

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

ГЛАВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ,
НАУКИ И КАДРОВОЙ ПОЛИТИКИ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ
ОРДЕНОВ ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
И ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»

А. Н. Карташевич, А. В. Гордеенко, А. А. Рудашко

ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ

КОНСТРУКЦИЯ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ. ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА ТРАКТОРНЫХ И АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

*Рекомендовано учебно-методическим объединением
в сфере высшего образования Республики Беларусь
по образованию в области сельского хозяйства
в качестве учебно-методического пособия
для студентов учреждений образования, обеспечивающих
получение общего высшего образования по специальности
6-05-0811-03 Мелиорация и водное хозяйство*

Горки
Белорусская государственная
сельскохозяйственная академия
2026

УДК 621.43(075.8)
ББК 31.365я73
К27

*Рекомендовано методической комиссией
мелиоративно-строительного факультета
23.03.2026 (протокол № 7)
и Научно-методическим советом
Белорусской государственной сельскохозяйственной академии
25.03.2026 (протокол № 7)*

Авторы:
доктор технических наук, профессор *А. Н. Карташевич*;
кандидат технических наук, доцент *А. В. Гордеенко*;
кандидат технических наук, доцент *А. А. Рудашко*

Под общей редакцией *А. Н. Карташевича*

Рецензенты:
кандидат технических наук *П. Ю. Малышкин*;
кандидат технических наук, доцент *В. А. Дремук*

Карташевич, А. Н.

К27 Тракторы и автомобили. Конструкция тракторов и автомобилей. Основы теории и расчета тракторных и автомобильных двигателей : учебно-методическое пособие / А. Н. Карташевич, А. В. Гордеенко, А. А. Рудашко ; под общ. ред. А. Н. Карташевича. – Горки : Белорус. гос. с.-х. акад., 2026. – 327 с.
ISBN 978-985-882-826-4.

Приведены классификации, типы тракторов и автомобилей, описаны конструкции основных систем двигателей внутреннего сгорания, их возможные неисправности и особенности технического обслуживания. Рассмотрены теоретические основы рабочих процессов, кинематики, динамики и уравнивания двигателей внутреннего сгорания.

Для студентов учреждений образования, обеспечивающих получение общего высшего образования по специальности 6-05-0811-03 Мелиорация и водное хозяйство.

УДК 621.43(075.8)
ББК 31.365я73

ISBN 978-985-882-826-4

© Белорусская государственная
сельскохозяйственная академия, 2026

ВВЕДЕНИЕ

Тракторы и автомобили – это непрерывно динамически развивающиеся мобильные транспортные средства, которые призваны обеспечить качественное выполнение различных сельскохозяйственных и транспортных работ. В связи с этим важным является их эффективная эксплуатация и снижение расхода горюче-смазочных материалов.

Тракторы представляют собой основу средств механизации при выполнении работ в сельскохозяйственном производстве. Переход экономики Республики Беларусь на рыночные отношения, внедрение новых организационных форм хозяйствования в агропромышленном комплексе (АПК), включая развитие крестьянских (фермерских) хозяйств, требует совершенствования материально-технической базы АПК, в том числе тракторов сельскохозяйственного назначения.

Учебно-методическое пособие разработано в соответствии с требованиями образовательных стандартов высшего образования по специальности 6-05-0811-03 Мелиорация и водное хозяйство.

Задачи, которые решаются при техническом обеспечении процессов современного сельскохозяйственного производства, требуют от специалистов знания конструкции тракторов и автомобилей, основ теории и расчета их двигателей, систем, мобильных и стационарных энергетических средств. Специалист должен владеть знаниями технической документации и общим техническим языком, посредством которого можно четко и однозначно выполнять разработки в области технического обслуживания, ремонта узлов и деталей тракторов и автомобилей и разработки предложений по модернизации и совершенствованию новой техники.

Освоение дисциплины базируется на компетенциях, приобретенных ранее при изучении отдельных разделов основ высшей математики, физики, химии, информатики, гидравлики, механики материалов, теплотехники, теории машин и механизмов, теоретической механики, деталей машин и основ конструирования.

Основной целью изучения дисциплины является приобретение необходимых знаний и профессиональных компетенций по конструкции составных частей тракторов и автомобилей (двигателей, электрооборудования, шасси, гидравлического, рабочего и вспомогательного оборудования).

Исходя из основной цели, поставлены задачи изучения дисциплины: освоить классификацию и типы тракторов, автомобилей и двигателей, изучить назначение, конструкции и принципы действия основных систем двигателей (системы питания, смазки, охлаждения, зажигания, пуска), электрооборудование, электронные системы и информационно-измерительные системы, трансмиссии (механические, гидромеханические, гидрообъемные, электрические), ходовые части, тормозные системы, что в совокупности позволит получить знания, позволяющие выпускнику высшего специального учреждения самостоятельно эксплуатировать технику, рационально выбирать режимы работы, обеспечивающие высокую производительность и качество выполняемых работ, экономить энергетические ресурсы и снижать затраты на эксплуатацию техники, вести сельскохозяйственные работы с учетом региональных условий и опыта передовых хозяйств.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КОНСТРУКЦИИ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ

1.1. Краткий исторический обзор развития тракторо- и автомобилестроения

Первые известные чертежи автомобиля (с пружинным приводом) принадлежат Леонардо да Винчи, однако ни действующего экземпляра, ни сведений о его существовании до наших дней не дошло. В 2004 г. эксперты Музея истории науки из Флоренции смогли восстановить по чертежам этот автомобиль, доказав тем самым правильность идеи Леонардо, а в эпоху Возрождения и позже в ряде европейских стран «самодвижущиеся» тележки и экипажи с пружинным двигателем строились в единичных количествах для участия в маскарадах и парадах.

Однако данные идеи получили дальнейшее распространение, и наиболее значимым решением явилось появление в 1801 г. патента француза Ф. Лебона на поршневой двигатель, работающий на горючих газах от сухой перегонки древесины с зажиганием их электрической искрой и сгоранием внутри цилиндра. Развивая его идею в 1805 г. швейцарец И. Риваз предложил двигатель на водороде.

Дальнейшее повышение эффективности работы ДВС было невозможно без ее теоретического обоснования, которое сделал в 1824 г. основоположник термодинамики С. Карно, обосновавший рабочий цикл четырехтактного двигателя внутреннего сгорания, соответствующий четырем ходам поршня: 1-й – всасывание воздуха; 2-й – сжатие его, в конце которого подача и сгорание топлива; 3-й – рабочий ход – расширение газообразных продуктов сгорания; 4-й – выпуск их.

С учетом выше следующего, в 1860 г. французский механик Ж. Ленуар начинает строить и продавать ДВС, работающие на светильном газе с зажиганием от электрической искры, но без предварительного сжатия воздуха, что ограничило их КПД – 3...6 % (как и у паровых машин).

И только в 1877 г. немецкий изобретатель-коммерсант Н. Отто создает, наконец, четырехтактный ДВС с искровым зажиганием, КПД которого достигло 16...20 %, а в 1892–1897 гг. немецкий инженер Р. Дизель разрабатывает компрессорный двигатель с воспламенением от предварительно сильно сжатого в цилиндре воздуха.

Данные изобретения позволили в 1895 г. К. Бенцу изготовить первый автобус, а в 1896 г. – Г. Даймлеру такси и грузовик.

Так, в последнем десятилетии XIX в. в Германии, Франции и Англии зародилась автомобильная промышленность.

Немалый вклад в широкое распространение автомобильного транспорта внёс американский изобретатель и промышленник Г. Форд, широко применивший конвейерную систему сборки автомобилей.

В первой четверти XX в. широкое распространение получили электромобили и автомобили с паровой машиной. В 1900 г. примерно половина автомобилей в США была на паровом ходу, в 1910-х в Нью-Йорке в такси работало до 70 тыс. электромобилей.

В том же 1900 г. Фердинанд Порше сконструировал электромобиль с четырьмя ведущими колёсами, в которых располагались приводящие их в движение электродвигатели. Через два года голландская фирма Spyker выпустила гоночный автомобиль с полным приводом, оснащённый межосевым дифференциалом.

В 1906 г. паровой автомобиль фирмы Stanley установил рекорд скорости – 203 км/ч. Модель 1907 г. проезжала на одной заправке водой 50 миль. Необходимое для движения давление пара достигалось за 10...15 минут от запуска машины. Это были любимые машины полицейских и пожарных Новой Англии. Братья Стэнли производили около 1000 автомобилей в год. Фирма Stanley выпускала автомобили на паровом ходу до 1927 г. Несмотря на ряд достоинств (хорошая тяга, многогопливость) паровые автомобили сошли со сцены к 1930-м из-за своей неэкономичности и сложностей при эксплуатации.

История российского тракторостроения уходит вглубь XVIII в.

1791 г. Знаменитый механик-самоучка Иван Петрович Кулибин изобрел трехколесную «коляску-самокатку» с двумя ведущими и одним направляющим колесами. В этой коляске изобретатель применил целый ряд механизмов и устройств, которые встречаются в современном тракторе: коробку передач, рулевое управление, роликовые подшипники, тормоза, маховик и др.

1837 г. Дмитрий Андреевич Загряжский создал движитель, принципиально отличный от колес. Следует считать, что этот движитель представлял собой прообраз будущей гусеницы.

1888 г. Ф. А. Блинов построил гусеничный трактор, приводимый в движение двумя паровыми машинами, и демонстрировал его в 1889 г. на Саратовской, а в 1896 г. – на Нижегородской выставках.

В 1911 г. Я. В. Мамин изготовил трактор с двигателем мощностью 18 кВт собственной конструкции и дал ему название «Русский трактор-2». После испытания и небольшой переделки был создан трактор с

двигателем мощностью 33 кВт. На Балаковском заводе было выпущено до 1914 г. более 100 таких тракторов.

В 1913 г. в царской России было всего 165 тракторов. До 1917 г. было закуплено за границей и завезено в Россию около 1 500 тракторов.

С первых дней Советской власти остро ставится вопрос о развитии отечественного тракторостроения.

В 1918 г. На Петроградском Обуховском заводе началось производство гусенично-колесных тракторов по типу американского трактора фирмы «Холт» с двигателем мощностью 55 кВт. Но из-за гражданской войны завод лишь в 1921 г. смог выпустить первые тракторы.

В 1919 г. Продолжая работу по конструированию новых моделей тракторов, Я. В. Мамин создал трактор «Гном» с нефтяным двигателем мощностью 11,8 кВт и двухскоростной коробкой передач, обеспечивающей скорости движения 2,93 и 4,27 км/ч.

В 1923 г. На Харьковском паровозостроительном заводе приступили к выпуску гусеничных тракторов «Коммунар» с двигателем мощностью 36,8 кВт и трехскоростной коробкой передач, которая обеспечивала скорость от 1,8 до 7 км/ч.

В 1924 г. В Ленинграде с конвейера завода «Красный путиловец» сошел первый трактор, названный «Фордзон-путиловец». Трактор имел карбюраторный двигатель мощностью 14,7 кВт, работавший на керосине, трехскоростную коробку передач, развивал скорость от 2,3 до 10,8 км/ч, мощность на крюке достигла 6,6 кВт. Он выпускался до апреля 1932 г.

В 1930 г. 17 июня с конвейера Сталинградского тракторного завода был снят первый трактор СТЗ-15/30 с карбюраторным двигателем, работавшим на керосине. Трехскоростная коробка передач позволяла получать скорость от 3,5 до 7,4 км/ч. Мощность двигателя составляла 22 кВт, а мощность трактора на крюке – 11 кВт. Колеса имели стальные ободья с почвозацепами.

В 1934 г. На Кировском заводе в Ленинграде (бывшем заводе «Красный путиловец») вместо трактора «Фордзон-путиловец» началось производство трактора «Универсал», в качестве прототипа которого был взят американский трактор «Фармолл». Трактор «Универсал» имел двигатель мощностью 16,2 кВт, работавший на керосине, и трехскоростную коробку передач, развивал скорость от 3,4 до 7,2 км/ч и мощность на крюке 7,36 кВт. Завод выпускал эту модель до 1940 г.

В 1937 г. Сталинградский и Харьковский тракторные заводы перешли на выпуск гусеничных тракторов СТЗ-НАТИ и ХТЗ-НАТИ общего назначения. Эти тракторы имели карбюраторный двигатель мощностью 37 кВт, работавший на керосине, и четырехскоростную коробку передач, которая позволяла получать скорость от 3,82 до 8,04 км/ч. Мощность на крюке составляла 25 кВт.

В декабре 1944 г. на Алтайском тракторном заводе был изготовлен первый опытный образец трактора ДТ-54, представлявшего собой гусеничный трактор общего назначения с дизелем мощностью 39,7 кВт. Трактор имел пятискоростную коробку передач, обеспечивающую скорость передвижения от 3,59 до 7,9 км/ч. Мощность на крюке составляла 26,5 кВт.

В 1953 г. 14 октября с конвейера Минского тракторного завода сошел первый колесный трактор МТЗ-2 с пневматическими шинами. Двигатель трактора имел мощность 26,5 кВт. Пятискоростная коробка передач позволяла получать скорость движения от 4,56 до 12,95 км/ч. Мощность на крюке составляла 17,66 кВт. Завод все время улучшал качество и увеличивал количество выпускаемых тракторов. Тракторы «Беларусь» получили 19 медалей на международных выставках и ярмарках (16 золотых, 2 серебряных и 1 бронзовую).

Республиканское унитарное предприятие «Минский тракторный завод» входит в восьмёрку крупнейших производителей сельскохозяйственной техники в мире (около 8...10 % от мирового рынка колёсных тракторов).

За годы существования предприятия выпущено более 3,7 миллионов тракторов, из них свыше 2,6 миллионов поставлено более, чем в 100 стран мира. В настоящее время предприятие предлагает потребителям более 60 моделей разных видов машин (трактора, мини-трактора, мотоблоки, погрузчики, машины для коммунального хозяйства, для работ в шахтах, для заготовки и ухода за лесом и др.) мощностью от 9 до 450 л. с. более чем в ста сборочных вариантах для всех климатических и эксплуатационных условий, под запросы потребителей с учетом их желаний и финансовых возможностей.

1.2. Типаж и классификация тракторов

Трактор является основным средством механизации в сельском хозяйстве, мелиоративном водохозяйственном производстве, дорожном

строительстве, на лесоразработках, при осушении и орошении земель, для выполнения транспортных работ и т. д.

Трактор (новолат. *tractor*, от лат. *traho* – тащу, тяну) – самодвижущаяся (гусеничная или колёсная) машина, выполняющая сельскохозяйственные, дорожно-строительные, землеройные, транспортные и другие работы в агрегате с прицепными, навесными или стационарными машинами (орудиями).

Чтобы выполнить большое количество разнообразных по своему характеру работ, народному хозяйству нужны различные типы тракторов.

Типаж, или система тракторов – технически, технологически и экономически обоснованная совокупность всех моделей тракторов, рекомендуемых в производство. В каждом тяговом классе существуют базовые модели (основные наиболее массовые тракторы) и модификации, на которых установлены унифицированные с базовыми моделями двигатели и ряд других составных частей. При их унификации (единообразии) облегчаются изготовление и эксплуатация тракторов.

Модель – машина с определенными конструкцией и расположением агрегатов. Базовой называют наиболее распространенную и универсальную модель тракторов, имеющую специализированные модификации.

Модификация – видоизмененная базовая модель. Она специализирована по назначению и унифицирована с базовой моделью.

Марка трактора – условное кодовое название модели определенной конструкции. Для обозначения марки трактора вначале пишут буквенные знаки, обозначающие сокращенное название завода-изготовителя, первые буквы определенного слова или характерное для трактора слово и через черточку – цифру, указывающую мощность двигателя в лошадиных силах или номер модели.

Согласно ГОСТу 27021-86, типаж тракторов состоит из 10 классов (табл. 1.1), отличающихся величиной номинального тягового усилия.

Номинальное тяговое усилие сельскохозяйственного и лесохозяйственного трактора – усилие, которое трактор развивает на стерне средней плотности и нормальной влажности почвы (от 8 до 18 %) с наибольшей экономичностью в зоне максимального значения тягового КПД при эксплуатационной массе, предусмотренной технической характеристикой (для колесных тракторов с балластным грузом) при значении буксования не более 18 % с ходовой системой 4К2, 16 % – 4К4 и 5 % – с гусеничной ходовой системой.

