, полученной в процессе расширения, и эффективность такой машины будет близка к нулю.

1.10. Понятие теоретического цикла поршневого двигателя внутреннего сгорания

Теоретические циклы в отличие от действительных циклов, происходящих в цилиндрах реальных ДВС, осуществляются в воображаемой (виртуальной) тепловой машине. Теоретический цикл – замкнутый, в действительности цикл разомкнутый процессами газообмена. При рассмотрении теоретического цикла принимают следующие допущения [2].

1. Все процессы цикла осуществляются без теплообмена рабочего тела с внешней средой – адиабатно и являются обратимыми.

2. Преобразование теплоты в работу осуществляется в замкнутом объеме одним и тем же несменяемым рабочим телом.

3. Состав и теплоемкость рабочего тела остаются постоянными на всем протяжении цикла.

4. Подвод теплоты производится от постороннего горячего источника в количестве равном процессу горения в реальном двигателе.

5. Процессы сжатия и расширения протекают по адиабатам с постоянными показателями.

6. Отвод теплоты осуществляется холодному источнику в количестве равном процессу выпуска в реальном двигателе. Эта потеря теплоты является единственной и обязательной для замкнутого теоретического цикла.

Для сравнения теоретических циклов между собой пользуются двумя критериями: экономичностью (теплоиспользованием) цикла и эффективностью (работоспособностью) цикла. Об экономичности цикла судят по величине термического коэффициента полезного действия, а об эффективности цикла – по величине удельной работы цикла.

Термическим КПД называется отношение количества теплоты, превращенной в полезную механическую работу, к общему количеству подведенной теплоты к рабочему телу

$$\eta_t = \frac{(Q_1 - Q_2)}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}, \quad (1.30)$$

где Q_1 - количество теплоты, подведенное к рабочему телу от постороннего источника, Q_2 - отведенное количество теплоты от рабочего тела холодному источнику.

Удельной работой цикла называется отношение количества теплоты, превращенной в механическую работу, к рабочему объему тепловой машины

$$p_t = \frac{(Q_1 - Q_2)}{(V_a - V_c)} = \frac{L_{ц}}{V_h}, \quad (1.31)$$

где V_a - объем рабочего тела в конце процесса расширения, V_c - объем рабочего тела в конце сжатия, $L_{ц}$ - работа цикла, V_h - рабочий объем.

Удельная работа цикла численно равна среднему постоянному за цикл давлению.

Анализ теоретических циклов преследует три основные задачи:

1) оценить влияние термодинамических факторов на изменение термического КПД и среднего давления для того, чтобы установить оптимальные значения термодинамических факторов для получения наилучшей экономичности и максимальной эффективности цикла;

2) провести сравнение различных теоретических циклов с точки зрения экономичности и эффективности при одинаковых условиях;

3) получить конкретные числовые значения термического КПД и среднего давления для оценки степени совершенства реальных двигателей по экономичности и эффективности.

По способу подвода теплоты теоретические циклы делят на три вида: 1) цикл с подводом теплоты при постоянном объеме (рис.1.16,а); 2) цикл с подводом теплоты при постоянном давлении (рис.1.16,б); 3) цикл со смешанным подводом теплоты – часть теплоты подводится при постоянном объеме, часть теплоты - при постоянном давлении (рис. 1.16,в).

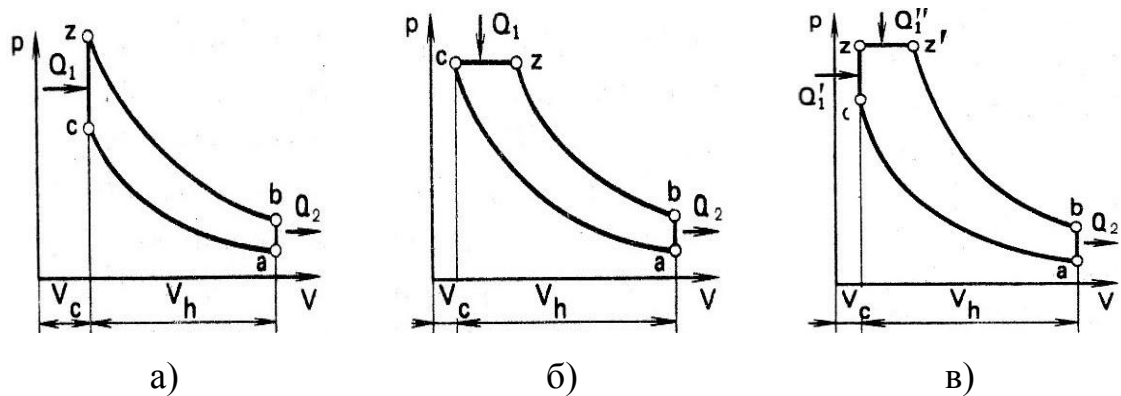


Рис. 1.16. Индикаторные диаграммы теоретических циклов при различных способах подвода теплоты

Цикл с подводом теплоты при постоянном объеме (цикл Отто) близок к протеканию действительных циклов бензиновых и газовых ДВС. Цикл с подводом теплоты при постоянном давлении (цикл Дизеля) не используется в качестве прототипа для организации рабочего цикла в современных автомобильных и тракторных двигателях. Цикл со смешанным подводом теплоты (цикл Тринклера) является прототипом действительного цикла дизельных автомобильных и тракторных двигателей внутреннего сгорания.

Основные термодинамические соотношения показателей и параметров теоретических циклов приведены в табл.1.1 [2].

Таблица 1.1.

Основные термодинамические соотношения показателей и параметров теоретических циклов

Наименование и обозначение параметров и показателей	Основные определения	Термодинамические соотношения циклов		
		с подводом теплоты при $V=const$	с подводом теплоты при $p=const$	со смешанным подводом теплоты при $V=const$ и $p=const$
1	2	3	4	5
Степень сжатия ε	Отношение объемов в начале и конце сжатия	$\varepsilon = V_a/V_c = \delta$	$\varepsilon = V_a/V_c = \rho\delta$	$\varepsilon = V_a/V_c = \rho\delta$
Степень повышения давления λ	Отношение максимального давления цикла к давлению в конце сжатия	$\lambda = p_z/p_c = T_z/T_c$	$\lambda = 1$	$\lambda = p_z/p_c = T_z/\rho T_c$

1	2	3	4	5
Степень предварительного расширения ρ	Отношение объемов в точках z и c	$\rho = 1$	$\rho = V_z/V_c$ $= \varepsilon/\delta = T_z/T_c$	$\rho = V_z/V_c$ $= \varepsilon/\delta = T_z/\lambda T_c$
Степень последующего расширения δ	Отношение объемов в точках b и z	$\delta = V_b/V_z$ $= V_a/V_z = \varepsilon$	$\delta = V_b/V_z = V_a/V_z$ $= \varepsilon/\rho = \varepsilon T_c/T_z$	$\delta = V_b/V_z = V_a/V_z$ $= \varepsilon/\rho = \varepsilon \lambda T_c/T_z$
Общее количество подведенной теплоты Q_1		$Q_1 = \frac{R}{k-1} T_a \varepsilon^{k-1} (\lambda - 1)$	$Q_1 = \frac{R}{k-1} T_a \varepsilon^{k-1} k(\rho - 1)$	$Q_1 = \frac{R}{k-1} T_a \varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]$
Количество отведенной теплоты Q_2		$Q_2 = \frac{R}{k-1} T_a (\lambda - 1)$	$Q_2 = \frac{R}{k-1} T_a (\rho^k - 1)$	$Q_2 = \frac{R}{k-1} T_a (\lambda \rho^k - 1)$

1.11. Теоретический цикл с подводом теплоты при постоянном объеме

Индикаторная диаграмма теоретического цикла с подводом теплоты при постоянном объеме представлена на рис.1.16,а. Это идеализированный замкнутый цикл, состоящий из двух адиабат (кривые ac и zb) и двух изохор (прямые cz и ba). Работа, производимая двигателем за цикл, определяется площадью фигуры $aczba$. Так как в этом цикле участвует постоянное количество рабочего тела, то линии впуска и выпуска отсутствуют.

Кривая ac соответствует процессу адиабатного сжатия рабочего тела, поршень при этом перемещается от НМТ к ВМТ. При положении поршня в ВМТ и постоянном объеме (прямая cz) осуществляется процесс подвода теплоты к рабочему телу, давление и температура повышаются.

При движении поршня от ВМТ к НМТ (кривая zb) происходит процесс адиабатного расширения рабочего тела. Отвод теплоты от рабочего тела соответствует прямой ba и осуществляется при постоянном объеме при положении поршня в НМТ.

Для цикла с подводом теплоты при постоянном объеме термический КПД и удельная работа (среднее давление цикла) соответственно определяются по формулам

$$\eta_t = \frac{(Q_1 - Q_2)}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}, \quad (1.32)$$

$$p_t = \frac{(Q_1 - Q_2)}{(V_a - V_c)} = \frac{L_{ц}}{V_h} = p_a \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \frac{\lambda - 1}{k - 1} \eta_t, \quad (1.33)$$

где k – показатель адиабаты.

Из формулы (1.32) видно, что термический КПД зависит от степени сжатия и показателя адиабат сжатия и расширения. Причем, термический КПД растет при увеличении степени сжатия и показателя адиабаты. Однако интенсивность роста термического КПД заметно уменьшается, начиная с $\varepsilon = 12-13$ (рис.1.17) [2]. Величина показателя адиабаты зависит от природы рабочего тела: величина $k = 1,4$ соответствует воздуху, $k = 1,35$ соответствует смеси воздуха и продуктов сгорания, $k = 1,3$ – продуктам сгорания. Таким образом, степень сжатия является действенным фактором в целях повышения экономичности цикла с подводом теплоты при постоянном объеме. Однако, по данному циклу целесообразно осуществлять рабочий процесс реального ДВС со степенями сжатия, не превышающими $\varepsilon = 11-12$. Дальнейшее повышение степени сжатия приводит к увеличению экономичности, но незначительно – в пределах 1-2% при увеличении степени сжатия на единицу.

Минимальные потери теплоты в данном цикле имеют место в случае использования в качестве рабочего тела – воздуха и составляют не более 37 % при $\varepsilon = 12$ и не более 30% при $\varepsilon = 20$. Потери теплоты при использовании в качестве рабочего тела топливовоздушных смесей повышаются.

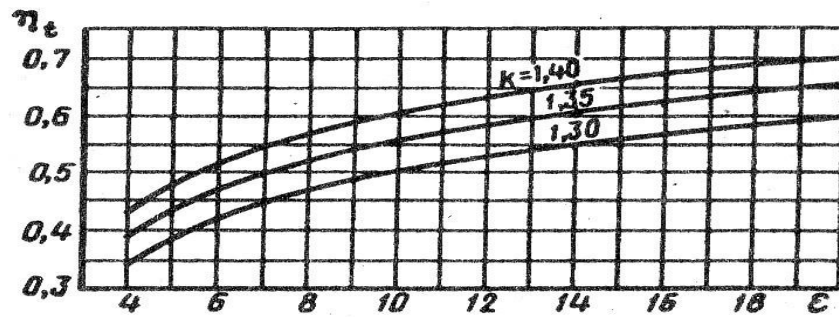


Рис. 1.17. Зависимость термического КПД от степени сжатия при различных значениях показателя адиабаты

Величина среднего давления цикла дополнительно зависит от начального давления и степени повышения давления. Для двигателей, работающих без наддува, верхним значением начального давления является атмосферное давление, т.е. $p_a = 0,1$ МПа. Значение степени повышения давления зависит, прежде всего, от количества, подведенной в цикле, теплоты

$$\lambda = \frac{Q_1(k-1)}{RT_a \varepsilon^{k-1}} + 1, \quad (1.34)$$

где R - универсальная газовая постоянная, T_a - начальная температура цикла.

На рис. 1.18 [2] показана зависимость среднего давления цикла от степени повышения давления, степени сжатия и показателя адиабаты.

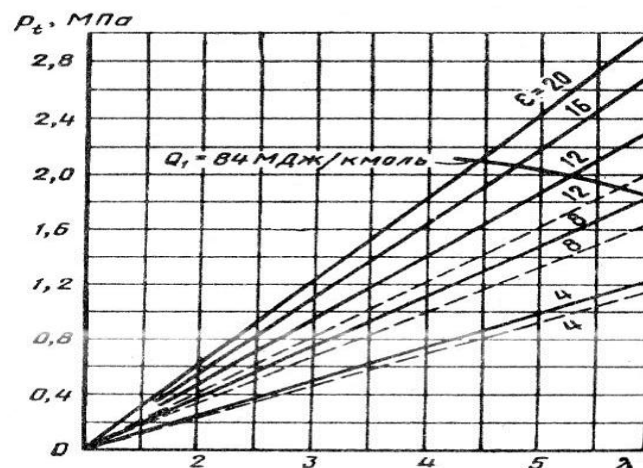


Рис. 1.18. Зависимость среднего давления цикла от степени повышения давления при различных степенях сжатия и показателях адиабаты: $k = 1,4$ – сплошные линии; $k = 1,3$ – пунктирные линии

Эта зависимость получена при увеличении количества подведенной в цикле теплоты от $Q_1 = 0$ при $\lambda = 1$ до $Q_1 = 120,6$ МДж/кмоль при $\lambda = 6$ и $\varepsilon = 20$. Учитывая, что теплота сгорания бензовоздушных смесей при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$ не превышает 84 МДж/кмоль, максимально возможное среднее давление теоретического цикла с подводом теплоты при постоянном объеме не может быть больше 2,1 МПа при $\lambda = 4,5$ и $\varepsilon = 20$, а при $\lambda = 6$ и $\varepsilon = 8$ не превысит 1,85 МПа.

Анализ формул (1.33),(1.34) и графика на рис. 1.18 позволяет сказать следующее. Для получения более высоких значений среднего давления цикла с целью повышения эффективности цикла с подводом теплоты при постоянном объеме, необходимо увеличивать λ , для чего следует подводить в цикле большее количество теплоты, т.е. иметь топливо с более высокой теплотой сгорания.

1.12. Теоретический цикл со смешанным подводом теплоты

Стремление обеспечить высокий термический КПД цикла в сочетании с большой работой цикла привело к созданию двигателя, в котором сжимается не горючая смесь, а воздух. В конце процесса сжатия в цилиндр подается топливо под большим давлением, благодаря чему топливо распыливается на мельчайшие частицы. Часть топлива, окислившаяся кислородом воздуха, быстро сгорает практически при постоянном объеме. Оставшаяся часть топлива, которая не успела перемешаться с воздухом, самовоспламеняется несколько позже, уже при движении поршня в сторону НМТ, поэтому давление в надпоршневом пространстве можно считать практически постоянным.

Индикаторная диаграмма теоретического цикла со смешанным подводом теплоты представлена на рис.1.16,в. Кривая ac соответствует

процессу адиабатного сжатия, прямая cz – процессу подвода теплоты при постоянном объеме, прямая zz' – процессу подвода теплоты при постоянном давлении, кривая $z'b$ – процессу адиабатного расширения, прямая ba – процессу отвода теплоты при постоянном объеме.

Количество подведенной теплоты в цикле, осуществляемой в два приема, определяется по следующему выражению

$$Q_1 = Q_1' + Q_1'' = \frac{R}{k-1} T_a \varepsilon^{k-1} (\lambda - 1) + \frac{R}{k-1} T_a \varepsilon^{k-1} k \lambda (\rho - 1), \quad (1.35)$$

где Q_1' – теплота, подведенная при постоянном объеме; Q_1'' – теплота, подведенная при постоянном давлении.

Соотношение между Q_1' и Q_1'' может изменяться. При $Q_1' = Q_1$ и $Q_1'' = 0$ вся теплота подводится при постоянном объеме и цикл превращается в цикл с подводом теплоты при постоянном объеме, для которого степень предварительного расширения $\rho = 1$.

При $Q_1' = 0$ и $Q_1'' = Q_1$ вся теплота подводится при постоянном давлении и цикл превращается в цикл с подводом теплоты при постоянном давлении, для которого степень повышения давления $\lambda = 1$.

При всех промежуточных значениях Q_1' и Q_1'' существует взаимосвязь между λ и ρ для заданных значений подведенной теплоты Q_1 и степени сжатия ε (рис.1.19).

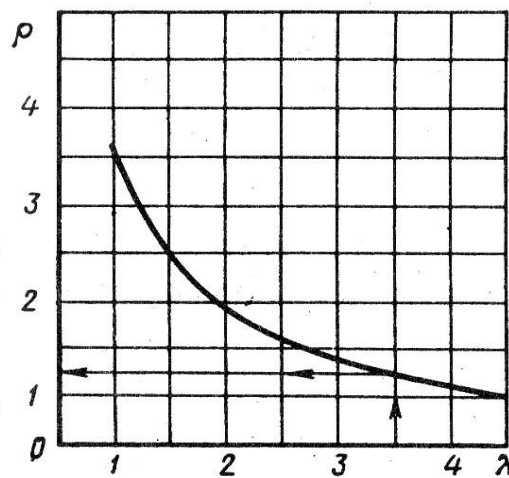


Рис. 1.19. Зависимость степени предварительного расширения от степени повышения давления ($\varepsilon = 16$, $Q_1 = Q_1' + Q_1'' = 80$ МДж/кмоль)

На основании этой зависимости (рис.1.19) можно утверждать, что при неизменном общем количестве теплоты, подводимой в цикле, чем больше теплоты подводится при постоянном объеме (λ растет), тем меньше теплоты будет подводится при постоянном давлении (ρ уменьшается) и наоборот.

Для цикла со смешанным подводом теплоты термический КПД и удельная работа (среднее давление цикла) соответственно определяются по формулам

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]}, \quad (1.36)$$

$$p_t = p_a \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \frac{[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]}{k - 1} \eta_t. \quad (1.37)$$

Из данных аналитических зависимостей очевидное влияние на повышение экономичности и эффективности цикла со смешанным подводом теплоты оказывает увеличение степени сжатия, показателя адиабаты, давление начала сжатия. Влияние степени повышения давления и степени предварительного расширения на вышеуказанные критерии неочевидное и неоднозначное. Для выяснения данного обстоятельства выполним численный расчет. Результаты расчета приведены в таблице 1.2. Значения степени повышения давления и степени предварительного расширения приняты на основании рис. 1.19.

Таблица 1.2.

Результаты расчета термического КПД и среднего давления цикла со смешанным подводом теплоты ($\varepsilon=16$, $k=1,4$)

Степень повышения давления λ	Степень предварительного расширения ρ	Термический КПД η_t	Среднее давление цикла p_t , МПа
1	3,5	0,55	1,55
2	2	0,63	1,93
3,5	1,25	0,67	2,02

Из анализа данных табл. 1.2. следует, что для повышения экономичности и эффективности цикла со смешанным подводом теплоты необходимо стремиться увеличивать долю теплоты, подводимой при постоянном объеме (будет увеличиваться степень

повышения давления) и, соответственно, уменьшать долю теплоты, подводимой при постоянном давлении (будет уменьшаться степень предварительного расширения), так как чем дальше от ВМТ происходит сообщение теплоты рабочему телу, тем в меньшей степени теплота преобразуется в механическую работу.

1.13. Основы расчета действительного цикла четырехтактного двигателя

1.13.1. Процесс впуска

Количество и состав свежего заряда, поступающего в цилиндр в начале каждого цикла, являются определяющими факторами, влияющими на получаемую в цикле работу и мощность двигателя.

В начале процесса впуска давление в цилиндре выше атмосферного из-за наличия в камере сгорания остаточных газов предыдущего цикла, среднее значение которого зависит от гидравлических сопротивлений выпускной системы. С увеличением сопротивлений выпускных трубопроводов, давление остаточных газов p_r возрастает и составляет для двигателей без наддува

$$p_r = (1,05 \dots 1,25)p_o, \quad (1.38)$$

где p_o - давление окружающей среды.

Большие значения p_r характерны для двигателей с высокой частотой вращения коленчатого вала, меньшие значения p_r - для двигателей с непосредственным впрыском.

Давление остаточных газов для двигателей с наддувом составляет

$$p_r = (0,75 \dots 0,98)p_k, \quad (1.39)$$

где p_k - давление надувочного воздуха (при низком наддуве – $1,5p_o$, при среднем – $(1,5 \dots 2,2)p_o$, при высоком наддуве – $(2,2 \dots 2,5)p_o$).

Температура остаточных газов в начале впуска T_r зависит от состава сгораемой смеси, степени расширения продуктов сгорания, качества очистки цилиндра от остаточных газов.

Качество очистки цилиндра от остаточных газов оценивается коэффициентом остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_1}, \quad (1.40)$$

где M_r - количество остаточных газов, M_1 - количество свежего заряда.

Коэффициент остаточных газов зависит от степени сжатия, параметров рабочего тела в конце впуска, частоты вращения коленвала. С увеличением степени сжатия и температуры остаточных газов величина γ_r уменьшается, а при увеличении давления остаточных газов и частоты вращения – возрастает.

Качество процесса наполнения цилиндра свежим зарядом характеризуется коэффициентом наполнения

$$\eta_v = \frac{M_1}{M_o}, \quad (1.41)$$

где M_o – количество свежего заряда, которое могло бы заполнить объем цилиндра при давлении и температуре окружающей среды.

Основным параметром, оказывающим влияние на коэффициент наполнения, является давление газа в конце впуска. С увеличением давления и снижением температуры плотность свежего заряда возрастает, что приводит к улучшению качества процесса наполнения. Величина коэффициента наполнения также зависит от быстроходности двигателя и совершенства механизма газораспределения.

Величина давления в конце впуска, определяющая количество рабочего тела, поступающего в цилиндр двигателя с наддувом и без наддува соответственно, определяется по формулам

$$p_a = p_k - \Delta p_a, \quad (1.42)$$

$$p_a = p_o - \Delta p_a, \quad (1.43)$$

где Δp_a - потери давления, обусловленные сопротивлением впускной системы.

Потери давления Δp_a в четырехтактных ДВС с воспламенением от искры изменяются в пределах - $(0,05 \dots 0,2) p_o$, в дизелях без наддува - $(0,03 \dots 0,18) p_o$, в дизелях с наддувом - $(0,03 \dots 0,1) p_k$.

Температура в конце впуска в основном зависит от температуры свежего заряда T_o , степени подогрева заряда ΔT , коэффициента остаточных газов γ_r , в меньшей степени – от температуры остаточных газов T_r и определяется по формуле

$$T_a = \frac{(T_o + \Delta T + \gamma_r T_r)}{1 + \gamma_r}. \quad (1.44)$$

Таким образом, для повышения эффективности наполнения цилиндра двигателя необходимо стремиться к уменьшению загрязнения остаточными газами свежего заряда, чему способствуют более высокие значения степени сжатия и температуры остаточных газов, к снижению сопротивлений впускного тракта с целью минимизации потерь давления и увеличения давления заряда в конце впуска.

1.13.2. Процесс сжатия

Процесс сжатия увеличивает температурный перепад цикла, благодаря чему повышается надежность воспламенения топлива, и степень расширения продуктов сгорания топлива, чем обеспечивается эффективное преобразование теплоты в механическую работу.

В действительном цикле процесс сжатия протекает в условиях теплообмена между зарядом и стенками цилиндра двигателя и является политропным с переменным значением показателя политропы сжатия n_1 . В процессе сжатия величина и направление теплового потока изменяются. В начальный период сжатия идет подвод теплоты от более нагретых стенок к рабочему телу ($n_1 > k_1$). По мере повышения температуры сжимаемого рабочего тела уменьшается количество

теплоты, получаемое телом от стенок цилиндра, что приводит к уменьшению значения показателя политропы сжатия.

При равенстве температур рабочего тела и стенок цилиндра процесс сжатия становится адиабатным. Конечный период процесса сжатия характеризуется отводом теплоты от рабочего тела в стенки цилиндра ($k_1 > n_1$). Учитывая, что процесс сжатия протекает достаточно быстро, суммарный теплообмен между рабочим телом и стенками цилиндра незначителен. Поэтому значение показателя политропы сжатия принимают равным среднему значению показателя адиабаты ($n_1 \cong k_1$).

Давление и температуру в конце процесса сжатия определяют из уравнений политропного процесса (см. формулы 1.26 и 1.27) с постоянным значением политропы сжатия n_1 .

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}, \quad (1.45)$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1}. \quad (1.46)$$

1.13.3. Процесс сгорания

Тепловая энергия, необходимая для совершения полезной работы в действительном цикле, образуется при сгорании топлива в цилиндрах двигателя. Процесс сгорания и последующее расширение продуктов сгорания являются основными процессами рабочего цикла ДВС. От качества протекания процесса сгорания в значительной степени зависят мощностные и экономические показатели работы ДВС.

Процесс сгорания – это окислительный процесс, при котором горючие вещества, входящие в состав топлива, вступают в химическое взаимодействие с кислородом воздуха. Развитие реакций окисления в двигателях с внешним смесеобразованием начинается во впускном тракте и продолжается в ходе процессов впуска и сжатия.

Для качественной подготовки горючей смеси к сгоранию необходимо подавать в цилиндр такое количество воздушной массы, которое было бы достаточным для полного окисления порции топлива. Жидкое топливо, используемое в автотракторных ДВС, представляет собой углеводородную смесь.

Предположим, что в цилиндре двигателя за определенное время сгорает 1 кг топлива, состоящий из долей углерода С, водорода Н₂ и кислорода О₂. Для окисления 1 кг углерода требуется 8/3 кг кислорода, для окисления 1 кг водорода необходимо 8 кг кислорода. Тогда для сгорания 1 кг топлива требуется следующее количество кислорода

$$\frac{8}{3} \text{ С} + 8 \text{ Н}_2 - \text{О}_2 . \quad (1.47)$$

Учитывая, что в цилиндры двигателя поступает лишь 23% кислорода от массы воздуха, тогда теоретически необходимое количество воздуха для полного окисления и последующего сгорания топлива определяют из выражения

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} \text{ С} + 8 \text{ Н}_2 - \text{О}_2 \right). \quad (1.48)$$

В действительном цикле ДВС, в виду меняющихся нагрузочного и скоростного режимов, сгорание топлива происходит при недостатке или избытке воздуха. Действительное количество, поступившего воздуха, может быть больше или меньше теоретически необходимого количества. Показателем этого превышения или недостатка воздуха является коэффициент избытка воздуха

$$\alpha = l / l_0 , \quad (1.49)$$

где l - действительное количество воздуха, поступившее в цилиндр двигателя.

При $\alpha > 1$ топливовоздушные смеси называют обедненными или бедными, при $\alpha < 1$ смеси – обогащенные или богатые, при $\alpha = 1$ смеси называют нормальными.

Ввиду различий способов смесеобразования и воспламенения, процесс сгорания в бензиновых и дизельных ДВС следует рассматривать отдельно. Процесс сгорания топлива удобнее рассматривать по развернутой индикаторной диаграмме в координатах $p - \varphi$. На рис. 1.20 приведена часть индикаторной диаграммы бензинового ДВС, на которой показаны фазы процесса сгорания.

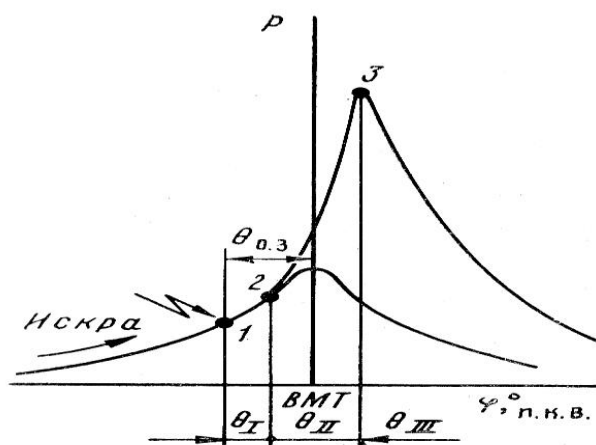


Рис. 1.20. Развернутая индикаторная диаграмма бензинового ДВС

Процесс сгорания начинается с момента искрообразования между электродами свечи зажигания в точке 1, после чего возникают активные центры окисления с образованием начального очага горения и фронта пламени. Период времени между точками 1-2 называют начальной фазой горения, длительность которой зависит от параметров смеси в конце процесса сжатия, величины угла опережения зажигания, энергии искрового разряда. Чем меньше угол опережения зажигания и выше степень сжатия, тем меньше продолжительность первой фазы.

Вторая фаза между точками 2-3 — основная фаза горения, которая сопровождается формированием фронта пламени по всему объему камеры сгорания, интенсивным развитием реакций окисления, увеличением количества выделяющейся теплоты и резким повышением давления и температуры газа в цилиндре. Продолжительность второй фазы горения зависит от скорости распространения пламени в камере

сгорания, которая для нормального горения составляет 20-40 м/с. Основная фаза горения заканчивается после прохода поршнем ВМТ (10-15 градусов угла поворота коленчатого вала) в точке 3, где достигается максимум давления. При этом объем камеры сгорания минимальный, тепловые потери незначительные, а полезная работа цикла наибольшая.

Если рабочая смесь перед воспламенением подвергается действию высоких температур и давлений, то нормальное сгорание при определенных условиях переходит в сгорание с большой скоростью распространения фронта пламени. Такое сгорание называют детонацией или детонационным сгоранием.

Причины детонации: использование низкооктанового бензина, обладающего малой стойкостью к детонации; раннее зажигание; повышенное нагарообразование на стенках камеры сгорания и днище поршня; перегрев двигателя и др. В этих условиях интенсивно образуются активные перекиси за счет активных молекул кислорода и топлива, в результате чего часть рабочей смеси воспламеняется раньше, чем к ней подойдет фронт основного пламени. При этом возникают и распространяются ударные волны давления, оказывающие влияние на характер изменения давления в цилиндре. При отражении волн давления от стенок камеры сгорания появляется звонкий металлический стук, что является внешним признаком детонации. Работа двигателя при детонационном сгорании сопровождается увеличением тепловых и механических нагрузок на детали кривошипно-шатунного механизма, снижением мощности, дымным выхлопом, ухудшением топливной экономичности. Поэтому длительная работа двигателя с детонационным сгоранием топлива недопустима.

Третья фаза сгорания – фаза догорания, которая является завершающей в процессе сгорания. В процессе третьей фазы догорают продукты неполного окисления топлива.

На рис.1.21 показана развернутая диаграмма процесса сгорания в дизельном двигателе, на которой процесс сгорания условно разделен на четыре фазы.

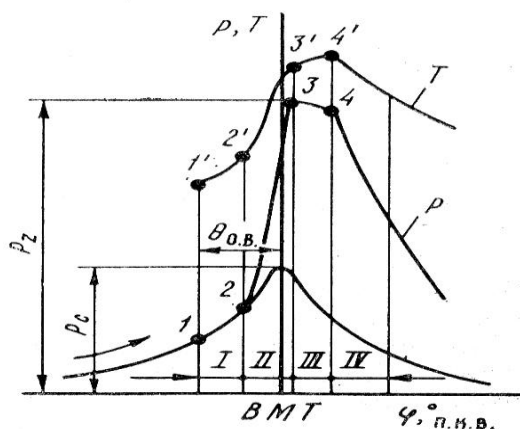


Рис. 1.21. Развернутая индикаторная диаграмма дизельного ДВС

Первая фаза – период задержки самовоспламенения. Начинается в точке 1, когда форсунка начинает подавать в цилиндр топливо. Окончание фазы связано с самовоспламенением топлива в точке 2. В течение первой фазы топливо в мелкораспыленном состоянии перемешивается с воздухом, нагревается, испаряется, т.е. в цилиндре происходят процессы смесеобразования и подготовки топлива к самовоспламенению. Продолжительность этого периода зависит от цетанового числа топлива, степени сжатия, формы камеры сгорания качества распыливания, угла опережения впрыска, частоты вращения коленчатого вала, нагрузки на двигатель. Чем выше цетановое число, степень сжатия и нагрузка на двигатель, тем меньше длительность первой фазы.

Вторая фаза – фаза быстрого горения (точки 2-3). Фронт пламени распространяется по всему объему камеры сгорания, давление и температура газа в этом периоде увеличиваются. Причем, изменение давления характеризуется большей интенсивностью, чем температуры. По скорости нарастания давления во втором периоде судят о жесткости

работы дизельного двигателя. Окончание фазы связано с достижением максимального давления.

Третья фаза – период постепенного сгорания топлива (точки 3-4). Сгорание происходит в условиях увеличивающегося объема и практически постоянного давления, так как форсунка продолжает подавать топливо, практически до точки 4. Продолжительность периода находится в прямой зависимости от интенсивности перемешивания горящих частиц топлива с воздухом. Скорость сгорания в этом периоде постепенно уменьшается по причине постоянного увеличения продуктов сгорания. Окончание третьей фазы связано с моментом достижения максимальной температуры.

Четвертая фаза – фаза догорания топлива и продуктов его неполного окисления. Догорание топлива происходит в начале процесса расширения и заканчивается прекращением тепловыделения.

Целью расчета процесса сгорания является определение температуры и давления в конце видимого горения (точка 3 на рис.1.20 и точка 4 на рис.1.21).

Температуру в конце видимого горения $T_z(K)$ находят из уравнений сгорания, учитывая (1.6).

Для бензиновых двигателей, работающих по циклу с подводом теплоты при постоянном объеме, уравнение сгорания имеет вид

$$\xi_z H_{\text{раб.см}} + (mc'_v)_{t_o}^{t_c} t_c = \mu (mc''_v)_{t_o}^{t_z} t_z, \quad (1.50)$$

где ξ_z - коэффициент использования теплоты на участке видимого сгорания; $H_{\text{раб.см}}$ - теплота сгорания рабочей смеси; $(mc'_v)_{t_o}^{t_c}$ - средняя мольная теплоемкость рабочей смеси в конце процесса сжатия; μ - коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси; $(mc''_v)_{t_o}^{t_z}$ - средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания; t_c - температура смеси в конце сжатия, °С; t_z - температура газа в конце видимого сгорания, °С.

Для дизельных двигателей, работающих при смешанном подводе теплоты, уравнение сгорания записывают в виде

$$\xi_z H_{\text{раб.см}} + [(mc'_v)_{t_0}^{t_c} + 8,315\lambda]t_c + 2270(\lambda - \mu) = \mu(mc''_p)_{t_0}^{t_z} t_z, \quad (1.51)$$

где $(mc''_p)_{t_0}^{t_z}$ - средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания при постоянном давлении.

Давление в конце сгорания для бензиновых и дизельных двигателей находят из соответствующих выражений

$$p_z = p_c \mu T_z / T_c, \quad (1.52)$$

$$p_z = \lambda p_c. \quad (1.53)$$

1.13.4. Процесс расширения

В процессе расширения тепловая энергия, выделившаяся при сгорании топлива, преобразуется в механическую работу. В действительном цикле процесс расширения протекает по достаточно сложному закону в отличие от процесса сжатия, так как имеют место подвод теплоты вследствие догорания топлива, утечки газа через неплотности цилиндропоршневой группы, уменьшение теплоемкости продуктов сгорания из-за понижения температуры, уменьшение количества газов в связи с началом выпуска.

Процесс расширения протекает по политропе с переменным показателем. Однако для упрощения расчетов кривая процесса расширения принимается за политропу с постоянным показателем n_2 .

Значение давления и температуры в конце процесса расширения вычисляют по формулам:

для бензиновых двигателей

$$p_b = p_z / \varepsilon^{n_2}, \quad (1.54)$$

$$T_b = T_z / \varepsilon^{n_2 - 1}; \quad (1.55)$$

для дизельных двигателей

$$p_b = p_z / \delta^{n_2}, \quad (1.56)$$

$$T_b = T_z / \delta^{n_2 - 1}. \quad (1.57)$$

1.13.5. Процесс выпуска и меры по снижению токсичности выхлопных газов

В процессе выпуска из цилиндра двигателя удаляются отработавшие газы. На рис. 1.22 показана часть индикаторной диаграммы, касающейся процесса выпуска продуктов сгорания. Выпускной клапан начинает открываться в конце процесса расширения до прихода поршня в НМТ в точке b' с опережением и закрывается после прохода поршнем ВМТ в точке a' с запаздыванием. В связи с этим весь процесс выпуска в четырехтактных ДВС можно разделить на три периода.

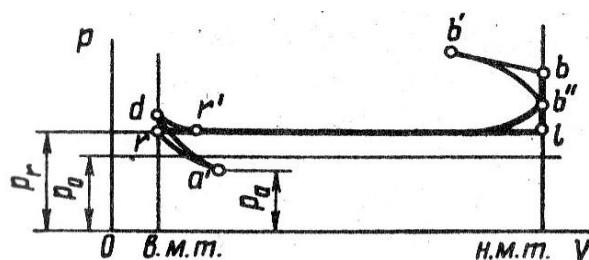


Рис. 1.22. Изменение давления в процессе выпуска в двигателе без наддува

Первый период – свободный выпуск. Начинается с момента открытия выпускного клапана и заканчивается приходом поршня в НМТ. Опережение открытия выпускного клапана снижает полезную работу расширения, однако способствует более качественной очистке цилиндра от продуктов сгорания и уменьшает работу, необходимую для удаления отработавших газов. За этот период удаляется 60-70% отработавших газов.

Второй период – принудительный выпуск. Начинается от НМТ до момента открытия впускного клапана в точке r' . Истечение газа в этот

период происходит за счет уменьшения объема надпоршневого пространства. Давление и температура в этот период изменяются незначительно.

Третий период – продувка. Продувка осуществляется в период перекрытия клапанов, т.е. когда выпускной клапан еще не закрылся, а впускной уже открылся. При этом качественная очистка цилиндра от отработавших газов достигается настройкой системы газообмена. При оптимальной настройке давление у впускного клапана выше, а у выпускного ниже, чем давление в цилиндре. При этом через впускной клапан поступает в цилиндр свежий заряд, а через выпускной клапан удаляются отработавшие газы и часть свежего заряда. За счет этого уменьшается количество остаточных газов, снижается температура днища поршня и выпускных клапанов.

В начале расчета действительного цикла задаются параметрами p_r и T_r (см. п. 1.13.1), а точность выбора величин давления и температуры остаточных газов проверяют по формуле

$$T_r = T_b / \sqrt[3]{p_b / p_r} . \quad (1.58)$$

Наряду с положительной ролью, которую выполняют ДВС на транспортных и технологических машинах, двигатели имеют существенную негативную сторону своего функционирования. Это токсичность продуктов сгорания, в которых токсичными компонентами являются: оксид углерода CO, оксиды азота NO_x, и углеводороды C_nH_m. Кроме того, горюче-смазочные материалы попадают в атмосферу в виде паров топлива и масел. К примеру, один автомобильный двигатель выбрасывает в атмосферу за год примерно 600 кг оксида углерода и 40 кг оксидов азота [2].

В настоящее время проблема токсичности решается как в сфере создания ДВС, так и в сфере эксплуатации по следующим направлениям:

1. Совершенствование рабочего процесса существующих типов поршневых двигателей внутреннего сгорания с целью существенного сокращения выброса токсичных компонентов, как с продуктами сгорания, так и с парами топлива и масел. Применение различных способов, направленных на повышение качества смесеобразования и сгорания (системы питания с электронным управлением, совершенствование формы камер сгорания); вентиляция картера; подбор горючих смесей с меньшей токсичностью компонентов при их сгорании и ряд других мероприятий позволяют снижать загрязнение атмосферы выхлопными газами ДВС.

2. Разработка и внедрение дополнительных устройств, позволяющих уменьшать токсичность продуктов сгорания (термические и каталитические нейтрализаторы, рециркуляция продуктов сгорания, газовые системы питания).

3. Разработка новых экологически чистых двигателей (электрические, инерционные, солнечные и др.), позволяющих кардинально решить проблему охраны окружающей среды.

4. Мониторинг технического состояния эксплуатируемой техники, повышение требований к качеству проведения технического обслуживания топливоподающей аппаратуры, систем и устройств, связанных со смесеобразованием и сгоранием.

5. Модернизация эксплуатируемых машин (перевод бензиновых двигателей на газовое топливо, установка нейтрализаторов и т.д.).

6. Своевременное списание изношенной и устаревшей техники и ее замена более «экологически безопасной».

1.14. Индикаторные и эффективные показатели работы двигателя

Индикаторные показатели характеризуют эффективность действительного цикла ДВС и определяются расчетом или

экспериментально при обработке индикаторной диаграммы. К индикаторным показателям двигателя относятся: среднее индикаторное давление, индикаторная мощность, индикаторный удельный расход топлива, индикаторный КПД.

Среднее индикаторное давление. Изменение давления в ходе рабочего цикла бензинового и дизельного двигателя показано на расчетных индикаторных диаграммах на рис.1.23.

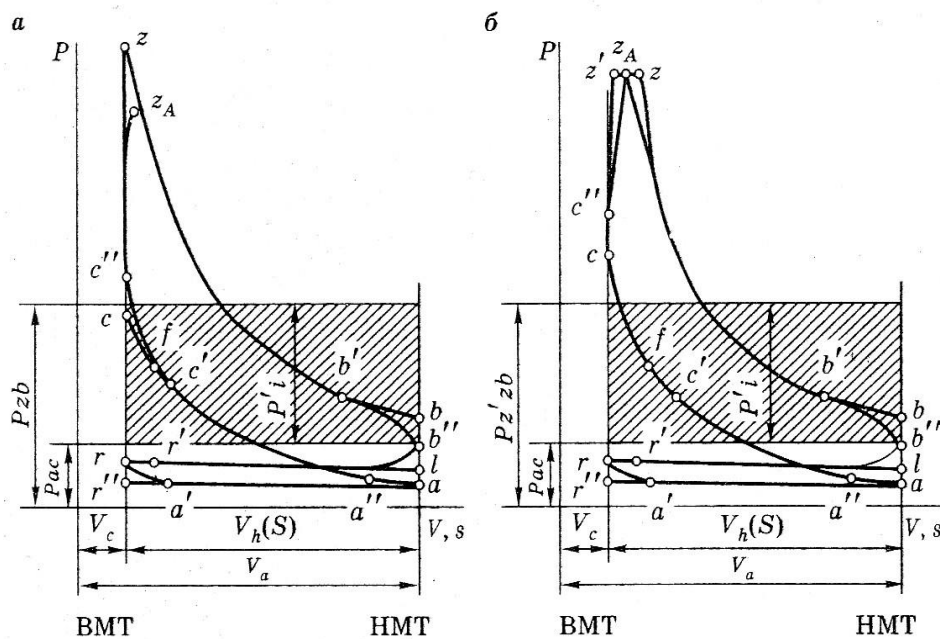


Рис. 1.23. Расчетные индикаторные диаграммы бензинового двигателя (а), дизеля (б)

Среднее индикаторное давление p_i – условно постоянное значение давления газов в цилиндре двигателя, которое действуя на поршень в течение одного хода, совершает работу равную работе газов за весь цикл

$$L_i = p_i F S = p_i V_h, \quad (1.59)$$

где L_i - работа газов за один цикл в одном цилиндре, F – площадь поршня, S - ход поршня.

Тогда

$$p_i = L_i / V_h, \quad (1.60)$$

т.е. среднее индикаторное давление численно равно работе газов за цикл, отнесенной к единице рабочего объема.

Расчетное значение среднего индикаторного давления для бензинового двигателя вычисляют по зависимости

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \quad (1.61)$$

для дизельного двигателя

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) + \lambda(\rho - 1) \right]. \quad (1.62)$$

При графическом определении p_i' по индикаторной диаграмме сначала определяют площадь под кривой ac (работа сжатия) и, отнеся ее к ходу поршня, получают величину среднего давления процесса сжатия p_{ac} . Затем определяют площадь под кривой zb или $z'zb$ (работа расширения) и, отнеся ее к ходу поршня, вычисляют величину среднего давления процесса расширения p_{zb} или $p_{z'zb}$. После этого определяют разницу $p_i' = p_{zb} - p_{ac}$ для бензинового двигателя и $p_i' = p_{z'zb} - p_{ac}$ для дизеля.

Среднее индикаторное давление p_i действительного цикла отличается от значения p_i' на величину, пропорциональную уменьшению площади расчетной диаграммы за счет скругления в точках c, z, b

$$p_i = \varphi_{\text{и}} p_i', \quad (1.63)$$

где $\varphi_{\text{и}}$ - коэффициент полноты диаграммы.

Индикаторная мощность. Работу, совершаемую газами в цилиндре двигателя за единицу времени, называют индикаторной мощностью, которую определяют следующим образом

$$L_{i\text{ц}} = L_i \frac{2n}{\tau}, \quad (1.64)$$

где L_i - работа газов за цикл, определяемая по формуле (1.59); n - частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин; τ - число тактов в цикле - тактность двигателя, $\frac{2n}{\tau}$ - число циклов в одном цилиндре в минуту.

Тогда индикаторная мощность для многоцилиндрового двигателя в кВт

$$N_i = \frac{L_i 2\pi i}{\tau 60 10^3}, \quad (1.65)$$

где i - число цилиндров.

Принимая p_i в МПа, V_h в литрах, получаем N_i в кВт по формуле

$$N_i = \frac{p_i V_h n i}{30 \tau}. \quad (1.66)$$

Индикаторный удельный расход топлива. При известной индикаторной мощности N_i и количестве израсходованного топлива G_T в час определяют индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{G_T 10^3}{N_i}. \quad (1.67)$$

Индикаторный КПД. Степень теплоиспользования в идеальном цикле оценивается по величине термического КПД (см.п.1.10). Цикл работы реального ДВС отличается от идеального дополнительными потерями теплоты (теплообмен с окружающей средой, неполнота сгорания, вынос теплоты с отработавшими газами). Поэтому индикаторный КПД характеризует степень использования теплоты топлива для получения полезной работы в действительном цикле и представляет собой отношение теплоты, эквивалентной индикаторной работе газов в цикле, к общему количеству теплоты, внесенной в цилиндр с топливом.

$$\text{Для 1 кг топлива} \quad \eta_i = \frac{L_i}{H_{и}}, \quad (1.68)$$

где $H_{и}$ - низшая теплота сгорания топлива.