Таблица 1.1. Тяговые классы тракторов и соответствующие им номинальные тяговые усилия

Тяговый класс	Номинальное тяговое усилие, кН
0,2	1,8...5,4
0,6	5,4...8,1
0,9	8,1...12,6
1,4	12,6...18,0
2	18,0...27,0
3	27,0...36,0
4	36,0...45,0
5	45,0...54,0
6	54,0...72,0
8	72,0...108,0

Каждый класс содержит одну основную (базовую) модель трактора и несколько ее разновидностей (модификаций). Последние используются для выполнения специальных сельскохозяйственных операций. По конструкции модификация представляет собой видоизмененную модель базового трактора, сохраняющую его основные агрегаты, то есть имеющую высокую степень единообразия (унификации).

В сельскохозяйственном производстве наибольшее применение получили тракторы тяговых классов с 0,6 по 5.

Современные сельскохозяйственные тракторы классифицируются следующим образом (рис. 1.1).

По назначению:

общего назначения, применяют для выполнения основных сельскохозяйственных работ, общих при возделывании сельскохозяйственных культур (вспашки, дискования, сплошной культивации, боронования, посева, уборки и т. д.), например, Беларус-3022, Беларус-2022, Беларус-1523;

универсально-пропашные используют при уходе за пропашными культурами и выполнении других сельскохозяйственных работ, например, Беларус-820, Беларус-1221, ЛТЗ-155. С этой целью у некоторых универсально-пропашных тракторов предусмотрены сменные ведущие колеса с широкими шинами для выполнения работ общего назначения и с узкими – для работ в междурядьях. Чтобы не повредить растения, тракторы имеют большой дорожный просвет и ширину колеи, регулируемую соответственно ширине междурядий;

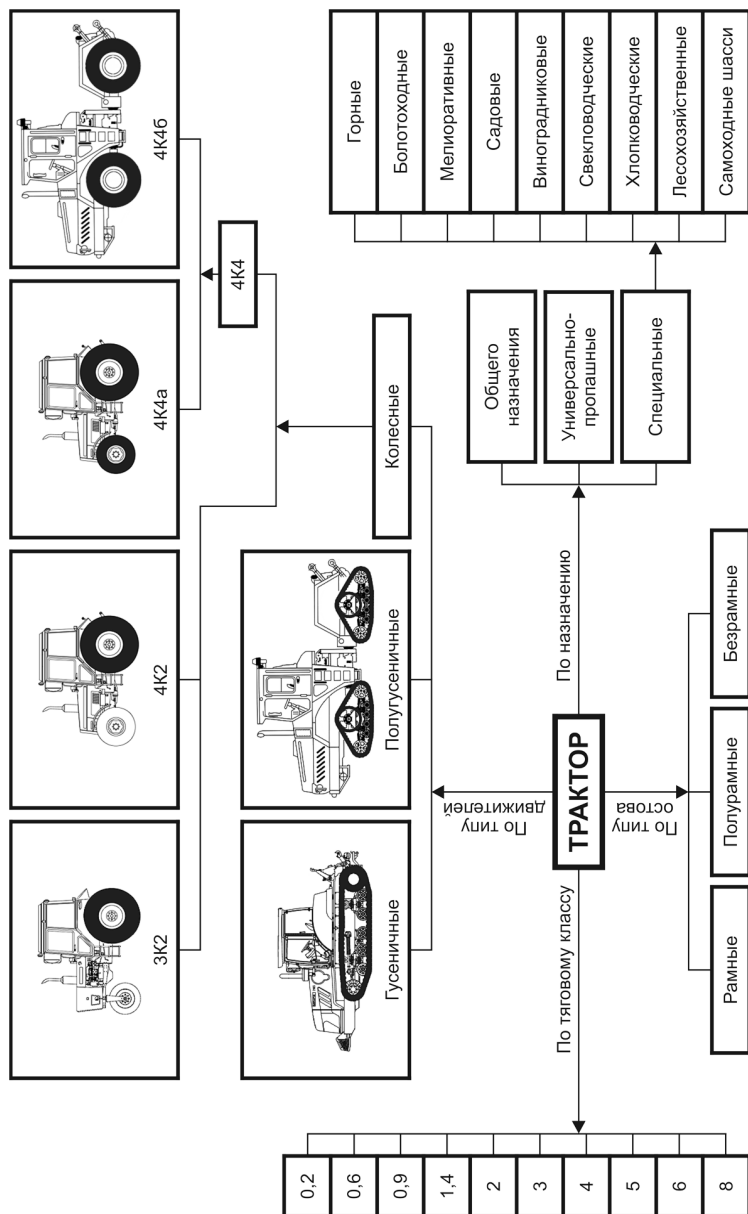


Рис. 1.1. Классификация сельскохозяйственных тракторов

специальные тракторы – это модификации какого-либо трактора общего назначения или универсально-пропашного и используются при выполнении определенного вида работ (на виноградниках, хлопчатнике) или разных работ, но в строго определенных условиях (болотистых почвах, в горном земледелии). Так, специальный трактор Беларус-920Р предназначен для механизации возделывания риса; Беларус-80Х – для выполнения работ по возделыванию хлопчатника и уборки хлопка-сырца в междурядьях 90...460 см, других работ в зоне хлопководства; Беларус-921 – садоводческий трактор, тягового класса 1,4 предназначен для выполнения комплекса работ по возделыванию садов и виноградников, также может использоваться для выполнения ряда механизированных работ в животноводстве, например, для раздачи и заготовления кормов, а также в промышленности, строительстве, коммунальном хозяйстве и на транспорте.

По конструкции ходовой части:

1) *колесные тракторы*, ходовая часть которых оборудована колесными движителями. Колесные тракторы подразделяются по «колесной формуле», отражающей общее число колес, число ведущих колес и их размеры. Так, «классический» четырехколесный трактор с передними управляемыми колесами меньшего диаметра и задними ведущими большего диаметра имеет колесную формулу 4К2. Первая цифра «4» показывает общее число колес, а вторая цифра «2» – число ведущих колес. Если передние колеса также ведущие, то трактор имеет колесную формулу 4К4а, где вторая цифра «4» показывает, что трактор имеет четыре ведущих колеса (все колеса ведущие), а буква «а» указывает на меньший диаметр передних ведущих колес. Тракторы со всеми четырьмя ведущими колесами одного диаметра имеют колесную формулу 4К4б, где буква «б» указывает на равенство диаметров передних и задних колес. Трактор с одним или двумя сближенными передними управляемыми колесами имеет колесную формулу 3К2.

2) *гусеничные тракторы*, ходовая часть которых имеет гусеничный движитель;

3) *тракторы, имеющие полугусеничный ход*. Как правило, не является дополнением к колесному, а устанавливается вместо колес в виде специальных гусеничных тележек.

По типу остова:

рамные тракторы, остов которых представляет собой клепанную или сварную (например, Беларус-2103) раму;

полурамный остов состоит из соединенных между собой облегченной короткой полурамы и корпусных деталей силовой передачи. Полурама является опорой для двигателя, к ней также крепится ось передних колес. Широкое распространение полурамный остов нашел на универсально-пропашных тракторах. Он обладает достаточной жесткостью и прочностью и в то же время имеет несколько меньшую массу, чем рамный остов;

безрамные тракторы, остов которых получается в результате соединения корпусов отдельных механизмов (например, Беларусь-132Н).

В международной практике для классификации тракторов используется конструктивный признак трактора – категория навесного устройства, которая устанавливается по значению максимальной тяговой мощности, полученной при испытании трактора в соответствующей комплектации. По стандарту ИСО 730/2-82 устанавливаются четыре категории навесного устройства.

Маркировка тракторов Беларусь:

1) 2-значная. Примеры: 80, 82.1. 1-я цифра – мощность двигателя в десятках л. с.; 2-я цифра – наличие (2) или отсутствие (0) переднего ведущего моста.

2) 3-значная (1-й вариант). Примеры: 152, 510, 952.2. 1-я цифра – мощность двигателя в десятках л. с.; 2-я цифра – модель; 3-я цифра – наличие (2) или отсутствие (0) переднего ведущего моста. У тракторов со 2-й цифрой «1» отсутствие переднего ведущего моста может обозначается цифрой «1» (например, 911 в сравнении с 912).

3) 3-значная (2-й вариант). Примеры: 900, 622, 923.6. 1-я цифра – мощность двигателя в десятках л. с.; 2-я цифра – наличие (2) или отсутствие (0) переднего ведущего моста. У тракторов с 1-й цифрой «3» отсутствие переднего ведущего моста обозначается цифрой «1» (например, 310.5 в сравнении с 320.5); 3-я цифра – модель.

4) 4-значная. Примеры: 1222Д, 1523.4, 3022ДЦ.1, 3522С. Первые две цифры – мощность двигателя в десятках л. с.; 3-я цифра – наличие (2) или отсутствие (0) переднего ведущего моста; 4-я цифра – модель.

Буквы в маркировке тракторов Беларусь означают: ДЦ – Deutz (Дойц), С – Caterpillar, Д – другой импортный двигатель (John Deere, Detroit Diesel и т. д.); В – реверсивный пост управления.

Цифра после точки означает модификацию базовой модели. Как правило, эта цифра указывает также на нормы токсичности дизеля (2 – Stage I, 3 – Stage II, 4 – Stage IIIa, 5 – Stage IIIb, 6 – Stage IV).

Классификация тракторов «Беларус»:

По тяговому классу: 0,2 – 0х, 1хх (мотоблоки и мини-тракторы); 0,6 – 3хх, 4хх; 0,9 – 6хх; 1,4 – 5хх, 8х, 8хх, 9хх, 10хх; 2 – 12хх, 13хх; 3 – 15хх; 4 – 18хх, 20хх, 21хх; 5 – 25хх, 28хх, 30хх, 35хх; 6 – 45хх.

По двигателю: а) по числу цилиндров: 1, 3, 4, 6; б) по системе питания воздухом: без наддува, с наддувом, с наддувом и промежуточным охлаждением воздуха.

По трансмиссии: а) по числу передних/задних передач: 18/4, 14/4, 16/8, 24/12, 36/24; б) по конструкции коробки передач: механическая без синхронизаторов (18/4), механическая с синхронизаторами (14/4, 16/8, 24/12), гидромеханическая с гидроподжимными муфтами (24/12, 36/24).

По гидравлической навесной системе: раздельно-агрегатная; моноблочная (гидроподъемник); электрогидравлическая (Bosch).

По типу движителя: колесный, гусеничный, полугусеничный (гусеничные тележки вместо колес).

1.3. Типаж и классификация автомобилей

Автомобилем называется самодвижущийся экипаж, предназначенный для перевозки пассажиров, грузов или специального оборудования и буксирования повозок.

По назначению все автомобили принято делить на транспортные и специальные.

Транспортные автомобили, которые предназначаются для перевозки пассажиров и грузов, могут быть следующих типов:

а) легковые – для перевозки нескольких (обычно до четырех) пассажиров;

б) автобусы – для перевозки больших групп пассажиров;

в) грузовые – для перевозки разнообразных грузов.

Основным показателем, характеризующим легковые автомобили и автобусы, является их *вместимость*, измеряемая количеством пассажирских мест.

Грузовые автомобили характеризует прежде всего их *номинальная грузоподъемность*, под которой понимается предельно допустимая масса груза, перевозимого при движении по хорошим дорогам с твердым покрытием.

По номинальной грузоподъемности грузовые автомобили разделяют на четыре класса:

- 1) особо малой грузоподъемности – до 0,75 т;
- 2) малой грузоподъемности – от 0,75 до 2,5 т;
- 3) средней грузоподъемности – от 2,5 до 5 т;
- 4) большой грузоподъемности – свыше 5 т.

Для автомобилей грузоподъемностью до 0,75 т обычно используют шасси легковых автомобилей.

Грузовые автомобили по типу кузова делятся на автомобили общего назначения, имеющие открытую платформу с откидными бортами, и специализированные с кузовами, приспособленными для перевозки определенного вида груза (например, самосвалы, цистерны, продуктовые фургоны).

Легковые автомобили по форме кузова (рис. 1.2) делятся на:

а) *седан* (рис. 1.2, а) – имеет два ряда сидений и четыре боковые двери.

Сзади расположен багажник для перевозки груза, закрытый сверху крышкой. Моторный отсек, салон и багажник структурно отделены друг от друга (трехобъемный кузов);

б) *хэтчбек* (рис. 1.2, б) – грузопассажирский кузов с двумя рядами сидений и двумя или четырьмя боковыми дверями для пассажиров и одной грузовой дверью в задней части кузова. Багажное отделение не отделено от салона (двухобъемный кузов) и имеет небольшой объем. Второй ряд сидений и полку за ними можно складывать, чтобы увеличить объем грузового помещения.

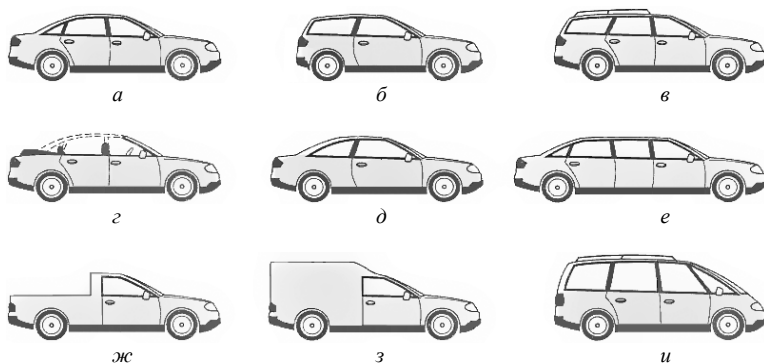


Рис. 1.2. Типы кузовов легковых автомобилей: а – седан; б – хэтчбек; в – универсал; г – кабриолет; д – купе; е – лимузин; ж – пикап; з – фургон; и – вагон

Промежуточное положение между седаном и хэтчбеком занимает *лифтбэк*, имеющий форму седана и заднюю грузовую дверь, открывающуюся вверх;

в) *универсал* (рис. 1.2, в) имеет двухобъемный пятидверный кузов (четыре боковых двери и задняя грузовая дверь) и, в отличие от хэтчбека, обладает большим грузовым отделением. Универсал длиннее хэтчбека и седана, а его конструкция позволяет при необходимости, сложив задний ряд сидений, получить грузовой отсек значительного объема;

г) *кабриолет* (рис. 1.2, г) имеет два ряда сидений и складывающую крышу автомобиля, выполненную из мягкого материала. *Родстер* отличается от кабриолета наличием только одного ряда сидений. Кабриолет с жесткой (металлической) складывающейся крышей называют *купе-кабриолет*;

д) *купе* (рис. 1.2, д) – трехобъемный кузов с двумя рядами сидений и двумя (в отличие от седана) боковыми дверями. Часто второй ряд сидений имеет небольшой размер и предназначен для перевозки только детей;

е) *лимузин* (рис. 1.2, е) – трехобъемный кузов, в котором за сиденьями водителя и переднего пассажира установлена жесткая перегородка, имеющая опускающееся стекло. В салоне есть два или три ряда сидений, которые могут откидываться или поворачиваться;

ж) *пикап* (рис. 1.2, ж) – грузопассажирский кузов с закрытой кабиной водителя и открытой бортовой платформой для груза, имеющей задний откидной борт;

з) *фургон* (рис. 1.2, з) – двухобъемный грузопассажирский кузов с одним или двумя рядами сидений. Как правило, грузовое помещение отделяется от водительского места жесткой перегородкой. В задней части кузова имеется грузовая дверь;

и) *вагон* (рис. 1.2, и) предназначен для перевозки большого количества пассажиров. Моторный отсек, салон и багажник находятся в общем объеме (однообъемный кузов). *Минивэн* также имеет вагонную компоновку и обладает большими возможностями по трансформации салона (сдвигать, поворачивать, складывать, убирать сиденья).

По приспособляемости к дорожным условиям различают автомобили *дорожной* (нормальной) *проходимости*, предназначенные для работы главным образом на дорогах с твердым покрытием и сухих грунтовых дорогах, и *повышенной проходимости*, которые могут работать на плохих дорогах и по бездорожью.

Количество ведущих колес отражается в колесной формуле автомобиля (например, 6К4.2), где первая цифра показывает общее число

колес, а вторая – число ведущих колес (рис. 1.3). В цифрах до точки сдвоенные колеса не учитываются (2 колеса на 1 мост). После точки у автомобилей с одинарными шинами ведущих ставится цифра 1, со сдвоенными – 2. Например, у автомобилей с колесной формулой 4К2.1 4 колеса (всего 2 моста), из них 2 ведущих (1 ведущий мост) одинарных (итого 2 ведущих колеса), 6К4.2 – 6 колес (всего 3 моста), из них 4 ведущих (2 ведущих моста) сдвоенных (итого 8 ведущих колес).

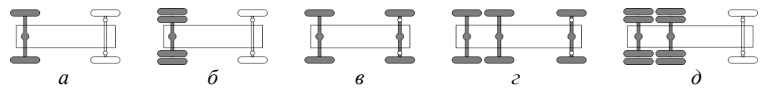


Рис. 1.3. Колесная формула автомобиля: а – 4К2.1; б – 4К2.2; в – 4К4.1; г – 6К6.1; д – 6К4.2

Автомобили специального назначения служат для выполнения каких-либо определенных работ и оборудованы соответствующими приспособлениями и устройствами. К ним относятся пожарные автомобили, автокраны, автовышки и т. д.

Отраслевой нормалью ОН 025 270-66 введена классификация и система обозначения автомобильного подвижного состава. Так, в отношении грузовых автомобилей принята следующая система обозначения автотранспортных средств (рис. 1.4).

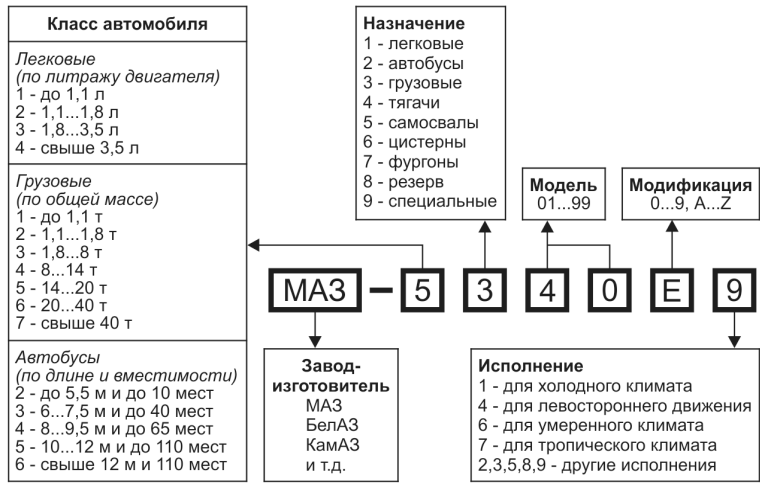


Рис. 1.4. Маркировка автомобилей

1-я цифра обозначает класс автомобилей по полной массе;

2-я цифра обозначает тип автомобильного транспортного средства (АТС): 1 – легковой автомобиль; 2 – автобус; 3 – грузовой автомобиль; 4 – седельный тягач; 5 – самосвал; 6 – цистерна; 7 – фургон; 8 – резервная цифра; 9 – специальное АТС.

3-я и 4-я цифры индексов указывают на порядковый номер модели;

5-я цифра (или буква) – модификация автомобиля;

6-я цифра – вид исполнения: 1, 6, 7 – соответственно для холодного, умеренного и тропического климата; 4 – исполнение для левостороннего движения; 2, 3, 5, 8, 9 – другие исполнения.

Перед цифровым индексом по данной классификации указывается буквенное обозначение завода-изготовителя (например, МАЗ-4370). Некоторые автотранспортные средства имеют в своем обозначении через дефис приставку 01, 02, 03 и т. д., что указывает на то, что модель или модификация является переходной или имеет дополнительные комплектации (например, МАЗ-457041-225).

В настоящее время все большее распространение получают обозначения, принятые в международных требованиях по безопасности (Правилах ЕЭК ООН), разрабатываемых Комитетом по внутреннему транспорту Европейской экономической комиссии ООН. В соответствии с вышеуказанными Правилами принята следующая международная классификация грузовых АТС (табл. 1.2).

Таблица 1.2. Классификация грузовых автомобилей

Категория АТС	Тип АТС	Полная масса, т	Примечания
N1	АТС с двигателем, предназначенным для перевозки грузов	До 3,5	Грузовые автомобили, специальные автомобили
N2	– // –	Свыше 3,5 до 12,0	Грузовые автомобили, автомобили-тягачи, специальные автомобили
N3	– // –	Свыше 12,0	– // –
01	АТС без водителя	До 0,75	Прицепы и полуприцепы
02	– // –	Свыше 0,75 до 3,5	– // –
03	– // –	Свыше 3,5 до 10,0	– // –
04	– // –	Свыше 10,0	– // –

Обозначения иностранных автомобилей в большинстве случаев состоят из торговой марки завода-изготовителя и цифрового или буквен-

но-цифрового обозначения модели (например, Renault Trucks T480, Porsche 911, Volvo XC60), либо звучного названия (например, Ford Mustang, Volkswagen Passat, Mercedes-Benz Actros).

1.4. Тенденции развития и совершенствование конструкции тракторов и автомобилей

Тенденции развития конструкций тракторов и автомобилей обусловлены как экономическими, так и социальными причинами. Экономические причины определяют тенденцию повышения топливной экономичности как тракторов, так и автомобилей, что в настоящее время стало одним из ведущих направлений современного двигателестроения. Социальными причинами обусловлена тенденция повышения безопасности мобильной техники. Автомобиль – объект повышенной опасности, поэтому необходимо совершенствование активной и пассивной безопасности автомобиля. Автотракторная техника является источником загрязнения окружающей среды отработавшими газами (окись углерода, окислы азота). Это определяет непрерывное повышение ее требованиям экологической безопасности. Следует также отметить тенденцию автоматизации управления автомобилем, которая обеспечивается современными средствами электронной, микропроцессорной техники и направлена на повышение топливной экономичности и динамики автомобиля (управление двигателем и трансмиссией), активной безопасности (управление тормозной системой), комфортабельности (управление подвеской и др.).

Конструктивные мероприятия, направленные на снижение автомобилем расхода топлива, следует рассмотреть отдельно для двигателя, шасси и кузова.

Двигатель. В первую очередь надо отметить расширение применения дизелей, позволяющих снизить расход топлива на 25...30 % (и больше при дальнейшем совершенствовании рабочего процесса дизеля, в частности, при использовании турбонаддува).

Работа по совершенствованию рабочего процесса бензиновых двигателей проводится в следующих направлениях: организация послойного распределения заряда в камере сгорания, позволяющего использовать обедненные смеси; впрыскивание топлива во всасывающий тракт; использование электронного управления дозированием подачи топлива и зажиганием; применение турбонаддува. Комплексное использование перечисленных мероприятий может обеспечить снижение расхода топлива до 20 %.

Значительное внимание уделяется применению новых видов топлив – заменителей нефтяных топлив. За последние годы цена нефти на мировом рынке снизилась, однако мировые запасы нефти ограничены, добыча нефти в малодоступных районах сопряжена с большими сложностями и затратами. Это неизбежно должно привести к росту цены на нефть, а затем к необходимости замены нефти на другие виды топлива.

В нашей стране перспективно широкое применение природных газов. Более дальней перспективой является использование в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания водорода, запасы которого практически неограниченны. При работе на водородном топливе может быть решена проблема токсичности отработавших газов, так как в результате сгорания водорода образуется вода. Однако получение водорода сопряжено с большими энергетическими затратами, затруднены хранение и транспортирование водорода.

Значительное развитие получают электромобили, главным образом для городских условий эксплуатации. Они бесшумны и не загрязняют окружающую среду. Препятствием к их широкому применению является малая энергоемкость аккумуляторных батарей, их громоздкость, что снижает грузоподъемность автомобиля и запас хода. Широкое использование электромобилей станет возможным, когда энергоемкость аккумуляторных батарей будет повышена в 5...10 раз.

Шасси. При снижении массы легкового автомобиля на 50...70 кг может быть получена экономия топлива 2...3 %.

Для снижения массы автомобиля проводят работы в трех направлениях: поиск рациональных компоновочных решений; поиск рациональных форм деталей; применение конструкционных материалов, обладающих малой плотностью при обеспечении достаточной прочности.

Одним из широко распространенных в настоящее время компоновочных решений является компоновка легковых автомобилей с передним расположением двигателя и передними ведущими и управляемыми колесами. При такой компоновке можно снизить массу автомобиля примерно на 10 %, трудоемкость на 13 %, себестоимость на 6 % при одновременном улучшении устойчивости и управляемости, обеспечении оптимального использования объемов автомобиля.

Для грузовых автомобилей оптимальным компоновочным решением, позволяющим значительно снизить массу, является размещение кабины над двигателем. Наряду с сокращением базы примерно на 30 %

и улучшением использования габаритной площади при такой компоновке может быть повышена грузоподъемность.

В качестве примера создания рациональных форм деталей можно рассмотреть применение листовых рессор. При установке рессор Т-образного сечения, малолистовых и однолистовых рессор, их масса может быть снижена.

В наибольшей степени масса зависит от плотности материалов. Массу автомобилей в настоящее время в первую очередь определяет использование большого количества стали и чугуна. Автомобильная промышленность – один из основных потребителей этих металлов. Использование в автомобилестроении легированных и низколегированных сталей, а также алюминия позволяет значительно снизить массу автомобилей. Обсуждается техническая и экономическая целесообразность изготовления деталей автомобилей из других легких металлов – магния, титана.

Существенно уменьшается масса автомобиля при использовании пластмасс. Помимо снижения массы автомобиля, это обеспечивает уменьшение трудоемкости изготовления деталей, повышение их коррозионной стойкости, уменьшение теплопроводности и др. Пластмассы могут быть как декоративными, так и конструкционными материалами для деталей, воспринимающих различные нагрузки. Особое внимание уделяется композиционным материалам, которые представляют собой пластмассы, армированные волокнами различного вида (стеклопластики, углепластики, боропластики). Расширяется изготовление из композиционных материалов ряда ответственных деталей: рессор, карданных валов и др. Сдерживает применение композиционных материалов их высокая стоимость, которая должна снижаться по мере расширения их производства.

Топливная экономичность может быть снижена при рациональном выборе передаточных чисел трансмиссии. Общей тенденцией является увеличение числа ступеней коробки передач, что позволяет в эксплуатационных условиях выбирать передачу, наиболее соответствующую требованиям топливной экономичности. На грузовых автомобилях устанавливают коробки передач с числом ступеней от 4 до 24. Возможно, использование для автомобилей одной марки главных передач с различными передаточными числами. Перспективна автоматизация управления ступенчатыми трансмиссиями с помощью микропроцессоров. Найдут применение автоматические бесступенчатые трансмиссии.

Большое значение для снижения расхода топлива имеет уменьшение энергетических потерь в шинах. Экспериментально показано, что уменьшение сопротивления качению шин на 10 % дает экономию топлива в среднем 3 %.

Кузов. Топливная экономичность автомобиля в большой степени зависит от аэродинамического сопротивления кузова и автомобиля в целом. Затраты мощности на преодоление аэродинамического сопротивления пропорциональны фактору обтекаемости и третьей степени скорости автомобиля. Уже на скорости около 50 км/ч потери мощности на аэродинамическое сопротивление близки к потерям мощности на сопротивление качению шин по твердой опорной поверхности. По экспериментальным данным снижение затрат мощности на аэродинамическое сопротивление на 10 % позволяет получить экономию топлива 3 %.

Непрерывно улучшаются аэродинамические формы легковых автомобилей. Коэффициент обтекаемости перспективных легковых автомобилей $C_x < 0,3$. Имеются опытные образцы легковых автомобилей, для которых $C_x < 0,2$.

Снижению аэродинамического сопротивления грузовых автомобилей начали уделять внимание только в последние годы. Особое значение это имеет для автотранспортных средств, совершающих междугородные перевозки и движущихся с большими средними скоростями. Для улучшения обтекаемости между кабиной и полуприцепом (фургон) устанавливают пластмассовые обтекатели. Одновременно с этим стремятся придавать кузовам закругленные формы, без заметных выступов. Такие мероприятия позволяют снизить расход топлива при движении со скоростями 70...80 км/ч примерно на 10 %.

Масса кузова составляет значительную часть массы автомобиля, поэтому снижение массы кузова важно для улучшения топливной экономичности. Наибольший эффект дает применение пластмассовых кузовов и отдельных пластмассовых деталей (капот, крышка багажника, бампер, облицовочные детали и т. п.). В среднем масса деталей, изготовленных из пластмасс, в 2 раза меньше массы деталей, изготовленных из стали.

В настоящее время развитие АТС идет по трем направлениям: одиночные автомобили, прицепные поезда, полуприцепные поезда. При этом доля автомобильных поездов в транспортном парке неуклонно увеличивается. Грузоподъемность автомобилей, прицепов и полуприцепов постоянно возрастает. Повышение полезной нагрузки влечет за

собой увеличение числа осей. При выполнении автотранспортных и работ перспективным направлением является использование не только сменных кузовов, прицепов и полуприцепов, изготовленных в обычном (бортовом) исполнении, но и изготовленных с надставными бортами и в специализированных вариантах (самосвалы, фургоны, цистерны и другие).

Тракторы сельскохозяйственного назначения, как основная движущая сила в мобильной энергетике агропромышленного комплекса, находятся в непрерывной динамике развития и совершенствования в самых разных направлениях. Фирмы-производители постоянно пополняют номенклатуру выпускаемых машин модернизированными и новыми моделями.

Одна из тенденций тракторостроения – повышение мощности и экономичности тракторных двигателей. На высокоразвитые европейские и американские рынки поставляются машины мощностью свыше 450 кВт со складывающейся шарнирно-сочлененной рамой или на гусеничном ходу, машины мощностью до 380 кВт с рулевым управлением всеми колесами и тракторы мощностью до 250 кВт в стандартном конструктивном исполнении.

В настоящее время внимание разработчиков сосредоточено на более эффективном использовании заложенного в двигателях потенциала мощности. Внедрение интеллектуальных, автоматизированных систем обеспечивает рациональное объединение всех параметров работы двигателя и систем привода, что позволяет наиболее полно реализовать мощность при низком расходе топлива.

Другим направлением повышения эффективности использования мощности является гармонизация (синхронизация) его работы в составе машинно-тракторного агрегата. Если раньше с помощью электроники происходило управление отдельными системами трактора, то в настоящее время осуществляется управление машинно-тракторным агрегатом в целом. Например, от работающего пресс-подборщика команда поступает на буксирующий его трактор и управляет его работой (скорость и направление движения, плотность прессования рулона и др.). Такая гармонизация работы позволяет увеличить производительность технологического процесса до 30 %.

Фирмы-производители уделяют повышенное внимание сбережению моторного топлива, затраты на которое составляют от 30 до 50 % от общих затрат на эксплуатацию тракторов. Отдельные фирмы рекомендуют учитывать при использовании тракторов: правильное балласти-

рование, что позволяет экономить от 3 до 8 % топлива; при работе в поле снижение давления в шинах позволяет экономить до 15 % топлива при одновременном увеличении тягового усилия на 30 %; подключение переднего моста позволяет экономить до 8 % топлива; применение ВОМ, обеспечивающих стандартную частоту его вращения при пониженной частоте вращения вала двигателя позволяет экономить от 4 до 20 % топлива. Постоянное выполнение вышеуказанных мероприятий позволит сэкономить до 3 тонн моторного топлива сельхозпредприятию, возделывающему озимый ячмень, кукурузу и озимую пшеницу на площади 100 га.

Прогрессивной и все более распространяемой тенденцией является электрификация тракторов. Бортовые электрические сети удовлетворяют растущим требованиям эксплуатационников. Они позволяют использовать высокое напряжение как для электропривода водяного насоса, компрессора, вентилятора, кондиционера, так и для питания внешних потребителей электроэнергии (например, переднего вала отбора мощности или полевого опрыскивателя).

Бесступенчатые многофункциональные трансмиссии находят применение даже в тракторах нижних мощностных классов, начиная с 70 кВт. При использовании специальных приспособлений бесступенчатые приводы ходовой части обеспечивают оптимизацию управления режимами работы дизеля в зависимости от потребляемой мощности. Тракторист имеет возможность концентрировать внимание на управленческой работой навесного оборудования.

Характерные особенности кабин большинства тракторов – хорошая обзорность и условия управления машиной, удобство и комфорт. Средоточие всех основных рабочих функций осуществляется все чаще на правом подлокотнике сиденья. Оптимизированный с позиций эргономики подлокотник и дисплей поворачиваются вместе с поворотом сиденья, что облегчает вождение трактора.