Индикаторный КПД также можно определить по формуле

$$\eta_i = \frac{N_i}{G_T H_{и}} = \frac{3600}{g_i H_{и}}. \quad (1.69)$$

К эффективным показателям двигателя относятся: среднее эффективное давление, эффективная мощность, эффективный удельный расход топлива, эффективный КПД, литровая мощность.

Всю индикаторную мощность, развиваемую газами в цилиндрах двигателя, снять с коленчатого вала двигателя невозможно, поскольку определенная её часть затрачивается на преодоление механических потерь в самом двигателе (трение подвижных деталей, привод механизмов, осуществление насосных ходов поршня). Распределение механических потерь [10,11] при работе ДВС на номинальном режиме приведено в табл.1.3.

Таблица 1.3.

Распределение механических потерь в двигателе внутреннего сгорания

Механические потери	%*
Общие потери на трение	До 75
В том числе:	
поршневых колец и поршня	42-50
подшипников коленчатого вала	16-19
механизма газораспределения	4-6
Потери на насосные ходы поршня	До 15
Общие потери на привод вспомогательных агрегатов	До 17
В том числе на привод:	
водяного насоса	2-3
вентилятора	6-8
масляного насоса	1-2
топливного насоса	1-2
приборов электрооборудования	1-2
Потери на привод нагнетателя	До 10

*Меньшие значения относятся к бензиновым, большие – к дизельным двигателям.

Эти потери при проведении предварительных расчетов можно оценить по значению среднего давления механических потерь p_m .

Для бензиновых ДВС с числом цилиндров до шести и отношением $\frac{S}{D} \leq 1$

$$p_m = 0,034 + 0,0113 v_{п.ср}, \quad (1.70)$$

где $v_{п.ср}$ - средняя скорость поршня.

Для четырехтактных дизелей с неразделенными камерами сгорания

$$p_m = 0,089 + 0,0118 v_{п.ср}. \quad (1.71)$$

Среднее эффективное давление. В результате механических потерь индикаторная работа уменьшается и с коленчатого вала снимается оставшаяся работа, называемой эффективной L_e

$$L_e = L_i - L_m, \quad (1.72)$$

где L_m - работа механических потерь.

Разделив выражение (1.72) на рабочий объем цилиндра, получим

$$p_e = p_i - p_m, \quad (1.73)$$

где p_e - среднее эффективное давление, т.е. давление, которое совершает полезную работу, получаемую за цикл с единицы рабочего объема цилиндра.

С ростом среднего эффективного давления улучшается использование рабочего объема цилиндра, что дает возможность получить более компактный двигатель.

Отношение среднего эффективного давления к индикаторному давлению называется механическим КПД двигателя

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = 1 - \frac{p_m}{p_i}. \quad (1.74)$$

Эффективная мощность. Полезная работа, получаемая на коленчатом валу двигателя, в единицу времени, называется эффективной мощностью

$$N_e = N_i \eta_m = \frac{p_e V_h n i}{30 \tau} = \frac{V_h n i}{30 \tau} \frac{H_u}{\alpha l_0} \rho_k \eta_v \eta_i \eta_m. \quad (1.75)$$

Из анализа выражения (1.75) следует, что увеличение эффективной мощности (форсирование) может быть получено за счет:

- а) увеличения рабочего объема цилиндра (увеличения диаметра цилиндра и хода поршня);
- б) увеличения частоты вращения коленчатого вала двигателя;
- в) увеличения числа цилиндра;
- г) перехода с четырехтактного на двухтактный цикл;
- д) повышение низшей теплоты сгорания топлива (за счет использования альтернативных топлив с высокой теплотой сгорания);

е) повышения плотности заряда и коэффициента наполнения (например, путем наддува и охлаждения воздуха в дизелях, уменьшение сопротивлений на впуске);

ж) повышения индикаторного КПД (сокращения потерь теплоты);

з) повышения механического КПД (за счет уменьшения сопротивлений трению, уменьшение затрат мощности на привод вспомогательных механизмов).

Эффективный КПД и эффективный удельный расход топлива.

Эффективный КПД и эффективный удельный расход топлива характеризуют экономичность работы двигателя.

Отношение количества теплоты, эквивалентной полезной работе на валу двигателя L_e , к общему количеству теплоты, полученному при сгорании топлива, называется эффективным КПД.

$$\text{Для 1 кг топлива} \quad \eta_e = \frac{L_e}{H_{и}}. \quad (1.76)$$

Связь между эффективным и механическим КПД двигателя определяется зависимостью $\eta_e = \eta_i \eta_m$. (1.77)

Эффективный удельный расход топлива определяется из выражения
$$g_e = \frac{G_T 10^3}{N_e} = \frac{3600}{H_{и} \eta_e}. \quad (1.78)$$

Литровая мощность. Литровая мощность характеризует эффективность использования рабочего объема цилиндра и показывает, какую мощность можно получить от одного литра рабочего объема, т. е. определяет степень форсированности двигателя

$$N_{л} = \frac{N_e}{V_h} = \frac{p_e n}{30 \tau}. \quad (1.79)$$

Из уравнения (1.79) видно, что литровая мощность может быть увеличена при повышении среднего эффективного давления и частоты вращения коленчатого вала. Двигатели, имеющие высокие значения литровой мощности, называют форсированными.

1.15. Тепловой баланс двигателя

Согласно второму закону термодинамики в тепловой машине, работающей по замкнутому циклу, подведенная к рабочему телу теплота не может быть полностью превращена в механическую работу, т.е. неизбежны тепловые потери.

Распределение тепловой энергии топлива, сгорающего в двигателе, иллюстрируется составляющими внешнего теплового баланса, которые определяются при установившемся тепловом состоянии двигателя в процессе его испытаний.

Тепловой баланс позволяет определить тепло, превращенное в полезную эффективную работу, т.е. оценить степень достигнутого теплоиспользования в двигателе. Знание отдельных составляющих теплового баланса дает возможность судить о теплонапряженности деталей двигателя, рассчитать систему охлаждения, выяснить величину теплоты, выносимую с отработавшими газами и т.д.

В общем виде уравнение внешнего теплового баланса имеет вид

$$Q = Q_e + Q_o + Q_r + Q_s + Q_k, \quad (1.80)$$

где Q - общее количество теплоты, введенное в двигатель с топливом; Q_e - теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя; Q_o - теплота, отводимая системой охлаждения; Q_r - теплота, уносимая отработавшими газами; Q_s - не выделившаяся теплота вследствие неполного сгорания топлива; Q_k - потери теплоты в результате теплообмена нагретых частей ДВС с окружающей средой и другие неучтенные потери теплоты.

Если необходимо сравнить теплоиспользование в различных ДВС, то составляющие теплового баланса удобнее представлять в процентах к общему количеству введенной теплоты (табл.1.4) [2,5,10].

Распределение тепловых потерь в двигателе внутреннего сгорания

Тип ДВС	q_e	q_o	q_r	q_s	q_k
Четырехтактные карбюраторные	26-32	25-32	22-32	5-20	1-10
Четырехтактные с впрыском	37-41	25-28	26-32	0-6	1-4
Четырехтактные дизельные без наддува	32-38	20-35	25-45	0-5	2-5
Четырехтактные дизельные с наддувом	35-45	15-25	20-35	0-5	2-5

Из приведенных данных следует, что основная часть теплоты расходуется на эффективную работу двигателя, нагрев охлаждающей среды и потери с отработавшими газами. Количество теплоты, превращенной в полезную работу, может быть увеличено путем утилизации тепловых потерь. Так, теплота охлаждающей жидкости может быть использована для подогрева горючей смеси во впускных трубопроводах карбюраторных ДВС, для создания благоприятных условий труда водителя: отопления кабины, обдува ветровых стекол. В двигателях с газотурбинным наддувом теплота, уносимая с отработавшими газами, может быть эффективно использована при их расширении в газовой турбине. Таким образом, происходит перераспределение теплоты между составляющими теплового баланса и возрастает доля теплоты, эквивалентной эффективной работе ДВС.

Контрольные вопросы:

1. Перечислите требования к энергетическим установкам технологических машин.
2. Какие особенности работы энергетических установок технологических машин?
3. Назовите основные классификационные признаки ДВС.
4. Дайте определение рабочему объему цилиндра, степени сжатия, такту.
5. Перечислите рабочие процессы в цикле ДВС.
6. Дайте сравнительную оценку двухтактного цикла ДВС.
7. Что понимается под параметрами состояния рабочего тела? Назовите их.
8. Напишите уравнение состояния идеального газа.
9. Дайте характеристики адиабатного и политропного процессов.
10. По каким критериям оценивают совершенство теоретического цикла?
11. Как вычисляются параметры процесса впуска в действительном цикле?
12. Перечислите фазы сгорания в действительном цикле дизельного ДВС.
13. С какой целью предусматривают перекрытие клапанов?
14. Перечислите эффективные показатели работы ДВС. Как они определяются?
15. Напишите уравнение теплового баланса ДВС.

2. Механизмы и системы поршневых двигателей внутреннего сгорания

2.1. Конструктивные особенности кривошипно-шатунного механизма

Кривошипно-шатунный механизм (КШМ) предназначен для преобразования возвратно-поступательного движения поршней во вращательное движение коленчатого вала.

Детали КШМ участвуют в совершении рабочего процесса и воспринимают механические и тепловые нагрузки. Они нагружены силами давления газов, силами инерции, силами трения, моментами сил. Поэтому должны обладать высокой механической прочностью, надежностью, износостойкостью, по возможности малой массой и т.д.

Условно элементы КШМ можно разделить на две группы: неподвижные и подвижные. К неподвижным элементам относятся: блок-картер, головка блока цилиндров, поддон. Все это образует остов двигателя. Подвижными элементами являются поршень с кольцами, поршневой палец, шатун с подшипниками, коленчатый вал, маховик.

Форма блок-картера определяется принятой компоновкой цилиндров и зависит от их числа и расположения относительно коленчатого вала (рис. 2.1).

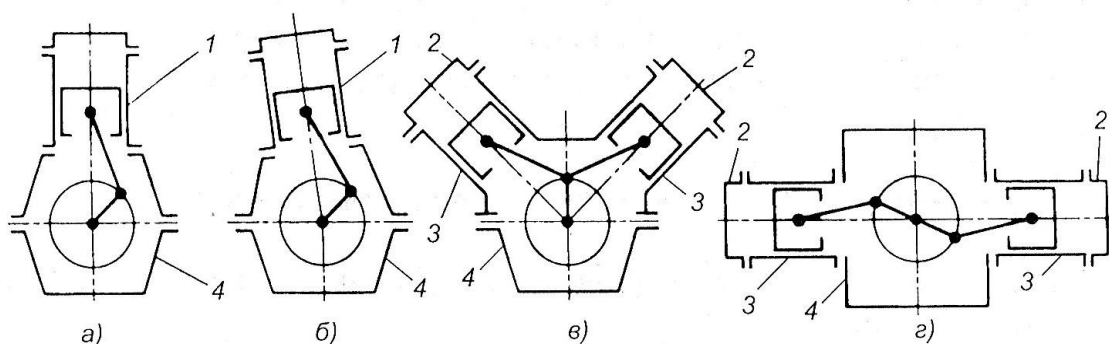


Рис. 2.1 Варианты расположения блока цилиндров: а) рядное; б) наклонное; в) V – образное; г) оппозитное; 1 – блок цилиндров; 2 – головка блока; 3 – блок-картер; 4 – поддон

В двигателях транспортных и технологических машин наибольшее распространение имеют блоки с рядной и V-образной

компоновкой. Двигатели с V-образной формой имеют по сравнению с рядной повышенную жесткость, меньшую длину и массу блок-картера (рис.2.2).

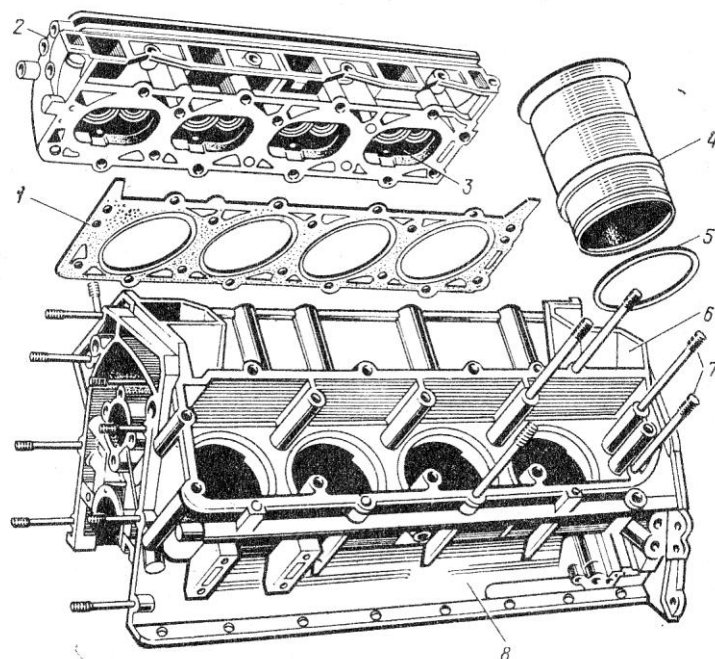


Рис. 2.2. Неподвижные элементы кривошипно-шатунного механизма V-образного двигателя: 1 – прокладка; 2 – головка цилиндров; 3 – камера сгорания; 4 – гильза; 5 – уплотнительное кольцо; 6 – блок цилиндров; 7 – шпильки; 8 – картер

Картер 8 выполняет функцию остова (скелета) двигателя, на внешней стороне которого крепятся и в котором устанавливаются отдельные узлы и механизмы двигателя. Группа цилиндров, отлитая в общем блоке, называется блоком цилиндров. Картер 8 может быть выполнен за одно целое с блоком цилиндров 6, в этом случае он называется блок-картером. Кроме этого, картер может иметь обработанную верхнюю плоскость, к которой крепятся отдельные цилиндры (обычно у ДВС с воздушным охлаждением).

На верхней фрезерованной плоскости блока 6 через сталеасбестовую прокладку 1 закрепляют посредством шпилек 7 головку цилиндров 2. Последняя может быть выполнена общей для всех цилиндров (рядные ДВС), для части цилиндров (V-образные ДВС), для каждого цилиндра индивидуально (ДВС с воздушным

охлаждением). Форма головки блока также определяется формой камеры сгорания, типом механизма газораспределения, месторасположением свечей зажигания или топливных форсунок.

Внутренняя поверхность цилиндра, вдоль которой движется поршень, тщательно обрабатывается и называется рабочей поверхностью или зеркалом цилиндра. Зеркало цилиндра может выполняться в теле блока или в сменной гильзе. Гильзы изготавливаются из легированного чугуна и подразделяются на сухие и мокрые (рис.2.3).

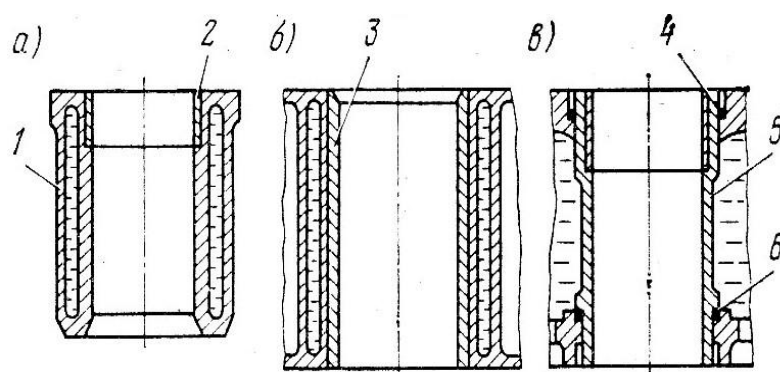


Рис. 2.3. Разновидности гильз цилиндров: 1 – цилиндр с водяной рубашкой охлаждения; 2,3 – сухие гильзы; 4,6 – уплотнительные кольца; 5 – мокрая гильза

Мокрые гильзы с наружной стороны омываются охлаждающей жидкостью (рис.2.3,в). Сухие гильзы (рис.2.3,а,б) с охлаждающей жидкостью не соприкасаются. Они запрессовываются в верхнюю наиболее нагруженную и, соответственно, наиболее изнашиваемую часть цилиндра (рис. 2.3,а,в) или на полную длину цилиндра (рис. 2.3,б). Мокрые гильзы обеспечивают лучшее охлаждение стенок цилиндра, однако жесткость блока при этом меньше.

В передней, задней и средней стенках нижней части блок-картера размещаются коренные подшипники коленчатого вала, число которых определяется числом цилиндров, типом двигателя, частотой вращения коленчатого вала. Для уменьшения трения и износа коленчатого вала и корпуса подшипника, между ними устанавливают вкладыши – полукольца с антифрикционным покрытием.

К нижней части блок-картера крепится штампованный из стали поддон картера, который является резервуаром для моторного масла.

Подвижная часть КШМ может выполняться по следующим схемам:

а) центральный (аксиальный) КШМ – ось коленчатого вала пересекает ось поршневого пальца (рис.2.4);

б) дезаксиальный КШМ – ось коленчатого вала не пересекает ось поршневого пальца (рис. 2.5).

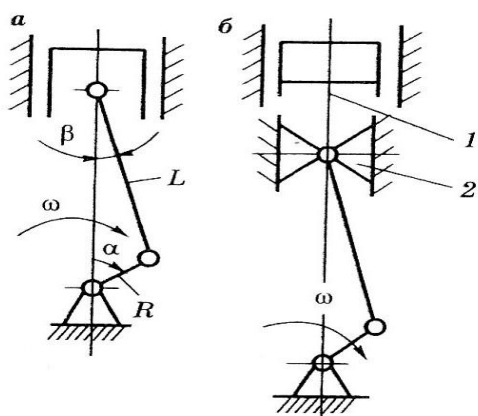


Рис. 2.4. Схема аксиального КШМ:
а – центральный; б – с крейцкопфом и штоком;
1 – шток; 2 – крейцкопф

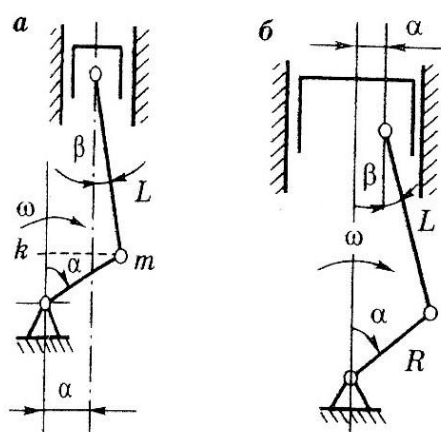


Рис. 2.5. Схема дезаксиального КШМ:
а – со смещением оси коленчатого вала; б – со смещением оси верхней головки шатуна

Дезаксаж позволяет снизить уровень шума двигателя (из-за перекладки поршней), уменьшить боковое усилие на цилиндр при ходе расширения. Однако, со временем по мере увеличения частоты вращения, все большую роль в динамике КШМ стали играть инерционные усилия и снижение путем дезаксажа нормальных усилий от давления газов потеряло свои положительные стороны [11]. Поэтому в двигателях транспортно-технологических машин, в основном, используют схему с центральным КШМ.

Конструктивно шатунно-поршневая группа (рис.2.6) включает поршень, поршневые кольца, поршневой палец, шатун, вкладыши и крепежные детали.

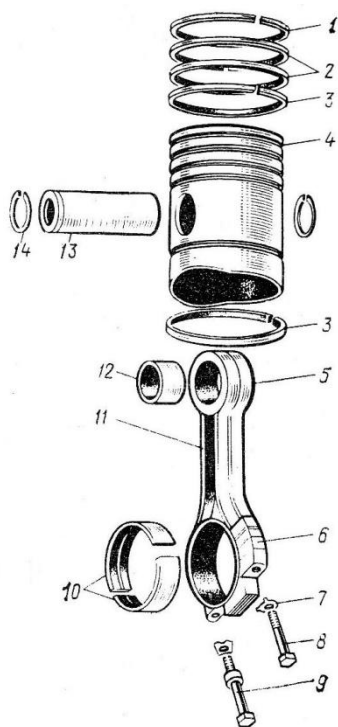


Рис. 2.6. Шатунно-поршневая группа: 1,2 – компрессионные кольца; 3 – маслосъемные кольца; 4 – поршень; 5 – верхняя головка шатуна; 6 – крышка нижней головки шатуна; 7 – стопорная шайба; 8,9 – шатунные болты; 10 – вкладыши; 11 – стержень шатуна; 12 – втулка; 13 – палец; 14 – стопорное кольцо

Поршень служит для восприятия давления газов при такте расширения и передачи его через поршневой палец и шатун на шатунную шейку коленчатого вала, а также обеспечивает выполнение вспомогательных тактов.

В поршне различают уплотняющую часть (головку) с днищем и канавками для колец, направляющую часть (юбку) с бобышками для поршневого пальца (рис.2.7). Днище поршня непосредственно воспринимает давление газов и температурное воздействие горячего рабочего тела и, которое может иметь различную конфигурацию (выпуклую, вогнутую, плоскую). У бензиновых ДВС преобладает плоская форма. Поршни дизельных ДВС, как правило, имеют вогнутую форму в виде сферического, цилиндрического, конусообразного, торообразного, клинообразного углубления, которое зависит от степени сжатия, способа смесеобразования, расположения форсунки и т.д.

Тепловое воздействие горячего рабочего тела на поршень предопределяет разное расширение по высоте и диаметру. Так, при нагреве диаметр юбки поршня в направлении оси поршневого пальца увеличивается больше, чем в перпендикулярной плоскости. Поэтому юбке в плоскости поршневого пальца придают форму, близкую к овалу. В нагретом состоянии юбка приобретает цилиндрическую форму. Учитывая неравномерность расширения поршня по высоте, головка поршня имеет несколько меньший диаметр, чем юбка.

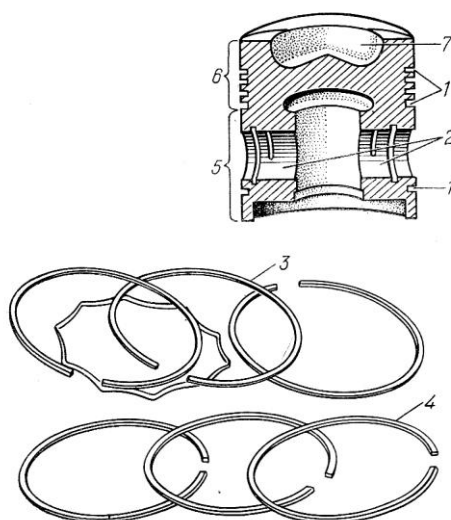


Рис. 2.7. Поршень с поршневыми кольцами: 1 – канавки для поршневых колец; 2 – бобышки; 3 – маслосъемные кольца; 4 – компрессионные кольца; 5 – направляющая часть; 6 – уплотняющая часть; 7 – углубление

На боковой поверхности уплотняющей части поршня расположены канавки для размещения поршневых колец, которые обеспечивают герметичность камеры сгорания, отвод тепла от поршня к стенкам цилиндра, устраняют прорыв газов в картер и попадание масла из картера. Различают два типа колец: компрессионные и маслосъемные. Схема работы компрессионных колец показана на рис. 2.8. Уплотняющее действие компрессионных колец обеспечивается упругостью колец и высоким сопротивлением перетекающему газу из камеры сгорания в картер по траектории лабиринта: кольцо-канавка поршня-цилиндр. При этом число колец зависит от величины давления газов в камере сгорания и быстроходности двигателя.

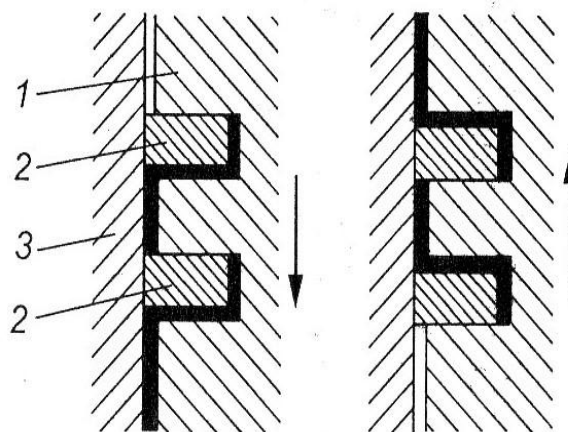


Рис. 2.7. Схема работы компрессионных поршневых колец:
1 — поршень; 2 — кольцо; 3 — цилиндр

Компрессионные кольца различают по форме поперечного сечения и по форме стыка (рис. 2.7, 2.8).

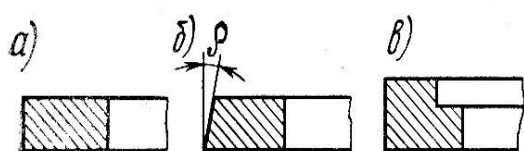


Рис. 2.7. Форма сечения компрессионного кольца:
а — прямоугольная; б — с конической наружной поверхностью; в — с выточкой на внутренней поверхности

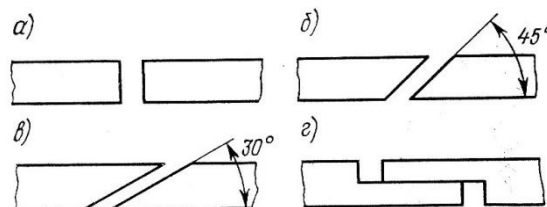


Рис. 2.8. Форма стыка компрессионного кольца:
а — прямой; б, в — косой; г — ступенчатый

Исследования показывают, что форма стыка замка мало влияет на утечку газов при основных рабочих режимах, поэтому кольца с прямым замком получили наибольшее применение, как более технологичные. При установке поршневых колец на поршни, замки соседних колец разводят один относительно другого на определенный угол ($90-180^\circ$ в зависимости от их количества).

Маслосъемные кольца регулируют подачу масла на боковую поверхность поршня, снимают излишки масла со стенок цилиндра и направляют их в картер двигателя. Работа маслосъемных колец показана на рис. 2.9.

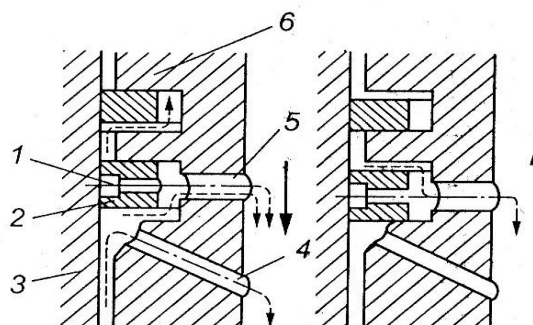


Рис. 2.9. Схема работы маслосъемных поршневых колец (сплошными линиями показано направление движения поршня, штриховыми – масла): 1 – прорезь в кольце; 2 – маслосъемное кольцо; 3 – цилиндр; 4 – отверстие в поршне; 5 – отверстие в канавке кольца; 6 – поршень

Поршневой палец обеспечивает шарнирное соединение поршня с шатуном. Он воспринимает знакопеременные нагрузки при высокой температуре и неблагоприятных условиях трения. Для уменьшения массы палец изготавливают пустотелым. Конструкция его определяется типом соединения с бобышкой поршня и верхней головкой шатуна. Различают плавающие и неплавающие пальцы. Плавающие пальцы проворачиваются как в головке шатуна, так и в бобышке поршня. Они равномерно изнашиваются по длине и диаметру, удобны при монтаже. От осевого перемещения поршневые пальцы фиксируются стопорными кольцами 1, которые устанавливают в канавках поршня с обоих торцов пальца, или специальными ограничителями из мягкого металла 2 (рис. 2.10) [12]. Неплавающие пальцы имеют посадку с натягом с верхней головкой шатуна или бобышками поршня.

Основными элементами шатуна являются: верхняя (поршневая) головка 5 с запрессованной бронзовой втулкой 12 (см. рис.2.6), стержень 11 и нижняя (кривошипная) головка. Верхняя головка шатуна неразъемная, нижняя – разъемная. Стержень шатуна испытывает осевую, поперечную нагрузки и имеет двутавровое поперечное сечение, хорошо работающее на изгиб в плоскости качания шатуна. Во многих случаях для подачи масла к подшипнику верхней головки шатуна и поршневого пальца по всей длине стержня просверливают канал.

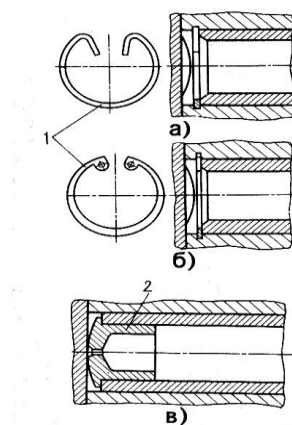


Рис. 2.10. Схемы стопорения поршневых пальцев плавающего типа:
а,б – стопорными кольцами; в – специальными ограничителями;
1 – стопорные кольца; 2 – вставка

Нижняя головка шатуна охватывает шатунную шейку коленчатого вала через разрезные стальные вкладыши 10 (см. рис.2.6), залитые по поверхности, обращенной к шейке, слоем антифрикционного материала (баббитом, свинцовистой бронзой, сплавом на основе алюминия и др.).

Габариты нижней головки должны позволять вынимать поршень с шатуном, как правило, через цилиндр. Это обстоятельство определяется требованиями сборки двигателя. После установки поршня с шатуном в двигатель к нижней головке крепят крышку 6 с помощью шатунных болтов 8,9.

В двигателях с V-образным блоком цилиндров шатуны противоположащих цилиндров, как правило, имеют конструкцию, показанную на рис. 2.11.

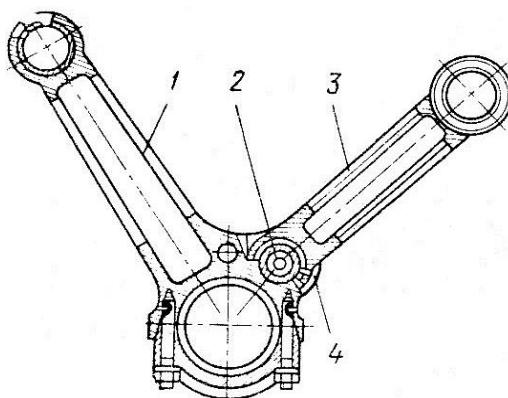


Рис. 2.11. Конструктивное исполнения шатуна V-образного ДВС:
1 – главный шатун; 2 – палец; 3 – прицепной шатун; 4 – ушко

В этом исполнении нижняя головка главного шатуна 1 имеет ушки 4, с которыми при помощи пальца 2 соединяется прицепной шатун 3.

Коленчатый вал воспринимает усилия, передаваемые от поршней шатунами во время процесса расширения газов, и преобразует их в крутящий момент, который передается на элементы трансмиссии машины. Кроме того, коленчатый вал обеспечивает движение поршней во время вспомогательных тактов и пуска двигателя, а также приводит в действие механизм газораспределения, насосы систем питания, смазки, охлаждения и т.д.

Возможные схемные и конструктивные варианты исполнения коленчатых валов представлены на рис.1.10 и рис.2.11.

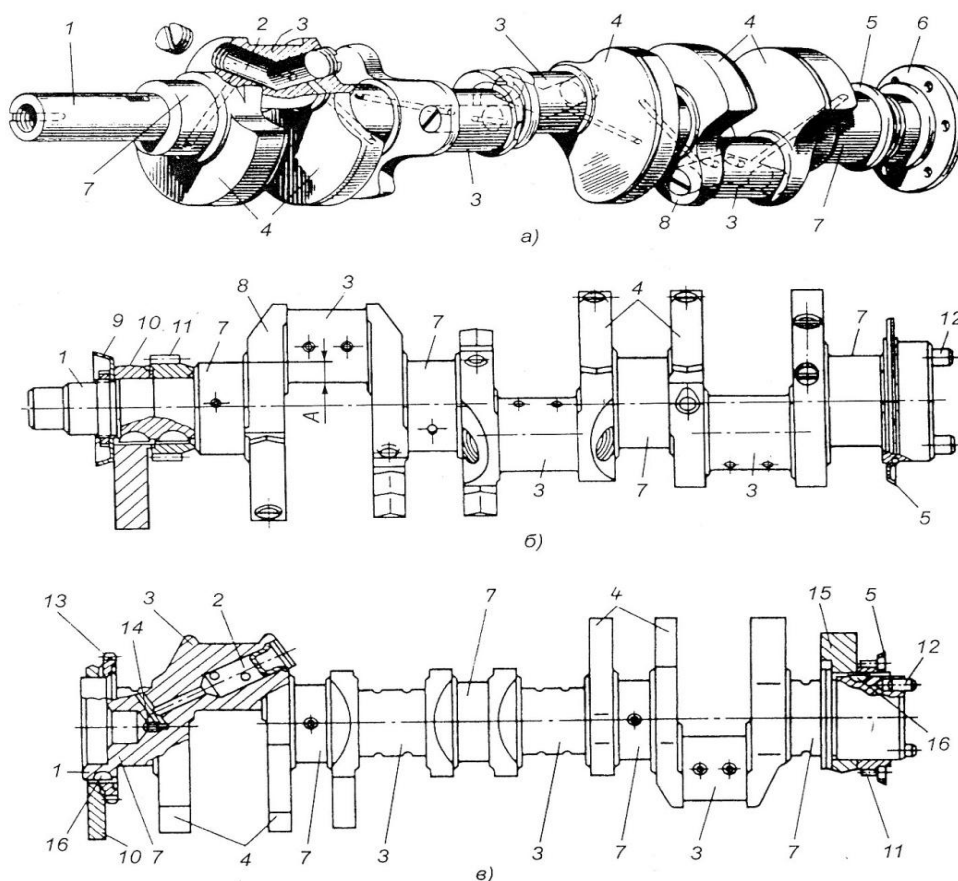


Рис. 2.11. Коленчатые валы: 1 – носок вала; 2 – грязеуловительная полость; 3 – шатунная шейка; 4 – противовесы; 5 – маслоотражатель; 6 – фланец для крепления маховика; 7 – коренная шейка; 8 – кривошип; 9 – шайба; 10,15 – съемные противовесы; 11,13 – зубчатое колесо; 12 – установочный штифт; 14 – винт; 16 – шпонка

Основным элементом коленчатого вала является колено, состоящее из коренной и шатунной шеек, соединенных кривошипом, к которому крепится противовес (могут быть отлиты как одно целое с валом в виде общей щеки). Противовесы служат для разгрузки коренных подшипников от действия центробежных сил вращающихся масс и уменьшения напряжений изгиба коленчатого вала, создаваемых шатунными шейками. По этой причине длину шатунных шеек стремятся по возможности уменьшить. Каждая шатунная шейка располагается между коренными шейками. В этом случае коленчатый вал называют полноопорным. Опорными коренными шейками коленвал укладывается в постель блока цилиндров и закрепляется через вкладыши коренными крышками.

Передняя часть вала называется носком, задняя – хвостовиком. На носке вала устанавливают шестерню привода газораспределения, шкив привода вентилятора, генератора, компрессора. Часто на переднем конце вала, совершающем наибольшие по амплитуде колебания, устанавливают гасители крутильных колебаний. Хвостовик коленчатого вала может иметь фланец для крепления маховика. Передний и задний концы коленвала в месте их выхода из блок-картера должны быть надежно уплотнены во избежание утечек моторного масла. Для этого применяются сальниковые уплотнители.

Форма коленчатого вала определяется числом и расположением цилиндров, порядком работы и тактностью двигателя (см. п.1.8).

В теле коленчатого вала предусматривают масляные каналы с выходом на каждую коренную и шатунную шейку для их смазки под давлением. Каналы в шатунных шейках образуют грязеуловительные полости, в которых под действием центробежных сил происходит очистка масла от продуктов износа и других тяжелых частиц, циркулирующих вместе с маслом.

Для обеспечения равномерного вращения коленчатого вала, вывода поршней из мертвых точек, накопления во время такта расширения кинетической энергии, необходимой для вращения коленвала во время вспомогательных тактов, служит маховик. Маховик представляет собой массивный чугунный диск, который крепится к заднему концу коленчатого вала. На обод маховика напрессовывается зубчатый венец, при помощи которого производится запуск двигателя от стартера. Размеры маховика зависят от числа цилиндров. Чем больше цилиндров у двигателя, тем равномернее следует чередование тактов рабочего хода и тем меньших размеров и массы требуется маховик.

Для уменьшения нагрузки на опорные подшипники коленчатого вала от действия неуравновешенных сил, коленвал в сборе с маховиком, подвергают тщательной балансировке.

2.2. Механизм газораспределения

Механизм газораспределения (МГР) служит для своевременного впуска в цилиндры двигателя горючей смеси или воздуха и выпуска из цилиндров отработавших газов. Основное требование, предъявляемое к МГР, заключается в обеспечении наилучшего наполнения цилиндров двигателя свежим зарядом и наиболее качественной очистки цилиндров от продуктов сгорания.

По конструктивному исполнению рабочих органов, с помощью которых осуществляется газообмен, МГР подразделяют на оконные, клапанные, золотниковые и смешанные (рис.2.12) [13].

Оконный механизм применяется в двухтактных двигателях с петлевой (кривошипно-камерной) продувкой. Здесь поршень, совершая возвратно-поступательное движение, открывает и закрывает впускные, перепускные и выпускные окна цилиндров.

Клапанный механизм наиболее распространен в четырехтактных двигателях, где впускные и выпускные отверстия цилиндров открываются и закрываются клапанами, управляемые распределительными валами.

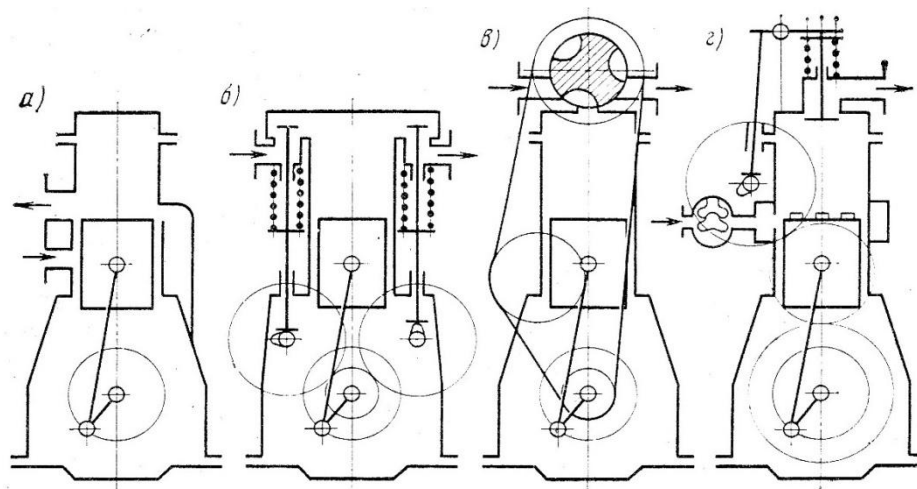


Рис. 2.12. Схемы механизмов газораспределения:
а – оконный; б – клапанный; в – золотниковый; г – смешанный

Золотниковый механизм открывает доступ свежего заряда в цилиндр и выход отработавшим газам из цилиндра за счет поступательного или вращательного движения золотника.

Смешанный механизм применяется в двухтактных двигателях с прямоточной продувкой. Для впуска свежего заряда воздуха служат продувочные окна, открываемые и закрываемые поршнем, а для выпуска отработавших газов – клапаны.

Преобладающее применение в современных ДВС находят клапанные МГР. В зависимости от местоположения распределительных валов и клапанов относительно цилиндра, различают верхнеклапанные, нижнеклапанные, верхневальные и нижневальные МГР (рис.2.13).

В настоящее время чаще применяют верхнее расположение клапанов и распределительного вала, реже – нижнее расположение распредвала и верхнее расположение клапанов. МГР с нижним расположением клапанов и распредвала в настоящее время не

применяются, ввиду нерациональной и некомпактной Г-образной камеры сгорания, что приводит к увеличению тепловых потерь и снижению эффективных показателей ДВС.

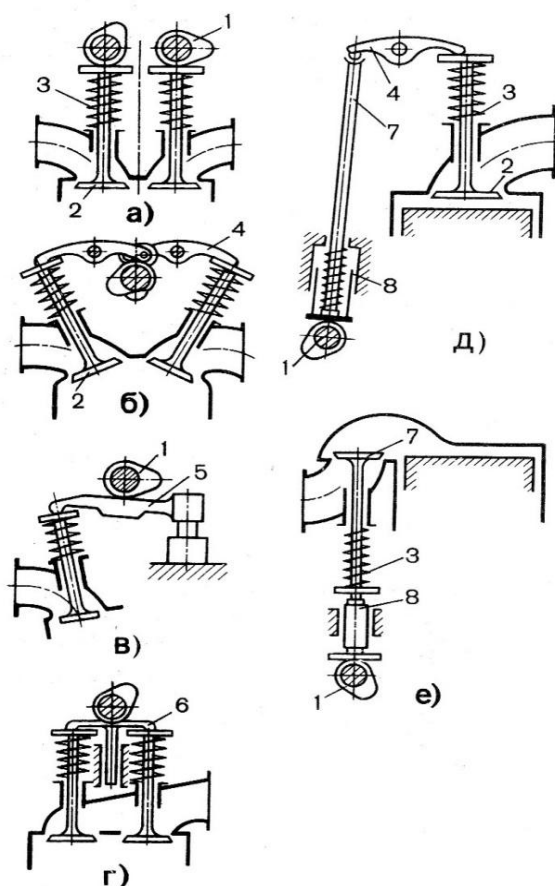


Рис. 2.13. Схемы МГР в зависимости от положения распредвала и клапанов:
а,б,в,г – верхневальные верхнеклапанные МГР; д – нижневальный верхнеклапанный МГР;
е – нижнеклапанный нижневальный МГР; 1 – распределительный вал; 2 – клапан; 3 –
клапанная пружина; 4 – коромысло; 5 – рокер; 6 – траверса; 7 – штанга; 8 – толкатель

Рассмотрим работу МГР на примере нижневального верхнеклапанного механизма (рис. 2.13, д). При вращении распределительного вала 1 его кулачок набегают на толкатель 8 и поднимает штангу 7. Последняя поворачивают коромысло 4, которое сжимает пружину 3 и перемещает клапан 2. Клапан открывает отверстие канала в головке блока цилиндров. При сходе кулачка с толкателя, пружина возвратит в прежнее положение клапан и плотно посадит его тарелку в седло. Данный механизм отличается недостаточной жесткостью кинематической цепи связанных деталей.

Деформация деталей приводит к ухудшению мощностных и экономических показателей двигателя. Для устранения этого обстоятельства в современных быстроходных двигателях распределительный вал устанавливают в головке блока, что значительно упрощает кинематическую связь «кулачок – клапан» и повышает ее жесткость. При этом кулачок распределительного вала воздействует на клапан либо через коромысло (рис.2.13,б), либо через рокер (рис.2.13,в), либо непосредственно через толкатель (рис.2.13,а).

Для лучшего наполнения цилиндров свежим зарядом и более полной очистки их от продуктов сгорания открытие и закрытие клапанов производится не в тот момент, когда поршень находится в мертвых точках, а с некоторым опережением при открытии и запаздыванием при закрытии.

Периоды открытого состояния впускных или выпускных клапанов, выраженные в градусах угла поворота коленчатого вала относительно мертвых точек, называют фазами газораспределения. Фазы газораспределения изображают в виде круговой диаграммы (рис. 2.14). Продолжительность фаз, в основном, зависит от быстроходности двигателя. Чем больше номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, тем больше углы опережения открытия и запаздывания закрытия соответствующих клапанов.

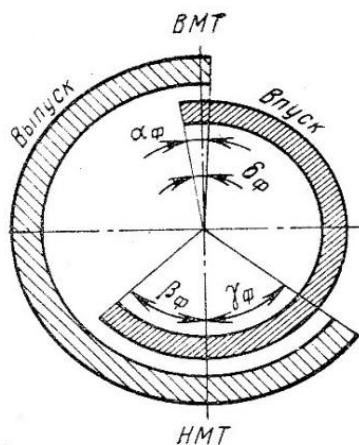


Рис. 2.14. Диаграмма фаз газораспределения

Из диаграммы фаз газораспределения видно, что есть период, когда оба клапана открыты – выпускной клапан еще не закрылся, а впускной уже открылся. Этот период называется перекрытием клапанов. Перекрытие способствует более качественному удалению отработавших газов путем продувки надпоршневого пространства.

Наиболее выгодные фазы газораспределения для каждой модели двигателя устанавливают экспериментальным путем при доводке опытных образцов двигателей.

2.2.1. Детали механизма газораспределения

Клапаны служат для периодического открытия и закрытия отверстий, сообщающих впускной или выпускной трубопровод с цилиндром.

Клапан состоит из головки 1 (рис.2.15,а) и стержня 2. Плавный переход от головки к стержню увеличивает прочность клапана, улучшает отвод тепла и уменьшает сопротивление потоку газа.

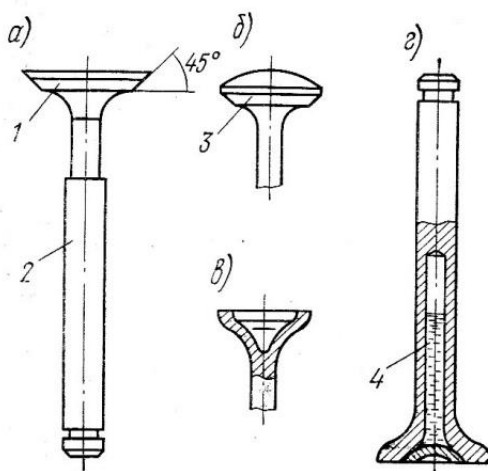


Рис. 2.15. Клапан и формы его головок

Форма головки клапана может быть плоской, выпуклой и тюльпанообразной. Головка имеет уплотняющую поверхность (фаску) 3, которая обеспечивает центровку клапана при его посадке в седло. Фаска выполняется под углом 30° или 45°.

Стержень клапана иногда выполняют полым и полость частично заполняют натрием 4, который легко плавится и при этом хорошо передает тепло от головки к стержню, далее через направляющую втулку к стенкам головки блока цилиндров. Нижний конец стержня может быть различной формы в зависимости от способа крепления клапанных пружин (рис.2.16).

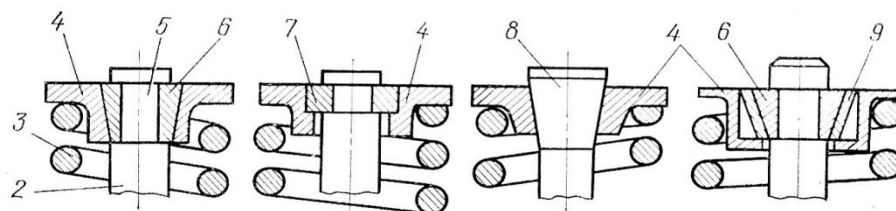


Рис. 2.16. Способы крепления клапанных пружин: 2 – стержень клапана; 3 – пружина; 4 – тарелка; 5 – проточка; 6 – конические сухарики; 7 – цилиндрические сухарики; 8 – конус; 9 – промежуточная втулка

Стержень клапана перемещается в направляющей втулке 28 (рис. 2.17), которая запрессовывается в головку блока цилиндров 26 и обеспечивает точную посадку клапана в седло 27.

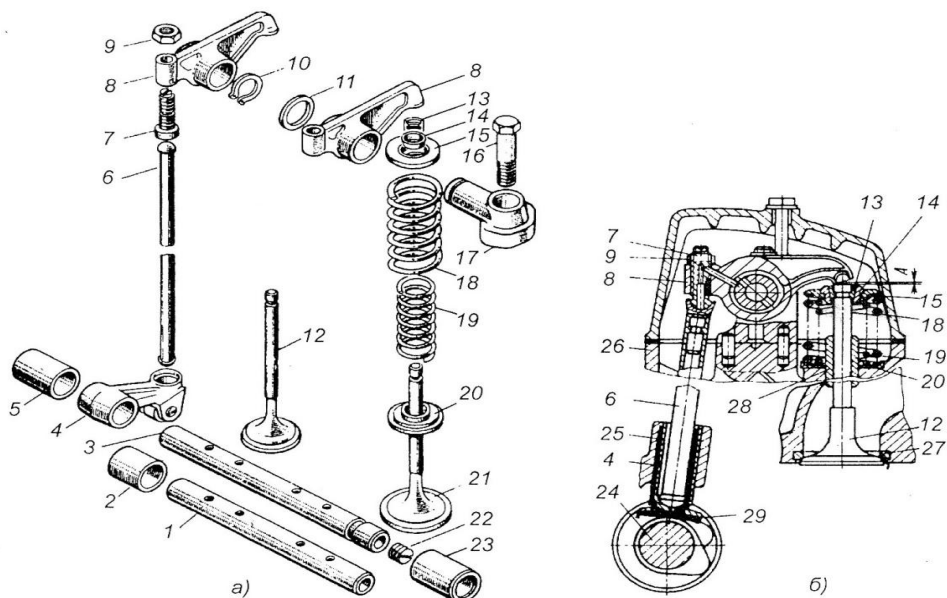


Рис. 2.17. Детали (а) и механизм газораспределения (б): 1 – средняя ось толкателей; 2 – распорная втулка; 3 – крайняя ось толкателей; 4 – толкатель; 5 – промежуточная втулка; 6 – штанга; 7 – регулировочный винт; 8 – коромысло; 9 – контргайка; 10 – стопорное кольцо; 11 – упорная шайба; 12 – выпускной клапан; 13 – сухарь; 14 – втулка; 15 – тарелка пружины; 16 – болт; 17 – ось коромысла; 18 – внешняя пружина; 19 – внутренняя пружина; 20 – шайба; 21 – выпускной клапан; 22 – пробка; 23 – задняя втулка оси толкателей; 24 – распределительный вал; 25 – направляющая толкателя; 26 – головка блока цилиндров; 27 – седло клапана; 28 – направляющая втулка; 29 – наплавка на толкателе

Клапанные пружины служат для закрытия клапанов и плотной посадки клапанов в седла. В некоторых двигателях устанавливают две пружины (одна в другой) с разным направлением их витков. Этим предотвращается заклинивание витков внутренней пружины витками внешней. Установка двух пружин уменьшает их общую высоту, устраняет возможность возникновения резонанса и гарантирует повышенную надежность.

Стержень клапана контактирует с коромыслом 8, которое служит для передачи усилия от штанги к клапану. Коромысло – это двуплечий рычаг, на короткой стороне которого ввертывают винт 7 для регулировки теплового зазора А (см. рис. 2.17,б), фиксируемый контргайкой 9. На конце длинного плеча коромысла имеется утолщение (боек), опирающийся на стержень клапана. Коромысла устанавливают на пустотелых валиках, закрепленных на стойках.

Штанги предназначены для передачи усилия от толкателей к коромыслам. В большинстве случаев штанги 6 выполняются трубчатыми. С обоих концов штанги напрессовывают наконечники со сферической поверхностью, один из которых опирается в сферическое углубление толкателя 4, другой в регулировочный винт 7.

Толкатели служат для передачи усилия от кулачков распределительного вала к штангам или стержням клапанов. Толкатели изготавливаются в виде круглых стаканов (рис.2.17,б), которые совершают возвратно-поступательное движение, или в виде рычагов, совершающих качательные движения вокруг своей оси (рис. 2.17,а).

Распределительный вал служит для управления положением впускных и выпускных клапанов. Одна из конструкций вала бензинового двигателя показана на рис. 2.18, а. Вал имеет опорные шейки 9, кулачки 10, эксцентрик 8 для привода топливного насоса, шестерню 2 привода масляного насоса и распределителя зажигания.

Спереди с помощью шпонки 3 и болта 5 на валу закрепляется шестерня 4 привода распределительного вала.

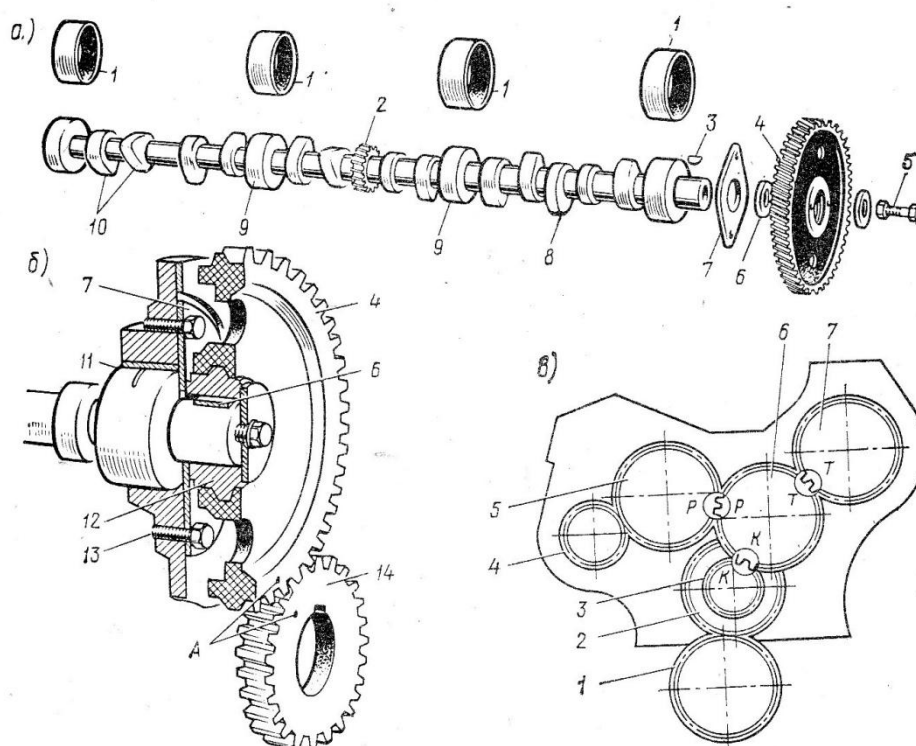


Рис. 2.18. Распределительный вал (а) и его привод (б): 1 – подшипник; 2 – шестерня; 3 – шпонка; 4 – приводная шестерня; 5 – болт; 6 – распорное кольцо; 7 – упорный фланец; 8 – эксцентрик; 9 – опорная шейка; 10 – кулачки; 11 – передний подшипник; 12 – ступица приводной шестерни; 13 – болт; 14 – ведущая шестерня;
 в: 1 – шестерня привода масляного насоса; 2 – промежуточная шестерня; 3 – шестерня коленчатого вала; 4 – шестерня привода гидравлического насоса; 5 – шестерня привода распределительного вала; 6 – промежуточная шестерня; 7 – шестерня привода топливного насоса

Вал вращается в подшипниках 1, внутренняя поверхность которых имеет антифрикционное покрытие. Количество кулачков на валу соответствует удвоенному числу цилиндров двигателя. Кулачки расположены на валу под разными углами в соответствии с порядком работы цилиндров двигателя.

Привод распределительного вала может быть зубчатым, цепным, ременным с зубчатым ремнем. На рис. 2.18,в приведен вариант зубчатого привода. Шестерни 3,5,6,7 при сборке устанавливаются по имеющимся на них меткам.

2.3. Системы питания ДВС

2.3.1. Виды топлива для ДВС, требования, свойства

Тепловая энергия, необходимая для совершения полезной работы двигателя, образуется при сгорании топлива в его цилиндрах. Основными видами топлива для автотракторных двигателей являются бензины и дизельные топлива, получаемые в результате прямой перегонки нефти, каталитического реформинга, каталитического и термического крекинга и других нефтехимических процессов.

Физико-химические свойства автотракторных топлив должны обеспечивать: приемлемую испаряемость, воспламеняемость и полное сгорание топлива с отсутствием или минимальным содержанием в продуктах сгорания токсичных веществ, прокачиваемость, термическую и химическую стабильность, надежные пусковые качества, минимальную коррозионность, высокие мощностные и экономические показатели работы двигателя на всех его режимах.

Автотракторное топливо по химическому составу представляет собой сложные смеси углеводородов, т.е. органических веществ, состоящих из атомов углерода и водорода C_nH_m . В зависимости от количества атомов углерода агрегатное состояние углеводородов различно. Если $n=1...4$, то углеводороды – газы, если $n=5...20$, то углеводороды – жидкости, при $n>20$ углеводороды – твердые вещества.

Бензины – это сложная смесь легких ароматических, нафтеновых, парафиновых углеводородов и их производных с числом углеродных атомов от 5 до 10, выкипающая при температуре в пределах $35...215^{\circ}\text{C}$ [14]. Поэтому бензины это легковоспламеняющиеся жидкости.

Надежная и эффективная работа любого бензинового двигателя будет обеспечена только в том случае, если бензин удовлетворяет следующим требованиям: имеет высокие карбюраторные свойства, т.е. образует такую горючую смесь, которая обеспечивает легкий запуск

двигателя и устойчивую работу при всех возможных режимах; не вызывает детонации двигателя, т.е. имеет достаточную антидетонационную стойкость; обеспечивает полное сгорание, не вызывает смоло- и нагарообразование на деталях двигателя; обладает высокой стабильностью, т.е. при длительном хранении и транспортировке состав и свойства существенно не изменяются; имеет высокие антикоррозионные свойства; имеет максимально возможную теплоту сгорания горючей смеси.

Одним из основных свойств бензина является испаряемость, оказываемая значительное влияние на качество горючей смеси. Испаряемость – это способность топлива переходить из жидкого в парообразное состояние. Поскольку бензин, как и другие нефтепродукты, не является индивидуальным соединением, а смесью углеводородов, он не имеет фиксированной температуры кипения и выкипает (испаряется) в интервале от 35 до 215°C. Об испаряемости судят по температурам, при которых испаряется 10, 50, 90 и 100% объема топлива. Чем ниже температура, при которой выкипают 10, 50, 90 и 100% объема топлива, тем выше испаряемость.

Легкие фракции бензина, выкипающие при температуре соответствующей уменьшению первоначального объема на 10%, характеризуют пусковые качества топлива. Чем ниже температура выкипания 10% топлива, тем лучше его пусковые свойства. Основную часть топлива называют рабочей фракцией (выкипание от 10 до 90% объема). От испаряемости рабочей фракции зависит образование горючей смеси при разных режимах работы двигателя, продолжительность прогрева, приемистость. По стандарту рабочую фракцию нормируют 50% точкой. Чем ниже температура выкипания 50% топлива, тем однороднее состав горючей смеси по отдельным цилиндрам, устойчивее работает двигатель, лучше приемистость.

Тяжелые углеводороды (от 90% до конца выкипания) в топливе нежелательны, т.к. испаряются не полностью. Оставаясь в жидком состоянии, они проникают в картер двигателя, смывают смазочную пленку с зеркала цилиндра, увеличивают износ двигателя, разжижают моторное масло, увеличивают расход топлива. Чем меньше интервал температуры от 90% до конца кипения, тем выше качество бензина.

Другим немаловажным свойством бензина является детонационная стойкость – способность обеспечивать оптимальную скорость горения рабочей смеси при максимальной степени сжатия. О детонации, как о недопустимом режиме работы двигателя, и о причинах детонационного сгорания смеси было изложено ранее в п. 1.13.3.

Способность вызывать детонацию двигателя зависит от многих свойств бензина: строения углеводородов, фракционного состава, химической и физической стабильности и др. Оценивается детонационная стойкость октановым числом, которое указывается в марке бензина. Октановое число устанавливают на специальных установках по моторному и исследовательскому методам. Сущность определения сводится к сравнительному сжиганию испытуемого бензина, октановое число которого нужно определить, с искусственно приготовленным эталонным топливом, октановое число которого известно. Октановым числом называется процентное содержание по объему изооктана в эталонной смеси с n-гептаном, по своей детонационной стойкости равноценной испытуемому бензину.

Сегодня в России производится четыре марки бензина: «Нормаль-80», «Регуляр-92», «Премиум-95», и «Супер-98».

В молекулах дизельных топлив может находиться от 14 до 25 атомов углерода, т.е. дизельное топливо состоит из жидких углеводородов и частично растворенных в нем твердых углеводородов. Последнее обстоятельство обуславливает определенные сложности

использования дизельного топлива в условиях низких температур с точки зрения прокачиваемости и воспламенения, т.к. при низких температурах твердые углеводороды склонны к кристаллизации, в силу чего вязкость дизельного топлива увеличивается.

Дизельное топливо – это сложная смесь парафиновых, нафтеновых и ароматических углеводородов и их производных, выкипающих при температуре в пределах 170...380°C.

Для того чтобы обеспечить эффективную работу дизельного двигателя, топливо должно отвечать следующим требованиям: иметь оптимальную вязкость и хорошо прокачиваться по трубопроводам и топливной аппаратуре; обеспечивать тонкий распыл и хорошее смесеобразование с воздухом; иметь способность к самовоспламенению и сгорать с максимальным выделением теплоты; полностью сгорать без образования сажистых веществ; иметь антикоррозионную способность; иметь низкую температуру застывания.

Основным показателем дизельного топлива является цетановое число, которое в первую очередь определяет способность топлива к самовоспламенению, что является необходимым условием работы дизельного двигателя. Устанавливают воспламеняемость топлива для дизелей на специальных установках сравнительным сжиганием испытуемого топлива с искусственно приготовленной эталонной смесью по методу совпадения вспышек.

Численно цетановое число топлива равно процентному содержанию по объему цетана в смеси с α -метилнафталином, эквивалентной по воспламеняемости испытуемому топливу.

Оптимальными цетановыми числами дизельных топлив являются величины, лежащие в интервале 40-50 единиц. Применение топлив с цетановым числом меньше 40 приводит к увеличению удельного расхода топлива за счет увеличения задержки самовоспламенения и

уменьшения теплоиспользования в процессе расширения газов. Увеличение цетанового числа сверх 50 приводит к неполному сгоранию топлива и более жесткой работе двигателя за счет уменьшения времени задержки самовоспламенения (см. рис.1.21).

Отечественной промышленностью вырабатывается дизельное топливо следующих марок:

Л – летнее, применяемое при температуре окружающего воздуха 0°C и выше;

З – зимнее, применяемое при температурах до -20°C (температура застывания должна быть не выше -35°C) или зимнее, применяемое при температуре до -30°C (температура застывания – не выше -45°C);

А – арктическое, применяемое при температурах до -50°C.

Зимние сорта топлива подвергают депарафинизации, т.е. удалению из жидкой фазы топлива твердых углеводородов (парафинов), которые способствуют образованию кристаллической структуры и повышению вязкости топлива.

Кроме жидких топлив, для автотракторных двигателей все большее применение находят газообразные топлива. Основным преимуществом газовых топлив является: большие запасы, практически полное сгорание, их экологическая чистота, отсутствие ароматических углеводородов, низкое содержание серы. Кроме того, газовое топливо имеет более высокое октановое число, что дает возможность повышать КПД газового двигателя за счет увеличения степени сжатия при бездетонационной работе. Газообразное топливо может находиться в сжатом или сжиженном состояниях. В случае использования газа в сжиженном состоянии, при подаче в цилиндр его переводят в газообразное состояние и после этого смешивают с воздухом. Поэтому в цилиндры ДВС поступает газозвдушная смесь с высоким качеством смесеобразования.

В качестве газового топлива в настоящее время используют сжиженные нефтяные газы (СНГ) и сжатые природные газы (СПГ).

Газовое топливо должно отвечать следующим требованиям: газ с воздухом должен образовывать однородную по составу горючую смесь, обеспечивать полное сгорание с возможно большей отдачей теплоты, иметь высокие антидетонационные свойства, газ не должен содержать коррозионно-активных соединений, иметь высокую стабильность, должно быть минимальное содержание механических примесей и паров воды, допускать применение во всех климатических зонах круглый год.

2.3.2. Особенности смесеобразования в карбюраторных ДВС

Процесс приготовления горючей смеси из топлива и воздуха называется смесеобразованием. От качества приготовления горючей смеси во многом зависит развиваемая двигателем мощность на разных режимах и его экономичность. При этом независимо от режима работы горючая смесь должна быть однородной по составу, не иметь отдельных капель бензина, соотношение топлива и воздуха должно обеспечивать хорошую воспламеняемость.

Приготовление горючей смеси в карбюраторных ДВС начинается в карбюраторе, продолжается во впускном трубопроводе и заканчивается в цилиндре двигателя.

С целью полного сгорания топлива в цилиндры карбюраторного двигателя необходимо подавать горючую смесь повышенного паросодержания, т.е. содержание влажных паров бензина должно быть как можно больше, чем жидкого капельного бензина. Необходимость повышенного паросодержания диктуется тем, что для повышения мощности и топливной экономичности двигателя процесс сгорания должен протекать вблизи ВМТ и топливо к началу процесса горения должно быть, как можно лучше перемешано с воздухом. Поэтому, для

повышения качества смесеобразования топливо эффективнее перемешивать с воздухом в парообразном состоянии в силу схожести агрегатных состояний.

Величина паросодержания зависит от качества распыливания (дробления) топлива в воздушном патрубке карбюратора, а также от интенсивности испарения бензина с внутренней поверхности впускного трубопровода, поскольку значительная часть капельного бензина оседает на его стенках, образуя жидкую пленку топлива. Жидкая пленка течет по направлению к цилиндру, увлекаемая бензовоздушным потоком. С поверхности пленки бензин испаряется, чему может способствовать подогрев впускного трубопровода.

Не любая горючая смесь способна воспламеняться и гореть. Очень бедная или очень богатая смесь теряют эту способность. Наибольший коэффициент избытка воздуха (см. п.1.13.3), при котором еще возможно воспламенение топлива называется нижним пределом воспламенения ($\alpha = 1,4$), а наименьший коэффициент избытка воздуха, при котором возможно воспламенение смеси – верхним пределом воспламенения ($\alpha = 0,4$) [13]. Следовательно, бензовоздушная смесь способна воспламеняться и гореть в пределах изменения α от 0,4 до 1,4.

В процессе работы двигателя карбюратор должен изменять состав горючей смеси в зависимости от режима работы двигателя. Карбюраторный двигатель имеет следующие режимы работы: пуск, холостой ход, средняя нагрузка, полная нагрузка.

При пуске в цилиндры двигателя необходимо подавать богатую горючую смесь ($\alpha = 0,5 \dots 0,6$) с максимально возможным количеством пусковых фракций для того, чтобы при плохом испарении топлива холодного двигателя получилась необходимая концентрация паров топлива для гарантированного пуска двигателя.

Работа двигателя на холостом ходу и малых нагрузках возможна при обогащенной смеси ($\alpha = 0,7 \dots 0,9$), т.е. необходимо в цилиндры подавать несколько больше воздуха, чем на пусковом режиме. Свежая горючая смесь в этом режиме смешивается с остаточными газами и условия воспламенения смеси ухудшаются, поэтому обогащение смеси улучшает ее воспламеняемость и способствует устойчивой работе двигателя.

Режим средних нагрузок занимает значительное время в работе карбюраторного двигателя. От полноты использования топлива при этом режиме зависит экономичность работы двигателя. Поэтому необходима обедненная горючая смесь ($\alpha = 1,1 \dots 1,15$).

Полная нагрузка преодолевается, когда двигатель развивает максимальную мощность путем подачи в цилиндры двигателя обогащенной смеси ($\alpha = 0,85 \dots 0,9$).

График зависимости коэффициента избытка воздуха от развиваемой двигателем эффективной мощности иллюстрирует изменение состава горючей смеси на различных режимах работы двигателя или требуемую характеристику карбюратора (рис.2.19).

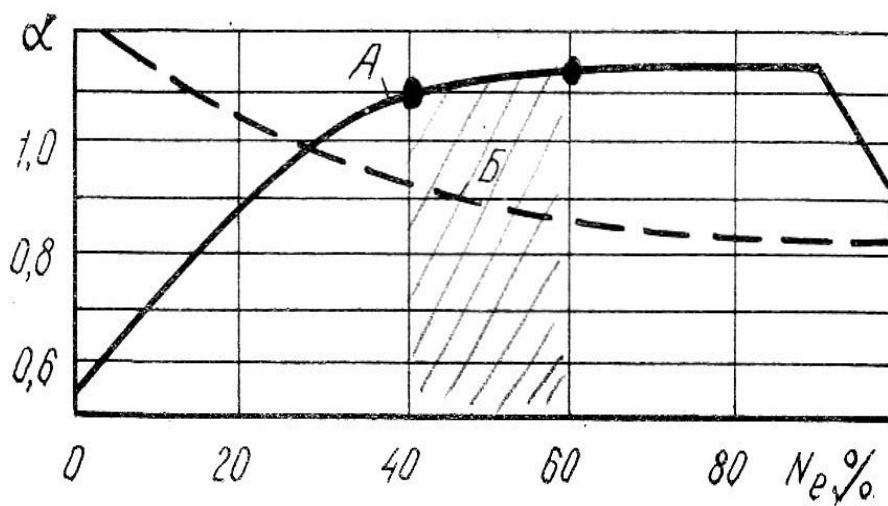


Рис. 2.19. Изменение состава смеси на различных режимах работы двигателя: А – требуемая характеристика карбюратора, Б – характеристика простейшего карбюратора

2.3.3. Система питания карбюраторного ДВС

Система питания служит для приготовления горючей смеси требуемого качества, подачи ее в цилиндры двигателя и удаления отработавших газов. Система питания должна обеспечивать экономичность работы, высокую литровую мощность, приемистость, низкую токсичность отработавших газов.

В зависимости от выполняемых функций элементы системы питания можно разделить на приборы, обеспечивающие качество подготовки и подачу воздуха, и приборы для подачи топлива и его смешивание с воздухом, а также устройства отвода продуктов сгорания.

На рис. 2.20 показана схема системы питания карбюраторного двигателя с простейшим карбюратором.

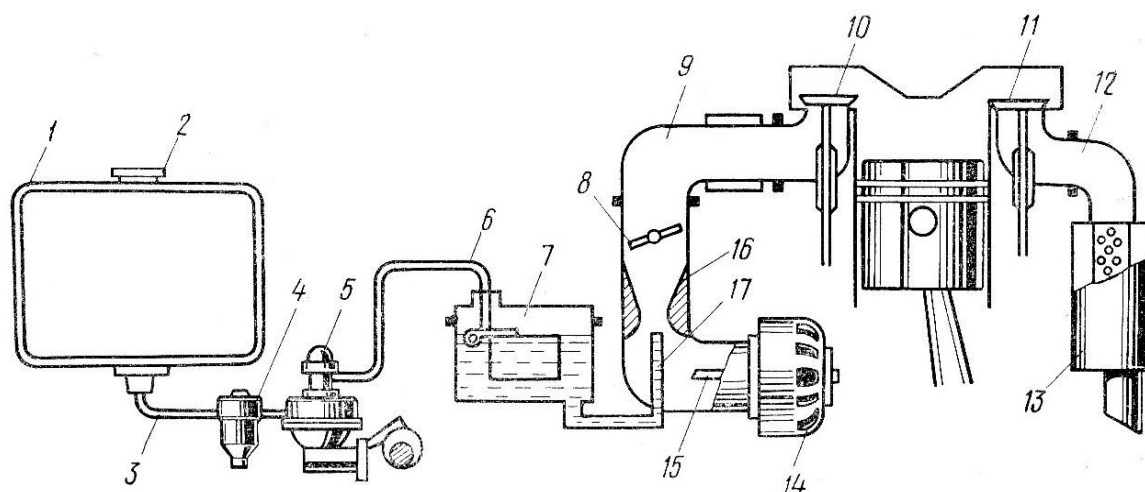


Рис. 2.20. Схема системы питания карбюраторного двигателя с простейшим карбюратором: 1 – топливный бак; 2 – горловина; 3, 6 – топливные трубопроводы; 4 – фильтр-отстойник; 5 – топливный насос; 7 – карбюратор; 8 – дроссельная заслонка; 9 – впускной трубопровод; 10 – впускной клапан; 11 – выпускной клапан; 12 – выпускной трубопровод; 13 – глушитель; 14 – воздухоочиститель; 15 – воздушная заслонка; 16 – диффузор; 17 – распылитель

Система питания состоит из топливного бака 1, фильтр-отстойника 4, топливного насоса 5, карбюратора 7, впускного 9 и выпускного 12 трубопроводов, глушителя отработавших газов 13, воздухоочистителя 14.

При работе двигателя топливо из бака подается через фильтр-отстойник по трубопроводам 3 и 6 в карбюратор. В карбюраторе

топливо, вытекающее из распылителя 17, находящегося в диффузоре 16, увлекается потоком воздуха. При этом топливо дробится, распыливается, перемешивается с воздухом с образованием горючей смеси. Во время такта впуска горючая смесь поступает через впускной клапан 10 в цилиндр двигателя. Отработавшие газы удаляются в атмосферу через выпускной клапан 11, выпускной трубопровод 12 и глушитель 13. Регулирование количества поступающего воздуха производится воздушной заслонкой 15, а количество горючей смеси – дроссельной заслонкой 8.

Наиболее сложным прибором в системе питания является карбюратор. В зависимости от направления потока горючей смеси различают карбюраторы с восходящим, горизонтальным и падающим потоками. Широкое применение нашли карбюраторы с падающим потоком, при котором воздух и горючая смесь перемещаются сверху вниз. На пусковых двигателях тракторов применяются карбюраторы с горизонтальным потоком. По числу смесительных камер карбюраторы подразделяют на одно-, двух- и многокамерные.

В основе принципа работы всех карбюраторов лежит рабочий процесс простейшего карбюратора (рис. 2.21). Простейший карбюратор состоит из поплавковой 10, смесительной 1 камер и воздушного патрубка 4.

Поплавковая камера, соединенная балансировочным отверстием 7 с атмосферой, имеет, шарнирно закрепленный на внутренней поверхности камеры, поплавков 9 и запорную иглу 8, которые предназначены для поддержания постоянного уровня топлива в поплавковой камере и распылителе 12. Снижение уровня топлива (по мере его расходования) в поплавковой камере приводит к открытию отверстия 5 запорной иглой и поступлению топлива в поплавковую камеру по трубопроводу 6.

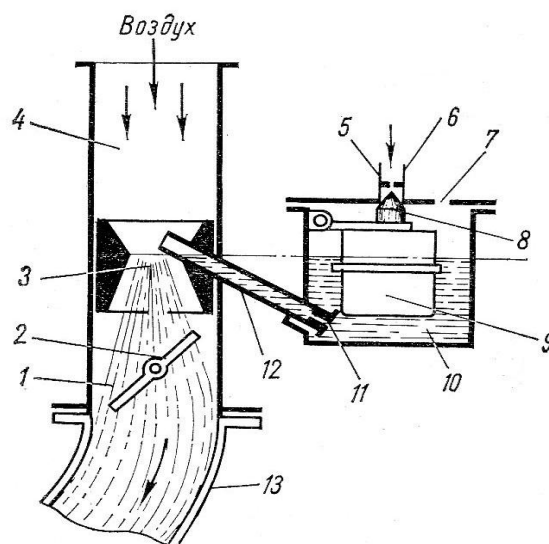


Рис.2.21. Схема простейшего карбюратора: 1 – смесительная камера; 2 – дроссельная заслонка; 3 – диффузор; 4 – воздушный патрубок; 5 – гнездо; 6 – трубопровод; 7 – балансирующее отверстие; 8 – запорная игла; 9 – поплавок; 10 – поплавковая камера; 11 – жиклер; 12 – распылитель; 13 – впускной трубопровод

Смесительная камера представляет собой участок патрубка карбюратора от наиболее узкой части диффузора 3 до оси дроссельной заслонки 2. Диффузор – патрубок переменного сечения предназначен для местного увеличения скорости воздушного потока и уменьшения давления около распылителя. Выходное отверстие распылителя размещается несколько выше узкого сечения диффузора и уровня топлива в поплавковой камере, поэтому топливо не вытекает из распылителя при неработающем двигателе. На входе в канал распылителя расположен жиклер 11 – латунная пробка с калиброванным отверстием. Жиклер дозирует топливо, поступающее в смесительную камеру.

Воздушный патрубок карбюратора соединяется с воздухоочистителем, а фланцем смесительной камеры карбюратор крепится к впускному трубопроводу.

Работа простейшего карбюратора заключается в следующем. Во время такта впуска в цилиндре двигателя создается разрежение. Под действием перепада давления воздух через воздухоочиститель поступает в воздушный патрубок карбюратора. При движении воздуха

через диффузор его скорость локально увеличивается, а давление уменьшается. Из-за разности давлений в поплавковой камере и узком сечении диффузора топливо вытекает из распылителя и, попадая в воздушный поток, распыливается и перемешивается с воздухом. При этом в смесительной камере образуется горючая смесь топлива и воздуха. Количество горючей смеси, направляемой к цилиндру, можно регулировать дроссельной заслонкой.

Практически установлено, что в простейшем карбюраторе при открытии дроссельной заслонки количество воздуха, проходящего через диффузор, увеличивается в меньшей мере, чем количество топлива, вытекающего из распылителя, в результате чего смесь непрерывно обогащается (см. рис.2.19). Поэтому для практического применения простейший карбюратор не пригоден и должен быть оснащен устройствами, позволяющими получить требуемый состав смеси при любом возможном режиме работы двигателя.

К устройству карбюратора предъявляются следующие требования: тонкое распыливание топлива, хорошее перемешивание топлива и воздуха, точное дозирование смеси по количеству и составу в зависимости от режима работы двигателя.

Для выполнения этих требований карбюраторы имеют пусковое устройство, систему холостого хода, главную дозирующую систему, экономайзер, ускорительный насос.

Приведем некоторые конструктивные решения этих устройств и систем, позволяющих понять принцип удовлетворения предъявленным требованиям.

Пусковое устройство (рис.2.22,а) предназначено для значительного обогащения горючей смеси при пуске холодного двигателя и представляет собой воздушную заслонку 2 с автоматическим клапаном.

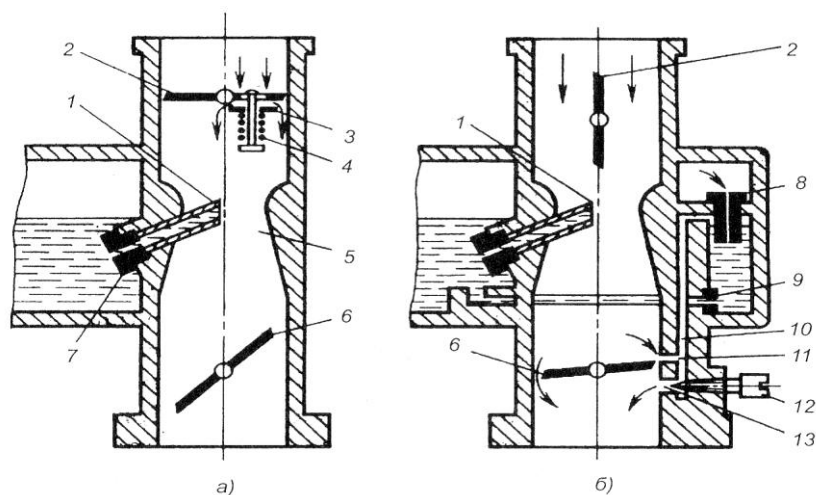


Рис.2.22. Пусковое устройство (а) и система холостого хода (б) карбюратора:
 1 – распылитель; 2 – воздушная заслонка; 3 – клапан; 4 – пружина; 5 – смесительная камера; 6 – дроссельная заслонка; 7 – главный жиклер; 8 – воздушный жиклер системы холостого хода; 9 – топливный жиклер системы холостого хода; 10 – канал системы холостого хода; 11,13 – отверстия системы холостого хода; 12 – регулировочный винт

Частота вращения коленвала двигателя при пуске двигателя небольшая, поэтому скорость воздуха и разрежение в диффузоре небольшие. В смесительную камеру 5 поступает недостаточное количество топлива. В этих условиях обогащение смеси достигается прикрытием воздушной заслонки 2. При этом количество воздуха, поступающего в карбюратор, уменьшается, а разрежение за воздушной заслонкой значительно увеличивается, и топливо интенсивно вытекает из распылителя, обогащая смесь. При первых вспышках в цилиндре открывается клапан 3 и воздух поступает в смесительную камеру. По мере прогрева двигателя воздушная заслонка постепенно открывается.

Система холостого хода (рис.2.22,б) служит для приготовления обогащенной горючей смеси при работе двигателя в режиме малых оборотов коленчатого вала (холостого хода), когда главная дозирующая система не работает.

Система холостого хода состоит из канала 10, в котором установлены топливный 9 и воздушный 8 жиклеры. Канал заканчивается двумя отверстиями: одно перед дроссельной заслонкой 11, второе отверстие 13 за ней.

При работе двигателя в режиме холостого хода дроссельная заслонка 6 закрыта и разрежение в диффузоре при небольшом расходе воздуха недостаточное для истечения бензина из распылителя. При этом значительно увеличивается разрежение в полости за дроссельной заслонкой. Эта полость сообщается с полостью над дроссельной заслонкой каналом, вследствие чего из поплавковой камеры начинает поступать топливо через топливный жиклер холостого хода 9, а через воздушный жиклер 8 подсасывается воздух. Пузырьки воздуха, смешиваясь с топливом, образуют топливоздушную эмульсию, которая по каналу 10 и через отверстие 13 поступает во впускной трубопровод. Получается обогащенная горючая смесь постоянного состава, что необходимо для устойчивой работы двигателя без нагрузки. Количество поступающей эмульсии можно изменять с помощью регулировочного винта 12.

При открытии дроссельной заслонки расход воздуха увеличивается, а разрежение за дроссельной заслонкой уменьшается, но обеднения смеси не происходит, так как оба отверстия канала 10 системы холостого хода оказываются за дроссельной заслонкой и через них поступает эмульсия, чем поддерживается необходимый состав горючей смеси. Тем самым обеспечивается плавный переход от режима холостого хода к нагрузочным режимам.

Главная дозирующая система (рис.2.23) должна обеспечивать приготовление обедненной экономичной горючей смеси постоянного состава при работе двигателя на средних нагрузках. Это достигается регулированием разрежения в диффузоре, установкой двух жиклеров – главного и компенсационного, пневматическим торможением истечения топлива. Способ пневматического торможения истечения топлива ввиду лучшего распыливания топлива в воздушном потоке и перемешивания с воздухом получил наибольшее распространение.

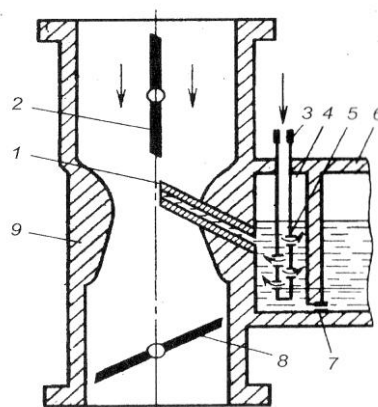


Рис.2.23. Главная дозирующая система с пневматическим торможением истечения топлива: 1 – распылитель; 2 – воздушная заслонка; 3 – воздушный жиклер; 4 – топливный колодец; 5 – трубка; 6 – поплавковая камера; 7 – главный жиклер; 8 – дроссельная заслонка; 9 – диффузор

При неработающем двигателе топливо поступает из поплавковой камеры 6 через главный жиклер 7 и заполняет колодец 4 и полость эмульсионной трубки 5 с калиброванными отверстиями в стенке. При работе двигателя по мере открытия дроссельной заслонки 8 и движении воздуха через диффузор 9 происходит истечение топлива через распылитель 1 из колодца. Уровень топлива в колодце уменьшается, так как пропускная способность распылителя больше, чем главного жиклера. При этом обнажаются отверстия эмульсионной трубки, через которые воздух через воздушный жиклер 3 поступает в колодец, смешиваясь с топливом. Образуется топливновоздушная эмульсия, которая поступает через распылитель 1 в смесительную камеру, образуя обедненную горючую смесь. При этом поступающий в колодец воздух уменьшает разрежение у топливного жиклера 7. Результатом этого является торможение поступающего из жиклера 7 топлива, что необходимо для получения обедненной смеси на средних нагрузках.

Экономайзер служит для обогащения горючей смеси при работе двигателя на полных нагрузках, подавая дополнительное количество топлива в смесительную камеру. Привод экономайзера может быть механическим или пневматическим. На рис.2.24,а приведена схема экономайзера с механическим приводом.

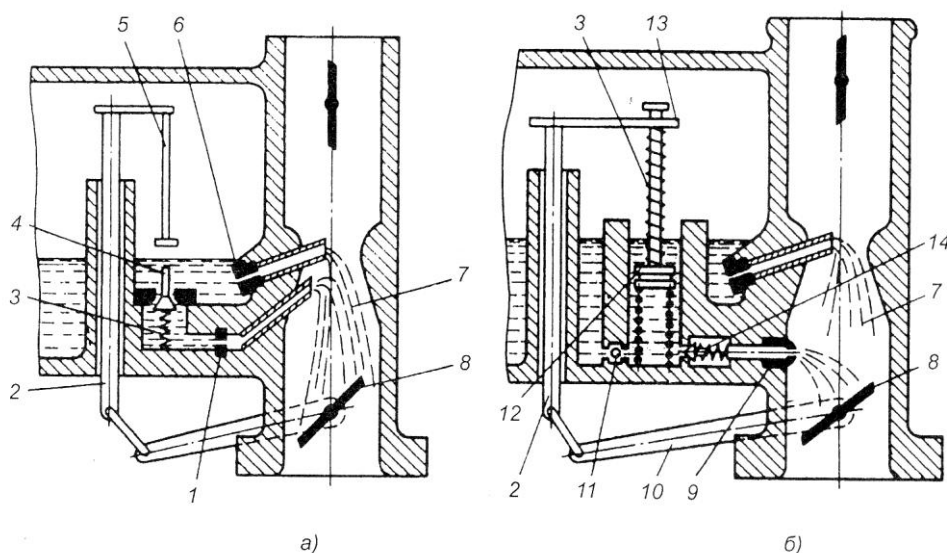


Рис.2.24. Экономайзер (а) и ускорительный насос (б) карбюратора: 1 – жиклер экономайзера; 2 – тяга; 3 – пружина; 4 – клапан экономайзера; 5 – шток; 6 – главный жиклер; 7 – смесительная камера; 8 – дроссельная заслонка; 9 – жиклер ускорительного насоса; 10 – рычаг; 11 – д обратный клапан; 12 – поршень; 13 – поводок; 14 – клапан ускорительного насоса

Экономайзер состоит из клапана 4 с пружиной 3, установленных в поплавковой камере, топливного жиклера 1, распылителя экономайзера, топливного канала, тяг и рычагов для привода клапана.

При переходе двигателя на режим полной нагрузки, что соответствует открытию дроссельной заслонки более чем на 80%, перемещение тяги 2 и штока 5 вниз приводит к открытию клапана 4. Топливо через жиклер 1 и распылитель поступает в смесительную камеру, обогащая горючую смесь, что необходимо для работы двигателя на режиме полной мощности.

Ускорительный насос служит для дополнительного обогащения горючей смеси при резком открытии дроссельной заслонки, улучшая приемистость двигателя. При резком открытии дроссельной заслонки, скорость и расход воздуха через диффузор увеличиваются. Причем, расход топлива отстает от расхода воздуха и горючая смесь будет сильно обедняться. Чтобы двигатель не заглох из-за временного обеднения смеси, необходимо быстро подать в смесительную камеру дополнительную порцию топлива.

Ускорительный насос может быть с механическим или пневматическим приводом, установлен отдельно или объединен с экономайзером. Наибольшее применение получил механический привод, объединенный с приводом экономайзера (рис.2.24,б).

Ускорительный насос состоит из топливного колодца, поршня 12 со штоком и пружиной 3, обратного клапана 11, нагнетательного клапана 14, жиклера 9.

При резком открытии дроссельной заслонки усилие через тягу 2, поводок 13 и пружину 3 передается поршню 12. В полости под поршнем создается повышенное давление топлива, вследствие чего обратный клапан 11 закрывается, а нагнетательный клапан 14 открывается и топливо через жиклер 9 поступает в смесительную камеру. Пружина штока 3, разжимаясь поддерживает давление впрыска топлива. При плавном открытии дроссельной заслонки ускорительный насос не работает, так как топливо из колодца вытесняется поршнем в поплавковую камеру через открытый обратный клапан.

2.3.4. Системы питания инжекторных ДВС

Инжекторными (инжектор, лат. *inĭcere* – бросать внутрь) называются двигатели с искровым зажиганием горючей смеси, в которых в качестве топлива используется бензин, но процесс смесеобразования происходит с помощью форсунки или форсунок, впрыскивающих топливо во впускной трубопровод или непосредственно в цилиндр двигателя.

Применение систем впрыска топлива вместо карбюраторных систем питания – это новый этап в развитии автотехники, проявляющийся в применении информационных технологий и электронных компонентов, в создании и совершенствовании систем управления двигателем внутреннего сгорания. Оснащение ДВС

средствами автоматического регулирования подачи топлива и воспламенения горючей смеси обеспечивает их более эффективную и экономичную работу.

Впрыск бензина позволяет более точно распределить топливо по цилиндрам. Отсутствие сопротивления потоку воздуха в виде диффузора карбюратора обеспечивает более высокий коэффициент наполнения цилиндров и получение более высокой литровой мощности. При впрыске возможно большее перекрытие клапанов, что дает возможность осуществить более качественную очистку цилиндров от отработавших газов, причем воздухом, а не горючей смесью. Лучшая продувка предопределяет уменьшение температуры стенок цилиндров, днища поршня и выпускных клапанов, что позволяет увеличить степень сжатия без опасности детонации.

В настоящее время системы впрыска топлива классифицируют по следующим признакам [8]:

- по месту подвода топлива (центральный одноточечный впрыск, распределенный многоточечный впрыск, непосредственный впрыск);
- по способу подачи топлива (непрерывная и прерывистая);
- по способу регулирования количества смеси (пневматическое, механическое, электронное);
- по основным параметрам регулирования состава смеси (разрежению во впускной системе, углу поворота дроссельной заслонки, расходу воздуха);
- по типу устройств, дозирующих топливо (насосы, распределители, форсунки, регуляторы давления).

Система питания с центральным впрыском топлива (рис.2.24) содержит воздушный патрубок 2 с размещенной в нем форсункой 3, трубопровод подачи топлива 1. При открытии заслонки 6 топливо из

форсунки 3 поступает в виде факела 5 во впускной трубопровод, далее во впускные каналы 9 и в цилиндры двигателя 8 [15].