Наблюдаются существенные усовершенствования в тормозной системе тракторов, транспортная скорость которых увеличена. До настоящего времени антиблокировочные системы торможения (АБС) внедрялись только в быстрых системных тракторах с сухими тормозами. Однако в последнее время в стандартных тракторах используются более износостойкие и не чувствительные к загрязнению закрытые мокрые многодисковые тормоза.

Инновацией является управление трактором без механического или гидравлического соединения между рулем и колесами. Благодаря ав-

томатической обработке электрических сигналов между рулем и колесами, называемой Steer by Wire (управление по проводам), совершенствуется функциональность в рулевом управлении машиной. Впервые, аналогично действию ESP (системы стабилизации курсовой устойчивости) в легковых автомобилях, с помощью контроллера в контуре регулирования рулевым управлением повышен уровень автоматизации вождения тракторам. Это улучшило безопасность движения и комфортабельность езды, а также облегчило работу тракториста в поле и при фронтальных погрузочных операциях. В качестве дополнительных усовершенствований и преобразований в развитии тракторов, следует отметить:

- интегрированное уже в серийных тракторах регулирование давления воздуха в шинах колес, обеспечиваемое через терминал. Правильно отрегулированное давление воздуха в шинах обеспечивает большую безопасность при меньшем износе и одновременном уменьшении повреждения почвы, которое связано с действенной передачей тяговой силы на поле;

- навешивание агрегатов и сельхозорудий посредством «неподъемных» приводных рычагов на существующих тракторах остается тяжелой операцией, требующей огромных физических усилий. Ряд фирм изучили эту проблему и представили ее практические решения. Разработаны новые системы навески орудий, значительно упрощающие эту операцию;

- объединение в единую систему управления трактором и агрегируемыми (навесными и прицепными) машинами и орудиями (международный стандарт ISO 11783 (ISOBUS) для электронной информационной связи между тракторами и сельскохозяйственными орудиями). Система ISOBUS дает возможность стандартизировать компьютерную технику и программное обеспечение, лучше использовать, комбинировать и координировать работу машин и орудий, автоматизировать настройку машин и орудий на различные операции, осуществлять обмен данными между системами, находящимися в полевых условиях и офисными компьютерами сельхозтоваропроизводителей, сервисных служб и производителей техники. Она работает на основе шинной связи CAN BUS с использованием электронных систем различных производителей. Для управления машинно-тракторным агрегатом в основном используются два класса приборов: системы параллельного вождения и автопилоты, использующиеся на космических навигационных системах NAVSNAR (США) и ГЛОНАСС (Россия). При этом на машину устанавливается GPS-приемник, отслеживающий

ее координаты и передающий их в бортовой компьютер. Это делает реальным управление трактором и агрегатами с одного, установленного в кабине, унифицированного терминала, независимо от назначения и производителя сельхозмашины.

Наряду с изложенными перспективными направлениями развития мирового тракторостроения, новые и модернизированные трактора от фирм, доминирующих на рынке, имеют свои особенности. Их рассмотрение представляется интересным на примере разработок и усовершенствований ведущих производителей тракторов, лидеров рынка.

Таким образом, анализ и изучение особенностей новых образцов и усовершенствованных моделей тракторов различного типа позволяют выявить основные тенденции и направления развития тракторов сельскохозяйственного назначения на перспективу. Они заключаются в следующем.

1. Повышение мощности и экономичности двигателей. Многие производители предлагают трактора с системой регулирования мощности двигателя.

2. Широкое применение электроники. Все важные функции повышения производительности и качества выполнения работ контролируются и управляются с помощью средств электроники.

3. Соблюдение эмиссионных требований ЕС по снижению загрязнения окружающей среды отработавшими газами.

4. Электроника в тракторах дает возможность эффективно агрегировать их с сельхозорудиями с электроприводом.

5. Применение бесступенчатых трансмиссий и автоматических коробок перемены передач позволяет значительно расширить комплексный автоматический менеджмент двигателем и трансмиссией.

6. Расширение возможности применения в тракторных двигателях биотоплива (например, на основе рапсового масла).

7. Значительное повышение транспортной скорости тракторов (до 70 км/ч) предъявляет высокие требования к их тормозной системе, расширяется использование АБС.

8. Управление трактором с использованием систем спутниковой навигации для «правильного» движения по полю представляется ведущими тракторостроительными фирмами уже как стандартная опция при поставке новых машин.

9. Получают распространение системы регулирования давления в шинах колес, обеспечивающих, наряду с уменьшением износа шин, снижение воздействия на почву с одновременным улучшением тягово-сцепных качеств трактора.

10. Применение новых систем управления сельскохозяйственных орудий, позволяющих с помощью одного универсального терминала трактора управлять прицепными и навесными сельскохозяйственными машинами независимо от их конструктивных решений.

1.5. Основные части трактора и автомобиля и их назначение

Трактор и автомобиль состоят из механизмов различных групп, находящихся между собой в определенном взаимодействии. Конструкция и расположение этих механизмов могут быть различными, но принципы их действия аналогичны.

Механизмы трактора можно разделить на следующие основные группы (рис. 1.5, *а, б*): двигатель, силовая передача, ходовая часть, механизмы управления, рабочее и вспомогательное оборудование.

Двигатель 1 предназначен для преобразования химической энергии сгорающего в нем топлива в механическую энергию. На современных тракторах применяют в основном двигатели внутреннего сгорания, которые обычно устанавливают на передней части рамы.

Силовая передача 2 передает крутящий момент от коленчатого вала двигателя к ведущим колесам. Она состоит из следующих механизмов: главной муфты сцепления, соединительного вала, коробки передач, главной передачи, дифференциала, конечных и карданных передач.

Механизмы управления 3, воздействуя на ходовую часть, изменяют направление движения трактора, останавливают и удерживают его неподвижно. К ним относятся механизм поворота и тормоза.

Ходовая часть 4 обеспечивает поступательное движение трактора, а также необходимую силу тяги на крюке. Ходовая часть состоит из ведущих и направляющих колес или гусеничного хода. В нее входят остова (рама), ведущие колеса, подвеска. Двигатель, механизмы силовой передачи и ходовой части трактора крепятся на раме.

Ходовая часть и механизм управления колесного трактора состоят из остова, переднего моста, ведущих и направляющих колес и рулевого управления. У колесного трактора между главной и конечной передачами установлен дифференциал.

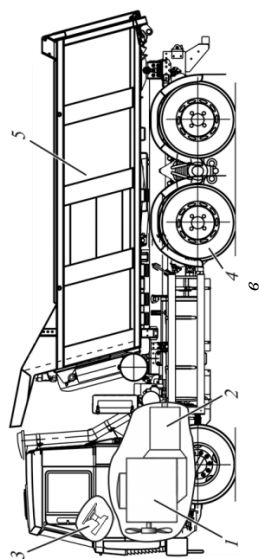
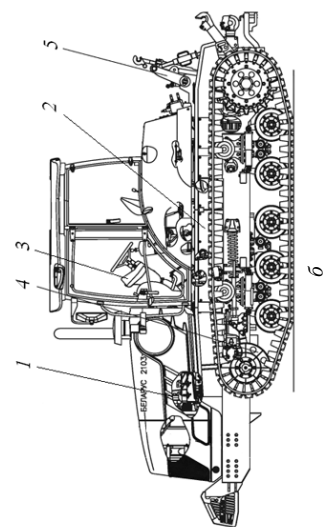


Рис. 1.5. Общий вид трактора и автомобиля: *а* – колесный трактор; *б* – гусеничный трактор; *в* – грузовой автомобиль; 1 – двигатель; 2 – силовая передача; 3 – органы управления; 4 – ходовая часть; 5 – рабочее и вспомогательное оборудование

Рабочее оборудование 5 трактора состоит из гидравлической навесной системы, прицепного устройства, вала отбора мощности и приводного шкива.

Навесная система – это группа механизмов, служащая для присоединения навесных машин к трактору и управления их подъемом и опусканием.

Прицепное устройство позволяет осуществлять буксировку различных прицепных машин и орудий.

Вал отбора мощности используется для приведения в действие активных рабочих органов сельскохозяйственных машин при одновременном перемещении их по полю.

К вспомогательному оборудованию трактора относят кабину с поддрессоренным сиденьем, капот, приборы освещения и сигнализации, системы отопления и вентиляции, компрессор и т. д.

Принципиальная схема расположения основных механизмов автомобиля (рис. 1.5, в) мало отличается от схемы устройства колесного трактора с пневматическими шинами.

2. ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

2.1. Классификация тракторных и автомобильных двигателей

Современные двигатели внутреннего сгорания можно классифицировать по следующим основным признакам.

1. По способу воспламенения смеси:

- с самовоспламенением от сжатия (дизели);
- с принудительным искровым зажиганием (ИЗ) (бензиновые и газовые);
- с комбинированным воспламенением (например, газодизели, у которых горючая смесь поджигается за счет самовоспламенения небольшого количества 10...15 % жидкого распыленного запального топлива);
- с форкамерно-факельным зажиганием, когда смесь в специальной дополнительной камере сгорания воспламеняется искрой, а в основной камере – от пламени из дополнительной камеры.

2. По способу смесеобразования:

- двигатели с внутренним смесеобразованием, в которых горючая смесь образуется внутри цилиндра в процессе сжатия после подачи в

него топлива (дизели; двигатели с искровым зажиганием и впрыском топлива в цилиндр; газовые с подачей газа в цилиндр);

- с внешним смесеобразованием, рабочая смесь образуется вне цилиндра двигателя (бензиновые карбюраторные и газовые – топливо-воздушная смесь приготавливается в карбюраторе или смесителе, а также двигатели с искровым зажиганием и впрыском топлива во впускной трубопровод);

- с расслоением заряда, при котором в различных зонах камеры сгорания образуется рабочая смесь разного состава.

3. По роду применяемого топлива:

- двигатели, работающие на жидком топливе (бензин, керосин, дизельное топливо, спирты, биотопливо);

- двигатели, работающие на газообразном топливе (сжиженный, сжатый, генераторный и биогаз);

- многотопливные двигатели, приспособленные для работы на широком ассортименте топлив;

- двигатели, работающие на водородном топливе.

4. По способу регулирования мощности:

- двигатели с количественным регулированием, в которых мощность регулируется изменением количества подаваемой в цилиндры топливовоздушной смеси (двигатели с искровым зажиганием);

- двигатели с качественным регулированием, в которых для изменения мощности при почти постоянном количестве воздушного заряда изменяется количество впрыснутого топлива (дизели);

- двигатели со смешанным регулированием – изменяется количество и состав смеси.

5. По способу организации рабочего цикла:

- четырехтактные двигатели, у которых рабочий цикл осуществляется в цилиндре за четыре хода поршня, т. е. за два оборота коленчатого вала;

- двухтактные двигатели, у которых рабочий цикл совершается в цилиндре за два хода поршня, т. е. за один оборот коленчатого вала.

6. По способу действия:

- простого действия, у которых рабочий цикл осуществляется только в одной верхней полости цилиндра;

- двойного действия, у которых рабочий цикл совершается в двух плоскостях цилиндра – в верхней и нижней;

- с противоположно движущимися поршнями, которые являются, по существу двумя двухтактными двигателями простого действия с общей камерой сгорания.

7. По способу наполнения цилиндра свежим зарядом:

- без наддува, у которых наполнение цилиндра обеспечивается перемещением поршня;
- с наддувом, у которых рабочая смесь (или воздух) полностью или частично подается в цилиндр под давлением, превышающим давление окружающей среды (свежий заряд перед поступлением в цилиндр предварительно сжимается в специальном компрессоре-нагнетателе).

8. По конфигурации камер сгорания (КС):

- с неразделенными однополостными КС;
- с полуразделенными КС;
- с разделенными КС.

9. По типу кривошипно-шатунного механизма:

- нереверсивные, имеющие одно постоянное направление вращения;
- реверсивные, у которых перемена направления вращения осуществляется реверсивным механизмом;
- тронковые, у которых в качестве направляющей используется тронковая часть поршня;
- крейцкопфные, у которых в качестве направляющей поршня служит ползун.

10. По способу охлаждения:

- жидкостного охлаждения;
- воздушного охлаждения.

11. По степени быстроходности:

- тихоходные (со средней скоростью поршня до 10 м/с);
- быстроходные (со средней скоростью поршня выше 10 м/с).

12. По расположению цилиндров:

- рядное;
- V-образное;
- оппозитное.

2.2. Основные требования к двигателям тракторов и автомобилей

Основные эксплуатационные требования сводятся к обеспечению максимальной производительности трактора и автомобиля при минимальной стоимости выполняемых ими работ и обеспечении условий

экологичности, надежности и безопасности. Эти общие требования достигаются следующим:

1) развитием двигателей необходимой мощности при различных скоростных и нагрузочных режимах автомобиля или трактора, возможностью повышения мощности без серьезных конструктивных изменений, обладанием хорошей приемистостью при трогании с места или изменении режима работы;

2) обеспечением требуемых экологических показателей;

3) уменьшением габаритных размеров двигателя и снижением его доли по габаритам и массе в конечном изделии;

4) максимально возможной экономичностью работы двигателя на всех режимах работы по топливу и маслу (снижение расхода масла на угар);

5) упрощением конструкции двигателя, что благоприятно сказывается на условиях выпуска, последующих технических обслуживаниях и ремонтах в условиях эксплуатации;

6) снижением производственной стоимости, которая достигается за счет обеспечения высокой технологичности изготовления деталей и применением полноценных заменителей металла;

7) обеспечением высокой надежности и долговечности в условиях эксплуатации;

8) максимальным целесообразным уравниванием двигателя и обеспечением необходимой неравномерности крутящего момента и частоты вращения коленчатого вала;

9) удобство технического обслуживания. Двигатель – это один из механических агрегатов трактора, поэтому необходимо обеспечить удобный доступ ко всем его узлам и деталям, требующим регулярного технического обслуживания.

2.3. Основные механизмы и системы двигателей и их назначение

В состав современного тракторного дизеля (рис. 2.1) входят два основных механизма – кривошипно-шатунный и газораспределительный и системы охлаждения, смазки, питания и пуска.

1. Кривошипно-шатунный механизм. Основное назначение кривошипно-шатунного механизма состоит в том, что он воспринимает силу давления газов, образующихся в результате сгорания топливной смеси и преобразует прямолинейное, возвратно-поступательное движение поршня во вращательное движение коленчатого вала. Он состо-

ит из неподвижных (блок цилиндров, головка блока цилиндров, крышки распределительных шестерен, картер маховика) и подвижных (маховик, коленчатый вал, шатунно-поршневая группа) элементов.

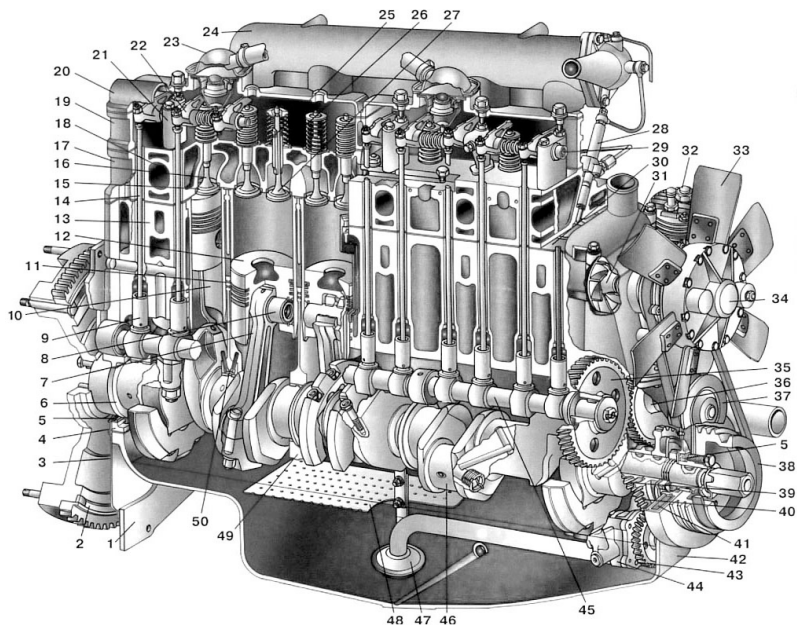


Рис. 2.1. Дизельный двигатель Д-260: 1 – задний лист; 2 – маховик; 3 – крышка; 4 – опора масляного картера; 5 – манжета уплотнительная; 6 – маслоотражатель; 7 – шатун; 8 – палец поршневой; 9 – толкатель; 10 – гильза цилиндров; 11 – кольца уплотнительные гильзы цилиндров; 12 – поршень; 13 – блок цилиндров; 14 – штанга толкателя; 15 – седло клапана; 16 – клапан впускной; 17 – головка цилиндров; 18 – канал выпускной; 19 – крышка головки цилиндров; 20 – колпак крышки головки цилиндров; 21 – стойка оси коромысел крайняя; 22 – коромысло; 23 – сапун; 24 – коллектор всасывающий; 25 – манжета уплотнительная; 26 – втулка направляющая клапана; 27 – клапан выпускной; 28 – форсунка; 29 – ось коромысел; 30 – прокладка головки цилиндров; 31 – крыльчатка водяного насоса; 32 – компрессор; 33 – вентилятор; 34 – муфта вязкого трения; 35 – шестерня распределительного вала; 36 – шестерня промежуточная распределительная; 37 – шкив натяжной; 38 – шкив коленчатого вала; 39 – шестерня привода распределения коленчатого вала; 40 – шестерня ведущая привода масляного насоса; 41 – демпфер силиконовый; 42 – картер масляный; 43 – шестерня ведомая привода масляного насоса; 44 – насос масляный; 45 – вал распределительный; 46 – вал коленчатый; 47 – маслоприемник; 48 – успокоитель масла; 49 – крышка коренного подшипника коленчатого вала; 50 – форсунки охлаждения поршней

2. Газораспределительный механизм обеспечивает впуск в цилиндры воздуха и выпуск отработавших газов в определенные моменты относительно ВМТ и НМТ при перемещении поршня в соответствии с происходящими процессами в цилиндрах двигателя. Основные элементы: распределительный вал, механизм привода клапанов, клапаны.