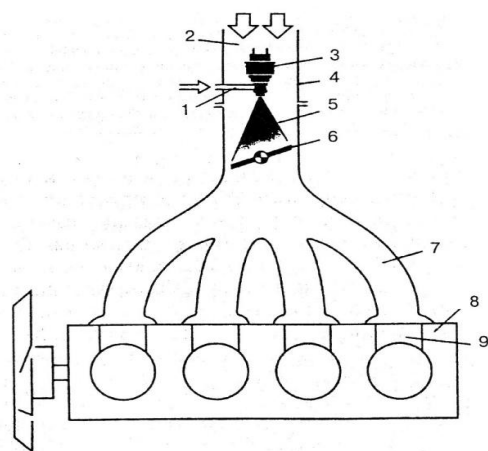


Рис.2.24. Схема системы питания центрального впрыска топлива:

1 – трубопровод подачи топлива; 2 – воздушный патрубок; 3 – форсунка; 4 – патрубок; 5 – факел распыла; 6 – дроссельная заслонка; 7 – впускной трубопровод; 8 – двигатель; 9 – впускной канал

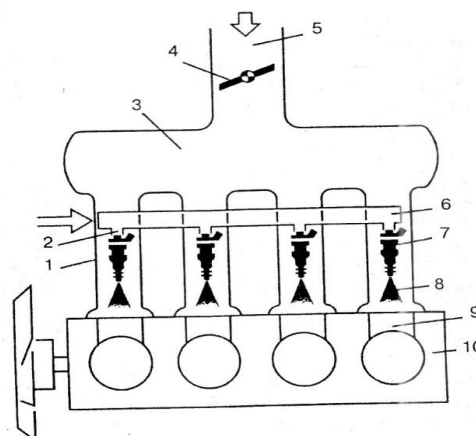


Рис.2.25. Схема системы питания распределенного впрыска топлива:

1 – впускной патрубок; 2 – штуцер крепления форсунок; 3 – впускной трубопровод; 4 – воздушная заслонка; 5 – воздушный патрубок; 6 – топливный трубопровод; 7 – форсунка; 8 – факел распыла; 9 – впускной канал; 10 – двигатель

При центральном впрыске топливо впрыскивается в общий впускной трубопровод одной форсункой, установленной над дроссельной заслонкой. Эта система питания содержит недостаток карбюраторных систем (неравномерность распределения смеси по цилиндрам), поэтому получила ограниченное распространение. Более распространенной является система с распределенным впрыском.

В системе питания с распределенным впрыском топлива (рис.2.25) впрыск осуществляется форсунками во впускные каналы каждого цилиндра. Форсунки располагают в головке блока цилиндров.

Если улучшение качества смеси при использовании центрального впрыска топлива заключается в повышении степени распыливания топлива у дроссельной заслонки и испаряемости топлива на нагретых стенках впускного коллектора, то при использовании систем с распределенным впрыском топлива хорошее образование смеси при

помощи форсунок дополняется испарением топлива у горячего впускного клапана (рис.2.26).

Система питания с непосредственным впрыском топлива в цилиндр (рис.2.27) обеспечивает устойчивое воспламенение и сгорание бедных смесей в бензиновых двигателях за счет создания направленного вихревого движения заряда и впрыскивания топлива в цилиндр в таком направлении и такой момент, чтобы в зоне расположения свечи зажигания образовывалась область обогащенной смеси на любом режиме работы двигателя. Эта часть заряда, воспламенившись от искры, обеспечивает интенсивное распространение пламени по объему камеры сгорания с бедной смесью [16].

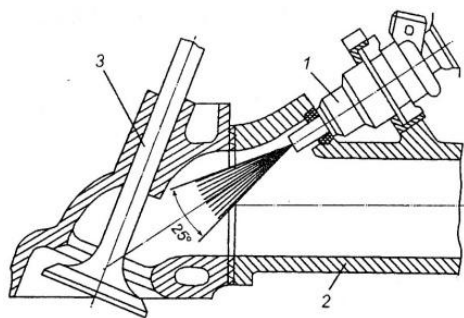


Рис.2.26. Схема впрыска бензина в зону впускного клапана: 1 – форсунка; 2 – впускной трубопровод; 3 – впускной клапан

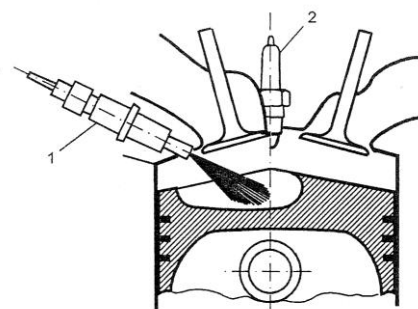


Рис.2.27. Схема непосредственного впрыска бензина в цилиндр: 1 – форсунка; 2 – свеча зажигания

Двигатели с непосредственным впрыском имеют высокую топливную экономичность и хорошие экологические свойства.

Система управления инжекторным двигателем включает набор датчиков и различных устройств с целью получения и обработки информации, исполнительные механизмы и вспомогательные устройства. Функциональные и электрические схемы их соединений образуют разомкнутые или замкнутые цепи управления двигателем.

Современные автоматические системы управления двигателем выполнены адаптивными (самоприспосабливающимися). Такие системы обеспечивают необходимый уровень надежной работы

двигателя в условиях быстрого изменения его характеристик. Причем, системы питания и зажигания перестают быть независимыми друг от друга, а становятся взаимозависимыми компонентами микропроцессорных систем управления работой двигателя (МКСУД). Подобные системы обеспечивают также управление кондиционером, вентилятором системы охлаждения, эффективной работой автоматической коробки передач.

В качестве первичной информации в таких системах управления служат сигналы датчиков верхней мертвой точки, положения распределительного вала, углового положения коленчатого вала, датчика массового расхода воздуха, детонации и др. Сигналы датчиков направляются в электронный блок управления (ЭБУ) для обработки.

Входными параметрами системы управления являются угол открытия дроссельной заслонки, момент зажигания и состав горючей смеси. Водитель изменяет величину угла открытия дроссельной заслонки, что вызывает изменение расхода воздуха. Изменение расхода воздуха сопровождается изменением состава топливовоздушной смеси и величины угла опережения зажигания.

В замкнутых системах регулирования изменяемым параметром является коэффициент избытка воздуха α , определяемый путем измерения концентрации кислорода в отработавших газах с помощью кислородного датчика (λ -зонда), на выходе которого формируется сигнал, пропорциональный величине α . При наличии отклонения α от оптимальной величины, исполнительный элемент с помощью ЭБУ изменяет продолжительность впрыска.

Выходные сигналы ЭБУ из-за малой их мощности не могут быть использованы для непосредственного управления зажиганием, электромагнитной форсункой, бензиновым насосом и т.д. После прохождения через каскады усиления они превращаются в

электрические сигналы, воздействующие на исполнительные элементы системы питания и зажигания.

На рис. 2.28 приведена принципиальная схема системы питания с центральным впрыском топлива.

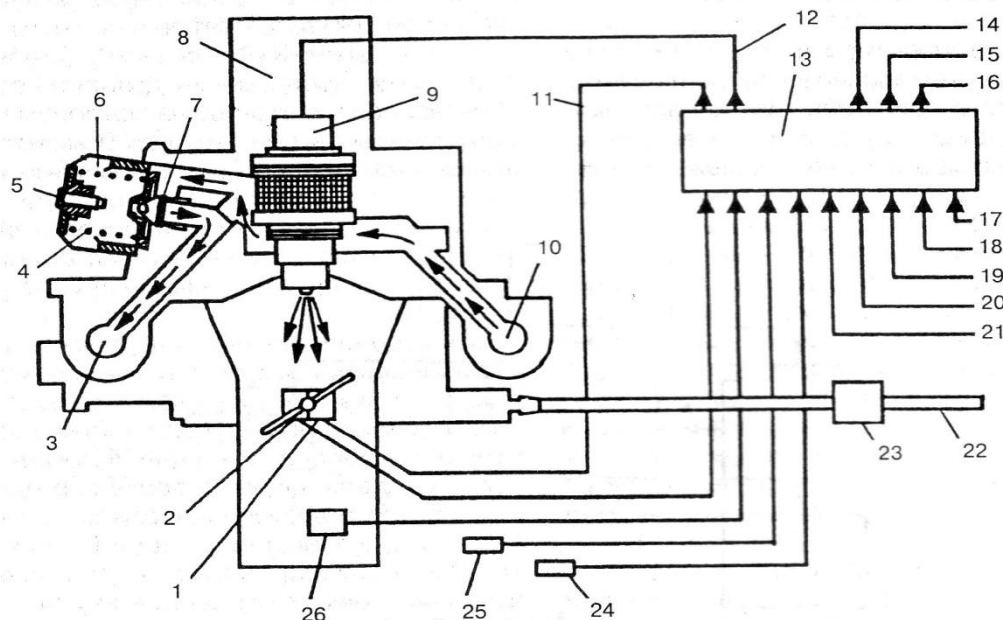


Рис. 2.28. Принципиальная схема системы питания с центральным впрыском топлива: 1 – регулятор холостого хода; 2 – дроссельная заслонка; 3 – канал отвода топлива; 4 – пружина регулятора давления топлива; 5 – регулировочный винт; 6 – регулятор давления топлива; 7 – клапан; 8 – корпус топливоподдачи; 9 – электромагнитная форсунка; 10 – канал подвода топлива; 11 – цепь шагового двигателя; 12 – цепь форсунки; 13 – электронный блок управления; 14 – цепь подачи топлива; 15 – цепь контрольной лампы; 16, 18 – цепь распределителя зажигания; 17 – цепь выключателя зажигания; 19 – цепь датчика скорости; 20 – цепь датчика пути; 21 – цепь питания; 22 – трубопровод вентиляции бака; 23 – возвратный топливный клапан; 24 – кислородный датчик; 25 – датчик температуры охлаждающей жидкости; 26 – датчик давления во впускном трубопроводе

Это электронно-управляемая одноточечная система впрыска низкого давления для 4-цилиндровых двигателей, особенностью которой является наличие топливной форсунки центрального расположения. Работой форсунки управляет электромагнитный клапан. Система использует дроссельную заслонку для дозирования воздуха на впуске, в то время как впрыск топлива осуществляется распыливанием над дроссельной заслонкой. Распределение топлива по цилиндрам осуществляется во впускном коллекторе. Датчики контролируют все основные рабочие характеристики двигателя и, информация которых

используется для расчета управляющих сигналов для форсунок и других исполнительных устройств системы.

Наибольшее распространение на автомобилях получила топливная аппаратура фирмы «Bosch», являющаяся лидером в разработке и производстве электронных систем питания ДВС.

Топливная система впрыска «K-Jetronic» фирмы «Bosch» (рис. 2.29) представляет собой систему непрерывного впрыска топлива и включает в себя топливный бак, топливный электронасос, накопитель топлива, топливный фильтр, расходомер воздуха, дозатор-распределитель топлива, регулятор давления топлива, регулятор управляющего давления, форсунки [8].

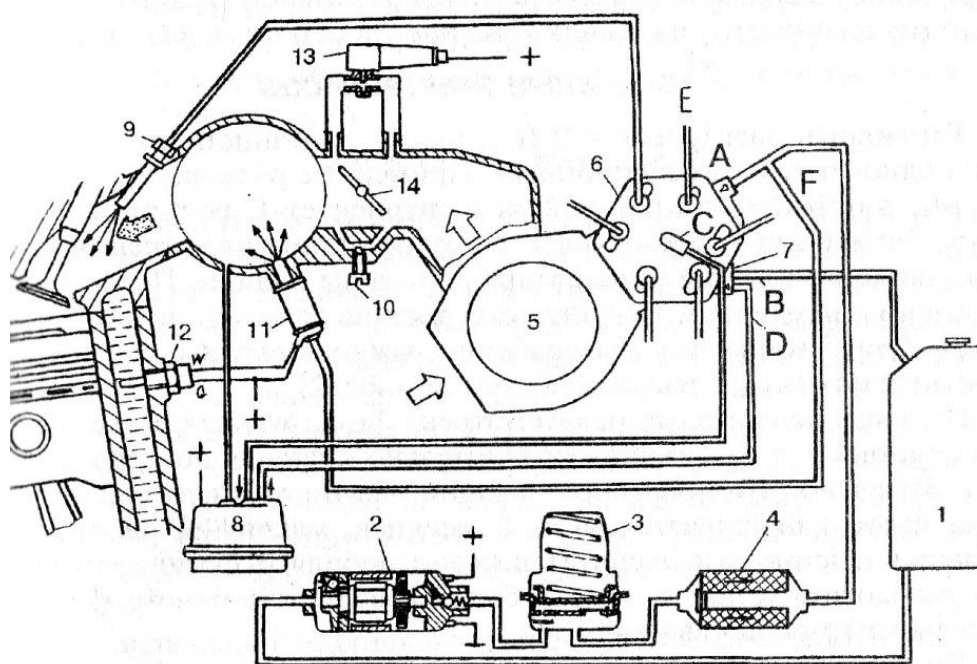


Рис.2.29. Схема системы впрыска топлива «K-Jetronic»: 1 – топливный бак; 2 – топливный насос; 3 – накопитель топлива; 4 – топливный фильтр; 5 – расходомер воздуха; 6 – дозатор-распределитель; 7 – регулятор давления топлива; 8 – регулятор управляющего давления; 9 – электромагнитная форсунка; 10 – регулировочный винт холостого хода; 11 – пусковая форсунка; 12 – термореле; 13 – клапан добавочного воздуха; 14 – дроссельного заслонка; А – канал подвода топлива к дозатору-распределителю; В – слив топлива в бак; С – канал управляющего давления; D – канал толчкового клапана; Е – подвод топлива к рабочим форсункам; F – подвод топлива к пусковой форсунке

При работе двигателя топливный электронасос забирает топливо из бака и подает его под давлением через накопитель и фильтр к

дозатору-распределителю. Далее топливо поступает к форсункам, установленным перед впускными клапанами. Форсунки непрерывно распыливают топливо, поступающее к ним под давлением. Давление топлива зависит от нагрузки двигателя (разрежения во впускном коллекторе) и от температуры охлаждающей жидкости. Если при карбюраторном питании дроссельная заслонка регулирует подачу горючей смеси, то при системе питания за счет впрыска топлива дроссельная заслонка регулирует только подачу чистого воздуха.

При пуске холодного двигателя электронасос практически мгновенно создает давление топлива, термореле включает пусковую форсунку, которая подает дополнительное количество топлива. Одновременно за счет включения клапана добавочного воздуха, подается дополнительное количество воздуха для повышения частоты вращения коленчатого вала двигателя на холостом ходу. Этим обеспечивается надежный пуск холодного двигателя и устойчивая его работа на холостом ходу. При температуре охлаждающей жидкости выше 35 °С термореле отключает пусковую форсунку.

Для того чтобы установить требуемое соотношение между количеством поступающего воздуха и количеством впрыскиваемого топлива после прогрева двигателя, используется расходомер воздуха и дозатор-распределитель. Регулирование количества топлива обеспечивается дозатором-распределителем 6 (рис.2.30), управляемым расходомером воздуха и регулятором управляющего давления 8. В свою очередь воздействие регулятора управляющего давления определяется величиной подводимого к нему разрежения во впускном трубопроводе.

Расходомер воздуха представляет собой прецизионный механизм. Чувствительным элементом, реагирующим на изменение расхода воздуха, является очень легкий напорный диск 5. Он крепится к рычагу с балансиrom. На оси качания рычага напорного диска закреплен второй

рычаг с роликом, который упирается в нижнюю часть плунжера дозатора-распределителя.

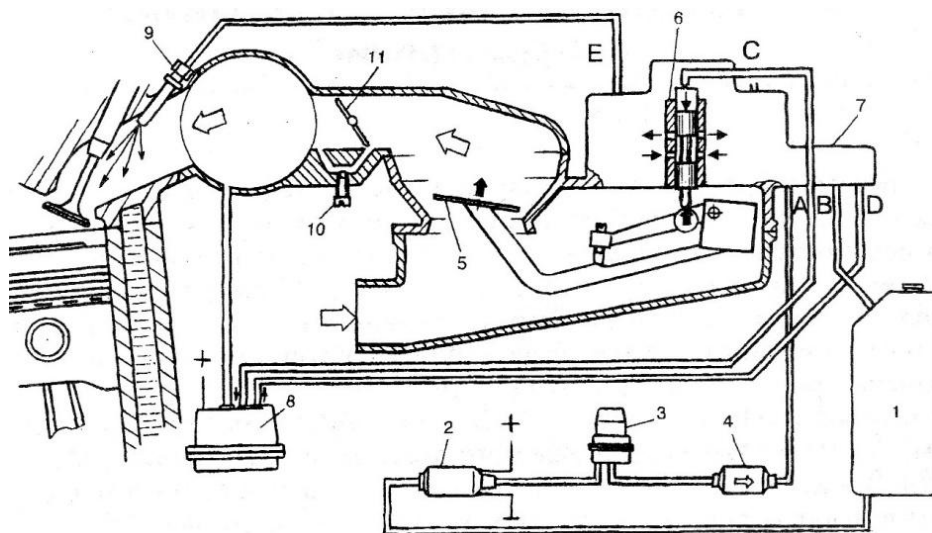


Рис.2.30. Главная дозирующая система и система холостого хода системы впрыска топлива «K-Jetronic»: 1 – топливный бак; 2 – топливный насос; 3 – накопитель топлива; 4 – топливный фильтр; 5 – напорный диск расходомера воздуха; 6 – дозатор-распределитель; 7 – регулятор давления топлива; 8 – регулятор управляющего давления; 9 – электромагнитная форсунка; 10 – регулировочный винт холостого хода; 11 – дроссельная заслонка; А – канал подвода топлива к дозатору-распределителю; В – слив топлива в бак; С – канал управляющего давления; D – канал толчкового клапана; Е – подвод топлива к рабочим форсункам

Для получения соответствия состава горючей смеси режиму работы двигателя в системе впрыска со стороны верхней части плунжера в распределитель 6 по каналу С подводится топливо с управляющим давлением. Величина последнего определяется регулятором управляющего давления 8. Если давление большое, сопротивление перемещению плунжера увеличивается – смесь обедняется, в противном случае сопротивление перемещению плунжера уменьшается – смесь обогащается.

При резком открытии дроссельной заслонки обогащение смеси достигается практически мгновенной реакцией напорного диска.

Система впрыска «L-Jetronic» (рис.2.31) представляет собой систему распределенного прерывистого впрыска топлива. Основные отличия от системы «K-Jetronic»: нет дозатора-распределителя и регулятора управляющего давления, изменена конструкция расходомера

воздуха, отсутствует накопитель по причине меньшего давления (примерно в два раза) в системе.

Электрический топливный насос 2 подает топливо из бака 1 к распределительной магистрали 5, соединенной трубопроводами с рабочими форсунками 8. Регулятор давления топлива 4 поддерживает постоянное давление впрыска и осуществляет слив излишнего топлива в бак. Этим обеспечивается циркуляция топлива в системе и исключается образование паровых пробок.

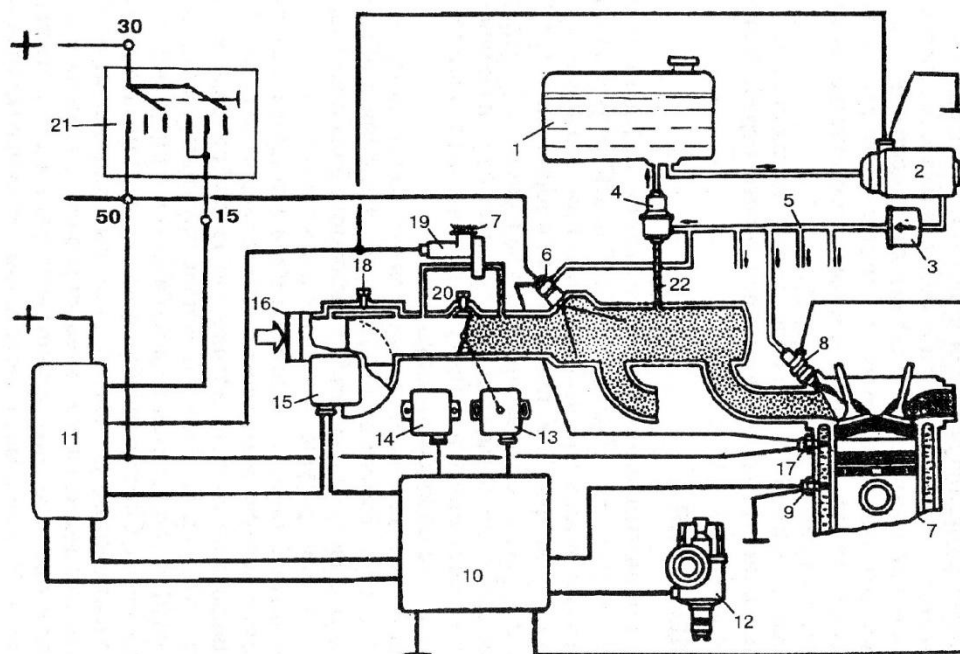


Рис. 2.31. Система впрыска топлива «L-Jetronic»: 1 – топливный бак; 2 – топливный насос; 3 – фильтр тонкой очистки топлива; 4 – регулятор давления топлива; 5 – распределительная магистраль; 6 – пусковая форсунка; 7 – блок цилиндров двигателя; 8 – форсунка; 9 – датчик температуры охлаждающей жидкости; 10 – электронный блок управления; 11 – блок реле; 12 – распределитель зажигания; 13 – выключатель положения дроссельной заслонки; 14 – высотный корректор; 15 – расходомер воздуха; 16 – подвод воздуха; 17 – термореле; 18 – винт качества смеси на холостом ходу; 19 – клапан добавочного воздуха; 20 – винт количества на холостом ходу; 21 – выключатель зажигания; 22 – подвод разрежения к регулятору давления топлива в системе

Количество впрыскиваемого топлива определяется ЭБУ 10 в зависимости от температуры, давления и объема поступающего воздуха, частоты вращения коленчатого вала, нагрузки двигателя и температуры охлаждающей жидкости.

Основным параметром, определяющим дозировку топлива, является объем всасываемого воздуха, измеряемый расходомером

воздуха. Поступающий воздушный поток отклоняет напорную измерительную заслонку расходомера, преодолевая усилие пружины, на определенный угол, пропорционально которому снимается напряжение с потенциометра. Угол поворота заслонки пропорционален расходу воздуха. Далее электрический сигнал с потенциометра передается в ЭБУ, который определяет необходимое количество топлива в данный момент работы двигателя и выдает импульсы времени подачи топлива на электромагнитные форсунки.

Таким образом, рассмотренные системы питания инжекторных двигателей – это более совершенные системы по сравнению с карбюраторными системами питания, позволяющие значительно улучшить топливную экономичность и снизить токсичность отработавших газов.

2.3.5. Особенности смесеобразования в дизельных ДВС

Процесс смесеобразования в дизельном ДВС происходит в течение весьма короткого промежутка времени внутри цилиндра, когда поршень находится вблизи ВМТ. Смесеобразование представляет собой процесс испарения мелко распыленного топлива и перемешивания его паров с воздухом. Каждая частица топлива должна войти во взаимодействие с кислородом воздуха как можно скорее, чтобы выделение тепла произошло в начале процесса расширения. При распыливании топлива форсункой в камере сгорания образуется неоднородная смесь (есть зоны очень обедненного состава, есть сильно обогащенного состава). Поэтому для улучшения смесеобразования и повышения однородности смеси в дизельный двигатель необходимо вводить значительный избыток воздуха (коэффициент избытка воздуха для двигателей без наддува достигает 1,7, для двигателей с наддувом – 2,2). Кроме того, равномерное распределение топлива по объему

камеры сгорания может быть достигнуто за счет кинетических энергий распыленного топлива и движущегося воздуха, определяемых формой камеры сгорания и скоростью движения поршня.

В современных дизелях находит применение объемное, объемно-пленочное, пленочное, вихрекамерное и предкамерное смесеобразование. Способ смесеобразования обусловлен формой камеры сгорания, которая в сочетании с топливоподающей аппаратурой определяет условия смесеобразования и последующего сгорания.

В зависимости от конструкции и используемого способа смесеобразования камеры сгорания дизелей делят на две группы: неразделенные и разделенные.

Наряду с обеспечением оптимального смесеобразования камеры сгорания должны способствовать получению высоких экономических показателей и хороших пусковых качеств двигателей.

Неразделенные камеры сгорания (рис. 2.32) представляют собой единый объем и имеют обычно простую форму, которая, как правило, согласуется с направлением, размерами и числом топливных факелов при впрыске.

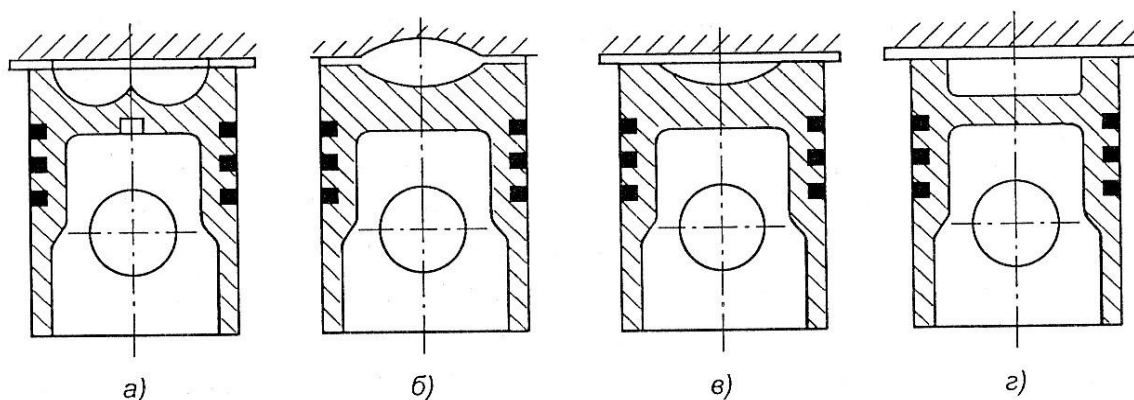


Рис.2.32. Камеры сгорания дизелей неразделенного типа: а – торoidalная в поршне; б – полусферическая в поршне и головке блока цилиндров; в – полусферическая в поршне; г – цилиндрическая в поршне

Эти камеры компактны, имеют относительно малую поверхность охлаждения, благодаря чему обеспечивается малый объем тепловых

потерь. Неразделенные камеры отличаются большим разнообразием форм. Чаше они выполняются в днище поршня, реже в головке блока.

Разделенные камеры сгорания (рис.2.33) состоят из двух отдельных объемов, соединяющихся между собой одним или несколькими каналами. Поверхность охлаждения таких камер значительно больше, чем у неразделенных камер. Поэтому разделенные камеры отличаются большим уровнем тепловых потерь и несколько худшими экономическими и пусковыми качествами. Однако за счет использования кинетической энергии газов, перетекающих из одной полости в другую, в них удастся обеспечить качественное приготовление топливо-воздушной смеси и уменьшить дымление в процессе выпуска.

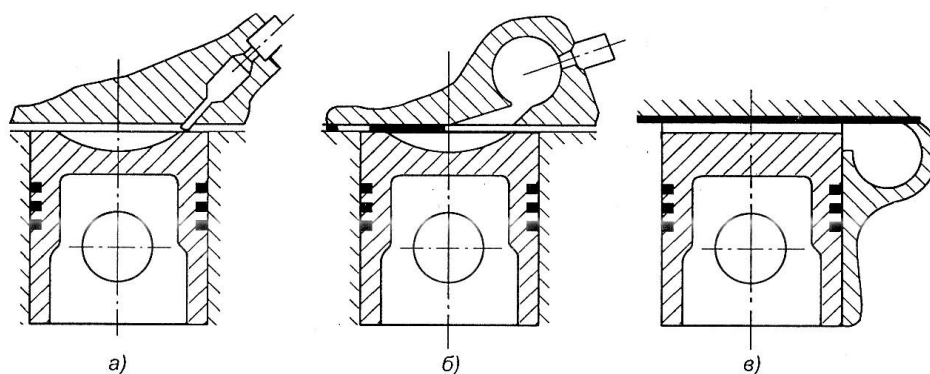


Рис.2.33. Камеры сгорания дизелей разделенного типа: а – предкамера; б – вихревая камера в головке блока; в – вихревая камера в блоке

Кроме того, дросселирующее действие соединительных каналов разделенных камер позволяет значительно уменьшить жесткость работы двигателя и снизить максимальные нагрузки на детали КШМ.

При объемном способе смесеобразования топливо вводится в мелко распыленном состоянии непосредственно в воздушный заряд камеры сгорания, где оно испаряется и перемешивается с воздухом, образуя топливо-воздушную смесь.

При объемном смесеобразовании используют, как правило, неразделенные камеры сгорания. Качество смесеобразования при этом

достигается в основном путем согласования формы камеры сгорания с формой топливного факела. Рабочий цикл при таком смесеобразовании характеризуется высоким максимальным давлением сгорания и большой интенсивностью нарастания давления (жесткостью работы).

Двигатели с объемным смесеобразованием обладают следующими достоинствами: высокой топливной экономичностью, хорошими пусковыми качествами, сравнительно низкой степенью сжатия (от 13 до 16), относительно простой и компактной камерой сгорания.

Способ смесеобразования, при котором топливо направляется не в центр воздушного заряда, а на стенку камеры сгорания и растекается по ее поверхности в виде тонкой пленки (12-14 мкм), называется пленочным. Пленочное топливо с горячей поверхности поршня интенсивно испаряется и, перемешиваясь с воздухом, вводится в зону горения. Пленочное смесеобразование устраняет два недостатка: жесткость работы и дымность при выпуске отработавших газов.

При пленочном смесеобразовании используется камера сгорания сферической формы, на стенки которой топливо впрыскивается под острым углом, и почти не отражаясь, растекается и растягивается попутными воздушными потоками в тонкую пленку. В камере сгорания сферической формы осуществляется интенсивное движение заряда: вращательное вокруг и вдоль оси цилиндра (рис.2.34).

К достоинствам пленочного смесеобразования можно отнести: мягкая работа двигателя, высокие экономические показатели, сравнительно простая конструкция топливной аппаратуры. Основным недостатком пленочного смесеобразования являются низкие пусковые качества холодного двигателя.

Примером объемно-пленочного смесеобразования может служить камера сгорания, показанная на рис.2.35. При объемно-пленочном смесеобразовании топливно-воздушная смесь приготавливается

одновременно и объемным и пленочным способами. Этот способ приготовления смеси имеет место практически во всех дизелях и может рассматриваться как общий случай смесеобразования.

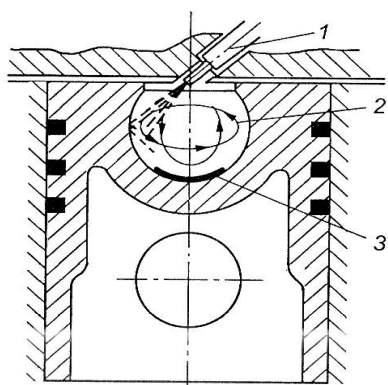


Рис.2.34. Камера сгорания с пленочным смесеобразованием: 1 – форсунка; 2 – камера сгорания; 3 – топливная пленка

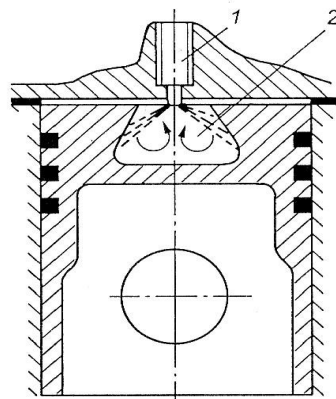


Рис.2.35. Камера сгорания с объемно-пленочным смесеобразованием: 1 – форсунка; 2 – камера сгорания

При предкамерном способе смесеобразования камеры сгорания состоят из двух объемов: предкамеры и основной камеры (рис.2.33,а). Предкамера размещается в головке блока цилиндров. Объем предкамеры составляет 20 – 40% от объема основной камеры сгорания. Камеры соединяются между собой каналом.

Смесеобразование осуществляется за счет кинетической энергии газов, протекающих с большими скоростями из основной камеры в предкамеру в процессе сжатия и из предкамеры в основную камеру в процессе сгорания. Поэтому в данном случае не предъявляются высокие требования к качеству распыления равномерности распределения топлива при впрыске.

К достоинствам предкамерного смесеобразования можно отнести: невысокое максимальное давление сгорания, мягкая работа двигателя, низкие требования к качеству распыления топлива, возможность использования топливных насосов, обеспечивающих невысокие давления впрыска.

При вихрекамерном смесеобразовании камера сгорания состоит из основной и вихревой камер (рис.2.33,б). Вихревые камеры сгорания выполняются, в основном, в головке блока и реже в блоке цилиндров. Объем вихревой камеры составляет 50 – 80% от объема основной. Соединяются между собой одним или несколькими каналами.

Качество смесеобразования в вихрекамерных двигателях, в основном, обеспечивается за счет интенсивного вихревого движения заряда, которое формируется в периоды сжатия и сгорания. При этом эффективно используется кислород воздуха и, как следствие, снижается токсичность выхлопных газов.

Преимущества вихрекамерного смесеобразования проявляются в следующем: возможность работы при малых значениях коэффициента избытка воздуха ($\alpha=1,15$), более низкое давление сгорания, мягкая работа двигателя, низкое давления впрыска и возможность использования более простой топливной аппаратуры.

2.3.6. Системы питания дизельных ДВС

Система питания дизеля предназначена для очистки, точного дозирования и подачи, в соответствие с порядком работы дизеля, топлива в цилиндр под давлением, а также для очистки, подачи в цилиндр воздуха и отвода отработавших газов.

Топливные системы (ТС) дизелей принято делить на топливные системы непосредственного действия и аккумуляторные [7]. Оба типа топливных систем могут иметь как традиционное механическое управление, так электронное управление.

Топливо в дизельные ДВС непосредственного действия подается по двум наиболее распространенным схемам: с разделенной топливоподающей аппаратурой, когда топливо от отдельного насоса высокого давления подается по топливопроводам к форсункам; с

топливоподающей аппаратурой неразделенного типа, когда топливный насос высокого давления и форсунка объединены в один прибор – насос-форсунку. ТС с разделенной топливоподающей аппаратурой получили наибольшее распространение.

По первой схеме (рис.2.36) топливо из бака 14 через фильтр грубой очистки 10 поступает к топливоподкачивающему насосу 12 (ТПН), который под небольшим давлением подает топливо через фильтр тонкой очистки 9 к насосу высокого давления 8 (ТНВД). Последний предназначен для дозирования и подачи топлива под высоким давлением к форсункам 6, распыливающим топливо в камерах сгорания. С целью удаления воздуха из ТС, топливо в линии низкого давления прокачивается через каналы ТНВД и избыток топлива сливается по топливопроводу 15 в бак, либо в ряде двигателей может поступать на вход ТПН 12, либо на вход фильтра грубой очистки 10.

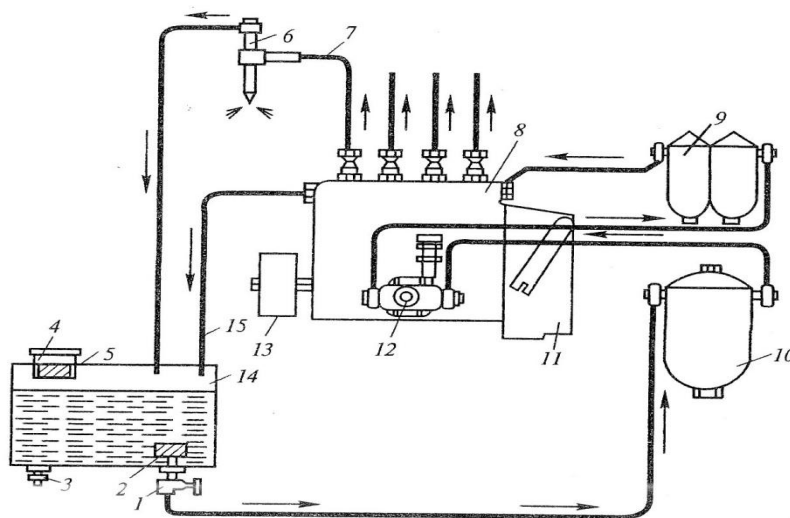


Рис.2.36. Схема топливной системы дизеля разделенного типа: 1 – кран; 2 – приемный фильтр; 3 – сливной кран; 4 – заливная горловина; 5 – фильтр заливной горловины; 6 – форсунка; 7 – топливопровод высокого давления; 8 – насос высокого давления; 9 – фильтр тонкой очистки топлива; 10 – фильтр грубой очистки топлива; 11 – автоматический регулятор частоты вращения; 12 – топливоподкачивающий насос; 13 – муфта опережения впрыскивания топлива; 14 – топливный бак; 15 – трубопровод для слива топлива в бак

По второй схеме (рис.2.37) топливо из бака 1 через фильтр грубой очистки 7 поступает к ТПН 15, который подает топливо через фильтр тонкой очистки 8 и топливоподающую магистраль 12 к насосам-форсункам 13.

В связи с тем, что насосы-форсунки распыливают в цилиндрах только часть подведенного к ним топлива, излишек поступает обратно в топливный бак через отводящую магистраль 11 и топливопровод 14. Для поддержания постоянного давления в сливной магистрали предусматривают на ней дроссель 10 в виде калиброванного отверстия.

Преимуществом ТС с помощью насосов-форсунок является отсутствие топливопроводов высокого давления и непрерывная циркуляция топлива через насосы-форсунки с возвратом избыточного топлива в бак, что улучшает охлаждение и очистку насосов, обеспечивает удаление воздуха из системы.

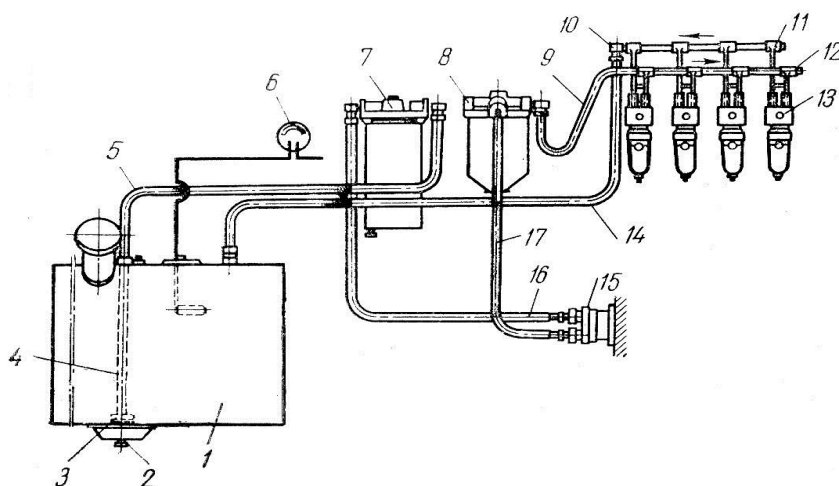


Рис.2.37. Схема топливной системы дизеля неразделенного типа: 1 – топливный бак; 2 – сливная пробка; 3 – приемный фильтр; 4 – трубка; 5,9,14,16,17 – топливопроводы; 6 – указатель уровня топлива; 7 – фильтр грубой очистки; 8 – фильтр тонкой очистки; 10 – дроссель; 11 – сливная магистраль; 12 – топливоподающая магистраль; 13 – насос-форсунка; 15 – подкачивающий насос

Отсутствие топливопровода высокого давления и минимальный объем сжимаемого топлива позволяет с помощью насосов-форсунок получить высокие давления впрыскивания (до 200 МПа).

Одной из причин, ограничивающих применение насосов-форсунок с механическим приводом и дозированием отсечкой, является усложненная компоновка головки блока цилиндров из-за увеличенных размеров форсуночной части и необходимости дополнительного кулачкового вала для привода. Кроме того, существенно затруднена

работа регулятора частоты вращения коленчатого вала (велико перестановочное усилие реек насосов-форсунок). Последний недостаток устраняют путем перехода на электромагнитные дозирующие клапаны с электронным управлением.

Современные аккумуляторные топливные системы (АТС) подразделяют на АТС среднего и высокого давления.

Давление топлива в аккумуляторе АТС среднего давления повышается с помощью насосов-форсунок с гидравлическим приводом и далее топливо впрыскивается в цилиндр дизеля.

Давление топлива в аккумуляторе АТС высокого давления поддерживается на уровне давления впрыскивания (40-150 МПа) и с помощью электрогидравлических форсунок топливо впрыскивается в цилиндр дизеля. В настоящее время АТС высокого давления получают большое распространение.

Серийный выпуск АТС, позволяющей управлять не только цикловой подачей и углом опережения впрыска, но и давлением, впервые был осуществлен в 1997 г. на основе совместно разработанной фирмами Bosch и Fiat аккумуляторной топливной системы типа Common Rail. Широкое распространение АТС такого типа стало возможным благодаря созданию исполнительных устройств с высокими энергетическими и частотными показателями – быстродействующих клапанов и других механизмов с электромагнитным приводом.

Схема АТС высокого давления с электронным управлением типа Common Rail показана на рис.2.38. Топливо из бака 1 через фильтр 2 подается ТПН 3 в ТНВД 4, объединенный с регулятором давления 5. По топливопроводам высокого давления 7 топливо направляется в аккумулятор 8 и затем в электрогидравлические форсунки (ЭГФ) 9, которые осуществляют впрыск топлива в цилиндры дизеля.

Магистраль низкого давления 6 обеспечивает слив излишнего топлива в бак из регулятора давления и из ЭГФ. Магистраль высокого давления (4,5,7,8,9) представляет собой систему, позволяющую при помощи электронного управления регулировать расход топлива и угол опережения впрыскивания, давление топлива в аккумуляторе и ЭГФ, давление впрыскивания топлива, а также формировать характеристику впрыскивания.

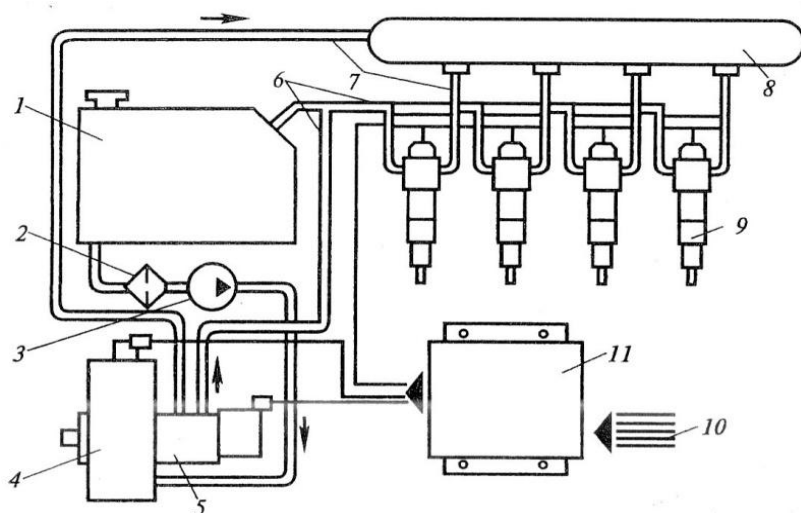


Рис.2.38. Схема аккумуляторной топливной системы высокого давления:

1 – топливный бак; 2 – фильтр; 3 – топливоподкачивающий насос; 4 – ТНВД; 5 – регулятор давления; 6 – топливопроводы низкого давления; 7 – топливопроводы высокого давления; 8 – аккумулятор; 9 – электрогидравлическая форсунка; 10 – датчики; 11 – блок управления

Система управления АТС включает в себя микропроцессорный блок управления 11, который, получая информацию от датчиков 10, управляет исполнительными устройствами – электромагнитными клапанами (ЭМК), расположенными в ТНВД, в регуляторе давления и в ЭГФ. Комплекс датчиков включает следующие датчики: давления в аккумуляторе, частоты и положения коленчатого вала, такта дизеля, положения акселератора и др.

2.3.7. Системы питания ДВС, работающие на газовом топливе

Применение газовых топлив дает существенный экономический эффект и значительно улучшает экологические показатели двигателя.

Особенности систем питания газовых двигателей связаны с физико-химическими свойствами сжиженных нефтяных и сжатых природных газов. Эти системы работают под значительным давлением, под которым газ находится в баллонах, поэтому в них нет необходимости устанавливать насосы для подачи газа, с другой стороны они имеют редукторы для понижения давления газа и подогреватель для предотвращения ледяных пробок в результате замерзания водяных паров. Системы питания газовых двигателей, как правило, двухтопливные, так как в качестве резервных включают систему питания бензином, что является для них недостатком по причине неоптимальности степени сжатия.

На рис. 2.39 показана система питания сжиженным газом (пропан-бутановый газ), являющийся попутным продуктом нефтепереработки и находящийся при атмосферных условиях в жидком состоянии.

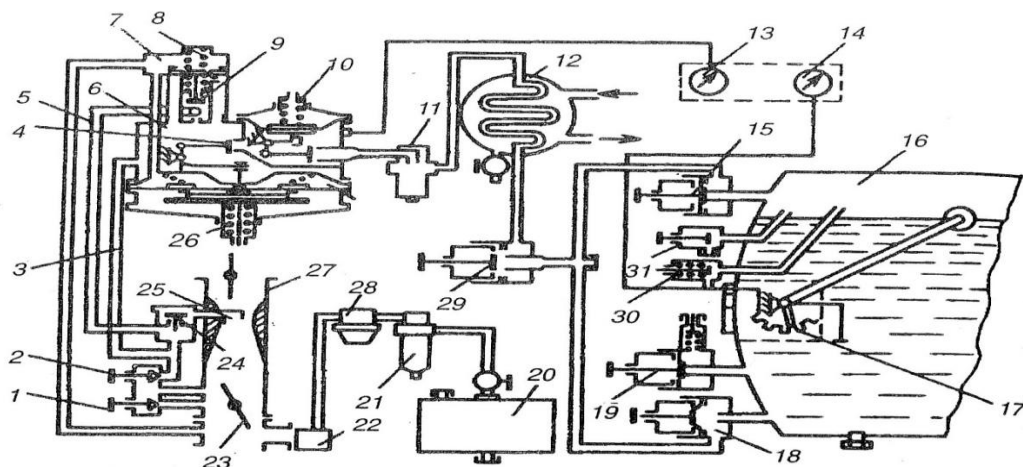


Рис.2.39. Схема системы питания сжиженным газом: 1,2 – регулировочные винты; 3,5 – газопроводы; 4 – клапан второй ступени редуктора; 6 – газовый редуктор; 7 – дозирующее экономайзерное устройство; 8,10 – пружины; 9 – клапан; 11 – магистральный фильтр; 12 – подогреватель; 13 – манометр давления газа в первой ступени; 14 – указатель уровня газа в баллоне; 15 – расходный вентиль газовой фазы; 16 – баллон; 17 – датчик указателя уровня; 18 – расходный вентиль жидкой фазы; 19 – наполнительный вентиль; 20 – бензиновый бак; 21 – фильтр; 22 – карбюратор; 23 – дроссельная заслонка; 24 – обратный клапан; 25 – газовая форсунка; 26 – пружина редуктора второй ступени; 27 – смеситель; 28 – бензонасос; 29 – магистральный вентиль; 30 – предохранительный клапан; 31 – вентиль контроля максимального наполнения бака

В баллоне 16 газ находится в жидком и газообразном (над поверхностью жидкой фазы) состояниях. Давление в баллоне зависит от состава газа и его температуры и не превышает 1,6 МПа.

При запуске двигателя, когда температура охлаждающей жидкости менее 60°C, газ из баллона отбирается через расходный вентиль газовой фазы 15, а вентиль жидкой фазы 18 при этом закрыт. После запуска и прогрева двигателя вентиль 18 открывается.

Газ проходит магистральный вентиль 29 и направляется по газопроводу высокого давления в подогреватель 12, где газ нагревается и испаряется за счет теплоты, подведенной из системы охлаждения двигателя. После фильтра 11 газ поступает в двухступенчатый редуктор, понижающий давление газа до атмосферного уровня. Расход и давление газа на выходе из редуктора регулируется автоматически в зависимости от разрежения в диффузоре смесителя 27 и в задрессельном пространстве путем изменения положения клапанов, управляемых системой пружин и диафрагм. При остановке двигателя редуктор прекращает подачу газа в двигатель.

После редуктора газ направляется в карбюратор-смеситель по газопроводу 3 в систему холостого хода и в дозирующее экономайзерное устройство 7, откуда по газопроводу 5 газ поступает к обратному клапану 24, а затем к форсунке 25.

На холостом ходу клапан экономайзера 9 и обратный клапан 24 закрыты. По мере открытия дроссельной заслонки и под действием разрежения в диффузоре открывается клапан 24 и начинается подача газа через форсунку 25. При дальнейшем увеличении нагрузки открывается клапан 9 и осуществляется дополнительная подача газа через экономайзерное устройство 7. Работу системы контролируют по показаниям манометра 13, установленного в кабине водителя.

Давление газа в первой и второй ступенях регулируют, изменяя упругость пружин 8 и 26 соответственно. Регулировку на холостом ходу осуществляют винтами 1 и 2, а также упорным винтом, ограничивающим закрытие дроссельной заслонки 23.

Резервная система питания бензином состоит из бака 20, фильтра 21, бензонасоса 28, карбюратора 22 и предназначена для кратковременной работы в случае израсходования газа, отказа системы подачи газа и т.д.

На рис. 2.40 показана система питания сжатым газом. Используемый газ для данной системы – природный (естественный) газ, основным компонентом которого является метан.

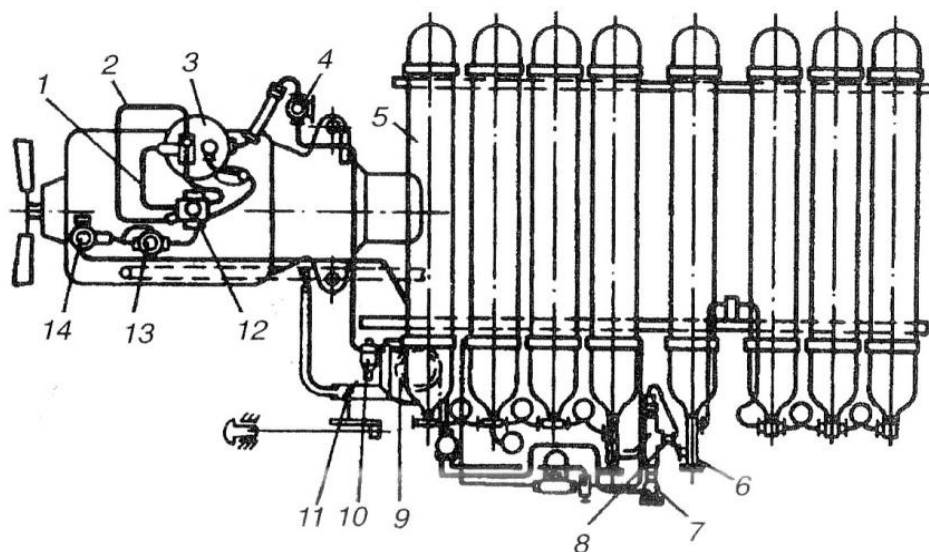


Рис.2.40. Схема системы питания сжатым газом: 1 – трубка холостого хода; 2 – трубка для основной подачи газа; 3 – редуктор низкого давления; 4 – электромагнитный клапан; 5 – баллон; 6 – расходный вентиль; 7 – вентиль заправочный; 8 – предохранительный клапан; 9 – подогреватель; 10 – редуктор высокого давления; 11 – заслонка подогревателя; 12 – карбюратор-смеситель; 13 – бензиновый клапан-фильтр; 14 – бензонасос

Системы подачи сжатого и сжиженного газа имеют много общего. Баллоны 5 со сжатым (до 20 МПа) газом объединяют в две батареи. После подогревателя 9, обогреваемого отработавшими газами, и редуктора высокого давления 10 газ поступает в электромагнитный клапан 4 с фильтром, выполняющий функцию запорно-дозировочного устройства пусковой системы двигателя. После этого газ направляется в редуктор низкого давления 3, который уменьшает давление газа до уровня атмосферного давления, дозирует подачу газа для приготовления смеси необходимого состава и отключает подачу газа при остановке двигателя. Устройство карбюратора-смесителя 12 и

резервной системы питания бензином аналогичные, как и у системы питания на сжиженном газе.

2.4. Система смазки

Система смазки предназначена для подачи смазочных материалов к трущимся поверхностям деталей двигателя с целью уменьшения сопротивления силам трения, для охлаждения деталей в узле трения и выноса продуктов износа из зон трения, для защиты деталей двигателя от коррозии. Кроме того, смазка способствует герметичности соединения «цилиндр-кольцо-поршень».

В зависимости от наличия и количества смазочного материала между деталями, находящимися в условиях трения, различают жидкостное, полужидкостное и сухое трение. Минимальное значение сил трения, развивающихся в сопряжении, и, как следствие, минимальный износ поверхностей сопряженных деталей характерен для жидкостного трения, поэтому конструкция узла трения должна быть такой, чтобы в большей степени обеспечить жидкостное трение.

Однако условия трения и смазки деталей ДВС различны в зависимости от большего или меньшего влияния силовых и температурных нагрузок. Так подшипники коленчатого вала, находясь в низкотемпературной зоне двигателя, испытывают значительные силовые нагрузки. Поэтому допускают жидкостное трение. Детали цилиндрико-поршневой группы (поршень с кольцами, поршневой палец, гильза), впускные и выпускные клапана, направляющие втулки клапанов механизма газораспределения находятся под воздействием не только значительных силовых нагрузок, но и высоких температур, что ограничивает обеспечение жидкостного трения. Поэтому указанные детали работают в условиях полужидкостного трения, что крайне нежелательно.

В зависимости от способа подачи смазки к узлам трения различают следующие типы систем смазки: разбрызгиванием, под давлением, комбинированная.

При системе смазки разбрызгиванием смазочное масло, находящееся в картере двигателя, разбрызгивается нижними головками шатунов при вращении коленчатого вала. При этом частицы масла в виде масляного тумана проникают в узлы трения либо непосредственно, либо по каналам, подведенным к ним. Смазка разбрызгиванием наиболее проста, однако ее эффективность уменьшается по мере снижения уровня масла в картере и частоты вращения коленчатого вала. Кроме того, отсутствие направленной циркуляции масла при этом, не позволяет производить очистку масла, направляя его через фильтр. Система смазки разбрызгиванием применяется, в основном, в пусковых двигателях, работающих непродолжительное время.

Система смазки под давлением обеспечивает постоянную подачу смазочного материала к узлу трения при помощи гидравлического насоса. При этом к трущимся поверхностям подается необходимое количество смазки и обеспечивается непрерывная ее циркуляция. Недостатком этой системы смазки является ее конструктивная сложность.

Наибольшее распространение получила на современных ДВС комбинированная система смазки, при которой наиболее нагруженные узлы трения (коренные, шатунные подшипники коленчатого вала; подшипники распределительного вала и др.) смазываются моторным маслом под давлением, а менее нагруженные (зеркало цилиндра, поршневой палец и др.) – разбрызгиванием.

Система смазки многих ДВС функционирует по схеме, показанной на рис.2.41.

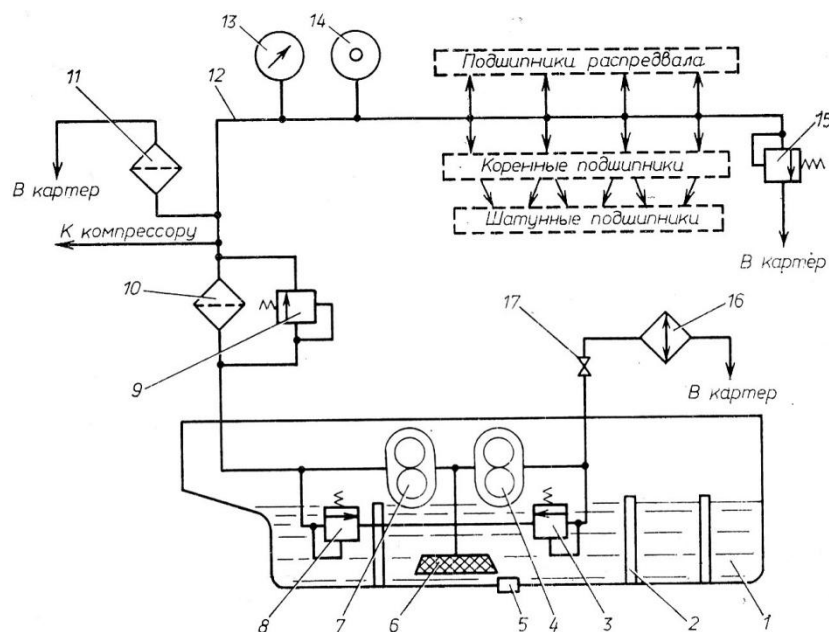


Рис.2.41. Принципиальная схема комбинированной системы смазки:

1 – масляный поддон; 2 – перегородки; 3 – редукционный клапан радиаторной секции; 4 – радиаторная секция масляного насоса; 5 – магнитная пробка; 6 – маслоприемник; 7 – основная секция масляного насоса; 8 – редукционный клапан основной секции; 9 – перепускной клапан; 10 – фильтр грубой очистки; 11 – фильтр тонкой очистки; 12 – главная масляная магистраль; 13 – манометр; 14 – термометр; 15 – сливной клапан; 16 – масляный радиатор; 17 – кран отключения масляного радиатора

Масло из масляного поддона 1 всасывается через маслоприемник 6 и нагнетается в систему шестеренным насосом, состоящим из двух секций: радиаторной 4 и основной 7. Основная секция насоса подает масло к фильтру грубой очистки 10, включенному последовательно. Параллельно фильтру включен перепускной клапан 9, перепускающий неочищенное масло в случае повышения давления перед фильтром (засорение фильтроэлемента, повышенная вязкость масла, большая частота вращения коленвала). Давление нагнетания основной секции насоса ограничивается редукционным клапаном 8.

После фильтра грубой очистки поток масла расходится по двум направлениям. Одна часть потока направляется к фильтру тонкой очистки 11 и после очистки сливается в бак, другая нагнетается в главную масляную магистраль 12, масло от которой по каналам поступает к подшипникам коленчатого и распределительного валов, к

осям коромысел и др. узлам трения. Клапан 15 поддерживает необходимое давление масла в системе в определенных пределах.

Давление масла перед поступлением в подшипники контролируется манометром 13, а температура масла – термометром 14, установленными на щитке контрольных приборов.

Для охлаждения масла при работе двигателя с полной нагрузкой предусмотрен масляный радиатор 16, который включается краном 17. Масло в радиатор нагнетается радиаторной секцией насоса 4. Охлажденное масло сливается в поддон картера 1.

В отличие от рассмотренной схемы система смазки ряда двигателей не имеет фильтра грубой очистки. В этом случае его функции выполняет полнопоточный фильтр тонкой очистки.

К примеру, система смазки дизельных двигателей автомобилей КамАЗ (рис.2.42) имеет полнопоточный фильтр тонкой очистки масла 12, включенный последовательно. Через этот фильтр проходит полный поток масла в главную масляную магистраль, нагнетаемый основной секцией масляного насоса 10. Таким образом, весь объем масла, поступающий к трущимся парам, подвергается тонкой очистке.

Масло для охлаждения, нагнетаемое радиаторной секцией масляного насоса 9, перед входом в масляный радиатор 1 также очищается в фильтре тонкой очистки – реактивной масляной центрифуге 7. После охлаждения в радиаторе масло сливается в поддон картера 28.

Принятая на этих двигателях схема системы смазки с двумя фильтрами тонкой очистки наряду с другими факторами обеспечивает качественную фильтрацию масла и, следовательно, долговечную работу двигателей.

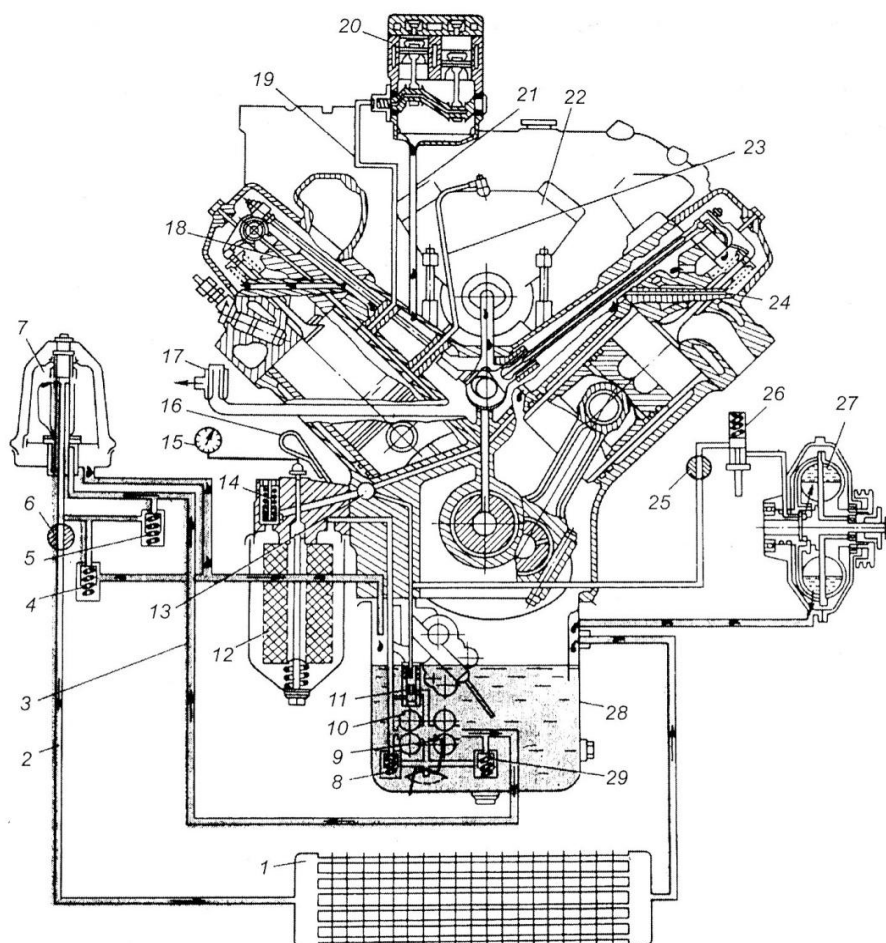


Рис.2.42. Система смазки комбинированного типа двигателя автомобиля КамАЗ-5320: 1 – масляный радиатор; 2,3,18,19,21,23,24 – маслопроводы; 4 – сливной клапан центрифуги; 5 – перепускной клапан центрифуги; 6 – кран включения масляного радиатора; 7 – центрифуга; 8 – предохранительный клапан нагнетающей секции; 9 – радиаторная секция масляного насоса; 10 – нагнетающая секция масляного насоса; 11 – клапан; 12 – полнопоточный фильтр тонкой очистки масла; 13 – главная масляная магистраль; 14 – перепускной клапан фильтра тонкой очистки масла; 15 – манометр; 16 – указатель уровня масла; 17 – сапун; 20 – компрессор; 22 – топливный насос высокого давления; 25 – кран включения гидромфуты; 26 – термосилового датчик; 27 – гидромфута привода вентилятора; 28 – поддон; 29 – предохранительный клапан радиаторной секции масляного насоса

2.5. Система охлаждения

Мощностные, ресурсные, экономические показатели поршневых двигателей при прочих равных условиях зависят от температурного режима работы двигателя. Из графика, приведенного на рис. 2.43 следует, что при работе ДВС имеет место оптимальный диапазон температур, при котором двигатель развивает максимальную эффективную мощность, а эффективный удельный расход топлива при этом минимальный.

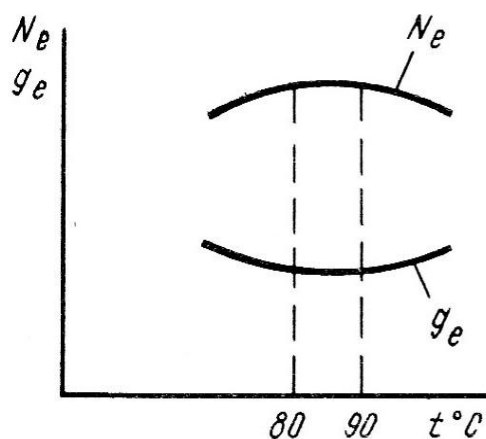


Рис.2.43. Влияние теплового состояния двигателя на его мощность и экономичность

Выделяющееся тепло при сгорании рабочей смеси в цилиндрах двигателя вызывает интенсивный нагрев его деталей. Работа двигателя, как при повышенном, так и пониженном тепловом состоянии приводит к ряду отрицательных процессов и явлений.

При перегреве двигателя вязкость смазочного масла уменьшается, в связи с чем оно плохо удерживается в зазорах трущихся деталей, что приводит к полужидкостному трению, увеличению интенсивности износных процессов и снижению мощности. Длительная работа двигателя при повышенном тепловом режиме может способствовать заклиниванию деталей, а также обуславливает температурную усталость материала, в связи с чем уменьшается его сопротивляемость истиранию. В бензиновых ДВС при перегреве увеличивается вероятность детонационного сгорания рабочей смеси.

При пониженном тепловом режиме вязкость моторного масла увеличивается, силы трения и износы повышаются, мощность снижается. Кроме того, условия смесеобразования ухудшаются, в результате чего расход топлива увеличивается, токсичность продуктов сгорания возрастает.

Для обеспечения работы двигателя в наиболее благоприятном тепловом состоянии, необходимо треть тепла, выделяющегося при

сгорании, принудительно отводить в окружающую среду. Выполнение этой цели возлагается на систему охлаждения.

К системе охлаждения предъявляются следующие требования: обеспечивать быстрый прогрев двигателя до рабочей температуры и оптимальный тепловой режим двигателя при его работе в различных климатических и нагрузочных условиях; потреблять для своей работы минимум энергии; иметь простую конструкцию, не требующую больших затрат при техническом обслуживании и ремонте.

Принудительный отвод теплоты от деталей двигателя может осуществляться с помощью жидкого или воздушного теплоносителя. В связи с чем системы охлаждения подразделяют на системы жидкостного и воздушного охлаждения.

Преимущественное применение получила жидкостная система охлаждения, при которой тепло от нагретых деталей в окружающую среду передается при помощи промежуточного теплоносителя – жидкости (вода, низкотемпературные жидкости). Благодаря более высокой теплопроводности (в 20 – 25 раз) жидкого теплоносителя, чем воздух, жидкостная система охлаждения обеспечивает необходимую интенсивность отвода избыточной теплоты и равномерное температурное поле охлаждаемых деталей.

По интенсивности циркуляции охлаждаемой жидкости (ОЖ) различают системы жидкостного охлаждения термосифонного и принудительного действия.

В термосифонной системе охлаждения циркуляция происходит за счет разности плотностей горячей, нагретой в водяной рубашке двигателя, и охлажденной в радиаторе жидкости. Жидкость более горячая, обладающая меньшей плотностью, поднимается по рубашке двигателя вверх, а в радиаторе, охлаждаясь, опускается вниз. Однако, в силу низкой скорости циркуляции, термосифонная система охлаждения

не способна обеспечить достаточной интенсивности теплоотвод двигателя, поэтому находит применение лишь в двигателях с кратковременным режимом работы (пусковые двигатели).

В принудительной системе охлаждения циркуляция жидкости обеспечивается циркуляционным насосом, приводимым в движение от коленчатого вала двигателя.

На рис.2.44 приведена схема жидкостной системы охлаждения с принудительной циркуляцией ОЖ.

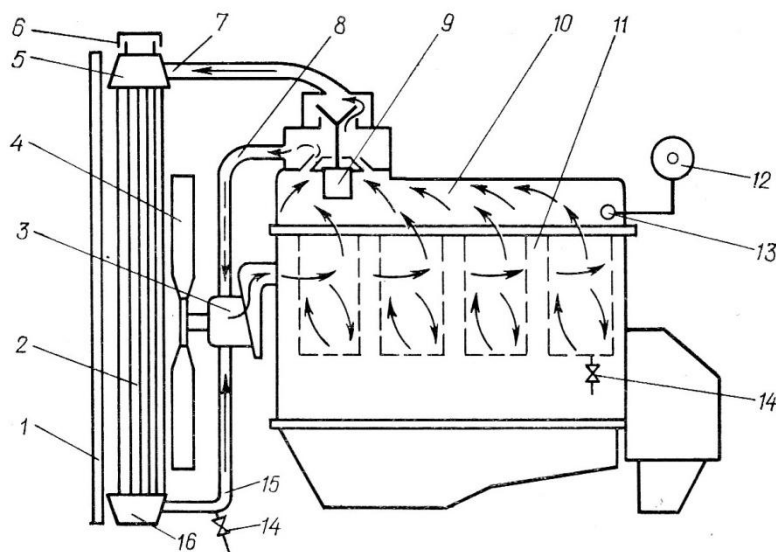


Рис.2.44. Схема жидкостной системы охлаждения: 1 – жалюзи; 2 – радиатор; 3 – циркуляционный насос; 4 – вентилятор; 5 – верхний бачок радиатора; 6 – крышка; 7 – верхний патрубок; 8 – перепускной патрубок; 9 – термостат; 10 – водяная рубашка головки блока; 11 – водяная рубашка блока цилиндров; 12 – термометр; 13 – датчик термометра; 14 – сливной кран; 15 – нижний патрубок; 16 – нижний бачок радиатора

Рубашка блока цилиндров 11 и головки блока 10, радиатор 2, патрубки 7,8,15 через заливную горловину радиатора, закрываемую крышкой 6, заполняются ОЖ. Жидкость омывает стенки цилиндров и камер сгорания работающего двигателя. При этом ОЖ, нагреваясь, охлаждает омываемые поверхности. Центробежный насос 3 нагнетает ОЖ в рубашку блока и головки блока, откуда по верхнему патрубку 7 вытесняется в радиатор, выполняющий функцию теплообмена. Охлажденная в радиаторе жидкость по нижнему патрубку 15 возвращается к насосу.

Циркуляция жидкости в системе охлаждения осуществляется по двум траекториям (кругам): большому и малому. Устройством для направления движения ОЖ по большому и малому кругу является термостат 9.

По малому кругу жидкость циркулирует при пуске холодного двигателя, обеспечивая его быстрый прогрев, или при пониженном тепловом режиме работы двигателя. При этом клапан термостата закрыт (проход к радиатору закрыт) и жидкость циркулирует по кругу: насос – рубашка блока – рубашка головки блока – термостат – перепускной патрубок – насос.

По большому кругу жидкость циркулирует при работе прогретого двигателя при повышенном его тепловом состоянии. Увеличение температуры ОЖ приводит к нагреванию термочувствительного элемента термостата, открытию клапана термостата и проходу жидкости к радиатору. Перепускной патрубок при этом закрывается клапаном термостата. Жидкость циркулирует по кругу: насос – рубашка блока – рубашка головки блока – термостат – верхний патрубок – радиатор – нижний патрубок – насос.

При полном открытии клапана термостата ОЖ циркулирует только по большому кругу, при полном закрытии – только по малому кругу. В моменты неполного открытия клапана термостата, ОЖ циркулирует по малому и большому кругам одновременно.

Таким образом, термостат автоматически поддерживает необходимую температуру жидкости в системе охлаждения независимо от нагрузки на двигатель и температуры окружающей среды и, тем самым, стабилизирует тепловое состояние двигателя.

Эффективным и рациональным способом автоматического регулирования температурного режима двигателя с жидкостным охлаждением является изменение производительности вентилятора,

управляемого гидромуфтой или электродвигателем, в зависимости от текущей температуры жидкости.

В случае использования гидравлического привода вентилятора (см.рис.2.42) нагревание ОЖ, омывающей термосиловой элемент датчика 26, приводит к открытию канала и поступлению масла в гидромуфту 27 из системы смазки. Масло при взаимодействии с лопатками вращающегося насосного колеса гидромуфты приобретает кинетическую энергию и далее, поступая на лопатки турбинного колеса, вращает вентилятор. Частота вращения ведомого турбинного колеса гидромуфты зависит от количества масла, поступающего в полость гидромуфты. Снижение температуры ОЖ приводит к уменьшению объема термосилового элемента датчика и уменьшению или прекращению подачи масла в гидромуфту. После этого масло из гидромуфты сливается в поддон картера двигателя и вентилятор останавливается.

При использовании в качестве привода вентилятора электродвигателя, последний включается и приводит в действие вентилятор по сигналу датчика температуры ОЖ.

При воздушной системе охлаждения теплота от двигателя отводится непосредственно потоком воздуха. Цилиндры и головки цилиндров двигателей с воздушным охлаждением выполняют, как правило, раздельными и ребренными, что значительно увеличивает площадь поверхности охлаждения.

Система воздушного охлаждения имеет ряд существенных достоинств: простота конструкции, проще процесс технического обслуживания, исключена опасность размораживания двигателя.

Схема системы воздушного охлаждения показана на рис.2.45. При работе двигателя воздух нагнетается под кожух 3 вентилятором 1. Далее воздушный поток с большой скоростью омывает цилиндры и головки

цилиндров, проходя между ребрами, охлаждает нагретые поверхности. Равномерное поступление воздуха и, соответственно, охлаждение достигается применением специальных направляющих устройств – дефлекторов 4, которые направляют поток воздуха к оребренным поверхностям.

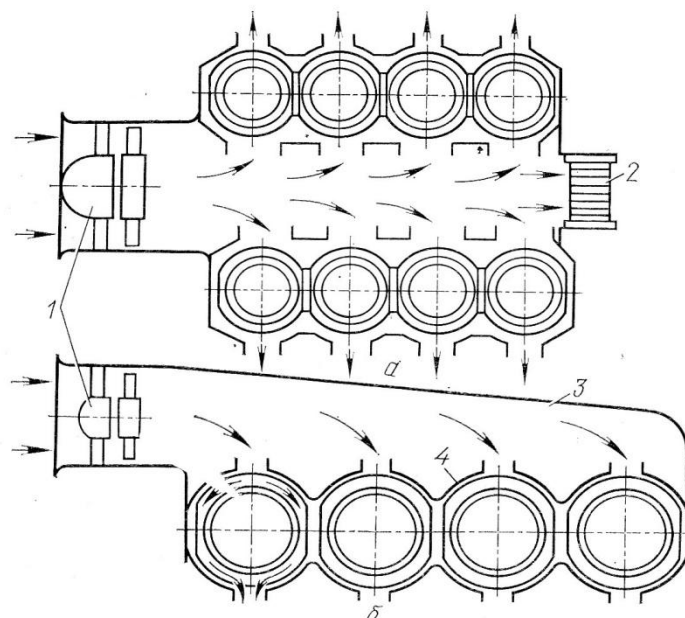


Рис.2.45. Схема воздушной системы охлаждения: а – V-образного двигателя; б – рядного двигателя; 1 – вентилятор; 2 – масляный радиатор; 3 – кожух; 4 – дефлектор

Воздух в первую очередь направляется к наиболее горячим местам головки цилиндров – к перемычкам между седлами клапанов, к свечам зажигания или к форсункам.

Привод вентилятора осуществляется от коленчатого вала с помощью ременной передачи непосредственно осевому рабочему колесу, либо через гидромуфту. Регулирование температурного режима двигателя в этом случае производится путем изменения частоты вращения рабочего колеса вентилятора за счет регулирования расхода масла через гидромуфту.

Работа воздушной системы охлаждения сопряжена с недостатками: неравномерность охлаждения цилиндров в многоцилиндровых двигателях, трудности охлаждения при переменных нагрузках, повышенный шум от работы вентилятора.

2.6. Система пуска

Система пуска предназначена для быстрого и надежного запуска двигателя путем сообщения коленчатому валу угловой скорости, обеспечивающей нормальное протекание рабочего процесса.

Минимальная частота вращения коленчатого вала, при которой обеспечивается пуск двигателя, называется пусковой частотой вращения.

Для вращения коленчатого вала в момент пуска необходимо подвести к нему крутящий момент для преодоления сил сопротивления сжимаемой смеси или воздуха, преодоления сил трения движущихся частей двигателя, разгона их от состояния покоя до пусковой частоты вращения.

Пуск ДВС всех типов и моделей возможен в случае вращения коленчатого вала с пусковой частотой вращения от постороннего источника энергии, в котором может использоваться электрическая энергия, энергия сжатого воздуха или механическая энергия.

Пуск двигателя осуществляется с помощью пусковых устройств, которые делятся на основные устройства, предназначенные для прокручивания коленчатого вала, и вспомогательные, облегчающие пуск в зимний период эксплуатации.

Для двигателей транспортных, технологических машин и оборудования существуют следующие способы пуска: ручной пуск, пуск электростартером и пуск дополнительным пусковым двигателем.

Ручной пуск осуществляется за счет мускульной силы человека. При этом коленчатый вал прокручивается с помощью рукоятки, приводимой в движение рукой или ногой человека. Однако этот способ может быть реализован для двигателей малой мощности и в настоящее время практически не применяется.

Пуск электрическим стартером получил наибольшее распространение на всех автомобильных двигателях, на тракторных дизелях и пусковых двигателях дизелей (рис.2.46,а). Стартер 4 представляет собой электрический двигатель постоянного тока последовательного возбуждения с механизмом привода шестерни 2 и включающим устройством 3.

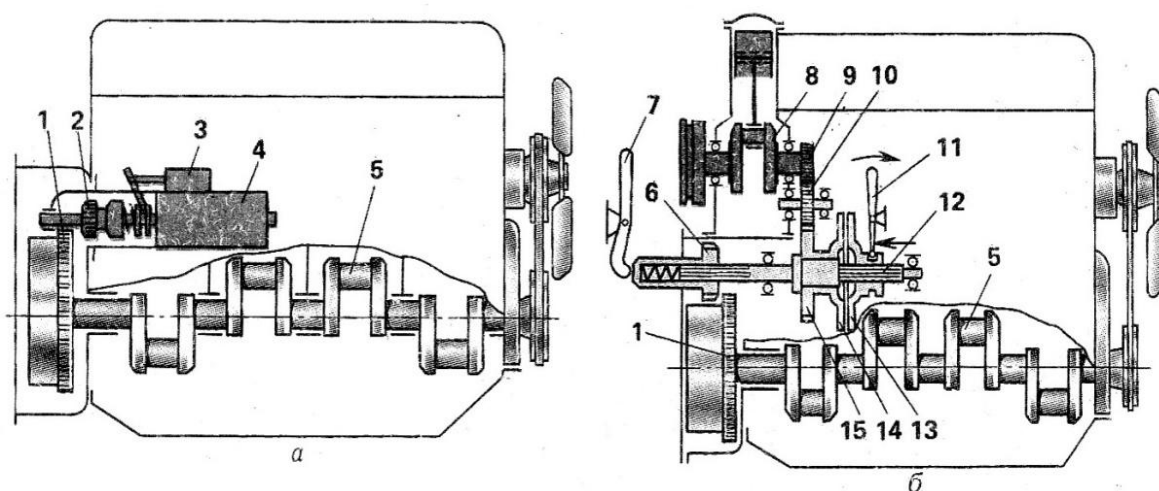


Рис.2.46. Схемы систем пуска: а – с электрическим стартером; б – с пусковым двигателем; 1 – зубчатый венец маховика; 2,6 – приводные шестерни; 3 – тяговое реле; 4 – электростартер; 5,8 – коленчатые валы; 7,11 – рычаги; 9,10,15 – шестерни; 12 – вал механизма передачи; 13,14 – диски сцепления

Приводная шестерня стартера 2 перемещается по шлицам его вала и на время пуска вводится в зацепление с зубчатым венцом маховика 1 включающим устройством – тяговым реле 3. Одновременно с этим стартер 4 включается в цепь аккумуляторной батареи, в результате чего вал вместе с шестерней начинает вращаться и приводит во вращение коленчатый вал 5 двигателя. После пуска стартер выключается, а шестерня 2 возвращается в исходное положение.

Система пуска вспомогательным двигателем состоит из пускового двигателя и механизма передачи (рис.2.46,б).

При помощи пускового двигателя осуществляется пуск в работу, в основном, дизельных двигателей. Пусковой двигатель обычно представляет собой одно- или двухцилиндровый двухтактный карбюраторный двигатель.

Вращение от коленчатого вала 8 пускового двигателя, предварительно запущенного вручную или с помощью электростартера, передается на коленчатый вал 5 через шестерни 9,10,15, вал 12, шестерню 6 и зубчатый венец 1 маховика. Чтобы при работающем пусковом двигателе шестерню 6 можно было ввести в зацепление с неподвижным венцом маховика, в механизме передачи предусмотрено сцепление. Когда его диск 13 отводят при помощи рычага 11 от диска 14, передача вращения на вал 12 прекращается.

После пуска дизеля вследствие резкого увеличения частоты вращения коленчатого вала зубчатый венец маховика и шестерня 15 из ведомых становятся ведущими, в результате чего частота вращения коленчатого вала пускового двигателя может возрасти до аварийно большого значения. Чтобы не допустить этого, в механизме передачи устанавливают обгонную муфту и автомат выключения (на схеме не показаны). После пуска обгонная муфта расклинивается, и вращение на вал 12 не передается. При дальнейшем увеличении частоты вращения срабатывает автомат выключения, который выводит шестерню 6 из зацепления с венцом маховика.

Для облегчения пуска двигателей при отрицательных температурах (особенно дизельных ДВС) применяют вспомогательные устройства и средства, которые можно разделить на три группы:

- позволяющие создать в цилиндре условия для надежного воспламенения топлива;
- снижающие момент сопротивления вращению коленчатого вала при пуске;
- обеспечивающие комплексную предпусковую подготовку двигателя.

Условия для надежного воспламенения топлива в цилиндрах дизельного двигателя определяются значениями температуры и

давления воздуха, которые в конце процесса сжатия можно повысить путем уменьшения выброса во впускной трубопровод части свежего заряда в начале такта сжатия из-за несоответствия угла запаздывания закрытия впускного клапана скоростному режиму двигателя при пуске. Как правило, уменьшение этого угла (более раннее закрытие впускного клапана) приводит к улучшению пусковых свойств двигателя.

При пуске холодного двигателя ухудшаются условия для испарения топлива, что вызывает необходимость увеличения цикловой подачи топлива. Это обеспечивается применением обогатителей в ТНВД.

Изменение угла опережения впрыска влияет на пусковые свойства дизеля. В топливном насосе устанавливают специальную муфту, позволяющую изменять угол опережения впрыска при изменении частоты вращения коленчатого вала.

Простым и доступным способом улучшения пусковых свойств дизеля является подогрев воздуха, поступающий в цилиндр при впуске. Подогрев воздуха осуществляется во впускных трубопроводах электрическими свечами накаливания и электрофакельными подогревателями (рис.2.47).

Электрическая свеча накаливания (рис.2.47,а) состоит из корпуса 2, в котором закреплены стержень 4 и спираль накаливания 3. Спираль нагревается электрическим током от аккумуляторной батареи и подогревает воздух, поступающий в цилиндр дизеля.

Для более интенсивного нагрева воздуха, проходящего по впускному трубопроводу, служит электрофакельный подогреватель (рис.2.47,б). Над спиралью 3 расположен электромагнитный клапан 7, закрывающий канал А дозирующего устройства. Через этот канал подается дизельное топливо от фильтра тонкой очистки или из специального бачка.

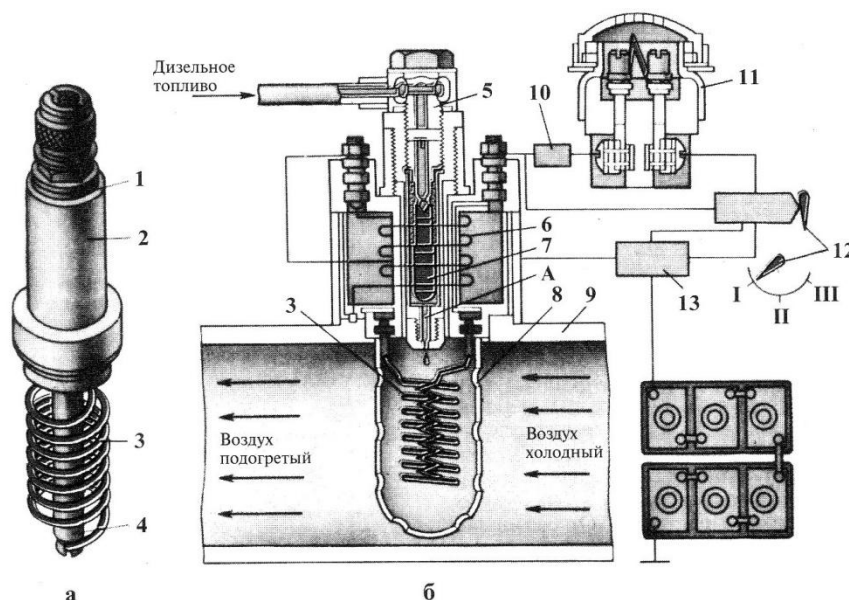


Рис.2.47. Приспособления для облегчения пуска дизеля: а – свеча накаливания; б – схема электрофакельного подогревателя; 1 – изолятор; 2 – корпус; 3 – спираль накаливания; 4 – стержень; 5 – полый болт; 6 – электромагнит; 7 – клапан; 8 – кожух; 9 – впускной трубопровод; 10 – резистор; 11 – контрольный элемент; 12 – ключ запуска двигателя; 13 – реле; А – топливоподводящий канал

Принцип действия подогревателя следующий. При повороте ключа 12 из нейтрального положения I в положение II ток аккумуляторной батареи поступает на спираль 3 и контрольный элемент 11. Спустя полминуты, когда спираль разогреется, ключ устанавливают в положение III. При этом включается стартер и электромагнитный клапан 7, который открывает топливоподающий канал. Топливо самотеком подается на раскаленную спираль и воспламеняется. Проходящий воздух от пламени нагревается и поступает в цилиндры. После пуска дизеля ключ 12 возвращается в исходное положение, подача тока прекращается, электромагнитный клапан 7 закрывает проход топливу.

Значительно расширяется нижний температурный предел пуска дизельных и бензиновых двигателей в случае применения пусковых эфирсодержащих жидкостей. Использование пусковой жидкости с антикоррозионными и противоизносными присадками позволяет уменьшить пусковой износ деталей цилиндропоршневой группы.

Большое влияние на пуск двигателя при отрицательной температуре оказывает качество моторного масла. Применение масел с пологой вязкостно-температурной характеристикой позволяет уменьшить момент сопротивления вращению коленчатого вала.

Значительное снижение момента сопротивления прокручиванию коленчатого вала при пуске за счет уменьшения противодействия сжимаемого в цилиндрах свежего заряда можно получить, применяя декомпрессионное устройство. Устройство позволяет приоткрывать впускные или выпускные клапаны механизма газораспределения и, тем самым, не сжимать свежий заряд во время пуска. После достижения пусковой частоты вращения декомпрессор выключают и производят пуск с использованием сил инерции движущихся деталей кривошипно-шатунного механизма двигателя.

Эффективным средством комплексной подготовки двигателя к пуску в условиях низких температур являются предпусковые подогреватели (рис. 2.48).

Подогреватель состоит из неразборного котла 11, топливного бака 3, электровентиллятора 8, электромагнитного клапана 4, соединительной арматуры.

В камеру сгорания котла топливо (бензин) подается самотеком из бака 3. Количество топлива дозируется регулировочной иглой 5 электромагнитного клапана 4. В котел подается воздух электровентиллятором 8. Смесь воспламеняется свечой 10, о работе которой судят по накалу спирали 6. Воду или антифриз заливают в подогреватель через горловину 2.

Факел пламени, образовавшийся в котле, нагревает его стенки и теплоноситель. Поскольку рубашка котла и рубашка охлаждения двигателя связаны, то за счет термосифонной циркуляции нагревается теплоноситель в системе охлаждения двигателя.

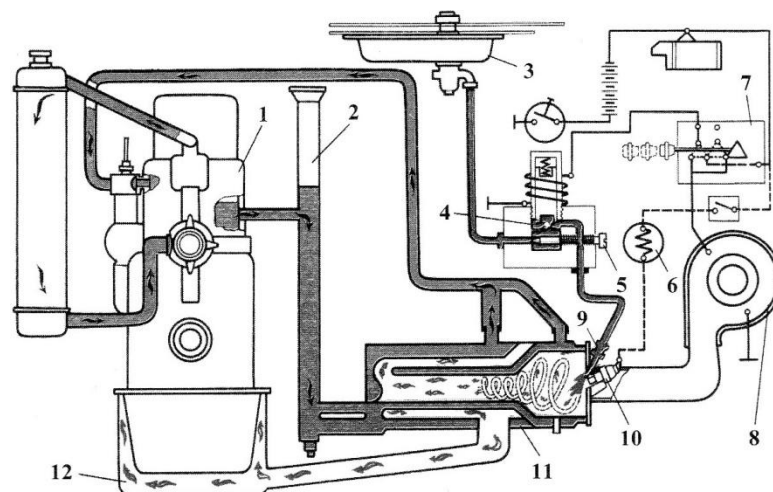


Рис.2.48.Схема жидкостного предпускового подогревателя: 1 – двигатель;
2 – заливная горловина; 3 – топливный бак; 4 – электромагнитный клапан;
5 – регулировочная игла; 6 – контрольная спираль; 7 – переключатель;
8 – электровентилятор; 9 – штуцер; 10 – свеча накаливания; 11 – котел; 12 – кожух поддона

Одновременно горячие газы из котла направляются под кожух 12 и подогревают масло в поддоне двигателя. Таким образом осуществляется комплексная предпусковая подготовка двигателя в течение 20-30 мин.

Контрольные вопросы:

1. Перечислите подвижные детали кривошипно-шатунного механизма.
2. В чем заключается преимущество применения центрального КШМ?
3. Поясните особенности конструкции поршня и поршневого пальца.
4. Приведите классификационные разновидности механизма газораспределения
5. В чем заключаются недостатки нижнеклапанного МГР?
6. Поясните конструктивные особенности впускных и выпускных клапанов.
7. Для чего между клапаном и коромыслом необходим зазор?
8. Перечислите основные особенности смесеобразования в карбюраторном ДВС.
9. Поясните принцип действия простейшего карбюратора.
10. Почему простейший карбюратор не может обеспечить требуемое качество бензовоздушной смеси на всех режимах работы двигателя?
11. Перечислите основные достоинства инжекторных двигателей.
12. В чем заключаются основные трудности смесеобразования в дизельном ДВС?
13. За счет чего изменяется цикловая подача топлива в цилиндры дизеля?
14. Перечислите элементы газобаллонного оборудования ДВС.
15. Назовите типы систем смазки и их особенности.
16. Поясните причины снижения давления в системе смазки двигателя.
17. В чем разница термосифонной и принудительной системы охлаждения?
18. Поясните назначение термостата.
19. Перечислите способы пуска ДВС.
20. Назовите способы и средства для облегчения пуска ДВС в зимнее время.
21. Как работает жидкостный предпусковой подогреватель.

3.1. Силовые агрегаты

3.1. Понятие трансмиссии, требования, основные ее разновидности

При движении транспортной машины или работе технологической машины с навесным (прицепным) оборудованием возникают силы сопротивления, величина которых непрерывно меняется. Это связано с изменением сопротивления качению из-за непостоянной плотности грунта, с разной степенью загрузки рабочих органов, с изменением профиля поверхности передвижения (подъемы, уклоны) и других факторов.

Для обеспечения стабильного нагружения ДВС машины, должен соблюдаться баланс между активными силами движущими и реактивными силами сопротивления, развивающимися в движителе. Поэтому для преодоления сил сопротивления требуется изменение величины передаваемого крутящего момента от двигателя к ведущим колесам (гусеницам) машины в соответствии с необходимой силой тяги. Изменение же крутящего момента, снимаемого с коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания, происходит в ограниченных пределах (15 – 20% от номинального значения), что ограничивает диапазон изменения сил тяги и скоростей движения машины.

Для расширения диапазона тяговых и скоростных возможностей машины между двигателем и движителем устанавливают передаточные устройства с постоянными и переменными передаточными числами.