Дизельные двигатели в основном имеют один распределительный вал и два клапана на цилиндр: один впускной и один выпускной. Распределительный вал приводится во вращение от коленчатого вала двигателя в большинстве случаев с помощью зубчатого ремня (реже используется цепной привод).

3. Система охлаждения обеспечивает регулируемый отвод тепла от нагревающихся элементов двигателя. На дизельных двигателях используется преимущественно жидкостная система с принудительным охлаждением. Основные элементы: водяной насос, радиатор, термостат, вентилятор.

4. Система смазки обеспечивает подачу масла к трущимся поверхностям двигателя для уменьшения трения. Кроме того, масло уносит твердые частицы, образующиеся за счет трения в процессе износа элементов, и обеспечивает дополнительное охлаждение элементов двигателя. Основные элементы системы: маслоприемник с сетчатым фильтром, масляный насос, масляный фильтр, масляный радиатор. Система обеспечивает смазку элементов под давлением и разбрызгиванием.

5. Система питания представляет совокупность сборочных единиц и устройств, предназначенных для тщательной очистки воздуха и топлива, подачи воздуха и определенной порции распыленного топлива под высоким давлением в цилиндры. К этой же системе условно относят и сборочные единицы для отвода отработавших газов в атмосферу.

В системе питания дизелей воздухом можно выделить следующие основные элементы: воздухоочиститель, турбокомпрессор, впускные и выпускные трубопроводы, глушитель.

Система питания топливом обеспечивает впрыск топлива под высоким давлением в цилиндры двигателя в конце такта сжатия с временной синхронизацией момента начала подачи топлива относительно ВМТ поршня в соответствии с режимом работы двигателя. Основные элементы системы: топливный насос высокого давления, подкачивающий топливный насос с топливным фильтром, топливозаборник с сетчатым фильтром грубой очистки топлива. Топливный насос высо-

кого давления приводится в действие непосредственно от коленчатого вала двигателя или от распределительного вала с помощью зубчатого ремня привода.

6. Система пуска – это комплекс взаимодействующих механизмов и систем, обеспечивающих начало устойчивого протекания рабочего цикла в цилиндрах двигателя.

2.4. Основные понятия и определения о работе двигателя

В процессе работы двигателя поршни в его цилиндрах перемещаются поступательно, при этом за каждый полный оборот коленчатого вала они совершают по одному ходу вверх и вниз.

Мертвыми точками называются крайние положения поршня, в которых он меняет направление движения на обратное. Крайнее верхнее положение поршня в цилиндре (рис. 2.2) называется верхней мертвой точкой (**ВМТ**). Крайнее нижнее положение поршня в цилиндре называется нижней мертвой точкой (**НМТ**).

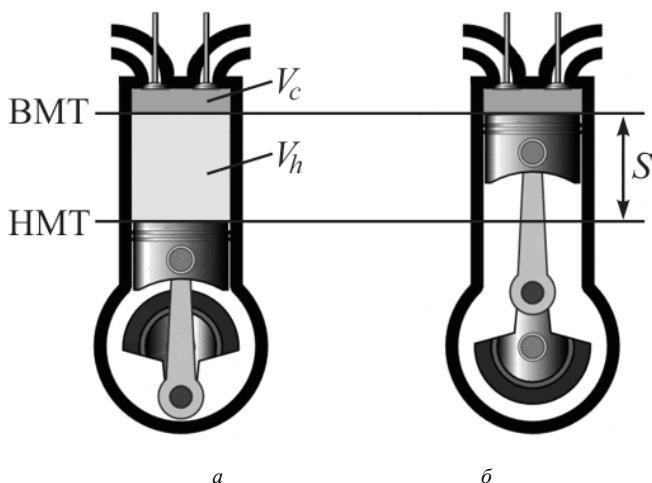


Рис. 2.2. Ход поршня и объемы цилиндра двигателя:
а – поршень в НМТ; б – поршень в ВМТ

Периодически повторяющиеся в определенной последовательности процессы, происходящие в каждом цилиндре и вызывающие превра-

щение тепловой энергии в механическую работу двигателя, называются **рабочим циклом двигателя**.

Такт – часть рабочего цикла, происходящая за время движения поршня от одной мертвой точки к другой, т. е. за один ход поршня.

Расстояние S между мертвыми точками называется ходом поршня. Ход поршня равняется двум радиусам кривошипа ($S = 2r$). За один ход поршня (например, от ВМТ к НМТ) коленчатый вал поворачивается на пол-оборота (180°).

Объем полости над поршнем, находящимся в ВМТ, называется объемом камеры сгорания V_c .

Пространство цилиндра между двумя мертвыми точками (НМТ и ВМТ) называют рабочим объемом цилиндра и обозначают V_h , равное:

$$V_h = \frac{\pi D^2 S}{4}, \quad (2.1)$$

где D – диаметр поршня.

Сумма объема камеры сгорания V_c и рабочего объема V_h цилиндра представляет собой полный объем цилиндра V_a , равный:

$$V_a = V_c + V_h.$$

Рабочий объем всех цилиндров, выраженный в литрах, называется литражом двигателя:

$$V_{\text{л}} = V_h i = \frac{\pi D^2 S i}{4}, \quad (2.2)$$

где i – число цилиндров.

Литраж двигателя – это сумма рабочих объемов всех цилиндров, измеряемый в литрах. Соответственно, чем больше литраж – тем более мощным будет двигатель. Измеряется мощность в киловаттах или в лошадиных силах (кВт или л. с.).

Степень сжатия – отношение полного объема цилиндра к объему камеры сгорания:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_c + V_h}{V_c}. \quad (2.3)$$

Она показывает, во сколько раз уменьшается объем рабочей смеси или воздуха, поступивших в цилиндр, при перемещении поршня от

НМТ к ВМТ. Чем выше степень сжатия, тем больше давление и температура рабочей смеси в конце сжатия.

С увеличением степени сжатия повышается мощность и топливная экономичность двигателя. Однако повышение степени в дизелях возможно лишь до определенных пределов. Жидкие и газообразные топлива различных видов имеют разные температуры самовоспламенения, поэтому вид топлива, на котором работает двигатель, и его пусковые свойства определяют пределы степени сжатия. Двигатели, работающие на бензине с воспламенением от искры, имеют степень сжатия в пределах 6...9, на газе – 8...10, дизели – 16...20.

2.5. Принципы работы двигателей внутреннего сгорания

2.5.1. Принцип работы четырехтактного дизеля

Рабочий цикл четырёхтактного дизеля состоит в том, что в его цилиндры при такте впуска поступает воздух, который из-за большой степени сжатия нагревается до высокой температуры, а затем в него впрыскивается мелкораспылённое топливо, которое под действием высокой температуры воздуха самовоспламеняется.

Впуск (первый такт, рис. 2.3, *а*). Поршень перемещается вниз и, действуя подобно насосу, создает разрежение в цилиндре. Через открытый впускной клапан в цилиндр поступает чистый воздух под влиянием разности давлений. Впускной клапан закрыт. В конце такта закрывается и впускной клапан.

Сжатие (второй такт, рис. 2.3, *б*). Поршень, продолжая движение, перемещается вверх. Поскольку оба клапана закрыты, поршень сжимает воздух. Температура воздуха при сжатии растет. Благодаря высокой степени сжатия давление в цилиндре повышается до 4 МПа, а воздух нагревается до температуры 600 °С. В конце такта сжатия через форсунку в цилиндр впрыскивается порция дизельного топлива в мелко-распыленном состоянии.

Рабочий ход или расширение (третий такт, рис. 2.3, *в*). Мелкие части топлива, соприкасаясь с нагретым сжатым воздухом, самовоспламеняются. Впрыскивание топлива через форсунку и его горение продолжают некоторое время после того, как поршень пройдет ВМТ. Благодаря задержке самовоспламенения топливо в основном сгорает во время этого такта. Оба клапана при рабочем ходе закрыты.

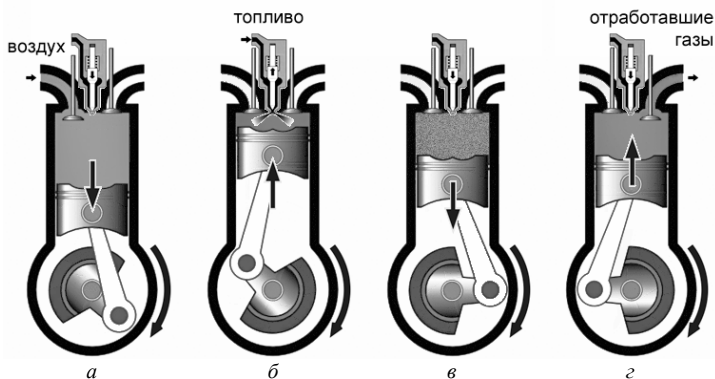


Рис. 2.3. Схема работы четырехтактного одноцилиндрового дизеля:
а – впуск; б – сжатие; в – рабочий ход; г – выпуск

Температура газов при сгорании достигает $2\,000\text{ }^{\circ}\text{C}$, давление повышается до 8 МПа . Под большим давлением расширяющихся газов поршень перемещается вниз и передает воспринимаемое им усилие через шатун на коленчатый вал, заставляя его вращаться.

Выпуск (четвертый такт, рис. 2.3, г). Поршень перемещается вверх, а выпускной клапан открывается. Отработавшие газы сначала под действием избыточного давления, а затем поршня удаляются из цилиндра. После прохода поршнем ВМТ выпускной клапан закрывается, а впускной открывается.

По окончании выпуска рабочие процессы в цилиндре повторяются в той же последовательности.

В одноцилиндровом четырехтактном двигателе за цикл работы совершается только один рабочий такт, а остальные три такта являются вспомогательными, на них затрачивается часть работы, произведенной газами во время расширения.

Одноцилиндровые четырехтактные двигатели имеют следующие основные недостатки:

- 1) неравномерность вращения коленчатого вала (пол-оборота вал вращается с ускорением, а полтора оборота – с замедлением);
- 2) не уравновешены силы инерции частей (поршень, палец и др.), движущихся возвратно-поступательно;
- 3) неблагоприятные условия приготовления горючей смеси (движение ее во впускном трубопроводе прекращается на период трех полуоборотов, вследствие чего может быть конденсация паров топлива);

- 4) двигатели увеличенной мощности слишком громоздки и тяжелы;
- 5) не обладают приемистостью, т. е. способностью быстро увеличивать частоту вращения коленчатого вала (малое количество рабочих ходов и большая инерция массивных деталей – поршень, маховик).

2.5.2. Принцип работы четырехтактного двигателя с искровым зажиганием

В двигателе с искровым зажиганием горючая смесь воздуха с топливом воспламеняется от искровой свечи зажигания, установленной в головке цилиндра.

Рабочий цикл четырехтактного двигателя с искровым зажиганием протекает следующим образом.

Впуск (рис. 2.4, а). Поршень перемещается вниз. Впускной клапан открыт. Вследствие разрежения внутрь цилиндра через впускной канал поступает горючая смесь, которая перемешивается с остаточными газами, в результате чего образуется рабочая смесь.

Сжатие (рис. 2.4, б). Поршень движется вверх. Впускной и выпускной клапаны закрыты.

Объем над поршнем уменьшается, и рабочая смесь сжимается, благодаря чему улучшаются испарение и перемешивание паров бензина с воздухом. К концу такта давление достигает 1,0...1,2 МПа, а температура – 350...400 °С.

Рабочий ход или сгорание и расширение (рис. 2.4, в). Оба клапана закрыты. В конце такта сжатия рабочая смесь воспламеняется от искры.

Поршень под действием давления расширяющихся газов перемещается от ВМТ к НМТ. Давление газов достигает 2,5...4,0 МПа, а температура доходит до 2 300 °С.

Выпуск (рис. 2.4, г). Поршень движется вверх. Открыт выпускной клапан. Отработавшие газы выходят через выпускной канал наружу.

К основным преимуществам четырёхтактных двигателей относят:

- большой моторесурс;
- большая экономичность;
- более чистый выхлоп отработавших газов;
- не требуется сложная выхлопная система;
- меньший шум;
- не нужно предварительно смешивать масло с бензином.

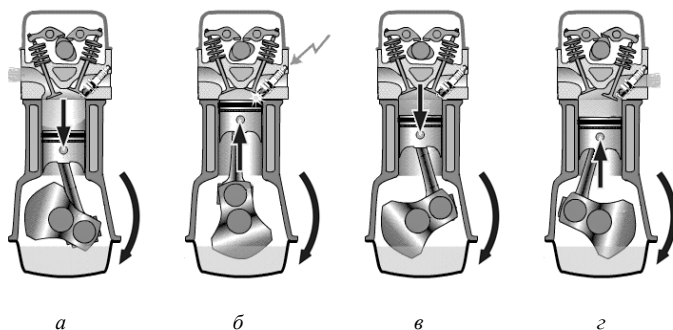


Рис. 2.4. Схема работы четырехтактного одноцилиндрового двигателя с искровым зажиганием: *а* – впуск; *б* – сжатие; *в* – рабочий ход; *г* – выпуск

2.5.3. Рабочий процесс двухтактного двигателя с искровым зажиганием

В двухтактных двигателях все рабочие циклы (процессы впуска топливной смеси, выпуска отработанных газов, продувки) происходят в течение одного оборота коленчатого вала за два основных такта. У двигателей такого типа отсутствуют клапаны (как у четырехтактных ДВС), их роль выполняет поршень, который при своем перемещении закрывает впускные, выпускные и продувочные окна. Поэтому они более просты в конструкции.

Такт сжатия. Поршень перемещается от НМТ к ВМТ (рис. 2.5, *а*), при этом перекрывая сначала продувочное 3, а затем выпускное 2 окна. После закрытия поршнем выпускного окна в цилиндре начинается сжатие ранее поступившей в него горючей смеси. Одновременно, движущийся вверх поршень после перекрытия продувочного окна 3 (рис. 2.5, *б*) создаёт разрежение в кривошипной камере 1. Под действием этого разрежения открывается клапан впускного коллектора 4, и свежая порция топливовоздушной смеси засасывается в кривошипную камеру.

Такт рабочего хода. При положении поршня около ВМТ сжатая рабочая смесь воспламеняется электрической искрой от свечи (рис. 2.5, *в*), в результате чего температура и давление газов резко возрастают.

Под действием теплового расширения газов поршень перемещается к НМТ, при этом расширяющиеся газы совершают полезную работу.

Одновременно, опускаясь вниз, поршень создает высокое давление в кривошипной камере (сжимая в ней топливовоздушную смесь). Под действием давления клапан закрывается, не давая, таким образом, горючей смеси снова попасть во впускной коллектор и затем в карбюратор.