Под передаточным числом устройства понимается отношение частоты вращения ведущего (входного) вала к частоте вращения ведомого (выходного) вала. Пропорционально передаточному числу устройства изменяется передаваемый крутящий момент. Чем больше передаточное число совокупности устройств, передающих момент, тем больше крутящий момент на ведущем колесе (звездочке) машины, тем больше развиваемая сила тяги, но меньше скорость движения машины.

Комплекс устройств для передачи и преобразования энергии от ее источника (двигателя) к потребителям (потребителю) в удобном для них виде называется **трансмиссией (силовой передачей)**.

К трансмиссии предъявляются следующие требования [17]:

- 1) должна обеспечивать надежную связь с двигателем и возможность отсоединения от него;
- 2) должна иметь способность изменения общего передаточного числа в зависимости от изменения тягового сопротивления движению;
- 3) должна обеспечивать возможность изменения направления вращения ведущих колес машины при неизменном направлении вращения коленчатого вала, а также возможность изменения частот вращения левого и правого ведущих колес при их качении на повороте или по неровностям пути;
- 4) должна обеспечивать отбор части мощности двигателя на привод дополнительных рабочих органов прицепных или навесных машин – орудий во время движения машины и ее работы в стационарных условиях;
- 5) должна быть конструктивно компактной, иметь ограниченные габариты корпусов сборочных единиц (агрегатов), быть способной передавать большие мощности, иметь высокий КПД и долговечность, иметь низкую трудоемкость технического обслуживания и высокую ремонтпригодность.

В технологических машинах передача энергии осуществляется по следующим направлениям: на ведущие элементы движителя, обеспечивающие передвижение машины с различными скоростями и силой тяги; на валы отбора мощности, необходимой на привод рабочих органов машины; на привод гидронасосов в гидрофицированных машинах.

Современные трансмиссии, в первую очередь, классифицируют по способу изменения их передаточных чисел. Они бывают ступенчатыми, бесступенчатыми и комбинированными.

Ступенчатые трансмиссии имеют определенные интервалы (ступени) передаточных чисел, в пределах которых работа машина считается достаточно производительной и экономичной.

Бесступенчатые трансмиссии позволяют в заданном интервале передаточных чисел иметь любое их значение, вследствие чего работа машины будет наиболее производительной и экономичной.

Комбинированные трансмиссии – это сочетание интервалов передач, внутри которых возможно бесступенчатое изменение их передаточных чисел.

По способу преобразования крутящего момента трансмиссии делят на механические, гидравлические, электрические, комбинированные.

Наибольшее распространение на транспортных и технологических машинах получили ступенчатые механические трансмиссии, которые состоят из ряда зубчатых передач различных типов. Крутящий момент меняют путем изменения передаточного числа находящихся в зацеплении шестерен. При этом крутящий момент меняется ступенчато через интервалы, кратные передаточным числам.

Конструкция механической трансмиссии проста в изготовлении и надежна в эксплуатации, имеет высокий КПД, отличается низкой стоимостью. Однако механические трансмиссии имеют существенные недостатки: ступенчатое изменение передаточного числа, разрыв потока мощности при переключении ступеней, сложность компоновки.

Ступенчатые механические трансмиссии выполняют по двум наиболее распространенным схемам (рис. 3.1).

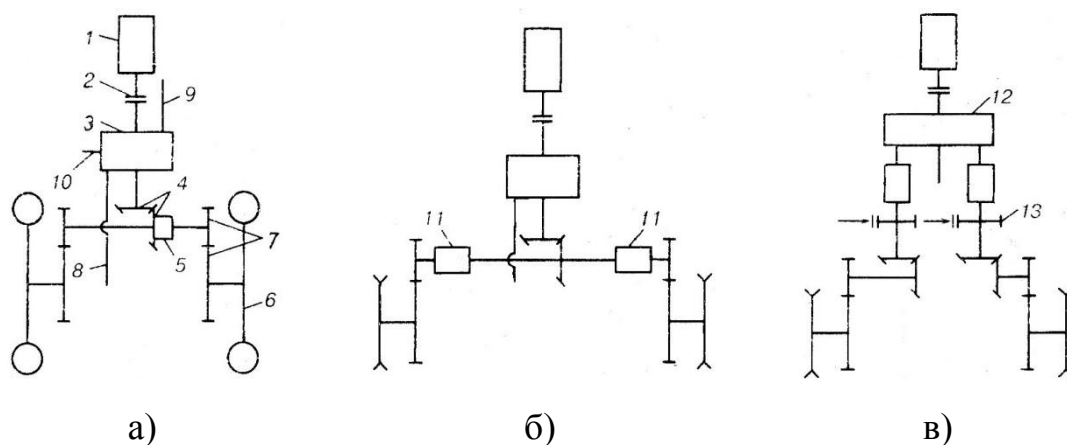


Рис.3.1. Структурные кинематические схемы ступенчатых механических трансмиссий: а – схема для колесной машины; 1 – двигатель; 2 – сцепление; 3 – коробка передач; 4 – главная передача; 5 – дифференциал; 6 – ведущее колесо; 7 – конечная передача; 8 – задний вал отбора мощности; 9 – привод к переднему ведущему мосту; 10 – боковой вал отбора мощности; б – схема для гусеничной машины; 11 – механизм поворота; в – схема для гусеничной машины с раздельными главными передачами; 12 – раздаточный редуктор; 13 – тормоз

По первой традиционной схеме (рис.3.1,а,б) мощность двигателя 1, передаваемая на ведущие колеса 6 или ведущие звездочки разделяется после коробки перемены передач (КПП) 3, что обуславливает наличие одной главной передачи (ГП) 4, размещаемой, как правило, в корпусе ведущего моста. Такая схема относительно проста, имеет хорошие компоновочные возможности, высокий механический КПД, приемлемые показатели материалоемкости.

По второй схеме (рис.3.1,в) мощность двигателя делится перед КПП или в ней, что требует применения двух главных передач. Достоинства данной схемы: меньшая силовая нагруженность деталей КПП и ГП, возможность уменьшения размеров механизма поворота. Эта трансмиссия устанавливается только на гусеничных тракторах.

В гидравлических трансмиссиях энергия двигателя передается потребителям потоком рабочей жидкости в гидropередаче. Если при этом энергия передается за счет гидростатического напора жидкости, передача называется гидростатической или гидрообъемной. При использовании кинетической энергии рабочей жидкости, передача называется гидродинамической.

Объемная гидropередача (ОГП) является основой бесступенчатой гидрообъемной трансмиссии, которая применяется в приводах хода строительных и дорожных машин (экскаваторы, асфальтоукладчики, катки). В состав таких ОГП входят, как минимум, две гидромашины: объемный насос 1 и объемный гидродвигатель 2 (рис.3.2), рабочая жидкость между которыми циркулирует по замкнутой траектории.

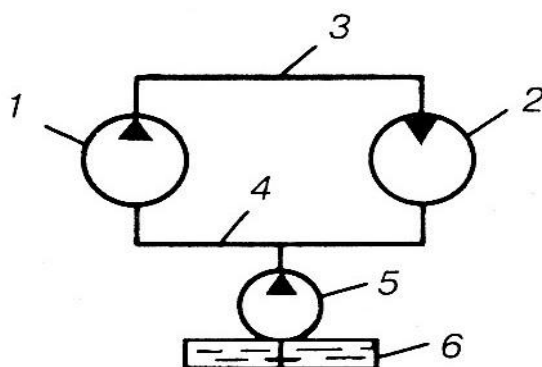


Рис.3.2. Схема объемной гидropередачи закрытого типа:
1 – гидронасос; 2 – гидродвигатель; 3,4 – гидрوليнии; 5 – подпиточный насос; 6 – гидробак

Гидросистемы этого типа получили название гидросистем закрытого типа с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости. В них насос преобразует механическую энергию ДВС в гидравлическую энергию жидкости, а гидродвигатель производит обратное преобразование гидравлической энергии в механическую энергию, направляемую на ведущие элементы машины. Примеры схемных решений по использованию ОГП закрытого типа в ходовом оборудовании колесной и гусеничной машины показаны на рис.3.3 – 3.5.

Основные достоинства ОГП в приводе хода проявляются в следующем: бесступенчатое регулирование силовыми и скоростными параметрами гидродвигателя и, следовательно, ведущих органов машины; высокие энергомассовые показатели; легкая возможность реверсирования хода; широкие компоновочные возможности; возможность предохранения ДВС от перегрузки относительно простыми устройствами; легкость управления.

К недостаткам ОГП относят следующие: относительно низкий КПД; зависимость параметров рабочей жидкости от температуры; высокая стоимость изготовления и восстановления гидромашин и гидроаппаратов.

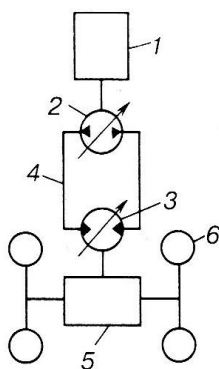


Рис. 3.3. Схема ОГП для колесной машины: 1 – двигатель; 2 – регулируемый гидронасос; 3 – регулируемый гидромотор; 4 – гидролиния; 5 – ведущий мост; 6 – ведущее колесо

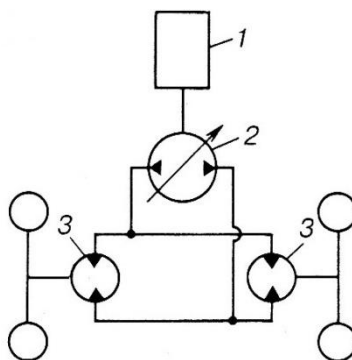


Рис. 3.4. Схема ОГП для колесной машины: 1 – двигатель; 2 – регулируемый гидронасос; 3 – нерегулируемый гидромотор

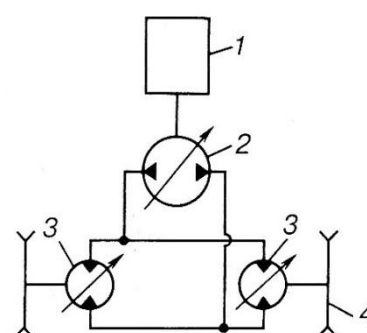


Рис. 3.5. Схема ОГП для гусеничной машины: 1 – двигатель; 2 – регулируемый гидронасос; 3 – регулируемый гидромотор; 4 – ведущая звездочка

Элементами гидродинамической передачи (ГДП) являются гидромуфты или гидротрансформаторы, применяемые для передачи крутящего момента с ведущего вала на ведомый вал без жесткой связи между валами.

Гидромуфта (рис. 3.6) представляет собой гидравлический механизм, состоящий из двух, максимально сближенных, лопастных колес. Насосное колесо 1 устанавливается на ведущем валу 2, соединенном с валом двигателя. Турбинное колесо 3 вращается вместе с ведомым валом 4, соединенным с нагрузкой. Межлопастной объем этих колес заполняется рабочей жидкостью. При вращении насосного колеса, жидкость под действием лопаток колеса отбрасывается от центра к периферии, получая запас кинетической энергии. Поступая на лопатки турбинного колеса, жидкость отдает ему энергию и заставляет вращаться в том же направлении, что и насосное колесо.

Гидродинамическая передача с гидромуфтой позволяет запускать и останавливать ДВС под нагрузкой, защищает его от перегрузки. Основным недостатком гидромуфты является невозможность изменения передаваемого крутящего момента в зависимости от нагрузки.

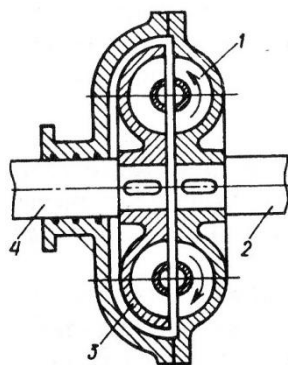


Рис.3.6. Схема гидромуфты:
1 – насосное колесо; 2 – ведущий вал;
3 – турбинное колесо; 4 – ведомый вал

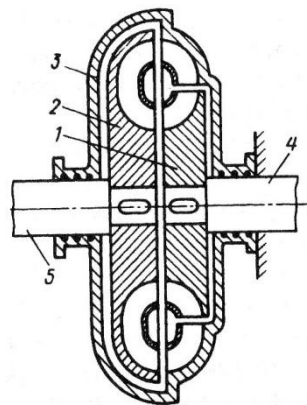


Рис.3.7. Схема гидротрансформатора:
1 – насосное колесо; 2 – турбинное колесо;
3 – неподвижное реакторное колесо; 4 – ведущий вал; 5 – ведомый вал

Способностью бесступенчатого изменения передаваемого крутящего момента в зависимости от внешнего сопротивления обладают гидротрансформаторы.

Гидротрансформатор (рис.3.7) состоит из трех лопаточных колес: турбинного, насосного и реакторного колес. Турбинное колесо 2 крепится к ведомому валу 5, насосное колесо 1 – к ведущему валу 4, реакторное колесо (реактор) 3 – к неподвижному корпусу. Лопатки колес гидротрансформатора имеют изогнутую форму по сравнению с лопатками радиальной формы гидромуфты. В отличие от гидромуфты циркуляция жидкости в замкнутом объеме гидротрансформатора происходит по контуру «насосное колесо – реактор – турбинное колесо».

Лопатки неподвижного реакторного колеса изменяют направление циркулирующего потока жидкости, в связи с чем на лопатках реактора возникает усилие, вызывающее появление

реактивного момента. Таким образом, реактор дает возможность получать крутящий момент на турбинном колесе, отличающийся от момента, передаваемого двигателем.

Чем медленнее вращается турбинное колесо, например, при увеличении нагрузки на ведомый вал, тем больше реактор изменяет направление потока жидкости, тем большую величину дополнительного момента передает на турбинное колесо реактор. Вследствие чего увеличивается крутящий момент на ведомом валу для преодоления повышенной нагрузки. При уменьшении нагрузки все происходит наоборот. Эффект саморегулирования гидротрансформатора улучшает работу двигателя и всей трансмиссии.

Однако, диапазон регулирования крутящего момента у гидротрансформатора мал. Коэффициент трансформации изменяется в пределах от 2 до 4. Поэтому для увеличения диапазона бесступенчатого регулирования гидродинамические передачи используют в комплексе с механическими передачами и называют гидромеханическими. Трансмиссия с гидродинамической и механической передачами называют гидромеханической трансмиссией (ГМТ), пример которой показан на рис. 3.8.

Основными компонентами ГМТ являются редуктор отбора мощности 2, карданный вал 4, гидротрансформатор 5, коробка перемены передач 6, ведущий мост 9.

Редуктор отбора мощности предназначен для привода основной трансмиссии, а также для привода гидронасоса гидросистемы рулевого управления и рабочего оборудования. Кинематическая связь редуктора с гидротрансформатором, коробкой перемены передач и ведущими мостами осуществляется через карданные валы. Ведущий мост состоит из главной передачи, дифференциала, полуосей и конечных передач планетарного типа.

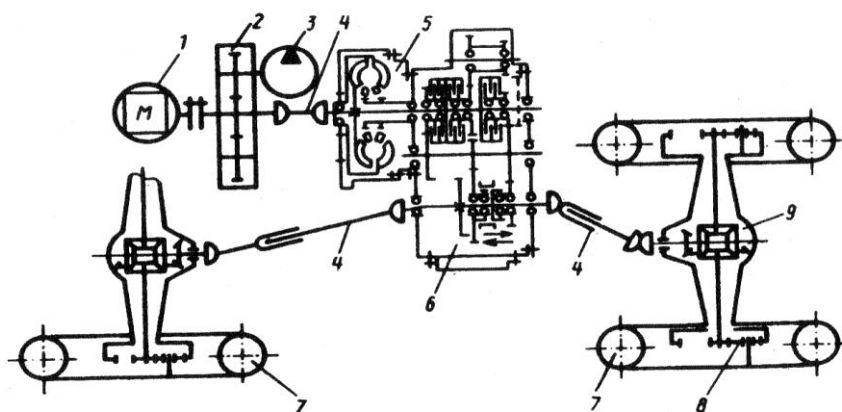


Рис.3.8. Схема гидромеханической трансмиссии для пневмоколесного шасси:
1 – двигатель; 2 – редуктор отбора мощности; 3 – гидронасос; 4 – карданный вал;
5 – гидротрансформатор; 6 – коробка перемены передач; 7 – пневмоколесо; 8 – конечная передача, 9 – ведущий мост

Основные преимущества ГМТ состоят в следующем: бесступенчатое автоматическое изменение крутящего момента на ведущих колесах движителя в зависимости от сопротивления движению; значительное снижение уровня динамических нагрузок вследствие их демпфирования промежуточной гидравлической средой; высокая энергоемкость и долговечность гидротрансформатора; легкость трогания машины с места и последующего разгона; предотвращение возможности остановки ДВС из-за перегрузки. Основной недостаток – более низкий КПД по сравнению с механической трансмиссией, что приводит к некоторому увеличению расхода топлива.

В электрических трансмиссиях (рис.3.9,3.10) крутящий момент ДВС передается к ведущим органам машины с помощью электрической энергии. Источником электроэнергии является электрогенератор постоянного тока, приводимый в действие ДВС. Обратным преобразователем тока в механическую энергию является тяговый электродвигатель с последовательным возбуждением, имеющий большой пусковой момент. В процессе работы под нагрузкой такие электродвигатели обладают способностью к саморегулированию, т.е. с повышением нагрузки его крутящий момент увеличивается, а с понижением – уменьшается. Эта способность электродвигателя

позволяет электрической трансмиссии бесступенчато изменять выходные параметры.

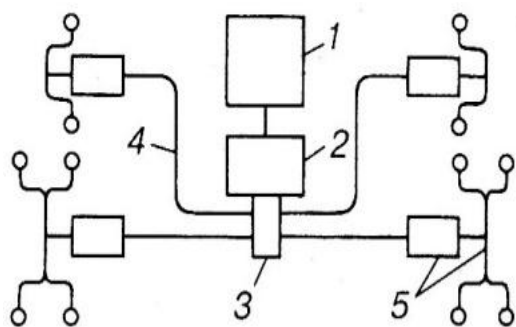


Рис.3.9. Схема электрической трансмиссии автомобиля БелАЗ:
1 – двигатель; 2 – электрогенератор; 3 – блок управления; 4 – электрокабель; 5 – мотор-колесо

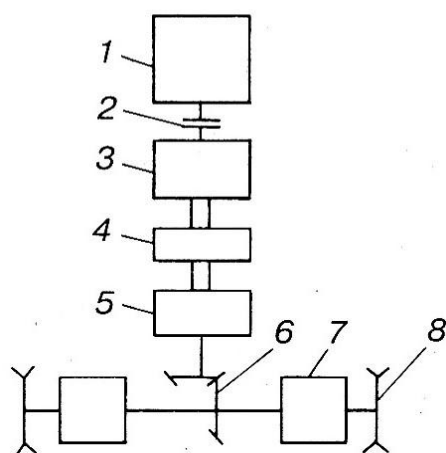


Рис.3.10. Схема электрической трансмиссии дизель-электрического трактора ДЭТ: 1 – дизель; 2 – сцепление; 3 – электрогенератор; 4 – система управления; 5 – тяговый электродвигатель; 6 – главная передача; 7 – механизм поворота; 8 – ведущая звездочка

Преимущества электрической трансмиссии: бесступенчатое регулирование крутящего момента на ведущих органах машины; свободный выбор колесной формулы и относительная простота общей компоновки колесной машины; значительное упрощение механической части трансмиссии; возможность передачи большой мощности.

Недостатки электрической трансмиссии: сравнительно низкий КПД; необходимость применения цветных металлов и других дорогостоящих материалов, что повышает стоимость; большая масса трансмиссии.

Электрические трансмиссии целесообразно применять на промышленных тракторах большой мощности и большегрузных карьерных самосвалах.

3.2. Механические трансмиссии

3.2.1. Механические трансмиссии транспортных машин

Механические трансмиссии транспортных колесных машин характеризуются большим разнообразием схемных решений и, соответственно, составом силовых агрегатов. Схема механической трансмиссии, в определяющей степени, зависит от колесной формулы.

Колесная формула показывает число ведущих и общее количество колес. Под колесом здесь понимают опору вне зависимости от числа шин (скатов), взаимодействующих с опорной поверхностью.

В зависимости от колесной формулы различают следующие типы трансмиссий: 4x2, 4x4, 6x4, 6x6 и т.д. Первая цифра показывает общее число колес, вторая – число ведущих колес.

На рис. 3.11 представлены схемы трансмиссий в зависимости от колесной формулы.

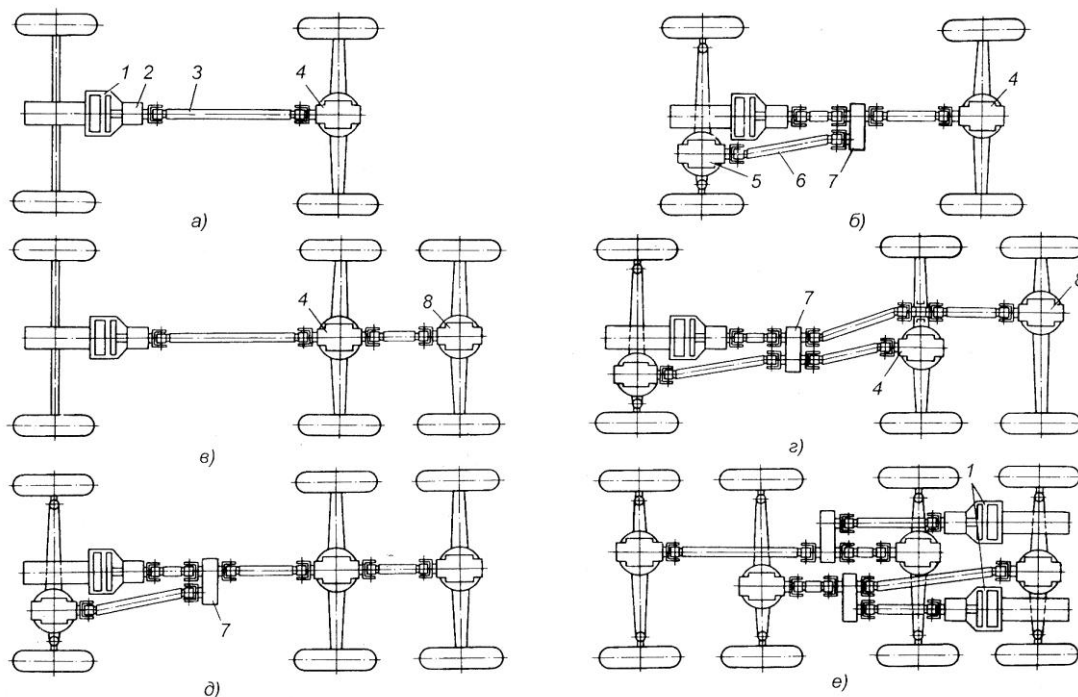


Рис.3.11. Схемы трансмиссий колесных машин: а - с задним ведущим мостом (4x2); б - с передним и задним ведущими мостами (4x4); в - с двумя задними ведущими мостами (6x4); г, д - с тремя ведущими мостами (6x6); е - с четырьмя ведущими мостами (8x8); 1 - сцепление; 2 - коробка перемены передач; 3, 6 - карданные валы; 4, 8 - задние ведущие мосты; 5 - передний ведущий мост; 7 - раздаточная коробка

Механическая трансмиссия с одним ведущим мостом (рис.3.11,а) состоит из сцепления, коробки передач, карданной передачи и заднего ведущего моста, в который входит главная передача, дифференциал и полуоси. У машин с колесными формулами 4х4, 6х6, 8х8 в состав трансмиссии дополнительно входят раздаточная коробка и карданная передача для привода переднего моста (рис.3.11,б,г,д,е).

3.2.2. Механические трансмиссии технологических машин

Механические трансмиссии технологических машин, базовыми тягачами которых являются, преимущественно, колесные и гусеничные тракторы, имеют устоявшуюся компоновку силовых агрегатов и отличаются меньшим разнообразием по сравнению с механическими трансмиссиями автотранспортной техники.

На рис. 3.12 показана «классическая» компоновка элементов механической трансмиссии трактора на пневмоколесном ходу с приводом на заднюю ось.

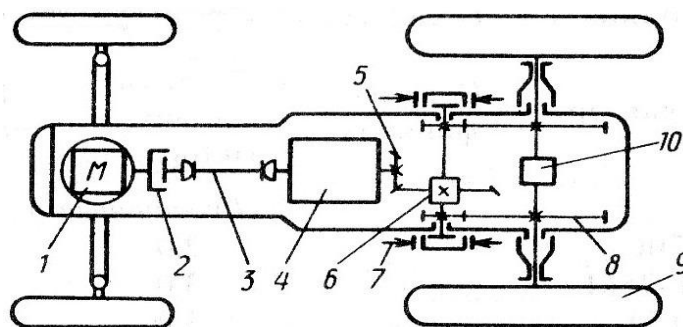


Рис.3.12. Схема механической трансмиссии колесного трактора: 1 – двигатель; 2 – муфта сцепления; 3 – карданный вал; 4 – коробка передач; 5 – главная передача; 6 – дифференциал; 7 – тормоз; 8 – конечная передача; 9 – ведущие колеса; 10 – механизм блокировки дифференциала

В состав механической трансмиссии колесного трактора входят: сцепление 2, карданный вал 3, коробка передач 4, главная передача 5, дифференциал 6 и механизм его блокировки 10, тормоза 7 и конечная передача 8, передающая крутящий момент ведущим колесам 9.

На рис. 3.13 показана компоновка элементов механической трансмиссии трактора на гусеничном ходу с приводом на задние звездочки.

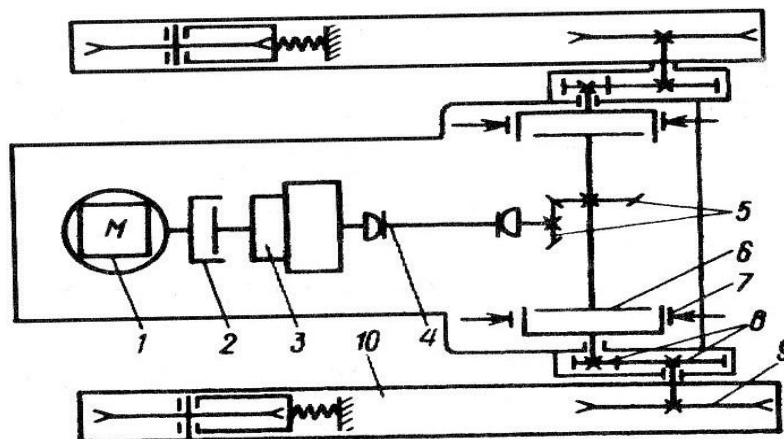


Рис.3.13. Схема механической трансмиссии гусеничного трактора: 1 – двигатель; 2 – муфта сцепления; 3 – коробка передач; 4 – соединительный вал; 5 – главная передача; 6 – бортовой фрикцион; 7 – тормоз; 8 – бортовой редуктор; 9 – ведущая звездочка; 10 – гусеница

Основными компонентами механической трансмиссии гусеничного трактора являются: муфта сцепления 2, коробка передач 3, соединительный вал 4, главная передача 5, бортовой фрикцион 6 с тормозом 7, бортовой редуктор 8, выходной вал которого передает вращение ведущей звездочке 9.

На поперечном валу трансмиссии между главной передачей и бортовыми редукторами установлены бортовые фрикционы, выполненные в виде многодисковых муфт. Частичным или полным включением одного из фрикционов снижают скорость соответствующей гусеницы 10, в результате чего происходит поворот в сторону отстающей гусеницы. На наружных (ведомых) барабанах фрикционов устанавливают ленточные тормоза для торможения отключенной от трансмиссии гусеницы при крутом повороте трактора, а также для торможения обеих гусениц при движении трактора на уклонах и удержания его на месте.

3.2.3. Определение передаточных чисел ступенчатой механической трансмиссии базового тягача технологической машины

Исходя из ранее приведенного определения передаточного числа, общее передаточное число трансмиссии есть отношение частоты вращения коленчатого вала двигателя к частоте вращения ведущего колеса (звездочки).

Общее передаточное число ступенчатой трансмиссии также можно представить как произведение передаточных чисел отдельных агрегатов.

$$\text{Для колесной машины} \quad u_{\text{ок}} = u_{\text{кпп}} u_{\text{гп}} u_{\text{кон}}, \quad (3.1)$$

где $u_{\text{кпп}}$ - передаточное число коробки перемены передач; $u_{\text{гп}}$ - передаточное число главной передачи; $u_{\text{кон}}$ - передаточное число конечной передачи.

$$\text{Для гусеничной машины} \quad u_{\text{ог}} = u_{\text{кпп}} u_{\text{гп}} u_{\text{мп}} u_{\text{кон}}, \quad (3.2)$$

где $u_{\text{мп}}$ - передаточное число.

При передаче мощности от ДВС к ведущим элементам машины часть ее теряется на трение в зацеплении шестерен промежуточных агрегатов, в подшипниках и уплотнениях их валов, на разбрызгивание смазки в их корпусах. Все эти потери учитываются механическим КПД трансмиссии

$$\eta_{\text{т}} = \frac{N_{\text{к}}}{N_{\text{не}}}, \quad (3.3)$$

где $N_{\text{к}}$ - мощность, подведенная к ведущим колесам (звездочкам) машины; $N_{\text{не}}$ - номинальное значение эффективной мощности двигателя.

Раскрывая значение мощностей, входящих в выражение (3.3), получим

$$\eta_{\text{т}} = \frac{M_{\text{к}} \omega_{\text{к}}}{M_{\text{не}} \omega_{\text{не}}} = \frac{M_{\text{к}}}{M_{\text{не}} u_0}, \quad (3.4)$$

где $M_{\text{к}}$ - крутящий момент на ведущем колесе; $M_{\text{не}}$ - номинальное значение момента на коленчатом валу; $\omega_{\text{не}}$ - номинальное значение

угловой скорости коленчатого вала; ω_k - значение угловой скорости ведущего колеса (звездочки).

Из выражения (3.4) имеем

$$u_o = \frac{M_k}{M_{не}\eta_T} = \frac{P_k r_d}{M_{не}\eta_T}, \quad (3.5)$$

где P_k - касательная сила тяги, развиваемая в пятне контакта движителя с поверхностью передвижения; r_d - динамический радиус пневмошины (радиус зацепления звездочки гусеничного движителя).

Крутящий момент, который необходимо подвести к ступице колеса или звездочке, определяется исходя из равенства касательной силы тяги и сил сопротивления движению по формуле

$$M_k = (P_{кр} + P_f) r_d = [P_{кр} + (m_{э} + m_{об}) f g] r_d, \quad (3.6)$$

где $P_{кр}$ - сила тяги на крюке (тяговое сопротивление); P_f - сила сопротивления передвижению; $m_{э}$ - эксплуатационная масса тягача; $m_{об}$ - масса навесного рабочего оборудования; f - коэффициент сопротивления передвижению; g - ускорение свободного падения.

Таким образом, общее передаточное число ступенчатой трансмиссии на первой (низшей) передаче, на которой реализуется максимальная сила тяги базового тягача, будет равно

$$u_{он} = \frac{[P_{кр} + (m_{э} + m_{об}) f g] r_d}{M_{не}\eta_T}. \quad (3.7)$$

Из формулы (3.7) следует, что чем больше тяговое сопротивление, связанное, например, с резанием, рыхлением, перемещением грунта, тем больший крутящий момент необходимо подвести к ведущим органам движителя, тем выше общее передаточное число должна иметь трансмиссия при прочих равных условиях.

Общее передаточное число ступенчатой трансмиссии на высшей (транспортной) передаче определяется из условия обеспечения движения базового тягача с максимальной скоростью

$$u_{ов} = \frac{\pi \omega_{не} r_d}{30 v_m}, \quad (3.8)$$

u_m - максимальная транспортная скорость движения тягача.

Передаточные числа промежуточных рабочих передач определяются по закону геометрической прогрессии

$$u_{i+1} = \frac{u_i}{q}, \quad (3.9)$$

где q - знаменатель геометрической прогрессии; i - индекс, соответствующий порядковому номеру передачи.

Для транспортных передач знаменатель геометрической прогрессии определяется по формуле

$$q_T = \sqrt[n-n_p]{\frac{u_{pw}}{u_{tw}}}, \quad (3.10)$$

где n - общее число передач (ступеней); n_p - число рабочих передач; u_{pw} - передаточное число высшей рабочей передачи; u_{tw} - передаточное число высшей транспортной передачи.

3.2.4. Конструкции сцеплений и механизмов управления сцеплением

Сцепление – это механизм, расположенный между двигателем и коробкой передач и предназначенный для кратковременного разъединения двигателя и трансмиссии и последующего их плавного соединения, что необходимо для включения передачи при трогании с места, для переключения передач при движении машины, при торможении и для остановки.

Сцепление во включенном состоянии передает крутящий момент от двигателя к коробке передач и предохраняет агрегаты трансмиссии от динамических нагрузок. Так, нагрузки в трансмиссии возрастают при резком торможении двигателем, при неравномерной работе двигателя и резком снижении (повышении) частоты вращения коленвала и т.д.

Механизм сцепления должен обеспечивать плавность и полноту включения, чистоту выключения, надежную передачу крутящего момента при любых условиях эксплуатации, хороший отвод тепла от

трущихся поверхностей. Конструкция сцепления должна быть простой, удобной и легкой в управлении, доступной в обслуживании.

В зависимости от способа передачи крутящего момента и характеру связи между ведущей и ведомой частями сцепления подразделяют на фрикционные, гидравлические и электромагнитные.

Фрикционное сцепление передает крутящий момент за счет сил трения, развивающимися между ведущими и ведомыми элементами. Гидравлическое сцепление (гидротрансформатор) передает крутящий момент при помощи потока циркулирующей жидкости, а электромагнитное – за счет электромагнитных сил.

Преобладающее распространение в конструкциях трансмиссий транспортных и технологических машин находят фрикционные сцепления, которые по форме трущихся поверхностей могут быть конусными, дисковыми и специальными (ленточными, колодочными).

Наибольшее применение нашли дисковые сцепления, которые могут работать «сухими» (с сухими дисками) и «мокрыми» (диски работают в масле). По числу ведомых дисков сцепления бывают однодисковые, двухдисковые и многодисковые. По типу привода различают сцепления с механическим, гидравлическим, пневматическим и электромагнитным приводами.

Фрикционное сцепление состоит из ведущей и ведомой частей, нажимного механизма и механизма выключения. Ведущая часть сцепления воспринимает от маховика крутящий момент двигателя, а ведомая часть передает его первичному валу коробки передач. Нажимной механизм обеспечивает плотное прижатие ведущей и ведомой частей сцепления для создания необходимого момента трения. Механизм выключения служит для управления сцеплением.

Фрикционные сцепления с пружинным способом создания силы, сжимающей диски, могут выполняться с несколькими пружинами или с

одной центральной пружиной. На рис. 3.14 приведена схема однодискового и двухдискового сцепления с периферийным расположением нескольких пружин.

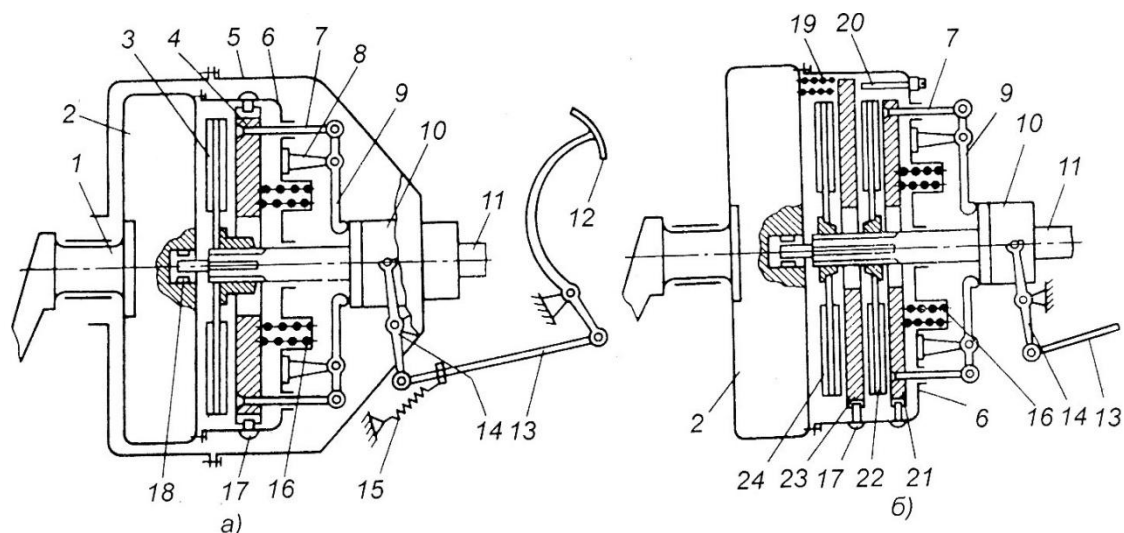


Рис.3.14. Схема сцепления с периферийным расположением пружин:

а – однодисковое; б – двухдисковое; 1 – коленчатый вал; 2 – маховик; 3 – ведомый диск; 4 – нажимной диск; 5 – картер сцепления; 6 – кожух сцепления; 7 – оттяжной палец; 8 – опора оттяжного рычага; 9 – оттяжной рычаг; 10 – муфта выключения; 11 – первичный вал коробки передач; 12 – педаль; 13 – тяга; 14 – вилка выключения; 15 – оттяжная пружина; 16 – нажимная пружина; 17 – направляющий палец; 18 – опора первичного вала; 19 – отжимная пружина промежуточного диска; 20 – регулировочный болт промежуточного диска; 21 – нажимной ведущий диск; 22 – задний ведомый диск; 23 – промежуточный ведущий диск; 24 – передний ведомый диск

Ведущая часть однодискового сцепления состоит из маховика 2 (рис.3.14,а), связанного с коленчатым валом 1, нажимного диска 4, кожуха 6 и направляющих пальцев 17. Ведомая часть включает ведомый диск 3 с фрикционными накладками, установленный на валу 11 коробки передач. Нажимной механизм состоит из нескольких нажимных пружин 16, расположенных между нажимным диском и кожухом сцепления. В механизм выключения сцепления входят пальцы 7, опоры 8, отжимные рычаги 9, передвигаемая муфта 10, педаль 12, тяга 13, вилка выключения 14, оттяжная пружина 15. Все детали размещены внутри картера сцепления 5.

Для передачи крутящего момента пружины 16 прижимают относительно кожуха сцепления 6 через нажимной диск 4 ведомый диск

3 к поверхности маховика, обеспечивая необходимый момент трения. Т.е. в рабочем состоянии сцепление постоянно включено (замкнуто).

Для выключения сцепления (разъединения двигателя и трансмиссии) нажимают на педаль 12. При этом тяга 13 поворачивает вилку 14 и перемещает муфту 10 влево. При перемещении муфты рычаги 9 оттягивают через пальцы 7 нажимной диск 4 вправо, уменьшая трение между маховиком 2 и ведомым диском 3. При плавном отпуске педали нажимные пружины возвращают все детали механизма выключения в исходное состояние.

Для надежной работы фрикционного сцепления необходимо, чтобы момент трения трущихся поверхностей был в 2 – 2,5 раза больше, чем передаваемый максимальный крутящий момент коленчатого вала двигателя. Момент трения сцепления определяют по формуле

$$M_{\text{сц}} = \beta M_{\text{emax}} = \mu n R_{\text{ср}} F, \quad (3.11)$$

где β - коэффициент запаса сцепления; M_{emax} - максимальный крутящий момент двигателя; μ - коэффициент трения трущихся поверхностей; n - число поверхностей трения; $R_{\text{ср}}$ - средний радиус трения; F - сила сжатия поверхностей трения.

Как видно из формулы (3.11), эффективным способом повышения величины передаваемого момента, является увеличение числа поверхностей трения, не увеличивая радиальные габаритные размеры сцепления. Для передачи большего значения крутящего момента на элементы трансмиссии применяют двухдисковые сцепления.

У двухдискового сцепления (рис.3.14,б) ведущая часть состоит из двух ведущих дисков 21 и 23 с направляющими пальцами 17, ведомая – из двух ведомых дисков 22 и 24. Для обеспечения необходимой «чистоты» выключения служат отжимная пружина 19 и регулировочный болт 20. Управление двухдисковым сцеплением аналогично однодисковому сцеплению.

Сцепление с периферийным расположением пружин имеет существенный недостаток – чувствительность к центробежным силам, которые пропорциональны квадрату частоты вращения. В быстроходных двигателях центробежные силы вызывают деформацию (выпучивание) пружин, отчего они удлиняются, уменьшая осевое усилие и, следовательно, коэффициент запаса сцепления.

Этот недостаток отсутствует у диафрагменной пружины 1 (рис.3.15,а), которая в свободном состоянии представляет усеченный конус с радиальными прорезями (лепестками). Пружина установлена между двумя опорными проволочными кольцами 2 (рис.3.15,б) и вместе с ними прикреплена к кожуху сцепления 4 заклепками 3. Лепестки пружины выполняют функцию рычагов выключения сцепления. При нажатии на их концы подшипника муфты выключения диафрагменная пружина выгибается, увлекая за собой нажимной диск 6 при помощи фиксаторов 5 (рис.3.15,в), освобождая ведомый диск 7.

Применение диафрагменной пружины дает возможность затрачивать меньше усилия для выключения сцепления. При износе деталей сцепления нажимное усилие цилиндрических пружин уменьшается, в то время как у диафрагменной пружины оно более стабильное. Кроме того, сцепление с диафрагменной пружиной проще, имеет меньше сборочных деталей и более компактно.

Для обеспечения плавности включения сцепления по внешнему краю ведомого диска закрепляют пластины 2 (рис.3.16,а). К пластинам, изогнутым в разные стороны, с обеих сторон прикрепляют фрикционные накладки 1,9. Изогнутость пластин обеспечивает зазор между накладками в свободном состоянии и его уменьшение в процессе включения сцепления, что обуславливает плавность включения сцепления за счет постепенного увеличения сил трения.

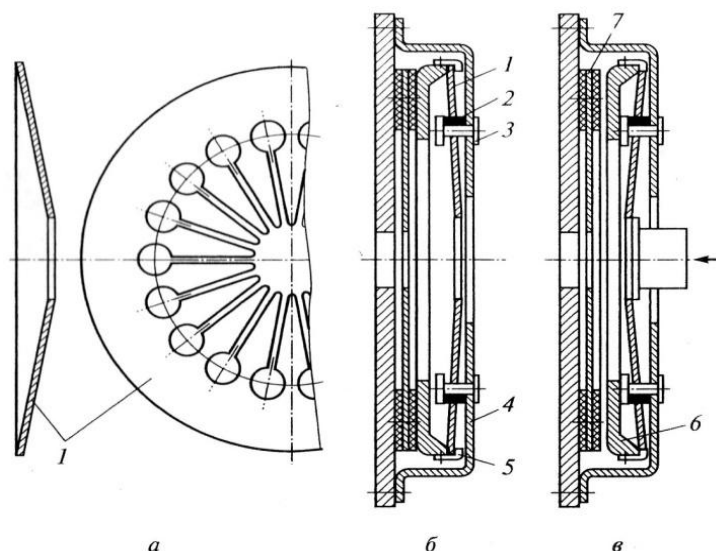


Рис.3.15. Схема сцепления с диафрагменной пружиной: а – вид диафрагменной пружины; б – сцепление включено; в – сцепление выключено; 1 – пружина; 2 – опорное кольцо; 3 – заклепка; 4 – кожух сцепления; 5 – фиксатор; 6 – нажимной диск; 7 – ведомый диск

Для предотвращения передачи угловых колебаний от двигателя на валы трансмиссии в конструкции ведомого диска предусмотрен гаситель крутильных колебаний (демпфер) (рис.3.16,б).

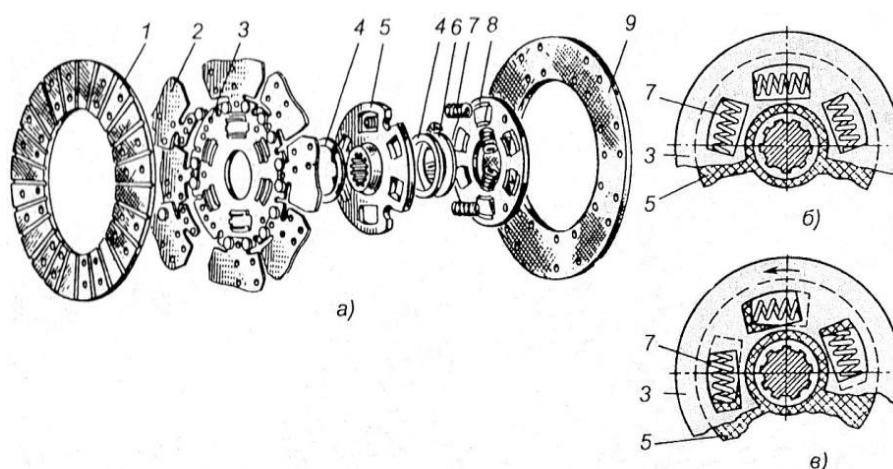


Рис.3.16. Ведомый диск: а – детали; б – нерабочее положение гасителя крутильных колебаний; в – рабочее положение гасителя; 1,9 – фрикционные накладки диска; 2 – пластинчатая пружина; 3 – диск; 4 – кольца; 5 – ступица; 6 – регулировочная шайба; 7 – пружина; 8 – диск гасителя

Пружины демпфера 7 обеспечивают упругую связь ведомого диска сцепления с его ступицей, передающей крутящий момент на первичный вал коробки передач.

При отсутствии передачи крутящего момента вырезы фланца ступицы 5, ведомого диска 3 и диска гасителя 8, в которых

расположены демпферные цилиндрические пружины, совпадают. Передача крутящего момента от ведомого диска к его ступице осуществляется через демпферные пружины. При этом ведомый диск и диск гасителя поворачивается на некоторый угол относительно фланца ступицы и пружина сжимается. Предельное угловое смещение ведомого диска и фланца ступицы ограничено размером вырезов и величиной сжатия пружины. При возникновении крутильных колебаний диски 3 и 9 смещаются относительно ступицы, трутся о кольца 4 и колебания гасятся благодаря трению. Необходимую величину момента трения для демпфирования угловых колебаний устанавливают при сборке гасителя, подбирая регулировочную шайбу 6 нужной толщины.

Для обеспечения управления сцеплением и повышения плавности его включения применяют, преимущественно, гидравлический привод, который включает главный и рабочий цилиндры, соединенные трубопроводом. Главный цилиндр посредством толкателя связан с педалью управления, а рабочий цилиндр с вилкой, перемещающей подшипник муфты выключения.

При нажатии на педаль 1 (рис.3.17) поршень 4 главного цилиндра 3 перемещается влево толкателем 2. При этом перекрывается отверстие А, через которое сообщается рабочая полость цилиндра с емкостью для рабочей жидкости. Поршень при перемещении вытесняет рабочую жидкость из главного в рабочий цилиндр 6 по трубопроводу 5. Под давлением сжатой жидкости поршень 7 рабочего цилиндра перемещается вправо и через толкатель 8 действует на вилку 9, которая передвигает выжимной подшипник и выключает сцепление.

Гидравлический привод управления сцеплением обеспечивает плавность включения сцепления, дает возможность осуществления дистанционного управления сцеплением в машинах с задним расположением двигателя.

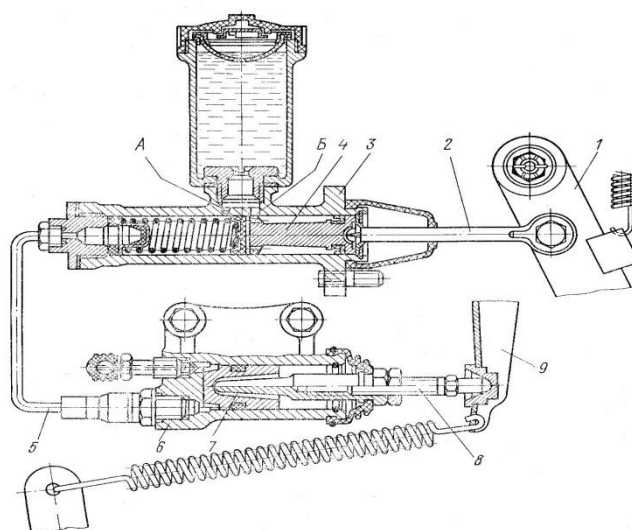


Рис.3.17. Гидравлический привод выключения сцепления: 1 – педаль управления сцеплением; 2 – толкатель; 3 – главный цилиндр; 4 – поршень; 5 – трубопровод; 6 – рабочий цилиндр; 7 – поршень; 8 – толкатель; 9 – вилка

На некоторых марках транспортных машин устанавливают электромагнитное сцепление. Вариант конструктивного исполнения электромагнитного сцепления приведен на рис. 3.18.

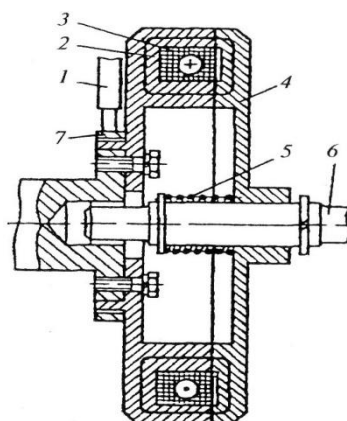


Рис.3.18. Схема электромагнитного сцепления: 1 – щетка; 2 – сердечник; 3 – обмотка; 4 – якорь; 5 – пружина; 6 – первичный вал; 7 – коллекторные кольца

Электромагнитное сцепление состоит из связанного с двигателем сердечника электромагнита 2, его обмотки 3 и якоря 4, установленного на шлицах первичного вала 6 коробки передач. Напряжение к обмотке 3 подводится через щетку 1 и кольца 7. Ток, проходящий при этом по обмотке 3, создает магнитное поле, под действием которого якорь 4 притягивается к сердечнику 2. В результате между ними возникает электромагнитное сцепление, обеспечивающее передачу момента от

двигателя к коробке передач. Причем, чем больше сила тока в обмотке электромагнита, тем больше сила, прижимающая якорь к сердечнику, и момент сцепления. При выключении обмотки 3 пружина 5 отводит якорь от сердечника и тем самым выключает сцепление.

К достоинствам сцепления этого типа следует отнести простоту конструкции и легкость автоматизации управления.

3.2.5. Коробки передач: требования, разновидности конструкций, принцип действия

Коробка передач предназначена для изменения силы тяги на ведущих колесах, скорости движения, изменения направления движения машины. Кроме этого, коробка передач позволяет на длительное время разъединять двигатель и трансмиссию при работе двигателя на стоянке или при движении накатом.

Коробка передач должна обеспечивать: высокие тягово-скоростные и топливно-экономические показатели; легкость и удобство управления; высокий КПД; низкий уровень шума при работе. Конструкция коробки передач должна быть надежной, доступной в обслуживании и иметь малые габаритные размеры.

В зависимости от характера изменения передаточного числа различают коробки передач ступенчатые, бесступенчатые и комбинированные. По характеру связи между ведущими и ведомыми валами коробки передач делят на механические, гидравлические и комбинированные. По способу управления коробки передач могут быть автоматические и неавтоматические.

Наибольшее распространение на транспортных и технологических машинах получили ступенчатые механические коробки передач.

Ступенчатые коробки передач состоят из набора шестерен, которые при зацеплении друг с другом в различных сочетаниях

образуют несколько передач (ступеней) с различными передаточными числами. Поэтому изменение величины крутящего момента и частоты вращения выходного вала достигается включением (зацеплением) определенной пары шестерен различного диаметра.

На рис. 3.19 показана схема, иллюстрирующая принцип действия простейшей ступенчатой механической коробки передач.

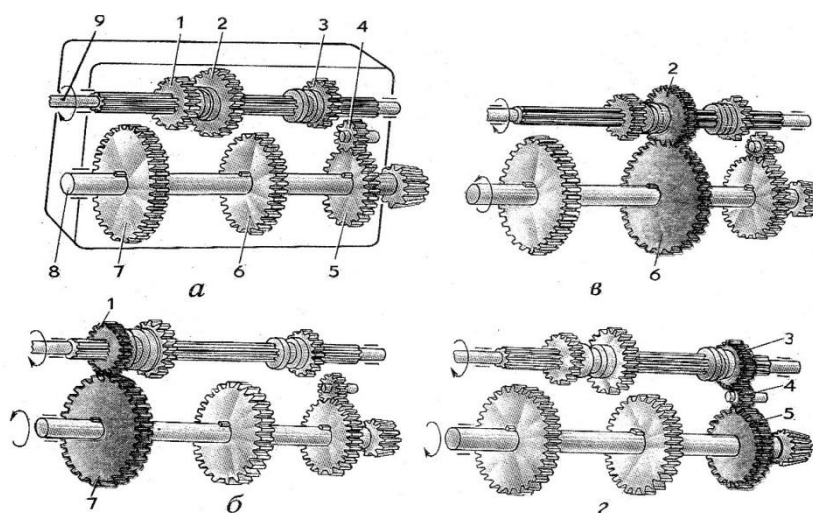


Рис.3.19. Схема действия коробки передач: а – нейтральное положение; б – включена I передача; в – включена II передача; г – включена задняя передача; 1,2,3 – подвижные шестерни; 4 – шестерня заднего хода; 5,6,7 – неподвижные шестерни; 8 – вторичный вал; 9 – первичный вал

Простейшую коробку передач можно представить в виде двух параллельных валов с шестернями. Ведущий вал 9 называется первичным, а ведомый вал 8 – вторичным. Первичный вал получает вращение от двигателя через сцепление, вторичный вал соединяется с последующими элементами трансмиссии. На вторичном валу шестерни закреплены неподвижно, а на первичном – могут перемещаться вдоль вала по шлицам.

Когда шестерни первичного и вторичного валов не находятся в зацеплении (нейтральное положение), то вращение вторичному валу не передается (рис.3.19,а). Такое положение занимают шестерни при остановке машины с работающим двигателем.

Чтобы включить передачу I (низшую), вводят в зацепление шестерни 1 и 7 (рис.3.19,б), предварительно остановив первичный вал, выключая сцепление. После включения сцепления вторичный вал будет вращаться с частотой вращения меньшей в передаточное число раз, чем первичный вал. Однако в этом случае вторичный вал передает крутящий момент в передаточное число раз больший, чем вал первичный.

Если шестерню 2 переместить право и ввести ее в зацепление с шестерней 6 (рис.3.19,в), то будет включена передача II с несколько меньшим передаточным числом. Поскольку в этом случае ведущая шестерня 2 больше, чем шестерня 1 при включении передачи I, а ведомая шестерня 6, наоборот, меньше, то частота вращения вторичного вала увеличится. Крутящий момент при этом уменьшится.

Для включения задней передачи ведомому валу нужно сообщить обратное направление вращения. Это достигается перемещением вправо шестерни 3 до ее зацепления с промежуточной шестерней 4 (рис.3.19,г), которая находится в постоянном зацеплении с шестерней 5.

Механические ступенчатые коробки передач различают по числу передач переднего хода, по числу валов – на двухвальные и трехвальные, по кинематике зубчатой передачи – с неподвижными осями валов (простые) и с вращающимися осями валов (планетарные), по способу переключения передач – с переключением передач при помощи подвижных зубчатых колес, вводимых в зацепление, и с предварительным выравниванием (синхронизацией) угловых скоростей соединяемых шестерен.

На автомобилях и тракторах применяют двухвальные и трехвальные коробки передач. Основным преимуществом трехвальных коробок передач является наличие в них «прямой» передачи, которая получается при соединении ведущего и ведомого валов. Другим

преимуществом является легкость получения большого передаточного числа на низшей передаче при минимальном межосевом расстоянии. Это объясняется тем, что передаточное число у трехвальных коробок формируется двумя парами шестерен, в отличие от одной пары в двухвальных коробках передач.

Переключение передач в коробках передач осуществляется передвижением зубчатых колес (карок) или передвижением муфт синхронизаторов. На рис. 3.20 представлены варианты конструктивного исполнения трехвальных коробок передач.

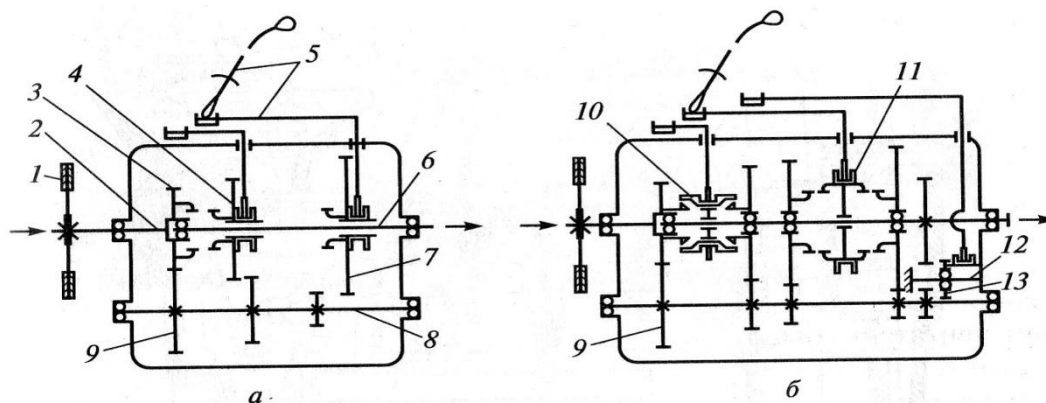


Рис.3.20. Схема устройства трехвальной коробки передач: а – с передвигными шестернями; б – с шестернями постоянного зацепления; 1 – ведомый диск сцепления; 2 – ведущий вал; 3,9 – шестерни постоянного зацепления; 4,7 – передвигные шестерни; 5 – механизм переключения; 6 – ведомый вал; 8 – промежуточный вал; 10 – синхронизатор; 11 – муфта легкого включения; 12 – ось шестерни заднего хода; 13 – шестерня включения заднего хода

В трехвальной коробке передач с передвигными шестернями (рис.3.20,а) кроме ведущего 2 и ведомого вала 6 имеется промежуточный вал 8, который через шестерни 3 и 9 находится в постоянном зацеплении с ведущим валом, соединенный с ведомым диском сцепления 1. На шлицах ведомого вала установлены передвигные шестерни 4 и 7, обеспечивающие зацепление с шестернями промежуточного вала с помощью механизма включения 5. Прямая передача обеспечивается непосредственным соединением ведущего и ведомого валов путем зацепления шестерен 3 и 4.

Однако переключение передач в коробке с передвижными шестернями сопровождается ударами торцов зубьев и их повышенным износом. Для устранения этого недостатка применяются коробки передач с постоянным зацеплением свободно вращающихся шестерен (рис.3.20,б). В коробке этого типа включение передач осуществляется перемещением не шестерен, а специальной муфты 11. Если последняя содержит устройство для безударного включения передач, то она называется синхронизатором 10. При этом муфта обеспечивает синхронизацию частот вращения соответствующей свободно вращающейся шестерни, находящейся на ведомом валу, и самого ведомого вала. Задний ход обеспечивается перемещением шестерни заднего хода 13 по оси 12 до ее соединения с шестернями промежуточного и ведомого валов.

На рис. 3.21 приведена схема включения передачи при помощи синхронизатора [17]. Принцип работы синхронизатора заключается в том, что его зубчатая муфта 6 вала 1 может входить в зацепление с зубчатыми венцами ступиц свободно вращающихся шестерен 2 или 7 только после предварительного выравнивания их угловых скоростей с валом муфты.

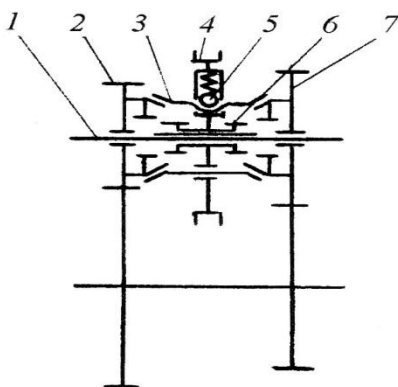


Рис.3.21. Принципиальная схема зацепления шестерен при помощи синхронизатора:

1 – ведомый вал; 2,7 – свободновращающиеся шестерни; 3 – прижимное кольцо; 4 – поводковое устройство; 5 – фиксатор; 6 – зубчатая муфта

Это достигается за счет сил трения в контакте конусных поверхностей ступиц и прижимного кольца 3, имеющего упругую связь с поводковым устройством 4 муфты 6. После чего при дальнейшем приложении осевого усилия к поводковому устройству преодолевается сопротивление пружинных фиксаторов 5 и последующее включение передачи происходит легко и безударно.

На транспортных и технологических машинах для обеспечения необходимых тягово-скоростных и топливно-экономических характеристик устанавливают многоступенчатые коробки передач. Современные коробки передач транспортных машин имеют от 5 до 10 ступеней. Коробки передач технологических машин обеспечивают получение от 5 до 36 передач переднего хода, что связано с выполнением разнообразных технологических работ с разными скоростями движения и силами тяги базовой машины. Особенно это характерно для мобильных машин, эксплуатируемых в агропромышленном комплексе, где, как правило, используются универсальные тракторы. Все передачи в коробках таких тракторов делят на четыре диапазона: основной (рабочий), резервный, транспортный и технологический (замедленный).

Основной диапазон служит для выполнения основных сельскохозяйственных работ, требующих высокие силы тяги на крюке трактора при допустимом буксовании его движителя. В этом диапазоне передач трактор работает наибольшее время. Число передач в данном диапазоне зависит от типа и назначения трактора и обычно составляет 3...7. Резервный диапазон передач (не более двух) служит для получения повышенных тяговых усилий. Он необходим для преодоления больших тяговых сопротивлений в экстремальных условиях эксплуатации. Транспортный диапазон (1...8 передач) имеет передачи, позволяющие трактору двигаться с различными

транспортными скоростями в условиях изменяющегося профиля и покрытия дороги. Технологический диапазон необходим для выполнения работ, требующих небольшие (ползучие) скорости движения (сельскохозяйственные тракторы при выполнении посадочных работ, траншейные экскаваторы непрерывного действия, баровые машины и др.). Число передач в этом диапазоне наибольшее и может составлять 12...16.

Увеличение числа передач в коробках передач по вышеприведенным схемам приводит к усложнению конструкции, к повышению осевых размеров, к необходимости использования длинных валов, к увеличению их диаметра (для достижения жесткости) и т.д. Поэтому прибегают к использованию дополнительных коробок передач (редукторов или делителей), которые могут устанавливаться перед основной коробкой или позади ее, а также в общем картере. В этом случае коробку передач называют составной.

Составные коробки можно представить структурными схемами (рис.3.22). На схеме (рис.3.22,а) дополнительная коробка – редуктор расположена впереди основной коробки передач. При этом редуктор имеет две передачи для выбора диапазона работы машины, а основная коробка передач – четыре передачи переднего хода внутри выбранного диапазона и одной задней передачи. Таким образом, общее передаточное число определяется произведением соответствующих видов передач в редукторе и коробке передач – восемь передач переднего хода и две передачи заднего хода.

В зависимости от компоновки трансмиссии в составной коробке передач впереди может быть установлена основная коробка, а за ней редуктор (рис.3.22,б). Но результат будет такой же, как в случае первой схемы (рис.2.22,а). На схеме, представленной на рис. 3.22,в, показан вариант с редуктором, имеющим три передачи переднего и одну заднего

хода. Тогда общее число передач переднего хода возрастет до 12, а заднего до 4. На рис. 3.22,г показан вариант применения двух редукторов, что дает возможность получить 24 передачи переднего и 8 передач заднего хода.

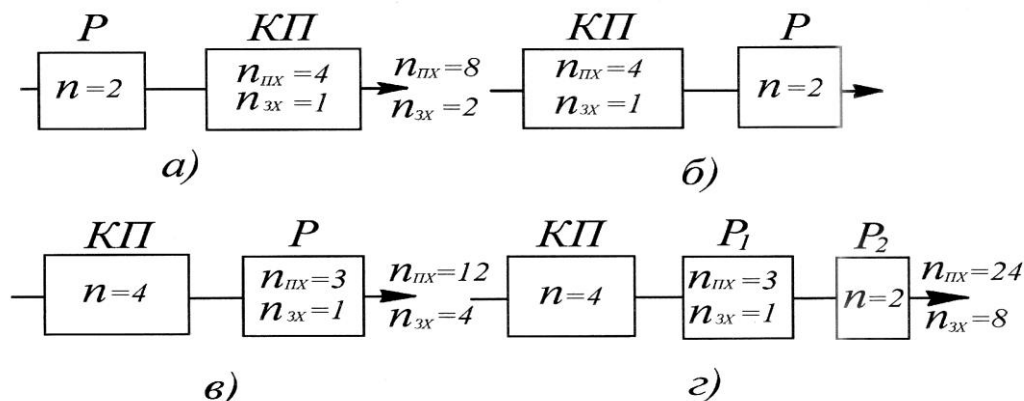


Рис.3.22. Структурные схемы составных коробок передач

На рис. 3.23 показана кинематическая схема составной коробки передач, состоящей из двухступенчатого редуктора А, выполненного по трехвальной схеме, и основной коробки Б, выполненной по двухвальной схеме с тремя передачами вперед и одной – назад.

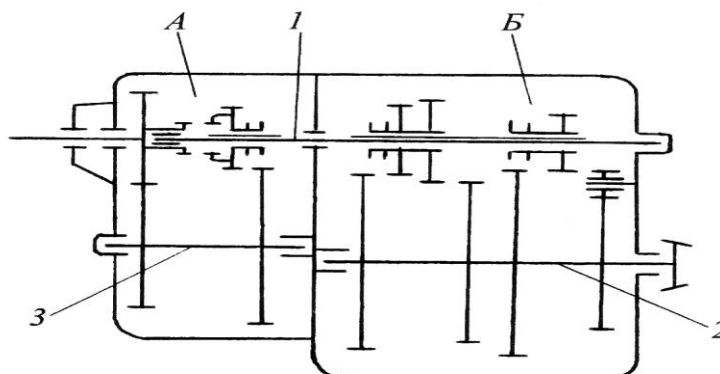


Рис.3.23. Составная коробка передач: А – редуктор; Б – основная коробка передач; 1 – вторичный вал редуктора; 2 – вторичный вал коробки; 3 – промежуточный вал редуктора

В данной схеме вторичный вал 1 редуктора А является передним концом первичного вала коробки Б, а вторичный вал 2 коробки Б и промежуточный вал 3 редуктора А имеет свои опоры в соответствующих корпусах. Таким образом, в такой составной коробке можно получить шесть передач вперед и две – назад. Так как редуктор

А выполнен с ускоряющей передачей, то основные рабочие передачи составной коробки осуществляются при включенной прямой передаче редуктора, чтобы в зацеплении участвовала одна пара шестерен коробки Б, чем обеспечивается высокий КПД рабочих передач. Для получения передач с меньшей силой тяги на крюке машины, но с большей скоростью движения, в редукторе А включается ускоряющая передача путем зацепления шестерен на промежуточном и вторичном валах. В этом случае передача осуществляется через две пары шестерен редуктора и одной пары шестерен в коробке.

Механизмы управления коробками передач служат для включения передачи, их переключений в зависимости от меняющихся условий работы машины и выключения передачи – перевода в режим «нейтральной передачи». При этом механизм управления должен обеспечивать: установку кареток или муфт в рабочее или нейтральное положение; зацепление шестерен на полную длину зуба; их фиксацию во избежание осевых перемещений; предотвращение их самопроизвольного выключения или включения; исключения возможности одновременного включения двух передач.

На рис. 3.24 приведен механизм управления коробкой передач с рычажно-тяговой системой. Рычаг 3 шаровой опорой 4 крепится в крышке 5 коробки передач. Нижний конец 16 рычага 3 входит в паз ползуна 11, на котором установлена вилка 12. Концы вилки охватывают кольцевую проточку на наружной поверхности каретки или муфты, не мешая их вращению, но ограничивая ее осевое перемещение по валу, фиксируя тем самым включенное или нейтральное положение. При перемещении рычага вперед или назад ползун перемещает вилку вместе с подвижной шестерней 13 или муфтой по валу 14.

Для предотвращения самопроизвольного включения или выключения шестерен и обеспечения зацепления шестерен по всей

длине зуба в механизме предусмотрены фиксаторы 15. При включении передачи фиксаторы входят в одно из углублений 10 ползуна и удерживаются в нем пружиной 9. Для вывода ползуна 11 и шестерни 13 из фиксированного положения водителю необходимо приложить определенное усилие к рычагу 3.

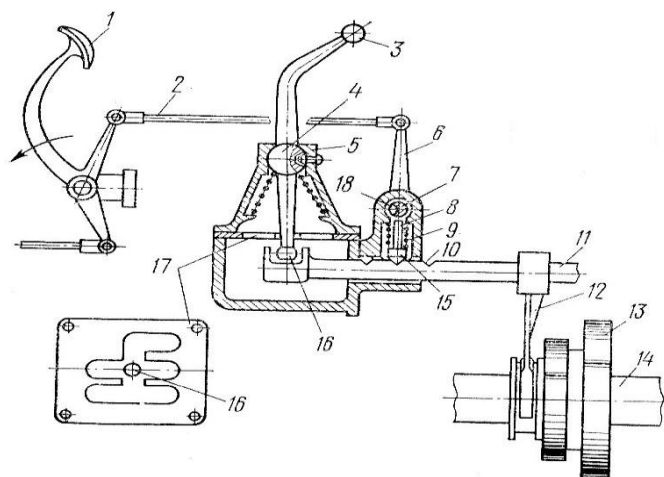


Рис.3.24. Механизм переключения передач: 1 – педаль; 2 – тяга; 3 – рычаг переключения передач; 4 – сферическая опора рычага; 5 – корпус опоры; 6 – рычаг; 7 – валик; 8 – стержень фиксатора; 9 – пружина фиксатора; 10 – углубление ползуна; 11 – ползун; 12 – вилка; 13 – каретка; 14 – вал; 15 – фиксатор; 16 – нижняя часть рычага управления; 17 – пластина

Для предотвращения одновременного включения двух передач в качестве замка применяется пластина 17 с фигурными вырезами, которые ограничивают перемещение рычага 3. При «нейтральной передаче» пазы ползунов, куда входит нижний конец рычага 16, располагаются в одной поперечной плоскости, чтобы нижний конец рычага мог свободно перемещаться из одного паза в другой при его поперечном качании. Для включения передачи необходимо боковым перемещением рычага 3 ввести его нижнюю часть в зацепление с необходимым ползуном. Затем, перемещая рычаг вперед или назад, переместить его с вилкой 12 до полного зацепления включаемой пары шестерен на полную ширину зубчатого венца.

Чтобы переключение передач при включенном или не полностью выключенном постоянно замкнутом сцеплении было невозможным, механизм имеет блокировочное устройство, соединенное с педалью

управления 1 муфтой сцепления. При этом тяга 2 связывает педаль с рычагом 6, жестко закрепленном на блокировочном валике 7. При включенном сцеплении верхняя часть стержня 8 фиксатора упирается в цилиндрическую поверхность валика 7, а нижняя – в углубление ползуна, предотвращая его перемещение. При нажатии на педаль сцепления тяга 2 и рычаг 6 поворачивают валик 7 на определенный угол, обеспечивая возможность перемещения стержня фиксатора вверх в паз 18. При этом фиксатор освобождает ползун и обеспечивает включение передачи.

3.2.6. Ходоуменьшители

Многие технологии промышленного, сельскохозяйственного и иного производства требуют пониженных скоростей движения машин. Однако обычная коробка передач часто не в состоянии обеспечить низкие технологические скорости машин, которые могут изменяться в пределах 0,1 – 0,7 км/ч.

Для реализации подобных скоростей в трансмиссию технологической машины устанавливают дополнительный агрегат – ходоуменьшитель (редуктор с большим передаточным числом). Ходоуменьшители классифицируют по тем же признакам, что и коробки передач. Они должны удовлетворять двум основным требованиям: иметь диапазон передаточных чисел, позволяющий технологической машине иметь необходимые пониженные скорости движения; иметь возможность монтажа на машину без дополнительных конструктивных доработок на местах эксплуатации.

Наибольшее распространение на тракторных тягачах получили механические шестеренные ходоуменьшители. Их достоинствами являются: высокий КПД, относительная простота конструкции, легкость

управления и обслуживания. Механические ходоуменьшители бывают с неподвижными осями валов, планетарные и комбинированные.

Кинематическая схема универсального двухдиапазонного ходоуменьшителя с неподвижными осями валов и шестернями постоянного зацепления, применяемого на отечественных промышленных тракторах, приведена на рис.3.25.

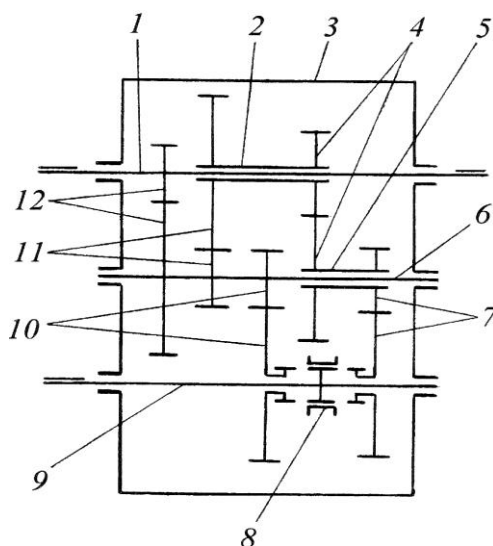


Рис.3.25. Кинематическая схема ходоуменьшителя: 1 — ведущий вал; 2,5 — свободно вращающиеся блоки шестерен; 3 — корпус; 4,7,10,11,12 — пары шестерен постоянного зацепления; 6 — промежуточный вал; 8 — блокировочная муфта; 9 — ведомый вал

Ходоуменьшитель представляет собой редуктор, состоящий из ведущего 1, промежуточного 6 и ведомого 9 валов, на которых установлены шестерни постоянного зацепления и блоки шестерен, обеспечивающих получение двух передаточных чисел с большим понижением скоростей движения трактора.

Первый диапазон снижения частоты вращения вала 9 осуществляется перемещением блокировочной зубчатой муфты 8 в левое положение. При этом крутящий момент от вала 1 через пару шестерен постоянного зацепления 12 передается на вал 6 и далее через шестерни 10 на вал 9. Ориентируясь на соотношения диаметров шестерен, приведенных на схеме, крутящий момент в первом диапазоне увеличится примерно в 9 раз, а частота вращения, соответственно, в 9 раз уменьшится.

Второй диапазон понижения частоты вращения осуществляется при передвижении муфты 8 вправо. В этом положении крутящий момент вала 1 передается через шестерни постоянного зацепления 12 и 11, блок свободно установленных на валу 1 шестерен 2, через шестерни постоянного зацепления 4, блок свободно установленных на валу 6 шестерен 5 и шестерни постоянного зацепления 7 на вал 9. При этом крутящий момент и частота вращения изменятся примерно в 28 раз.

Ходоуменьшители могут устанавливаться перед коробкой передач или за ней. При этом вал 1 соединяется с вторичным валом коробки передач в случае установки ходоуменьшителя за коробкой передач, и вал 9 соединяется с первичным валом коробки в случае установки ходоуменьшителя перед коробкой передач.

3.2.7. Раздаточные коробки

Раздаточные коробки устанавливают на автомобилях и колесных тракторах с несколькими ведущими мостами и служат для включения и выключения переднего ведущего моста и распределения крутящего момента, снимаемого с выхода коробки передач, между ведущими мостами.

К раздаточным коробкам предъявляются следующие требования: распределять крутящий момент по ведущим мостам таким образом, чтобы обеспечивалась наилучшая проходимость машины; иметь возможность создания передаточных чисел для преодоления повышенных сопротивлений движению машины; не создавать повышенный уровень шума; иметь высокий КПД.

В автомобилях раздаточная коробка устанавливается, как правило, за коробкой передач. При этом она соединяется с коробкой передач промежуточным карданным валом. На тракторах часто раздаточная коробка пристыкована к коробке передач. На автомобилях

устанавливают, как правило, двухступенчатые раздаточные коробки, на тракторах одно- и двухступенчатые.

Раздаточные коробки могут быть с блокированным (рис.3.26,а) или дифференциальным приводами (рис.3.26,б,в). Если выходные валы раздаточной коробки имеют жесткую механическую связь, привод называется блокированным. Если связь выходных валов раздаточной коробки обеспечивается через дифференциал, привод называется дифференциальным. При этом межосевой дифференциал может быть симметричным (рис.3.26,б), распределяющий крутящий момент между ведущими мостами поровну, и несимметричным, когда крутящий момент раздается на мосты разной величины (рис.3.26,в).

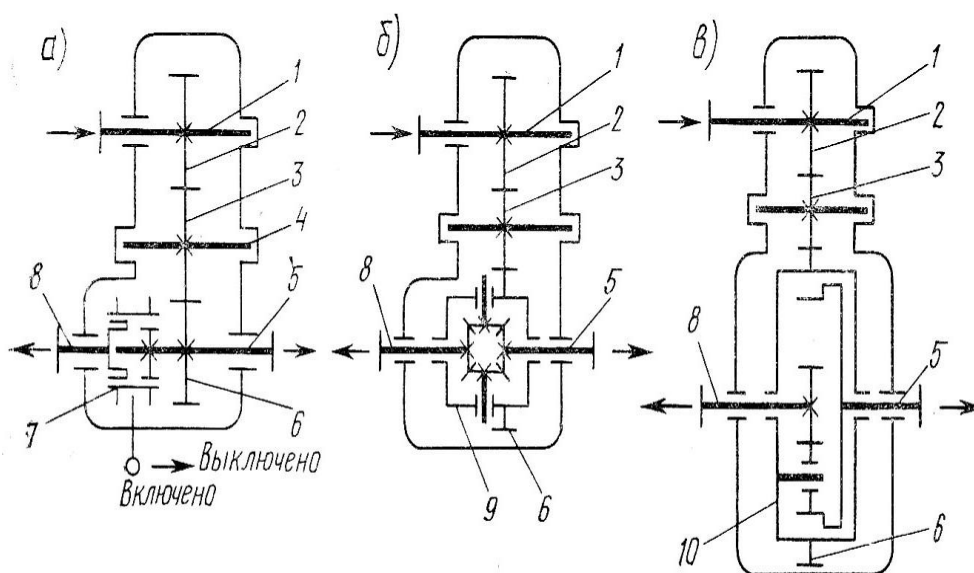


Рис.3.26. Кинематические схемы раздаточных коробок: а – с блокированным приводом; б,в – с дифференциальным приводом; 1 – ведущий вал; 2 – ведущая шестерня; 3 – промежуточная шестерня; 4 – промежуточный вал; 5 – вал привода заднего моста; 6 – ведомая шестерня; 7 – муфта включения; 8 – вал привода переднего моста; 9 – симметричный дифференциал; 10 – несимметричный дифференциал

Крутящий момент от коробки передач передается на ведущий вал 1 (рис.3.26) и закрепленной на нем шестерне 2. Далее момент передается через промежуточную шестерню 3 на ведомую шестерню 6, которая непосредственно или через дифференциал передает крутящий момент на валы 5 и 8 к заднему и переднему ведущим мостам машины.

Раздаточные коробки могут выполнять функции дополнительных коробок передач, увеличивая общее передаточное число силовой передачи. Так, на автомобилях повышенной проходимости, в трансмиссиях которых устанавливают коробки передач и раздаточные коробки, увеличение их общего передаточного числа достигается введением в раздаточную коробку дополнительной передачи – понижающей передачи или демультипликатора. Наличие понижающей передачи позволяет использовать более эффективно возможности машины в самых разнообразных дорожных условиях.

На рис. 3.27 показано устройство автомобильной раздаточной двухступенчатой коробки с прямой и понижающей передачами и блокированным приводом.

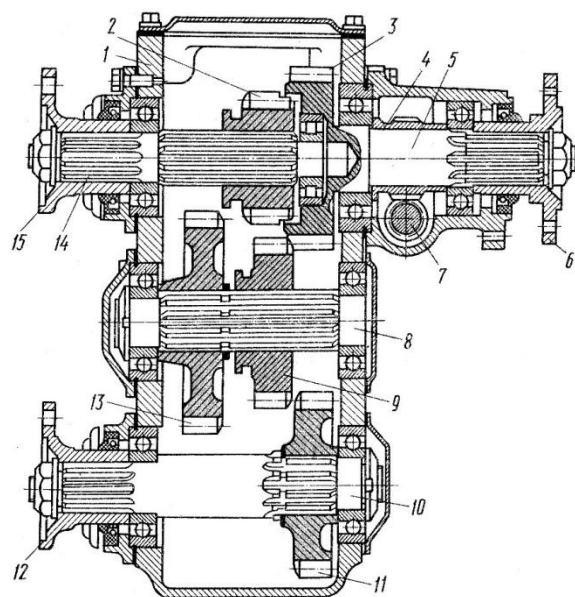


Рис.3.27. Раздаточная коробка: 1 – картер; 2 – шестерня прямой передачи; 3,9,11,13 – шестерни; 4 – шестерня привода спидометра; 5 – вал привода заднего моста; 6,12,15 – втулки с фланцами; 7 – привод спидометра; 8 – промежуточный вал; 9,13 – шестерни; 10 – вал привода переднего моста; 14 – ведущий вал

На ведущем валу 14 на шлицах установлена подвижная (по оси вала) шестерня 2 прямой и пониженной передач. Задний конец вала 14 установлен в подшипнике, размещенном в выточке вала 5 привода

заднего моста. Вал 5 выполнен заодно с шестерней 3, имеющей наружные и внутренние зубья.

На промежуточном валу 8 на шлицах расположены подвижная 9 и неподвижная 13 шестерни. На валу 10 привода переднего моста на шлицах установлена неподвижная шестерня 11.

На валах 14,5,10 посредством шлицевого соединения установлены втулки с фланцами 15,6,12 для присоединения карданных передач.

Принцип действия данной раздаточной коробки следующий. Для включения прямой передачи рычагом переключения передач (на схеме не показан) передвигают шестерню 2 вправо до полного зацепления с внутренними зубьями шестерни 3 вала привода заднего моста. При этом крутящий момент от ведущего вала 14 непосредственно передается на вал 5 привода заднего моста.

Пониженная передача включается только лишь после включения переднего моста. Рычагом включения переднего моста (на схеме не показан) передвигают шестерню 9 вправо до зацепления с шестернями 11 и 3, а рычагом переключения передач перемещают шестерню 2 влево до зацепления с шестерней 13. Крутящий момент при этом передается от ведущего вала через шестерни 2,13,9 и 3 на вал 5 привода заднего моста и через шестерни 2,13,9 и 11 на вал 10 привода переднего моста.

Для предотвращения включения пониженной передачи при выключенном переднем мосте, а также выключения переднего моста при включенной пониженной передачи в механизме переключения предусмотрена блокировка.

3.2.8. Карданные передачи

Валы соединяемых агрегатов трансмиссий машин часто имеют несоосность относительно друг друга. Это объясняется как погрешностями изготовления агрегатов и элементов их крепления, так и

конструктивными особенностями машины. В ряде случаев валы агрегатов находятся на разных уровнях, причем один уровень подвержен вертикальным или горизонтальным перемещениям относительно другого. Например, подпрессоренный задний ведущий мост испытывает вертикальные колебания от неровностей пути относительно закрепленного положения коробки передач. Потому для соединения валов агрегатов необходимы специальные механизмы, компенсирующие несоосность валов. С этой целью на автомобилях и тракторах применяют карданные передачи.

Карданная передача предназначена для передачи крутящего момента между агрегатами трансмиссии или к вспомогательным механизмам при изменении относительного положения соединяемых валов во время движения машины.

Требования, предъявляемые к карданным передачам, следующие: возможность передачи крутящего момента под углом до 45° ; передача крутящего момента не должна вызывать дополнительные динамические нагрузки в трансмиссии; обеспечение высокого КПД передачи при любых условиях эксплуатации, бесшумность работы; простота и надежность конструкции.

Карданные передачи применяют для соединения коробки передач с главной передачей, коробки передач с раздаточной коробкой, раздаточной коробки с главными передачами ведущих мостов, главных передач двух задних ведущих мостов, полуосей с передними управляемыми колесами.

На рис. 3.28 приведены наиболее распространенные варианты расположения карданных передач в механической трансмиссии автомобиля.

По числу карданных шарниров карданные передачи делят на одно-, двух-, трех- и многошарнирные. Одношарнирная карданная

передача применяется для соединения агрегатов, связанных общим основанием и имеющих небольшое расстояние между собой. Наибольшее распространение получила двухшарнирная карданная передача, состоящая из двух карданных шарниров и соединяющего их карданного вала. При значительном расстоянии между соединяемыми агрегатами трансмиссии используют трехшарнирную карданную передачу с промежуточной опорой (рис.3.28,б).

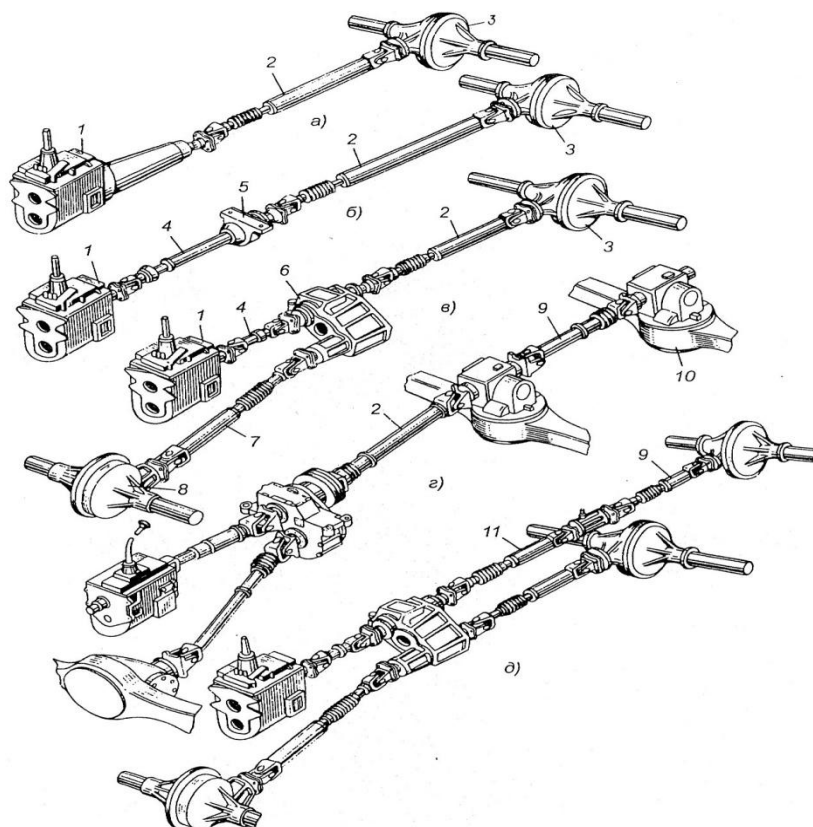


Рис.3.28. Расположение карданных передач на автомобиле: а – легковом; б – грузовом; в,г,д – грузовом повышенной проходимости; 1 – коробка передач; 2,4,7,9,11 – карданные передачи; 3,10 – ведущие мосты; 5 – промежуточная опора; 6 – раздаточная коробка; 8 – передний ведущий мост

В зависимости от величины угла между осями соединяемых валов применяют упругие (рис.3.29,в) и жесткие (рис.3.29,а,б) карданные шарниры. В упругих шарнирах угловое смещение валов (несколько градусов) компенсируется за счет деформации упругих элементов, входящих в шарнир, в жестких – благодаря шарнирному соединению составных деталей.

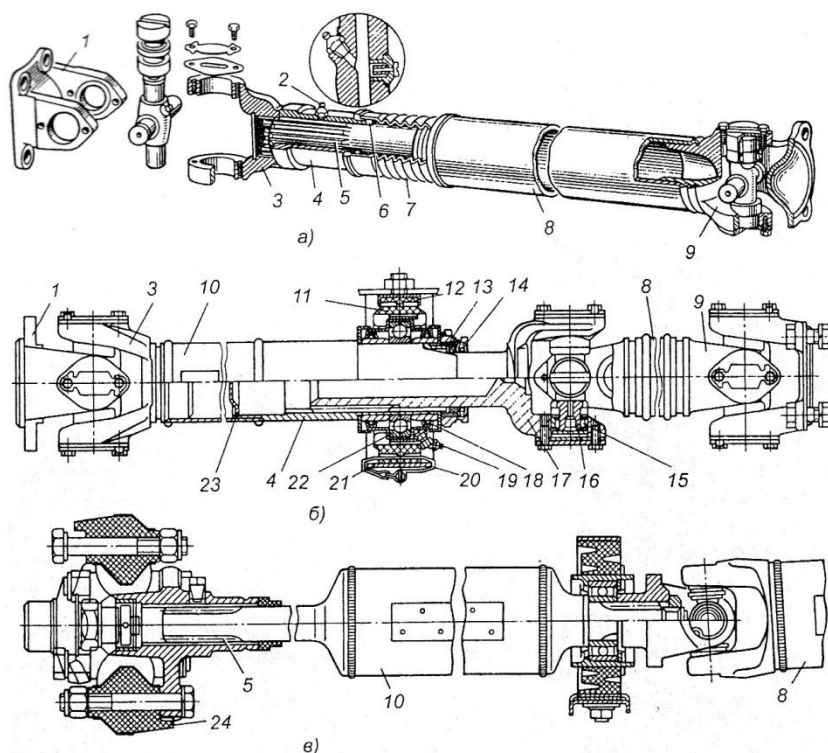


Рис.3.29. Карданные передачи с жесткими (а,б) и с упругими (в) шарнирами:
 1,3 – вилки; 2,9 – масленки; 4 – шлицевая втулка; 5 – наконечник со шлицами; 6,14,18 – уплотнительные манжеты; 7 – защитный чехол; 8 – карданный вал; 9 – карданный шарнир;
 10 – промежуточный карданный вал; 11 – подушка опоры; 12 – скоба крепления подушки;
 13 – гайка крепления подшипника промежуточной опоры; 15 – игольчатый подшипник крестовины; 16 – крестовина; 17 – скользящая вилка; 20 – хомут; 21 – кронштейн опоры;
 22 – шарикоподшипник; 23 – заглушка; 24 – упругая резиновая муфта

Жесткие шарниры в зависимости от кинематики подразделяют на шарниры неравных и равных угловых скоростей. Первые из-за разности угловых скоростей ведущей и ведомой частей шарнира называют асинхронными, вторые – синхронными.

Механизм возникновения асинхронности жестких шарниров заложен в конструктивном их исполнении. Вилки 1 и 3 (рис.3.30,а) соединены в двух взаимно перпендикулярных плоскостях крестовиной 2. Вилка 3 может поворачиваться вокруг оси II-II и вместе с крестовиной 2 вокруг оси I-I. Вилка 1 связана с ведущим валом 7, а вилка 3 через шлицевое соединение с промежуточным ведомым валом 6.

Взаимосвязь углов поворота ведущего и ведомого валов выражается зависимостью

$$\tan \alpha = \tan \beta \cos \gamma, \quad (3.12)$$

где α – угол поворота ведущего вала; β – угол поворота ведомого вала; γ – угол между осями валов.