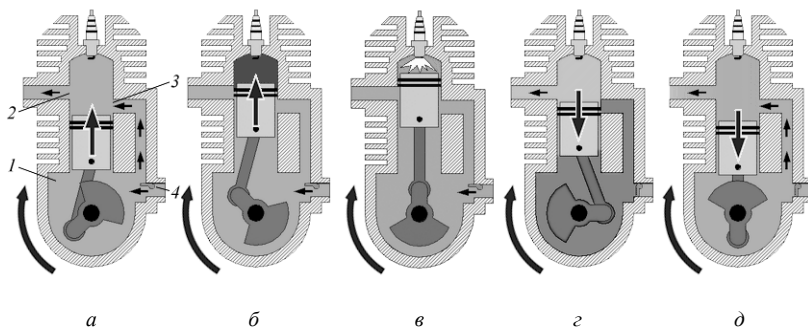


Рис. 2.5. Схема работы двухтактного двигателя: 1 – кривошипная камера; 2 – выпускное окно; 3 – продувочное окно; 4 – клапан впускного коллектора

Когда поршень дойдет до выпускного окна (рис. 2.5, г), оно открывается и начнется выпуск отработавших газов в атмосферу, давление в цилиндре понижается.

При дальнейшем перемещении поршень открывает продувочное окно (рис. 2.5, д) и сжатая в кривошипной камере горючая смесь поступает по каналу, заполняя цилиндр. Затем, после открытия клапана, происходит продувка цилиндра от остаточных газов и одновременно осуществляется наполнение его свежей горючей смесью, начиная новый рабочий цикл (рис. 2.5, а). При этом горючая смесь частично выходит вместе с отработавшими газами, что ухудшает топливную экономичность. Таким образом, за два хода поршня (два такта) совершается полный рабочий цикл.

К основным преимуществам двухтактных двигателей относят:

- отсутствие громоздких систем смазки и газораспределения у бензиновых вариантов;
- большая мощность в пересчёте на 1 литр рабочего объёма;
- проще и дешевле в изготовлении.

2.5.4. Особенности рабочего процесса дизеля с турбокомпрессором

В бескомпрессорных дизельных двигателях цилиндры заполняются воздухом всего на 70...80 %. Это объясняется следующими причинами:

- до начала заполнения цилиндра часть его объема занимают оставшиеся продукты сгорания;
- всасываемый в цилиндр воздух нагревается, что обуславливает уменьшение его плотности;
- впускная система обладает значительным сопротивлением, зависящим от конструкции и технического состояния механизма газораспределения, воздухоочистителя и впускного коллектора.

Смысл наддува двигателя внутреннего сгорания – улучшить наполнение цилиндров двигателя топливно-воздушной смесью для повышения среднего эффективного давления цикла и, как следствие, мощности двигателя путем принудительного увеличения заряда воздуха, поступающего в цилиндры.

При турбонаддуве в качестве привода используется отработавший газ, который в обычном случае просто выбрасывается в атмосферу, без утилизации его энергии на совершение полезной работы. При работе двигателя с турбонаддувом отработавшие газы подаются в турбину (рис. 2.6), где отдают часть своей энергии, раскручивая ротор турбокомпрессора, и затем поступают через приемную трубу в глушитель.

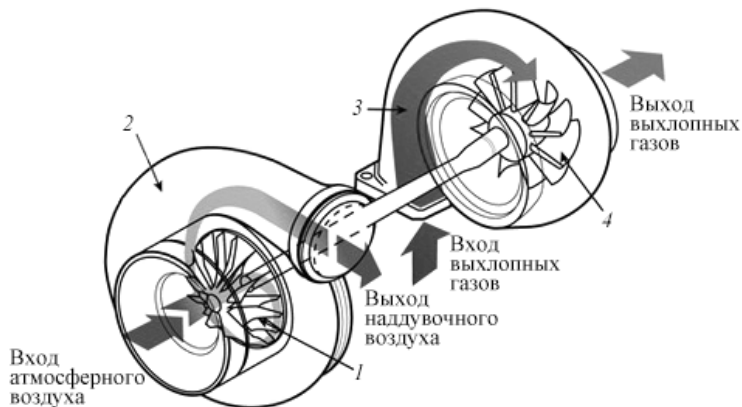


Рис. 2.6. Схема работы турбокомпрессора ДВС: 1 – рабочее колесо компрессора; 2 – корпус компрессора; 3 – корпус турбины; 4 – турбинное колесо

На одном валу с лопаточным колесом турбины находится колесо компрессора, который засасывает воздух из воздушного фильтра, повышает его давление на 30...80 % (в зависимости от степени наддува) и подает в двигатель.

В один и тот же объем (литраж) двигателя поступает большее по массе количество воздуха, что позволяет сжигать больше топлива и получить в результате большую (на 40 % и более) мощность двигателя, а за счет использования энергии отработавших газов повышается КПД двигателя и снижается удельный расход топлива на 5...20 %.

2.5.5. Многоцилиндровые двигатели

Детали одноцилиндрового двигателя работают под большими нагрузками, вызываемыми давлением газов в цилиндре, инерционными и центробежными силами, возникающими при движении деталей. В связи с тем, что величина давления газов значительно меняется даже в течение одного хода поршня, на детали двигателя действуют переменные нагрузки, что является основной причиной неравномерности работы одноцилиндровых двигателей, т. е. коленчатый вал одноцилиндрового двигателя вращается неравномерно: при рабочем ходе – ускоренно, а при вспомогательных тактах – замедленно. Кроме того, одноцилиндровый двигатель обычно имеет небольшую мощность и повышенную вибрацию. Для достижения равномерности работы двигателя или устанавливают на коленчатом валу тяжелый маховик, или используют многоцилиндровый двигатель.

Маховик накапливает энергию во время рабочего хода и отдает ее при совершении вспомогательных тактов. Но тяжелый маховик применяется только для стационарных двигателей, работающих, как правило, на постоянном режиме. Тяжелый маховик вследствие значительной инерции не обеспечивает необходимой автотракторному двигателю приемистости, т. е. способности двигателя быстро развивать и уменьшать частоту вращения. Поэтому в автотракторных двигателях равномерность работы достигается не увеличением массы маховика, а за счет объединения в одном блоке нескольких цилиндров, т. е. создавая многоцилиндровые двигатели. В многоцилиндровом двигателе такты рабочего хода равномерно чередуются в отдельных цилиндрах, вследствие чего в значительной мере уравниваются силы инерции, возникающие в кривошипно-шатунном механизме при работе двигателя.

Многоцилиндровые двигатели выпускают с различным (обычно четным) числом цилиндров – от двух до шестнадцати.

Расположение цилиндров может быть однорядным и двухрядным (как правило, V-образным). V-образное расположение цилиндров при том же объеме позволяет уменьшить длину двигателя по сравнению с рядным расположением цилиндров, а следовательно, удобнее установить место водителя и органы управления.

Для обеспечения наибольшей равномерности работы многоцилиндрового двигателя необходимо, чтобы такты рабочего хода в различных цилиндрах чередовались через равные промежутки времени и в определенной последовательности. Эта последовательность повторения одноименных тактов в различных цилиндрах называется порядком работы цилиндров двигателя.

Однако не при любом порядке обеспечивается хорошая работа двигателя. Необходимо, чтобы очередные такты рабочего хода следовали в цилиндрах, наиболее удаленных один от другого. В этом случае нагрузка на коренные подшипники коленчатого вала будет распределяться более равномерно; кроме того, отработавшие газы из цилиндра, в котором начинается выпуск, не будут попадать через выпускной трубопровод в цилиндр, в котором выпуск еще не закончился.

Наиболее удобными порядками работы автомобильных двигателей являются: для четырехцилиндрового 1–2–4–3 и 1–3–4–2, для шестицилиндрового 1–5–3–6–2–4.

Рассмотрим, как происходит работа четырехтактного четырехцилиндрового двигателя с порядком работы цилиндров 1–2–4–3.

Так как рабочий цикл четырехтактного двигателя совершается за два оборота коленчатого вала (720°), а число рабочих ходов, происходящих за это время, равно четырем, то для правильного чередования рабочих ходов кривошипы коленчатого вала смещены один относительно другого на 180° ($720^\circ : 4$), т. е. на пол-оборота коленчатого вала, и находятся, таким образом, в одной плоскости.

Во время работы двигателя поршни в первом и четвертом цилиндрах при первом полуобороте первого оборота коленчатого вала перемещаются от верхней мертвой точки к нижней, в первом цилиндре происходит рабочий ход, в четвертом цилиндре такт впуска (рис. 2.7). Во втором и третьем цилиндрах поршни перемещаются в это время к верхней мертвой точке – во втором цилиндре происходит такт сжатия, а в третьем – такт выпуска.

Во время второго полуоборота первого оборота коленчатого вала поршни в первом и четвертом цилиндрах перемещаются от нижней мертвой точки к верхней – в первом цилиндре происходит такт выпуска, а в четвертом такт сжатия. Поршни второго и третьего цилиндров в это время перемещаются от верхней мертвой точки к нижней во втором цилиндре происходит рабочий ход, в третьем – такт впуска.

Во время первого полуоборота второго оборота коленчатого вала поршни в первом и четвертом цилиндрах перемещаются от верхней мертвой точки к нижней – в первом цилиндре происходит такт впуска, в четвертом – рабочий ход. Поршни второго и третьего цилиндров в это время перемещаются от нижней мертвой точки к верхней во втором цилиндре происходит такт выпуска, в третьем – такт сжатия.



Рис. 2.7. Порядок работы четырехцилиндрового двигателя

Во время второго полуоборота второго оборота коленчатого вала поршни в первом и четвертом цилиндрах перемещаются от нижней мертвой точки к верхней – в первом цилиндре происходит такт сжатия, в четвертом – такт выпуска. Поршни во втором и третьем цилиндрах перемещаются от верхней мертвой точки к нижней – во втором цилиндре происходит такт впуска, в третьем рабочий ход.

Четырехцилиндровый четырехтактный двигатель с порядком работы цилиндров 1–3–4–2 отличается от двигателя с порядком работы 1–2–4–3 лишь конструкцией распределительного механизма, которая определяет несколько иную последовательность открытия и закрытия клапанов и чередования тактов.

Оба порядка работы цилиндров, принятые для современных четырехтактных четырехцилиндровых двигателей, полностью равноценны и по равномерности и по качеству работы двигателей.

Порядок работы цилиндров обычно изображается в виде табл. 2.1 чередования тактов.

Таблица 2.1. Порядок работы четырехцилиндрового ДВС

Полуоборот коленчатого вала	Углы поворота коленчатого вала, град.	Цилиндр			
		1	2	3	4
Первый	0...180	Рабочий ход	Выпуск	Сжатие	Впуск
Второй	180...360	Выпуск	Впуск	Рабочий ход	Сжатие
Третий	360...540	Впуск	Сжатие	Выпуск	Рабочий ход
Четвертый	540...720	Сжатие	Рабочий ход	Впуск	Выпуск

На современных автомобилях широко используются шестицилиндровые двигатели, у которых цилиндры расположены в один ряд. Такие двигатели называются однорядными в отличие от двигателей, цилиндры которых расположены в два ряда под некоторым углом один к другому.

В шестицилиндровом однорядном двигателе коленчатый вал имеет шесть кривошипов. Так как рабочий цикл четырехтактного двигателя совершается за два оборота коленчатого вала (720°), а количество рабочих ходов за это время равно шести, то для правильного чередования рабочих ходов кривошипы коленчатого вала смещены один относительно другого на 120° ($720^\circ : 6$), т. е. на одну треть оборота вала.

Для однорядных шестицилиндровых двигателей применяется следующее расположение кривошипов: 1–6 – вверх, 2–5 – налево, 3–4 – направо, если смотреть со стороны переднего конца вала.

При вращении коленчатого вала поршни в шестицилиндровом двигателе проходят через мертвые точки не все одновременно, как в четырехцилиндровом двигателе, а только попарно. Поэтому и такты во всех цилиндрах начинаются и кончаются также не одновременно, а смещены в одной паре цилиндров относительно другой на 60° .

Особенностью двухтактных дизелей является то, что их рабочий цикл совершается за один оборот коленчатого вала (360°). Поэтому и взаимное расположение кривошипов коленчатых валов имеет свои особенности: в четырехцилиндровом двигателе кривошипы смещены один относительно другого на 90° ($360^\circ: 4$), в шестицилиндровом – на 60° ($360^\circ: 6$).

В многоцилиндровых двигателях вследствие непрерывного чередования рабочих ходов и перекрытия их одного другим обеспечивается более плавное и равномерное вращение коленчатого вала. Многоцилиндровые двигатели работают более устойчиво, без толчков и сотрясений, присущих одноцилиндровым двигателям.

2.5.6. Основные показатели работы двигателя

Основными показателями работы двигателя считаются эффективные показатели, которые «снимаются» с коленчатого вала двигателя и полезно используются.

К числу эффективных показателей относятся: среднее эффективное давление, эффективная мощность, крутящий момент, эффективный КПД и удельный эффективный расход топлива.

Среднее эффективное давление – условное постоянное давление в цилиндре двигателя, при котором работа, произведенная рабочим телом за один такт, равнялась бы эффективной работе двигателя. Среднее эффективное давление характеризует полезную работу, получаемую за один цикл с единицы рабочего объема цилиндра:

$$p_e = \frac{L_e}{V_h} = \frac{L_i - L_{мп}}{V_h}, \quad (2.4)$$

где L_e – эффективная работа;

V_h – рабочий объем цилиндра;

L_i – индикаторная работа;

$L_{мп}$ – мощность механических потерь.

Эффективная мощность – мощность, снимаемая с коленчатого вала двигателя. Эта мощность передается трансмиссии трактора или автомобиля, она меньше индикаторной на величину мощности, затрачиваемой на преодоление механических потерь, т. е.:

$$N_e = \frac{p_e V_h n i}{30\tau}, \quad (2.5)$$

где n – частота вращения коленчатого вала;

i – число цилиндров двигателя;

τ – тактность двигателя.

Иногда эффективную мощность называют мощностью на валу двигателя.

Крутящий момент – средний за цикл момент, передаваемый от коленчатого вала силовой передаче автомобиля – определяется из выражения эффективной мощности:

$$N_e = \frac{M_k \omega}{10^3}, \quad (2.6)$$

где $\omega = \frac{\pi n}{30}$ – угловая скорость коленчатого вала двигателя.

Тогда

$$M_k = \frac{N_e 10^3}{\omega} = \frac{N_e 10^3 30}{\pi n} = 9550 \frac{N_e}{n}. \quad (2.7)$$

Степень использования теплоты с учетом механических потерь в двигателе определяется эффективным КПД η_e и эффективным удельным расходом топлива g_e .

Эффективный КПД – это отношение количества теплоты, преобразованной в полезную эффективную работу на валу двигателя при сгорании в его цилиндрах 1 кг топлива L_e , к теплоте сгорания топлива H_u :

$$\eta_e = \frac{L_e}{Q_1} = \frac{L_i - L_m}{Q_1} = \frac{L_i \eta_m}{Q_1} = \eta_i \eta_m. \quad (2.8)$$

Эффективный КПД существенно зависит от режима работы двигателя. По мере уменьшения нагрузки при постоянной частоте вращения коленчатого вала η_e уменьшается вследствие уменьшения η_m и достигает нуля на режиме холостого хода двигателя. При работе двигателя с полной нагрузкой, по мере увеличения частоты вращения коленчатого вала (начиная от минимальной), эффективный КПД сначала возрастает (в основном за счет увеличения относительного КПД), а затем уменьшается (в основном за счет уменьшения η_m). В результате максималь-

ное значение η_e имеет место при средних скоростных режимах работы двигателя.

Эффективный удельный расход топлива – расход топлива, приходящегося на один киловатт эффективной мощности в течение часа:

$$g_e = \frac{G_T 10^3}{N_e} . \quad (2.9)$$

Взаимосвязь η_e и g_e определяется выражением:

$$\eta_e = \frac{3600}{H_u g_e} , \quad (2.10)$$

где H_u – низшая теплотворная способность топлива.

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

$$N_{\text{л}} = \frac{N_e}{V_h} = \frac{p_e n}{30\tau} . \quad (2.11)$$

Поршневая мощность – эффективная мощность, отнесенная к 1 дм² площади сечения цилиндра:

$$N_{\text{п}} = \frac{N_e}{F_{\text{п}} i} = N_{\text{л}} S , \quad (2.12)$$

где $F_{\text{п}}$ – площадь поршня;

S – ход поршня.

Величиной литровой мощности пользуются для сравнительной оценки различных ДВС с точки зрения совершенства рабочего процесса и конструктивного выполнения. Чем больше литровая мощность, тем более форсирован двигатель и меньше его габариты и масса.

Литровая мощность дизелей без наддува находится в пределах от 12 до 15 кВт/л и уступает аналогичному показателю двигателей с искровым зажиганием – 20...50 кВт/л. Для дизелей с наддувом до 35 кВт/л.

3. КРИВОШИПНО-ШАТУННЫЙ МЕХАНИЗМ

3.1. Назначение механизма, применяемые кинематические схемы

Кривошипно-шатунный механизм (КШМ) на такте расширения (рабочий ход) преобразует прямолинейное поступательное движение поршня во вращательное движение коленчатого вала, а на остальных тактах – вращательное движение коленчатого вала в прямолинейное возвратно-поступательное движение поршня.

Наибольшее распространение в автотракторных двигателях получили кинематические схемы КШМ с рядным, V-образным и оппозитным расположением цилиндров (рис. 3.1).

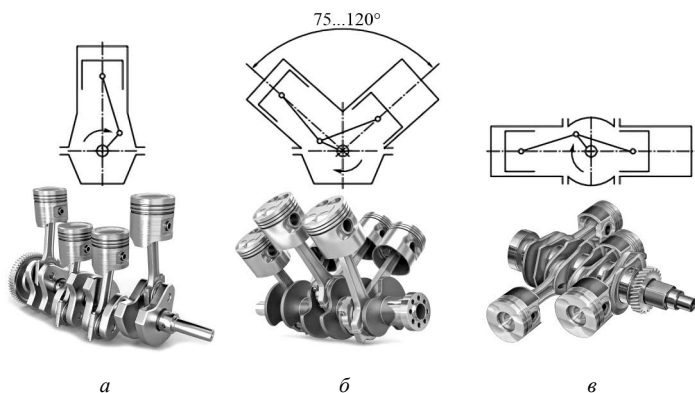


Рис. 3.1. Схемы расположения цилиндров двигателей:
а – рядное; б – V-образное; в – оппозитное

Самый простой по расположению цилиндров двигатель – рядный (их обычно обозначают R2, R3, R4 и т. д., в зависимости от числа цилиндров). С увеличением числа цилиндров двигателя становится длиннее. Для уменьшения длины двигателя и увеличения жесткости основных деталей и узлов конструкции применяют V-образные схемы КШМ (их обозначают V2, V4, V6, V8 и т. д.), в которых блоки цилиндров располагаются под углом $75...120^\circ$. Двигатели с углом развала между блоками 180° называют оппозитными. Такие двигатели конструктивно сложнее и шире рядных, поэтому они в основном используются для транспортных средств, в которых необходимо иметь пониженный центр тяжести (легковые автомобили) или двигатель небольшой высоты (автобусы с расположением силового агрегата под полом салона).

Базовые детали КШМ (рис. 3.2) можно разделить:

- на неподвижные – блок-картер 6, цилиндры 1, головка цилиндров 5, поддон картера 8;

- подвижные – поршни, поршневые кольца и пальцы, составляющие поршневую группу 2, шатуны 3, коленчатый вал 4, маховик 7.

Кроме того, к кривошипно-шатунному механизму относятся коренные и шатунные подшипники, прокладки, крепежные детали.

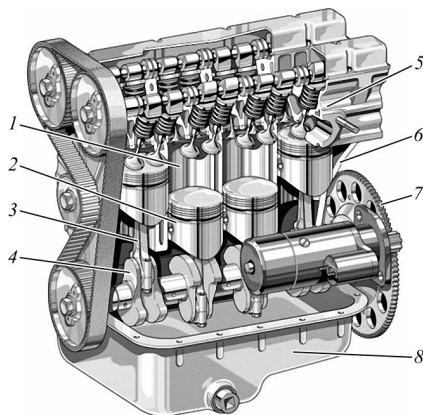


Рис. 3.2. Схема рядного четырехцилиндрового двигателя жидкостного охлаждения: 1 – цилиндр; 2 – поршневая группа; 3 – шатун; 4 – коленчатый вал; 5 – головка цилиндров; 6 – блок-картер; 7 – маховик; 8 – поддон картера

3.2. Неподвижные детали кривошипно-шатунного механизма

Блок-картер является основной корпусной деталью двигателя, представляющей собой жесткую отливку, в которой размещаются и работают подвижные детали. К нему крепятся практически все навесные агрегаты и приборы, обеспечивающие работу двигателя. Блок-картер, называемый также **блоком цилиндров**, включает цилиндры, рубашку охлаждения и картер приводного механизма. Сверху блок закрывают головкой цилиндров, снизу – поддоном картера. Головки крепят к блок-картеру шпильками или болтами. Между блок-картером и головкой устанавливают уплотнительную прокладку.

Конструкцию блок-картера можно классифицировать в зависимости от исполнения верхней плиты, области постели коренного подшипника и расположения цилиндров.

Верхняя плита может быть выполнена в двух различных конструктивных исполнениях: закрытое 1 и открытое 2 (рис. 3.3).

При закрытом исполнении верхняя плита блок-картера полностью закрыта вокруг цилиндра. В плите имеются отверстия и каналы для подачи масла и охлаждающей жидкости, вентиляции картера и резьбовых соединений головки блока цилиндров. Отверстия для подачи

охлаждающей жидкости соединяют водяную рубашку, которая окружает цилиндр, с водяной рубашкой в головке блока цилиндров. Такая конструкция имеет недостатки в части охлаждения цилиндров в зоне ВМТ.

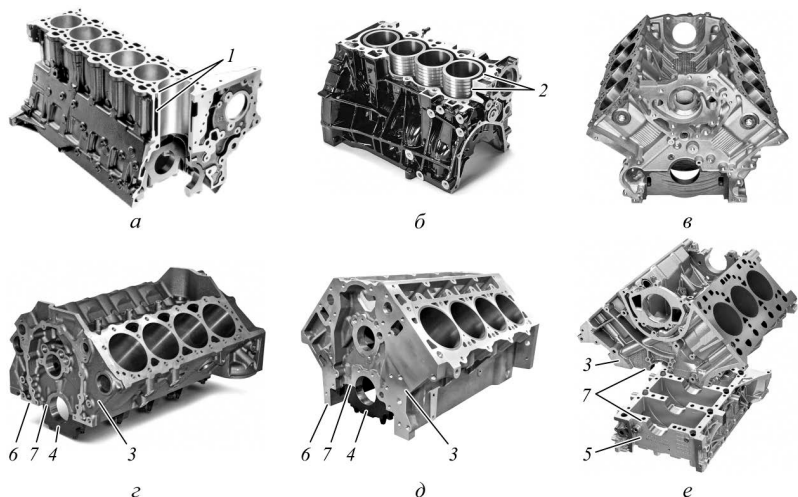


Рис. 3.3. Конструкции блоков цилиндров: *а* – рядное расположение цилиндров с закрытым исполнением рубашки охлаждения; *б* – рядное расположение цилиндров с открытым исполнением рубашки охлаждения; *в* – V-образное рядное расположение цилиндров; *г* – блок-картер с плоскостью разреза по оси коленчатого вала; *д* – блок-картер с плоскостью разреза ниже оси коленчатого вала; *е* – блок-картер с опорной плитой; 1 – закрытое исполнение рубашки охлаждения; 2 – открытое исполнение рубашки охлаждения; 3 – блок-картер; 4 – крышка коренного подшипника; 5 – опорная плита; 6 – плоскость разреза блок-картера; 7 – плоскость разреза коренного подшипника

Преимуществом закрытого исполнения по сравнению с открытым является более высокая жесткость верхней плиты и, следовательно, меньшая деформация плиты, меньшее смещение цилиндров и лучшая акустика.

При открытом исполнении водяная рубашка, окружающая цилиндры, открыта в верхней части. Это улучшает охлаждение цилиндров в верхней части. Меньшая жесткость в настоящее время компенсируется применением металлической прокладки головки блока.

Постель подшипника – это верхняя часть опоры коленчатого вала, интегрированная в отливку блок-картера. Исполнение области постели коренного подшипника имеет особое значение, так как в этом месте воспринимаются силы, действующие на подшипник коленчатого вала. Исполнения отличаются плоскостью разреза блок-картера 6 с масляным поддоном и конструкцией крышек коренных подшипников 4.

Плоскость разъема блок-картера и масляного поддона образует фланец масляного поддона. Различают два конструктивных исполнения. В первом случае плоскость разъема лежит по центру коленчатого вала (рис. 3.3, *з*). Это исполнение экономично при изготовлении, но обладает значительными недостатками по части жесткости и акустики. При втором исполнении фланец масляного поддона располагается ниже центра коленчатого вала (рис. 3.3, *д*). Кроме этих исполнений, получил распространение блок-картер с верхней и нижней частями (рис. 3.3, *е*), из которых нижняя называется *bedplate* (опорной плитой 5).

Блок цилиндров большинства двигателей отливается из серого чугуна. Рабочей поверхностью зеркала цилиндра является чугун отливки, обладающий необходимой износостойкостью и низким коэффициентом трения в паре материалов чугун – чугун или чугун – сталь, из которых изготавливаются поршневые кольца, и в паре материалов чугун – алюминий, из которых изготавливаются поршни. Дополнительно в блоки могут запрессовываться гильзы из более износостойкого легированного чугуна.

Недостатком чугуна является его большой удельный вес, поэтому блок цилиндров многих современных двигателей отливается из алюминиевого сплава. Алюминиевые сплавы гораздо мягче чугуна, поэтому для обеспечения необходимой жесткости блока приходится делать более толстыми несущие стенки и сложную систему ребер жесткости. Алюминий имеет более высокий коэффициент температурного расширения, поэтому необходимо более строго контролировать зазоры между различными деталями двигателя. Также коэффициент трения в паре материалов алюминий – алюминий довольно высокий, и, кроме того, алюминий обладает низкой износостойкостью, поэтому в стенки цилиндров вставляются чугунные гильзы. Гильзы по внутреннему диаметру сортируются на три размерные группы: большая (Б), средняя (С) и малая (М). Маркировка группы наносится на заходном конусе гильзы. На двигателе устанавливаются гильзы одной размерной группы. Также гильзы из износостойкого чугуна могут вплавляться в блоки, или вместо гильз алюминиевые стенки цилиндров покрывают специальным износостойким материалом.

Во время отливки в блоке цилиндров изготавливаются каналы для прохода охлаждающей жидкости, омывающей гильзы цилиндров. Система таких каналов называется рубашкой охлаждения. Также в блоке цилиндров методом сверления делаются масляные каналы, называемые масляными магистралями, по которым масло от насоса системы смазки поступает ко всем трущимся деталям двигателя. Выходные отверстия сверлений масляных магистралей на наружной поверхности блока цилиндров имеют резьбовые заглушки или герметизируются другими способами.

Поддон картера 8 (см. рис. 3.2) закрывает КШМ снизу и одновременно является резервуаром для масла. Внутри поддона могут выполняться лотки и перегородки, препятствующие перемещению и взбалтыванию масла при движении трактора по неровным дорогам. В нижней точке поддона располагается бобышка с резьбовым отверстием для слива масла. Отверстие закрывается пробкой с магнитом, предназначенным для улавливания металлических продуктов износа двигателей.

Головка блока цилиндров закрывает цилиндры и образует верхнюю часть рабочей полости двигателя, в ней частично или полностью размещаются камеры сгорания. Головка цилиндров представляет собой чугунную или алюминиевую отливку, во внутренних полостях которой имеются впускные и выпускные каналы, закрываемые клапанами. Для обеспечения отвода тепла головка цилиндров имеет внутренние полости, в которых циркулирует охлаждающая жидкость. Головка цилиндров имеет вставные седла клапанов, изготовленные из жаропрочного и износостойкого сплава. На головке цилиндров устанавливаются детали газораспределительного механизма, крышка головки, впускной и выпускной коллекторы, форсунки и свечи накаливания системы питания дизелей, свечи системы зажигания бензиновых двигателей.

Для уплотнения разъема между головкой и блоком цилиндров установлена прокладка, предотвращающая прорыв газов наружу и исключающая проникновение охлаждающей жидкости и масла в цилиндры.

В двигателях воздушного охлаждения головки блока цилиндров и сами цилиндры делают оребренными, причем ребра располагают по движению потока охлаждающего воздуха для обеспечения более эффективного отвода теплоты.

3.3. Подвижные детали, условия работы и применяемые материалы

Поршневая группа (рис. 3.4) включает в себя поршень, поршневые кольца и поршневой палец с фиксирующими деталями.

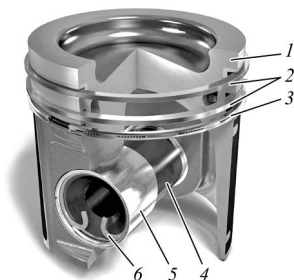


Рис. 3.4. Поршневая группа: 1 – поршень;
2 – компрессионное кольцо; 3 – маслосъемное
кольцо; 4 – палец; 5 – втулка;
6 – стопорное кольцо

Поршень передает давление газов через поршневой палец и шатун коленчатому валу двигателя.

Поршень (рис. 3.5) состоит из днища 4, уплотняющей части с канавками для колец 2 и 3, бобышек 9 и юбки 6. В канавке 2 находятся дренажные отверстия 1 диаметром 2,5...3,0 мм, предназначенные для отвода масла. Поршневые кольца, установленные в канавки, герметизируют камеру сгорания со стороны картера. Днище и уплотняющая часть составляют головку поршня 5. Юбка является направляющей частью поршня. Поршневой палец вставляется в бобышки поршня. Для фиксации пальца в бобышках проточены канавки под стопорные кольца 7.

Форма и конструкция поршня зависят от конструкции камеры сгорания, а качество сгорания топливовоздушной смеси, в свою очередь, зависит от конструкции поршня. В двигателях внутреннего сгорания применяется два типа поршней – цельные (рис. 3.5, а) и составные (рис. 3.5, б).

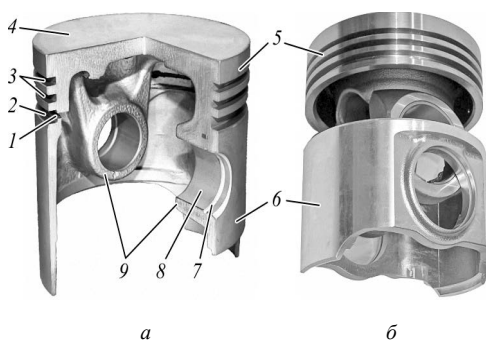


Рис. 3.5. Поршень: а – цельный; б – составной; 1 – отверстия для слива масла; 2 – канавка под маслосъемное кольцо; 3 – канавка под компрессионное кольцо; 4 – днище; 5 – головка; 6 – юбка; 7 – канавка под стопорное кольцо; 8 – отверстие под поршневой палец; 9 – бобышка

Цельные поршни изготавливаются путем литья с последующей механической обработкой. В составных поршнях головка и юбка разделены, и в единую конструкцию они собираются в процессе установки на двигатель, причем сборка в одну деталь осуществляется при соединении поршня с шатуном. Достоинство составных поршней – возможность комбинирования материалов изготовления, что повышает эксплуатационные качества детали. В таких элементах юбка изготавливается из алюминиевых сплавов, что обеспечивает хорошую теплопроводность, а головка – из жаропрочной стали или чугуна.

Днища поршней изготавливают плоскими, выпуклыми, вогнутыми и фигурными. В зависимости от конструкции двигателя, формы его камеры сгорания, расположения клапанов днище и другие части поршня могут иметь различную форму (рис. 3.6).



Рис. 3.6. Форма днища поршней: *а* – с вытеснителем и выемками клапанов; *б* – с плоским днищем и выемками для клапанов; *в* – с углубленным днищем; *г* – с плоским днищем; *д* – с трапециевидной камерой сгорания; *е* – с тороидальной камерой сгорания

В днище поршня дизелей имеется выемка – часть камеры сгорания (рис. 3.6, *д*, *е*). Форма выемки способствует лучшему перемешиванию воздуха с поступающим в цилиндр топливом и более полному его сгоранию. Для улучшения смесеобразования камеру сгорания смещают от оси поршня на 1...3 мм в сторону форсунки. Днище поршня двухтактных двигателей для лучшей продувки цилиндров выпуклое.

К поршню предъявляются следующие требования: небольшая масса, необходимая для снижения сил инерции возвратно-поступательного движения, и стойкость к воздействию высокого давления и температуры. Это достигается за счет изготовления поршней из легких сплавов и кремния. Поршни могут быть коваными или отлитыми из алюминиевого сплава, прошедшего термическую обработку.