Из этой зависимости следует, что ведомый вал вращается неравномерно. Причем, неравномерность тем больше, чем больше угол между осями валов.

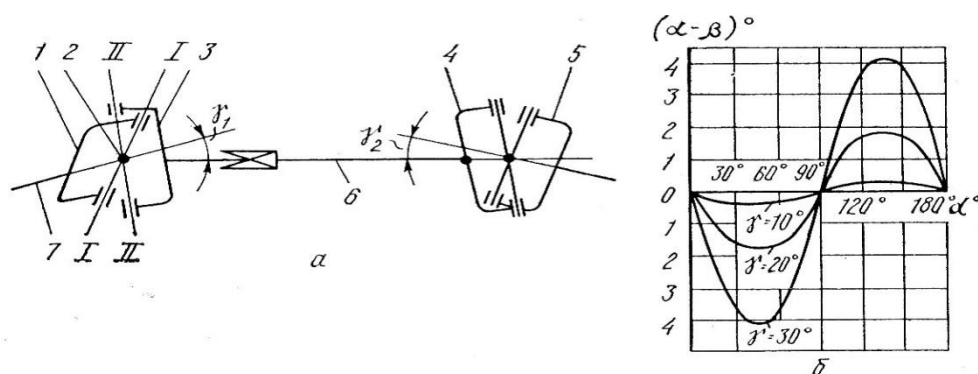


Рис.3.30. Схема жестких карданных шарниров (а) и угловые смещения валов (б):
1,3,4,5 – вилки карданов; 2 – крестовина; 6 – промежуточный вал; 7 – ведущий вал

Из графика (рис.3.30,б) видно, что при равномерном вращении ведущего вала, ведомая вилка за один оборот дважды обгоняет ведущую и дважды отстает от нее. Вследствие неравномерности вращения возникают дополнительные нагрузки на детали агрегатов трансмиссии, увеличивая интенсивность изнашивания. Чтобы устранить неравномерность вращения ведомой части, устанавливают несколько карданных шарниров. При этом необходимо соблюдать следующие условия: углы установки валов должны совпадать $\gamma_1 = \gamma_2$; вилки карданов 3 и 4 должны лежать в одной плоскости. При соблюдении указанных условий фазы угловых смещений взаимно компенсируются.

Для компенсации осевых удлинений используют шлицевое соединение одной из вилок карданного шарнира с валом. Промежуточная опора снижает вибрацию и предотвращает появление нагрузок в промежуточном валу, которые возникают из-за неточностей монтажа опоры и деформации рамы.

В ряде случаев, особенно для привода управляемых (передних) ведущих колес, применяются карданы равных угловых скоростей (синхронные). В них используют шарниры равных угловых скоростей (ШРУС). При соединении валов ШРУСами ведомый вал вращается равномерно с угловой скоростью, соответствующей угловой скорости ведущего вала. На рис.3.31 показана карданная передача с шарнирами равных угловых скоростей, применяемая для привода передних колес, а на рис.3.32 приведены детали ШРУСа шарикового типа, как наиболее часто применяемого.

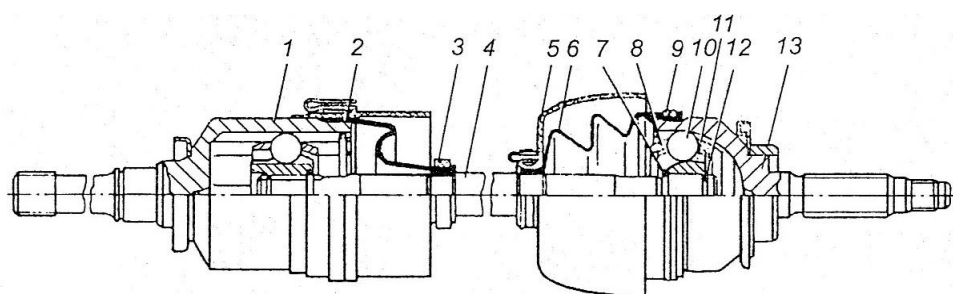


Рис.3.31. Карданная передача с шарнирами равных угловых скоростей: 1 – корпус внутреннего шарнира; 2 – фиксатор внутреннего шарнира; 3,9 – хомут крепления чехла; 4 – вал привода передних колес; 5 – защитный кожух чехла; 6 – гофрированный защитный чехол; 7 – упорное кольцо обоймы; 8 – сепаратор; 10 – шарик; 11 – обойма; 12 – стопорное кольцо обоймы; 13 – корпус наружного шарнира

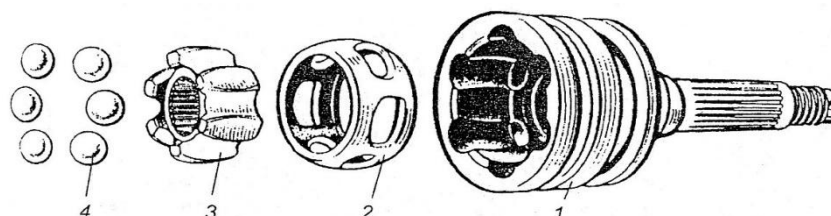


Рис.3.32. Детали наружного шарнира привода передних колес:
1 – корпус шарнира; 2 – сепаратор; 3 – обойма; 4 – шарики

Наружный шарнир равных угловых скоростей должен быть способен передавать крутящий момент на ведущее управляемое колесо при угловом смещении ведомого вала в вертикальной (от неровностей поверхности передвижения) и горизонтальной плоскостях (при повороте управляемого колеса). Для этого вал привода 4 (рис.3.31) соединяется посредством шлицевого соединения с обоймой 11, которая имеет на наружной поверхности ряд канавок специального профиля,

расположенных вдоль ее оси. На обойме размещается сепаратор 8 с шариками 10, количество которых соответствует числу канавок на обойме. Шарiki контактируют с внешней поверхностью канавок обоймы и внутренней поверхностью сферических канавок корпуса шарнира. Шарiki могут перекатываться вдоль профильных канавок, что позволяет ведомому валу отклоняться относительно оси вала привода 4. Синхронность вращения обеспечивается сепаратором 8, который устанавливает шарiki в одной биссекторной плоскости.

3.2.9. Главные передачи и дифференциалы

Главная передача увеличивает крутящий момент и передает его от карданного вала к полуосям под прямым углом, т.е. является звеном трансмиссии, связывающим продольный и поперечный валы силовой передачи.

Главная передача должна обеспечивать: оптимальное значение передаточного числа; высокий КПД; низкий уровень шума; небольшие габаритные размеры.

Различают шестеренные и червячные главные передачи. Наибольшее применение получили шестеренные главные передачи ввиду более высокого КПД. По числу ступеней изменения передаточного числа главные передачи делят на одинарные и двойные.

Одинарная главная передача состоит из пары цилиндрических или конических шестерен, находящихся в постоянном зацеплении.

Цилиндрические шестерни применяют в одинарных главных передачах легковых переднеприводных автомобилей, где главная передача объединена с коробкой передач, а также в главных (центральных) передачах тракторов, в которых валы коробок передач расположены перпендикулярно продольной оси машины.

Большое распространение имеют одинарные главные передачи с использованием конических шестерен, в которых оси могут пересекаться (рис.3.33,а) или быть смещенными (рис.3.33,б). В последнем случае коническая передача называется гипоидной. Гипоидная передача обладает рядом преимуществ: более надежна, обеспечивает более низкий уровень шума, позволяет обеспечить более низкое расположение центра тяжести машины и повысить ее устойчивость.

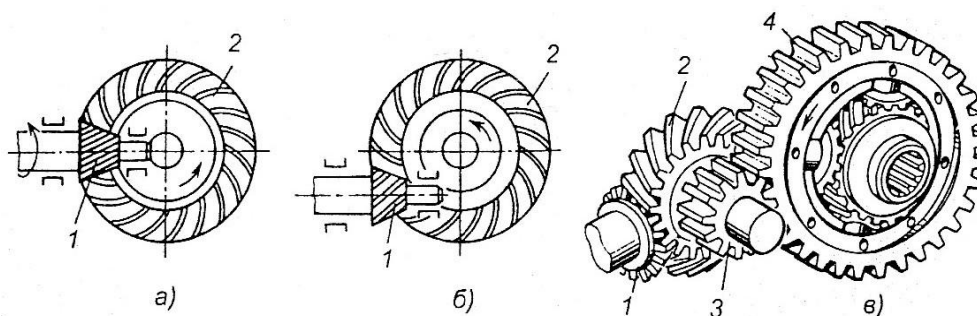


Рис.3.33. Главные передачи: а – одинарная коническая; б – одинарная гипоидная; в – двойная коническо-цилиндрическая; 1 – ведущая коническая шестерня; 2 – ведомое коническое зубчатое колесо; 3 – ведущая цилиндрическая шестерня; 4 – ведомое цилиндрическое зубчатое колесо

Наибольшее передаточное число одинарной главной передачи ограничивается диаметром ведомого зубчатого колеса. Увеличение последнего уменьшает дорожный просвет. Для того чтобы увеличить передаточное число главной передачи, применяют двойные главные передачи. В отличие от одинарной главной передачи, двойная передача состоит из двух пар зубчатых колес (рис.3.33,в), что позволяет реализовать большое передаточное число в достаточно компактной передаче.

В зависимости от компоновочной схемы главные двойные передачи делят на центральные (рис.3.34,а) и разнесенные (рис.3.34,б). Центральные – это двойные главные передачи, размещенные в одном картере, а, выполненные в виде двух самостоятельных редукторов – разнесенные.

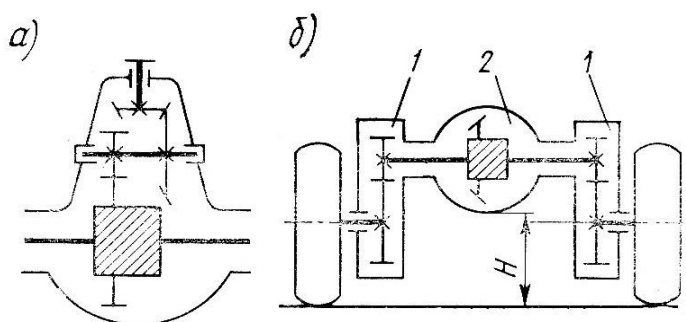


Рис.3.34. Схемы двойных главных передач:
а – центральная; б – разнесенная

Центральные главные передачи получили широкое применение на автомобилях, а разнесенные – на тракторах. Последние состоят из центрального редуктора 2 (рис.3.34,б) с коническими шестернями и двух конечных редукторов 1 с цилиндрическими шестернями, которые размещают у ведущих колес (бортовой редуктор) или встраивают в ступицу колеса (колесный редуктор). В разнесенной двойной главной передаче центральный редуктор отличается меньшей габаритной высотой (увеличивается размер H), дифференциал и полуоси испытывают более низкие значения нагрузок, что позволяет уменьшить их размеры.

При движении колесных транспортных и технологических машин по неровной поверхности, при различном давлении воздуха в шинах, при неравномерном распределении вертикальной нагрузки или при повороте ведущие колеса проходят разные участки пути. При расположении колес на одном общем валу их вращение будет происходить с проскальзыванием относительно поверхности передвижения, что приводит к повышенному износу шин, увеличению расхода топлива двигателем, к скручиванию общего вала. Для предотвращения этого ведущие колеса размещают на двух полуосях, внутренние концы которых соединяются дифференциалом.

Дифференциал – это планетарный механизм, служащий для распределения крутящего момента между ведущими колесами и

обеспечения их вращения с разными угловыми скоростями. Дифференциалы должны обладать высоким КПД, малой массой и бесшумностью в работе.

Дифференциалы подразделяют на межколесные и межосевые. Межколесные дифференциалы устанавливают между правым и левым ведущими колесами одного ведущего моста автомобиля или трактора. Межосевые дифференциалы распределяют крутящий момент между ведущими мостами и размещают, как правило, в раздаточной коробке. В автомобильных трансмиссиях с колесной формулой 6х4 имеет место вариант установки картера межосевого дифференциала непосредственно перед картером главной передачи промежуточного моста. При этом межосевой дифференциал распределяет крутящий момент между промежуточным и задним ведущими мостами.

В зависимости от соотношения распределяемого крутящего момента между ведущими осями или колесами дифференциалы могут быть симметричными, несимметричными и самоблокирующимися.

По конструктивному исполнению дифференциалы бывают шестеренные и кулачковые.

На рис.3.35 приведена схема симметричного шестеренного дифференциала и механизма его блокировки [18]. В корпусе 1 дифференциала на оси 10 свободно вращается шестерня-сателлит 7. На полуосях 5 и 9 закреплены конические полуосевые шестерни 6 и 8, находящиеся в зацеплении с сателлитом 7. Вращение ведомой шестерни 11 главной передачи передается корпусу дифференциала 11, а вместе с ним и сателлиту 7. Если сопротивление вращению полуосей 5 и 9 одинаковое, то сателлит не вращается вокруг своей оси и заставляет полуосевые шестерни 6 и 8 вращаться с той же частотой вращения, что и корпус дифференциала. Если сопротивление вращению одной полуоси, например полуоси 9, будет больше, чем сопротивление

вращению полуоси 5, то сателлит проворачиваясь на своей оси замедлит вращение шестерни 8 и ускорит вращение шестерни 6. При этом сателлит будет перекатываться по той шестерне, которая замедлила вращение. Поскольку шестерни 6,8 имеют одинаковое количество зубьев, то замедление вращения одной приведет к увеличению вращения другой.

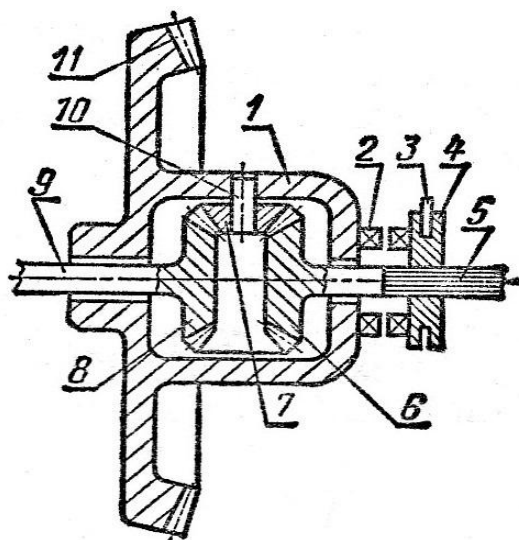


Рис.3.35. Схема дифференциала и механизма его блокировки: 1 – корпус; 2 – кулачок; 3 – вилка включения блокировки; 4 – подвижная муфта; 5,9 – полуоси; 6,8 – шестерни полуосей; 7 – сателлит; 10 – ось сателлита; 11 – ведомая шестерня главной передачи

В любом случае движения машины будет справедлива зависимость

$$\omega_k = \frac{\omega_l + \omega_p}{2}, \quad (3.13)$$

где ω_k - частота вращения корпуса дифференциала; ω_l , ω_p - частоты вращения левой и правой полуосей.

Из формулы (3.13) следует, что при полном торможении одного из ведущих колес частота вращения второго колеса будет равна удвоенной частоте вращения корпуса дифференциала.

Однако наличие в трансмиссии такого устройства, позволяющего изменять частоту вращения приводных колес при изменении сопротивления их вращению, в некоторых случаях ухудшает проходимость колесной машины. Поэтому для повышения сцепных качеств ведущих колес на увлажненных труднопроходимых участках

пути необходимо выключать дифференциал. Для этого предусматривают блокировку дифференциала.

Принудительная механическая блокировка дифференциала производится путем перемещения кулачковой муфты 4 (рис. 3.35) влево по шлицам полуоси 5 до момента сцепления с кулачками 2 на корпусе 1. При этом частоты вращения корпуса 1 и полуоси 5 будут равны, т.е. дифференциал будет заблокирован.

На автомобилях повышенной проходимости широкое применение получили самоблокирующиеся дифференциалы повышенного трения [5]. На рис. 3.36 приведена схема кулачкового самоблокирующегося дифференциала.

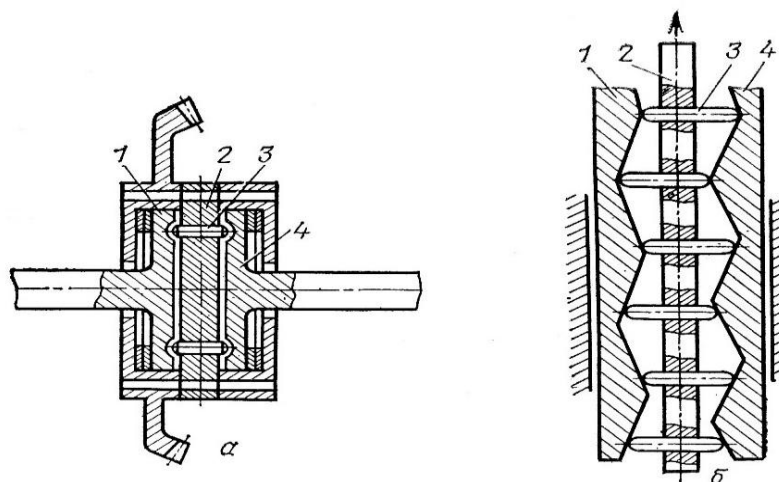


Рис.3.36. Схема кулачкового дифференциала (а) и развертка кулачкового диска (б):
1,4 – диски; 2 – обойма; 3 – сухари

Ведомая шестерня главной передачи приводит во вращение обойму 2 с сухарями 3, которые установлены между профилированными поверхностями кулачковых дисков 1 и 4 (рис.3.36,б), связанных с полуосями. При вращении обоймы 2 сухари упираются концами в скосы кулачковых выступов, расположенных определенным образом, увлекая за собой диск.

Если сопротивление качению одного из ведущих колес увеличится, то связанный с ним кулачковый диск замедлит вращение. При этом сухари будут сдвигаться в сторону противоположного диска

и, нажимая на скосы, ускорять его вращение. Число кулачков (выступов) должно быть неодинаковым, иначе вращение обоймы будет приводить только к осевому перемещению сухарей. Значительное трение между сухарями, кулачками и обоймой приводит к перераспределению момента между полуосями. Высокая износостойкость кулачкового дифференциала обеспечивается применением высококачественных легированных сталей.

В машинах, у которых мощность двигателя подводится к нескольким осям, используют межосевые дифференциалы. Эти механизмы позволяют более эффективно использовать сцепной вес машины и повысить ее тяговые возможности.

Межосевые дифференциалы выполняют по отношению к соединяемым мостам аналогичную роль, что и межколесные дифференциалы по отношению к правому и левому колесам.

На автомобилях повышенной проходимости с двумя ведущими мостами применяют несимметричные межосевые дифференциалы, которые распределяют крутящий момент между осями пропорционально приходящемуся на них весу машины.

Шестерня 4 (рис.3.37) приводит во вращение шестерню 5, связанную с водилом 3 дифференциала. Сателлиты 6 входят в зацепление с большой 2 и малой 1 солнечными шестернями, которые связаны карданными передачами с ведущими мостами. Через шестерню 2 передается крутящий момент к заднему мосту, а через шестерню 1 – к переднему мосту.

Для несимметричного дифференциала характерно неравное распределение крутящего момента между приводными осями, т.е. отношение моментов, подводимых к переднему и заднему мостам не равно единице.

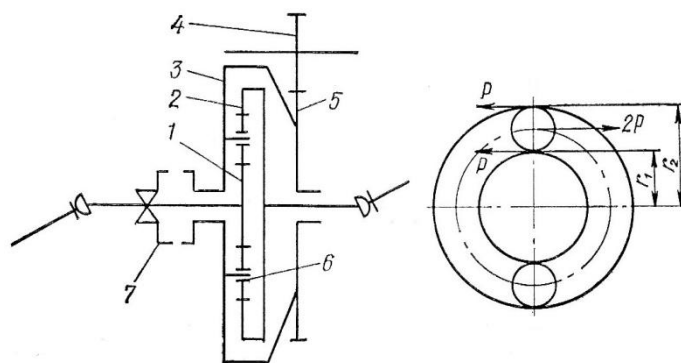


Рис.3.37. Схема несимметричного дифференциала: 1 – малая солнечная шестерня; 2 – большая солнечная шестерня; 3 – водило; 4,5 – шестерни; 6 – сателлит; 7 – блокировочная муфта

Это соотношение моментов может быть реализовано следующим образом. У несимметричного дифференциала радиус начальной окружности большой солнечной шестерни, как правило, выполняют вдвое больше радиуса малой солнечной шестерни. Следовательно, момент, подводимый к заднему мосту в два раза больше, чем момент, подводимый к переднему мосту.

Таким образом, несимметричный дифференциал с таким соотношением геометрических размеров солнечных шестерен, распределяет подводимый к нему крутящий момент в пропорции: $1/3$ передается на передний мост, $2/3$ – на задний, что примерно соответствует развесовке по осям груженого автомобиля.

Межосевой дифференциал также, как и межколесный влияет на проходимость машины. Потеря сцепных качеств колес одной из осей приводит к буксованию и снижению тяговых возможностей машины. Для предотвращения этого обстоятельства в дифференциале предусматривают блокировочную муфту 7. Муфта блокирует (связывает) водило и малую солнечную шестерню, а, следовательно, через неподвижный сателлит и большую солнечную шестерню.

На рис. 3.38 приведен вариант конструктивного исполнения главной двойной передачи и симметричного межколесного дифференциала [19].

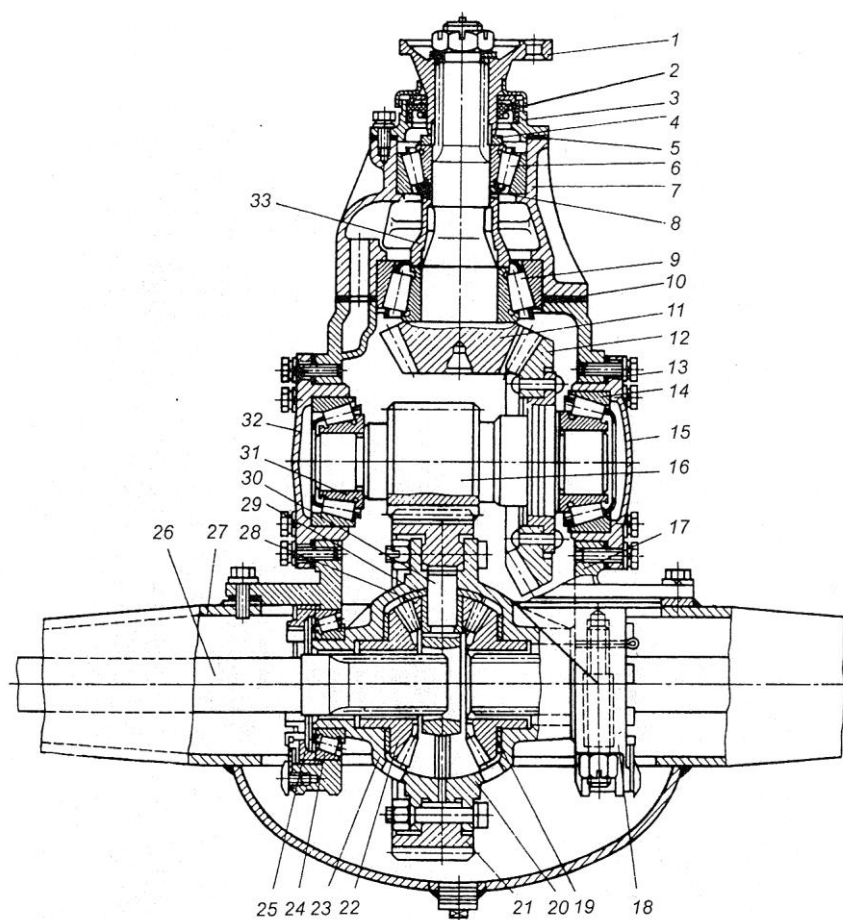


Рис.3.38. Главная двойная передача с дифференциалом: 1 – фланец; 2 – манжета; 3,15,18,32 – крышки; 4 – шайба; 5 – уплотнительная прокладка; 6,9,14,24,31 – роликоподшипники; 7 – стакан; 8 – регулировочные шайбы; 10,13 – регулировочные прокладки; 11 – ведущее коническое зубчатое колесо; 12 – ведомое коническое зубчатое колесо; 16,21 – цилиндрические зубчатые колеса; 17 – картер главной передачи; 19,29 – опорные шайбы; 20 – правая чашка дифференциала; 22 – полуосевая шестерня; 23 – левая чашка дифференциала; 25 – регулировочная гайка; 26 – полуось; 27 – картер моста; 28 – сателлит; 30 – крестовина; 33 – распорная втулка

Передача состоит из следующих основных элементов: ведущего конического зубчатого колеса 11, выполненного заодно с валом, который получает крутящий момент от карданной передачи; ведомого конического зубчатого колеса 12, которое закрепляется к фланцу промежуточного вала 16; промежуточного вала с цилиндрическим зубчатым колесом, изготовленным как одно целое с валом; ведомого цилиндрического зубчатого колеса 21, которое крепится к корпусу дифференциала, состоящего из левой 23 и правой 20 чашек. В дифференциал входят сателлит 28 с крестовиной 30 и две полуосевых шестерни 22.

Опорами валов и корпуса дифференциала служат конические роlikоподшипники, которые регулируются регулировочными прокладками 10,13 и регулировочными гайками 25. При помощи фланца 1 главная передача болтами присоединяется к карданной передаче. Дифференциал полуосевыми шестернями 22 шлицевым соединением соединяется с полуосями 26. Картер главной передачи 17 крепится к картеру заднего моста 27.

3.2.10. Полуоси

Полуоси передают крутящий момент от полуосевой шестерни дифференциала на ступицу ведущего колеса. Полуоси представляют собой цельнотельные валы, которые могут изготавливаться с фланцем на одном конце и шлицевой нарезкой на другом или со шлицами на обоих концах (рис.3.39).

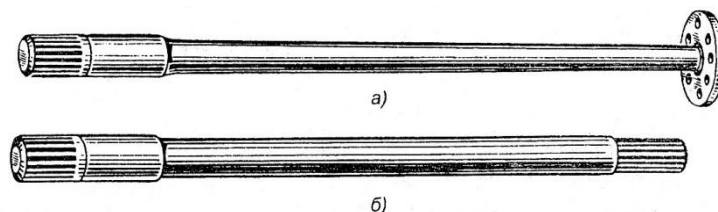


Рис.3.39. Полуоси: а – с фланцем; б – без фланца

Полуось нагружена изгибающим моментом от вертикальной реакции R_z на действие силы тяжести, приходящейся на колесо, касательной реакцией R_x , обусловленной тяговой и тормозной силами и боковой силой R_y , возникающей при повороте и заносе (рис.3.40).

Полуось, в зависимости от конструкции внешней опоры, определяющей степень ее нагруженности изгибающим моментом, может быть полуразгруженной (рис.3.40,а) и разгруженной (рис.3.40,б).

Внешняя опора – подшипник 2 полуразгруженной оси, установленный в кожухе 3, располагается на определенном расстоянии a_p от средней плоскости колеса. Ввиду этого создаются изгибающие

моменты на полуось от действия реактивных сил R_z и R_x с плечом a_p в вертикальной и горизонтальной плоскостях и от действия боковой силы R_y с плечом, равным радиусу колеса r . Поэтому полуразгруженные оси применяют на транспортных машинах малой грузоподъемности.

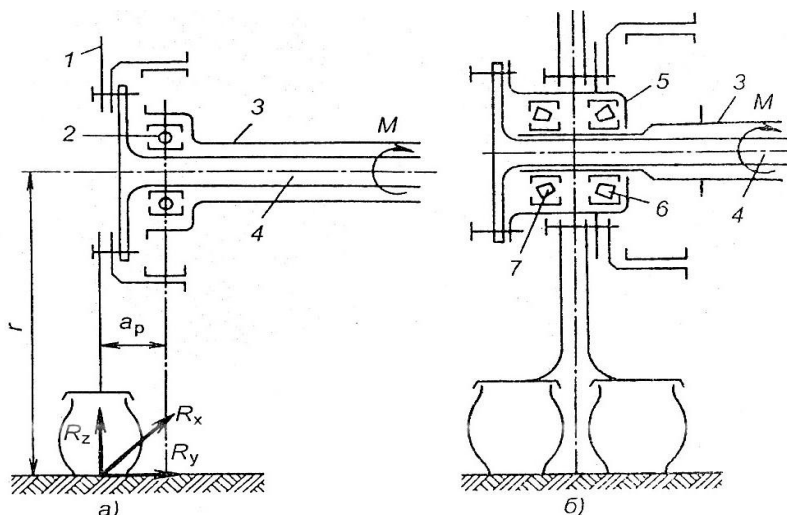


Рис.3.40. Кинематические схемы внешней опоры полуосей: а – полуразгруженной; б – разгруженной; 1 – диск колеса; 2,6,7 – подшипники; 3 – кожух; 4 – полуось; 5 – ступица

На грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности, на автомобилях, шасси которых используется для размещения технологического оборудования (автокраны, автовышки, автобетоносмесители и др.) применяют разгруженные полуоси (рис.3.40,б). В этом случае все изгибающие моменты от действия внешних сил воспринимаются подшипниками 6, установленными между ступицей колеса 5 и кожухом 3, а полуось 4 нагружена только крутящим моментом.

3.2. Гидромеханические трансмиссии

Как было показано выше, в п. 3.1, гидромеханические трансмиссии (ГМТ) включают гидравлические и механические преобразователи крутящего момента. В качестве гидравлического преобразователя применяют гидродинамический трансформатор (гидротрансформатор), способный трансформировать бесступенчато

передаваемый крутящий момент. Гидромеханическая трансмиссия с гидротрансформатором получила преобладающее применение в практике автотракторостроения.

В качестве механической части ГМТ используют вальные и планетарные ступенчатые коробки передач, которые имеют от двух до четырех ступеней. Механическая часть ГМТ от гидротрансформатора до двигателя машины принципиально не отличается от механической трансмиссии. Функции сцепления в ГМТ выполняет гидротрансформатор.

Таким образом, силовым агрегатом ГМТ, в котором заложены основные конструктивные отличительные особенности, является комбинированная (гидромеханическая) коробка передач, позволяющая плавно (бесступенчато) изменять передаточное число и, соответственно, крутящий момент на выходном валу.

Гидромеханические коробки передач должны обеспечивать широкий диапазон передаточных чисел, минимальный расход топлива по сравнению со ступенчатыми коробками передач, небольшую удельную массу, долговечность, удобство обслуживания.

Принципиальное устройство гидромеханической коробки передач изображено на рис. 3.41. Передача состоит из гидротрансформатора А и механической двухступенчатой коробки передач Б.

Гидротрансформатор состоит из насосного колеса 6, связанного с ведущим валом 1, турбинного колеса 4, установленного на первичный вал 7 коробки передач, и неподвижного реактора 5.

На первичном валу 7 коробки передач размещены шестерня 8, связанная с фрикционной муфтой 9 и шестерней 19 привода промежуточного вала 16. На промежуточном валу закреплена также шестерня 18 переднего хода и шестерня 15 заднего хода. На вторичном

валу 13 находится фрикционная муфта 10, зубчатая муфта 11 и свободно вращающиеся шестерни переднего хода 17 и заднего хода 12.

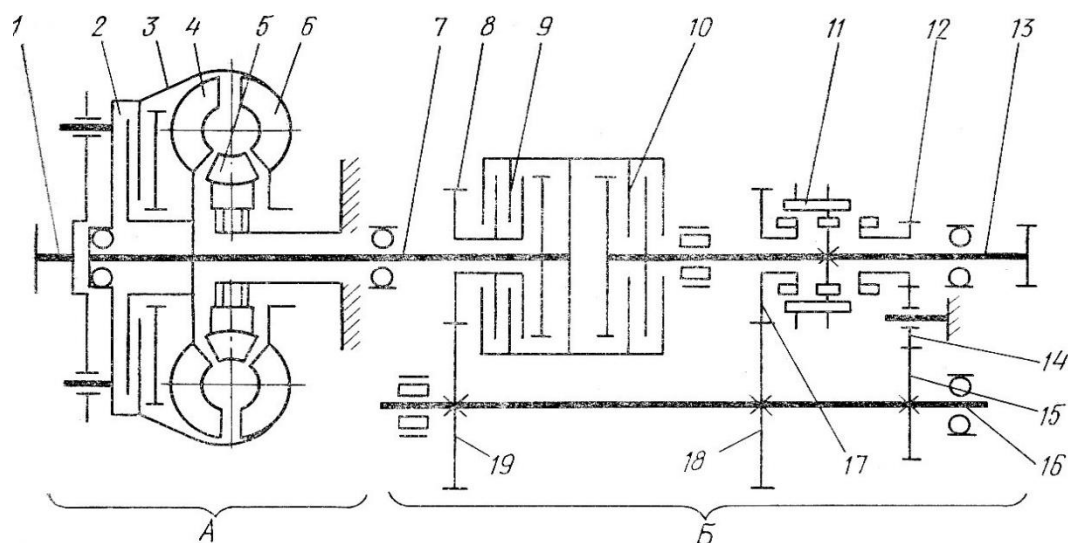


Рис.3.41. Схема гидромеханической коробки передач: 1 – ведущий вал; 2 – блокирующее устройство; 3 – корпус; 4 – турбинное колесо; 5 – реактор; 6 – насосное колесо; 7 – первичный вал; 8,17,18,19 – шестерни; 9,10 – диски фрикционной муфты; 11 – зубчатая муфта; 12,14,15 – шестерни заднего хода; 13 – вторичный вал; 16 – промежуточный вал

Управление переключением передач производится фрикционной муфтой и зубчатой муфтой 11.

При трогании машины с места связывают диски фрикциона 9 и свободно вращающуюся на первичном валу шестерню 8. Зубчатую муфту 11 передвигают влево, при этом связывают вторичный вал 13 и свободно вращающуюся шестерню 17. Крутящий момент ведущего вала 1 через гидротрансформатор передается на первичный вал 7 коробки, далее через пары шестерен 8,19 и 18,17 поступает на вторичный вал 13. По мере увеличения скорости движения машины переходят на прямую передачу. Для этого дисками фрикциона 10 соединяют первичный 7 и вторичный 13 валы коробки передач.

Для включения заднего хода соединяют диски фрикциона 9 с шестерней 8, зубчатую муфту 11 передвигают вправо. При этом крутящий момент от гидротрансформатора передается через пару шестерен 8,19 и шестерни 15,14,12, в результате чего изменяется направление вращения вторичного вала коробки передач.

Одним из недостатков ГМТ является невозможность обеспечения стабильной технологической скорости движения технологической машины. Для устранения этого недостатка применяют блокировку гидротрансформатора. Блокирующее устройство 2 расположено между турбинным колесом 4 и корпусом 3, вращающимся совместно с насосным колесом 6. Блокировка позволяет связать турбинное и насосное колеса и, тем самым, отключить гидротрансформатор и жестко соединить ведущий вал 1 и первичный вал 7 коробки передач.

Контрольные вопросы:

1. Какие требования предъявляются к трансмиссии машины?
2. Перечислите типы трансмиссий по способу изменения передаточного числа.
3. Поясните сущность преобразования крутящего момента в гидротрансформаторе.
4. Сформулируйте назначение сцепления и перечислите признаки, по которым они классифицируются.
5. Проанализируйте достоинства и недостатки однодисковых и двухдисковых сцеплений.
6. Приведите выражение для определения передаточного числа трансмиссии на низшей передаче для тяговой машины.
7. Перечислите требования к коробке передач.
8. Назовите признаки, по которым классифицируются коробки передач.
9. Перечислите достоинства и недостатки двухвальных коробок передач.
10. Как осуществить реверсирование выходного вала коробки передач?
11. Поясните принцип действия синхронизатора.
12. Поясните принцип действия делителя.
13. Перечислите основные требования к раздаточной коробке.
14. Проанализируйте достоинства и недостатки раздаточной коробки с заблокированным приводом.
15. Уточните назначение пониженной передачи.
16. Для какой цели используют ходоуменьшители?
17. Перечислите разновидности карданных шарниров.
18. В каких случаях целесообразнее применить шарнир равных угловых скоростей?
19. Что должна обеспечивать главная передача?
20. Перечислите разновидности главных передач.
21. Какие функции выполняет дифференциал?
22. Поясните принцип действия и устройство дифференциала.
23. В каких случаях применяют несимметричный дифференциал?
24. Для каких целей применяют блокировку дифференциала?
25. Сформулируйте назначение полуосей.
26. Какие нагрузки испытывает полуразгруженная полуось?
27. Оцените достоинства применения гидромеханической трансмиссии на транспортной машине.
28. Проанализируйте достоинства и недостатки механической и гидромеханической трансмиссии на технологической машине.

Заключение

Основой автотракторной энергетики сегодня и в ближайшем будущем остаются поршневые двигатели внутреннего сгорания, которые за время более чем столетнего развития достигли достаточно высокой степени совершенства.

Факторами, влияющими на уровень совершенства поршневых двигателей, являются необходимость увеличения удельной мощности, повышение надежности и экологической чистоты, возможность использования двигателя в самых разнообразных условиях эксплуатации при минимальных расходах топлива и затратах на обслуживание и ремонт.

Тенденции дальнейшего развития двигателей внутреннего сгорания проявят себя в стремлении получить максимальный эффективный коэффициент полезного действия путем использования в нем более сложных конструктивных решений механизмов и систем, прогрессивных материалов и технологий изготовления.

Для достижения высоких технико-экономических показателей ДВС будут предъявляться более жесткие требования к системе управления двигателем, удовлетворение которым, как показывает практика, невозможно выполнить без широкого применения компьютерных технологий.

Немаловажное значение в вопросе эффективной доставки мощности, произведенной двигателем внутреннего сгорания, к рабочему и ходовому оборудованию имеют силовые передачи. Дальнейшее совершенствование компонентов трансмиссии с целью повышения их КПД, несомненно, увеличит долю энергии двигателя, направленной на совершение полезной работы как транспортной, так и технологической машины. Прогресс в развитии силовых передач сегодня и в будущем будет связан с автоматическим управлением их

функционирования, что благоприятно повлияет на производительность труда и комфорт водителя-машиниста.

Таким образом, глубокое понимание принципов работы энергосиловых устройств мобильной техники, обоснованность путей и методов дальнейшего их совершенствования – основные требования к специалисту будущего.

Библиографический список

1. Туревский И.С. Техническое обслуживание и ремонт автомобильного транспорта. Введение в специальность: учеб. пособие. – М.: ИД «ФОРУМ»: ИНФРА-М, 2006. – 192с.
2. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов / А.И.Колчин, В.П.Демидов – М.: Высш. шк., 2003. – 496 с.
3. Гельман Б.М. Сельскохозяйственные тракторы и автомобили. Кн. I. Двигатели: учебник / Б.М.Гельман, М.В.Москвин – М.: Колос, 1993. – 320 с.
4. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов: учебник для студентов вузов. – М.: Машиностроение, 2004. – 592 с.
5. Анисимов Г.М. Лесные машины (тракторы, автомобили, тепловозы): учебник для вузов / Г.М.Анисимов, С.Г.Жендаев, А.В.Жуков и др. Под ред. Г.М.Анисимова – М.: Лесн. промышленность, 1989. – 512 с.
6. Сергеев В.П. Автотракторный транспорт: учебник для вузов. – М.: Высш. шк., 1984. – 304 с.
7. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов: учебник для вузов / В.Н.Луканин, К.А.Морозов, А.С.Хачиян и др.; Под. ред. В.Н.Луканина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. школа, 2005. – 479 с.
8. Росс Твег. Системы впрыска бензина. Устройство, обслуживание, ремонт: Практ. пособ. – М.: Изд-во «За рулем», 1999. – 144 с.
9. Панкратов Г.П. Двигатели внутреннего сгорания, автомобили, тракторы и их эксплуатация: учебник для техникумов / Г.П.Панкратов – М.: Высш. шк., 1989. – 320 с.
10. Стуканов В.А. Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля: учеб. пособие. – М.: ФОРУМ: ИНФРА-М, 2004. – 368 с.

11. Суркин В.И. Основы теории и расчета автотракторных двигателей. Курс лекций: Учебное пособие. – 2-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Издательство «Лань», 2013. – 304 с.
12. Двигатели внутреннего сгорания: Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей: учебник для вузов / В.П.Алексеев, В.Ф.Воронин, Л.В.Грехов и др.; Под общ. ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.
13. Роговцев В.Л. Автомобили и тракторы: учебник для автомоб.-дор. техникумов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт. 1986. – 311 с.
14. Итинская Н.И., Кузнецов Н.А. Топливо, масла и технические жидкости: Справочник. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1989. – 304 с.
15. Автомобильный справочник. Перевод с англ. Первое русское издание. – М.: Изд-во «За рулем», 2000. – 896 с.
16. Сафонов А.С. Химмотология горючесмазочных материалов: научно-техническое издание / А.С.Сафонов, А.И.Ушаков, В.В.Гришин – Санкт-Петербург.: НПИКЦ, 2007. – 488 с.
17. Трансмиссии тракторов (конструкция): учеб. пособие / В.М.Шарипов, И.М.Эглит; А.П.Парфенов; Ю.С.Щетинин; Под общ. ред В.М.Шарипова. – М.: МГТУ «МАМИ», 1999. – 245 с.
18. Гуревич А.М., Сорокин Е.М. Тракторы и автомобили: учебник для сельск.-хоз. вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Колос, 1974. – 400 с.
19. Передерий В.П. Устройство автомобиля: учеб. пособие. – М.: Форум: Инфра-М, 2005. – 288 с.

Содержание

Предисловие.....	3
Введение.....	4
1. Теория рабочих процессов энергетических установок мобильных машин.....	5
1.1. Историческая справка развития энергосилового оборудования и мобильной техники.....	5
1.2. Требования к энергетическим установкам технологических машин.....	13
1.3. Особенности работы энергетических установок технологических машин.....	15
1.4. Источники механической энергии мобильных машин и их классификация.....	17
1.5. Общее устройство и рабочие процессы четырехтактных двигателей внутреннего сгорания.....	20
1.6. Рабочие процессы двухтактных двигателей внутреннего сгорания.....	30
1.7. Сравнительный анализ рабочих циклов двухтактных и четырехтактных ДВС.....	34
1.8. Многоцилиндровые четырехтактные двигатели.....	35
1.9. Некоторые закономерности термодинамики.....	38
1.9.1. Рабочее тело и параметры состояния.....	38
1.9.2. Законы идеальных газов.....	40
1.9.3. Теплоемкость и внутренняя энергия газа.....	41
1.9.4. Термодинамический процесс.....	43
1.9.5. Адиабатный и политропный процессы.....	45
1.9.6. Первый и второй законы термодинамики.....	46
1.9.7. Понятие цикла теплового двигателя.....	48

1.10. Понятие теоретического цикла поршневого двигателя внутреннего сгорания.....	51
1.11. Теоретический цикл с подводом теплоты при постоянном объеме.....	54
1.12. Теоретический цикл со смешанным подводом теплоты.....	57
1.13. Основы расчета действительного цикла четырехтактного двигателя.....	60
1.13.1. Процесс впуска.....	60
1.13.2. Процесс сжатия.....	62
1.13.3. Процесс сгорания.....	63
1.13.4. Процесс расширения.....	69
1.13.5. Процесс выпуска и меры по снижению токсичности выхлопных газов.....	70
1.14. Индикаторные и эффективные показатели работы двигателя.....	72
1.15. Тепловой баланс двигателя.....	79
2. Механизмы и системы поршневых двигателей внутреннего сгорания.....	81
2.1. Конструктивные особенности кривошипно-шатунного механизма.....	81
2.2. Механизм газораспределения.....	92
2.2.1. Детали механизма газораспределения.....	96
2.3. Системы питания ДВС.....	100
2.3.1. Виды топлива для ДВС, требования, свойства.....	100
2.3.2. Особенности смесеобразования в карбюраторных ДВС...	105
2.3.3. Система питания карбюраторного ДВС.....	108
2.3.4. Системы питания инжекторных ДВС.....	116
2.3.5. Особенности смесеобразования в дизельных ДВС.....	126
2.3.6. Системы питания дизельных ДВС.....	131

2.3.7. Системы питания ДВС, работающие на газовом топливе.....	135
2.4. Система смазки.....	139
2.5. Система охлаждения.....	143
2.6. Система пуска.....	150
3. Силовые агрегаты.....	157
3.1. Понятие трансмиссии, требования, основные ее разновидности...	157
3.2. Механические трансмиссии.....	167
3.2.1. Механические трансмиссии транспортных машин.....	167
3.2.2. Механические трансмиссии технологических машин.....	168
3.2.3. Определение передаточных чисел ступенчатой механической трансмиссии базового тягача технологической машины.....	170
3.2.4. Конструкции сцеплений и механизмов управления сцеплением.....	172
3.2.5. Коробки передач: требования, разновидности конструкций, принцип действия.....	180
3.2.6. Ходоуменьшители.....	190
3.2.7. Раздаточные коробки.....	192
3.2.8. Карданные передачи.....	195
3.2.9. Главные передачи и дифференциалы.....	201
3.2.10. Полуоси.....	210
3.2. Гидромеханические трансмиссии.....	211
Заключение.....	215
Библиографический список.....	217

Александр Федорович Чебунин

**Энергетические установки
и силовые агрегаты мобильных машин**

Лицензия

Редактор

Технический редактор

Сдано в производство

Форм. бум. 60 x 84 1/16

Печать офсетная

Уч. – изд. л.

Тираж 100 экз.

Бум. Тип №2

Гарнитура литературная

Усл. печ. л.

Заказ №

Забайкальский государственный университет
672039, Чита, ул.Александровско-Заводская,30

РИК ЗабГУ