При работе двигателя на поршень действуют большие механические и тепловые нагрузки от давления горячих газов. Большую опас-

ность представляет собой перегрев поршня из-за недостаточного его охлаждения.

При перегреве прогорает днище поршня, происходит задиры рабочей поверхности цилиндра, залегание колец и даже заклинивание поршня.

Нагрев и тепловое расширение поршня по высоте неравномерны. Самая горячая часть поршня – это его днище, поскольку оно непосредственно соприкасается с горячими рабочими газами.

Далее тепло распространяется от днища поршня в направлении юбки. Поскольку самой горячей частью поршня является его днище, являющееся одной из стенок камеры сгорания, тепло перемещается от верхней части поршня к нижней (рис. 3.7, а).

Температурный режим поршня зависит от теплообмена, который протекает по трем направлениям (рис. 3.7, б):

- основная часть тепла передается поршневыми кольцами и юбкой поршня стенкам цилиндра и далее отводится системой охлаждения;
- часть тепла отводится внутренней полостью поршня, через поршневой палец и шатун, а также маслом системы смазки;
- часть тепла отводится холодной топливовоздушной смесью, поступающей в цилиндры двигателя.

Наибольшее количество тепла от поршня отводится верхним компрессионным кольцом (рис. 3.7, в).

Под воздействием тепловых деформаций поршня, сложенных с боковыми усилиями, действующими на поршень перпендикулярно оси поршневого пальца, цилиндрический поршень может приобрести овальную форму.

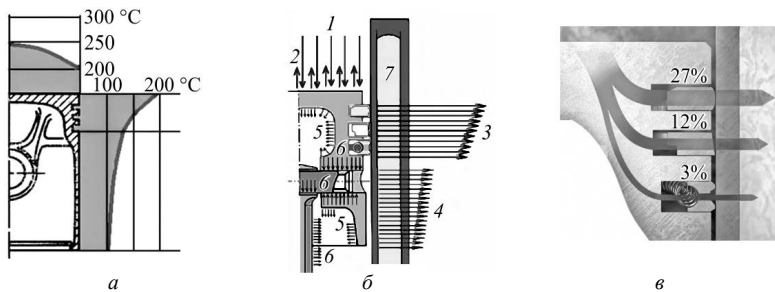


Рис. 3.7. Температурный режим поршня: а – диаграмма распределения температуры поршня; б – теплообмен в поршне; в – эффективность теплоотвода поршневыми кольцами; 1 – поступление тепла к поршню от рабочих газов, находящихся в цилиндре двигателя; 2 – охлаждение поршня поступающей топливовоздушной смесью; 3 – отвод тепла поршневыми кольцами (50...70 %); 4 – отвод тепла юбкой поршня (20...30 %); 5 – отвод тепла через внутреннюю полость поршня (5...10 %); 6 – отвод тепла через поршневой палец и шатун; 7 – охлаждающая жидкость рубашки охлаждения

Для устранения этого явления поршень изначально делается овальным, но в противоположном направлении (рис. 3.8). По мере прогрева двигателя поршень под воздействием боковых сил приобретает круглую форму. Малая ось овала совпадает с направлением оси поршневого вала, а большая – с направлением действующих на поршень боковых сил.

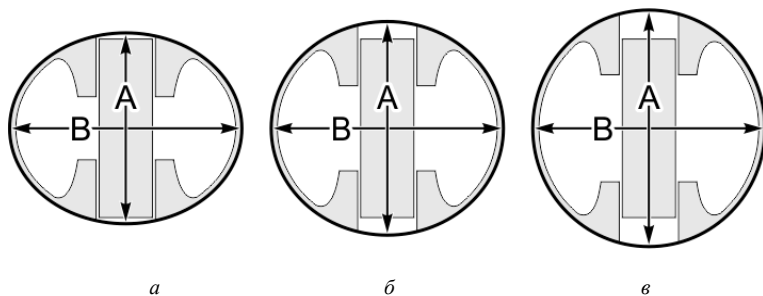


Рис. 3.8. Овальность поршня:

а – холодного; *б* – теплого; *в* – прогретого;

А – размер по оси поршневого пальца;

В – размер перпендикулярно оси поршневого пальца

Другим способом направленного изменения формы поршня под воздействием температуры является впаивание в алюминиевое тело стальных термостабилизирующих пластин. Термостабилизирующие пластины при полном прогреве поршня позволяют снизить радиальное расширение поршня приблизительно в два раза по сравнению с поршнем, полностью изготовленным из алюминиевого сплава.

Конструкция поршня должна обеспечивать такой зазор между поршнем и цилиндром, который исключал бы стуки поршня после запуска двигателя и заклинивание его в результате теплового расширения при работе двигателя под нагрузкой. Поэтому головка поршня имеет диаметр меньше, чем юбка.

Во время работы двигателя шатун постоянно, кроме положения поршня в ВМТ и НМТ, находится под некоторым углом к оси цилиндра, причем этот угол постоянно изменяется. Поэтому сила, приложенная к поршневому пальцу, раскладывается на две. Одна действует в направлении шатуна, а вторая – в перпендикулярном направлении и прижимает поршень к стенке цилиндра. При движении порш-

ня вверх на такте сжатия сжимаемый воздух оказывает сопротивление перемещению поршня. Часть этой силы прижимает поршень к правой стенке цилиндра, если смотреть со стороны передней части двигателя. Во время рабочего хода расширяющиеся газы с большой силой давят на поршень. Часть этой силы расходуется на прижатие поршня к левой стенке цилиндра. Боковая сила, прижимающая поршень к стенке цилиндра, приблизительно равна 10...12 % от силы, действующей в направлении оси цилиндра.

Поскольку сила, действующая на поршень во время рабочего хода в направлении оси цилиндра, значительно выше силы, действующей на поршень во время такта сжатия, поверхность, к которой прижимается поршень во время рабочего хода, называется основной упорной поверхностью, а во время такта сжатия – вспомогательной.

Таким образом, при прохождении поршнем ВМТ между тактами сжатия и рабочего хода происходит перемещение поршня от вспомогательной упорной поверхности к основной, называемое переключкой поршня (рис. 3.9). Поскольку на поршень действуют большие силы, а все процессы в двигателе происходят очень быстро, переключка поршня происходит в форме удара.

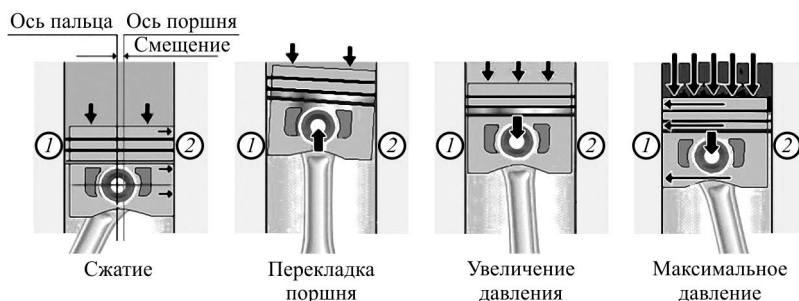


Рис. 3.9. Переключка поршня: 1 – основная упорная поверхность;
2 – вспомогательная упорная поверхность

Для уменьшения силы удара при переключке поршня ось поршневого пальца смещают в сторону основной упорной поверхности. Тогда площадь правой половины поршня становится несколько больше площади левой половины, в результате чего сила, действующая на правую половину поршня, будет больше силы, действующей на левую половину. Поэтому, когда поршень остановится в ВМТ, в результате разно-

сти этих сил нижняя часть поршня переместится к основной упорной поверхности.

Как только давление в камере сгорания начнет увеличиваться, произойдет полная перекадка поршня к основной упорной поверхности. Это позволяет произвести перекадку поршня без ударных нагрузок. При движении поршня вниз, при изменении угла шатуна к оси цилиндра и возрастании давления в цилиндре поршень оказывает давление на основную упорную поверхность.

Обычно смещение оси поршневого пальца относительно оси поршня находится в диапазоне 1,0...2,5 мм. Учитывая имеющиеся смещения, поршень допускается устанавливать только в одном направлении. Неправильная установка приведет к появлению ударных звуков во время работы двигателя. Обычно на днище поршня имеется метка, указывающая правильное направление установки поршня.

Поршневые кольца необходимы для герметизации камеры сгорания, отвода тепла от поршня к стенке цилиндра и ограничения расхода масла. Уплотнение при помощи поршневых колец называется уплотнением лабиринтного типа. В уплотнениях подобного типа всегда происходит некоторая утечка газов, но на исправном двигателе она обычно находится в диапазоне 0,5...1,0 %. Прорывающиеся в картер двигателя газы называются картерными газами. По мере износа цилиндропоршневой группы двигателя количество картерных газов увеличивается.

Поршневые кольца делятся на два типа: компрессионные 2 и маслосъемные 3 (см. рис. 3.4). Компрессионные кольца обеспечивают необходимую герметичность, а маслосъемные регулируют количество масла на стенках цилиндра, поскольку полное или слишком большое удаление масла приведет к масляному голоданию соединения поршня со стенками цилиндра в верхней части поршня и последующему заклиниванию поршня в цилиндре.

Большинство поршней двигателей имеют по три кольца: два компрессионных и одно маслосъемное. Поршни дизельных двигателей могут иметь три компрессионных и два маслосъемных кольца.

Основной функцией *компрессионных колец* является поддержание рабочего давления в камере сгорания. В поперечном сечении компрессионные кольца обычно имеют прямоугольную, коническую или трапециевидную форму (рис. 3.10).

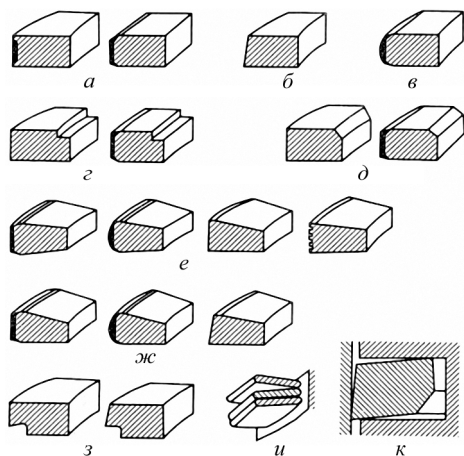


Рис. 3.10. Поршневые компрессионные кольца: *а* – прямоугольные; *б* – коническое; *в* – бочкообразное; *г*, *д* – прямоугольные с внутренней выточкой; *е* – трапециевидные симметричные; *ж* – трапециевидные несимметричные; *з* – скребковые; *и* – стальное витое; *к* – торсионное с обратным закручиванием

Кольцо, установленное в канавку поршня, находящегося в цилиндре двигателя, должно принять абсолютно круглую форму и быть прижатым к поверхности цилиндра по всей наружной окружности поршневого кольца. Для обеспечения этого упругое поршневое кольцо изготавливается не в виде правильной окружности, а в виде дуги переменного радиуса, большего, чем диаметр цилиндра. Кроме того, в свободном состоянии кольцо имеет достаточно большой зазор между концами. При установке в цилиндр кольцо сжимается и зазор в замке кольца становится равным $0,15 \dots 0,5$ мм. Точное и максимально допустимое значение этого зазора указывается в технической документации двигателя. Увеличенный зазор способствует прорыву газов в картер двигателя и снижению мощности. Уменьшенный зазор при расширении поршневого кольца в результате нагрева может вызвать заклинивание этого кольца в цилиндре, что приведет к образованию задиров на зеркале цилиндра, поломке межкольцевых перегородок поршня или поломке самого кольца. Поэтому допустимо небольшое увеличение зазора, но недопустимо уменьшение зазора в замке поршневого кольца.

Газы из камеры сгорания через зазор между жаровым поясом поршня и стенкой цилиндра и через зазор между стенкой перегородки и поршневым кольцом попадают во внутреннюю полость поршневого кольца (рис. 3.11, *а*). При этом давление во внутренней полости верхнего компрессионного кольца практически равно давлению в камере сгорания. За счет давления газов на внутреннюю поверхность кольца происходит дополнительное прижатие поршневого кольца к стенкам цилиндра.

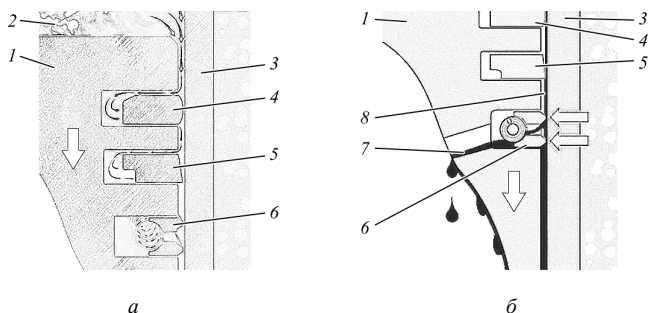


Рис. 3.11. Работа поршневых колец: *а* – прижатие компрессионных колец; *б* – работа маслосъемного кольца; 1 – поршень; 2 – камера сгорания; 3 – цилиндр; 4 – верхнее компрессионное кольцо; 5 – нижнее компрессионное кольцо; 6 – маслосъемное кольцо; 7 – отвод масла; 8 – масляная пленка

Некоторая часть газов также попадает во внутреннюю полость второго компрессионного кольца. Поскольку первое компрессионное кольцо дросселирует давление газов, давление во внутренней полости второго компрессионного кольца составляет 30...60 % от давления во внутренней полости первого компрессионного кольца.

С учетом того, что все процессы в двигателе происходят достаточно быстро, давление из внутренних полостей поршневых колец не падает до следующего такта рабочего хода; это явление называется аккумулярованием давления. Аккумулярование давления обеспечивает приемлемую работу поршневых колец, частично потерявших свою упругость в результате старения или перегрева.

Компрессионные кольца допускается устанавливать только в одном положении. На верхней поверхности компрессионного поршневого кольца ставится метка «Т», «ТОР» или другие. Кольцо всегда устанавливается этой меткой вверх. Для того чтобы обеспечить максимальный уровень герметичности, их разрезы разворачивают таким образом, чтобы они приходились не друг над другом, а располагались под углом 120°. Не располагают замки поршневых колец посередине опорных поверхностей поршня (особенно основной поверхности), а также на стороне торцевых поверхностей поршневого пальца.

К материалам, из которых изготавливаются поршневые кольца, предъявляются высокие требования. Во время работы температура верхнего компрессионного кольца достигает 300 °С. При этой темпе-

ратуре кольцо должно сохранять эластичность, обладать низким коэффициентом трения по материалу, из которого изготовлены стенки цилиндров, и иметь высокую износостойчивость. До 50...60 % всех потерь на трение в двигателе приходится на трение между поршневыми кольцами и стенками цилиндра. Обычно компрессионные поршневые кольца изготавливаются из специальных сортов прочного легированного чугуна, но в последнее время компрессионные кольца, особенно высокофорсированных двигателей, изготавливаются из стали.

Для повышения износостойкости компрессионных колец на их рабочую поверхность наносится хромовое или молибденовое покрытие. Пористый хром, применяемый для покрытия поршневых колец, удерживает на своей поверхности необходимое количество масла. Эти покрытия имеют не только высокую износостойкость, но и уменьшенный коэффициент трения в паре с чугуном, из которого изготовлен блок цилиндров или впавленные гильзы цилиндров алюминиевого блока. Поскольку молибден достаточно дорогой металл, обычно он наносится только на верхнее компрессионное кольцо.

Маслосъемные кольца при работе снимают излишек масла с поверхности цилиндра. Конструкция колец рассчитана таким образом, чтобы при работе не лишать цилиндр смазки полностью, а оставлять ее тончайший слой, достаточный для нормальной работы двигателя. При перемещении поршня вниз маслосъемное кольцо своими кромками собирает излишнее масло со стенок цилиндра и через дренажные отверстия в канавке поршня направляет его во внутреннюю полость поршня (рис. 3.11, б). Далее масло стекает в масляный поддон, возвращаясь в систему смазки двигателя.

Если прижатие компрессионных поршневых колец, особенно верхнего, в основном осуществляется за счет давления рабочих газов, то маслосъемные кольца должны обеспечивать прижатие за счет собственной упругости. Это обеспечивается конструкцией маслосъемных колец и подбором материалов, из которых изготовлены кольца.

Маслосъемные кольца отличаются большим разнообразием конструкций. Наибольшее распространение получили кольца коробчатого типа (рис. 3.12, а, в, г) и составные (рис. 3.12, б, д, е). Для повышения давления на стенки цилиндров колец коробчатого типа применяются пружинные 1 или радиальные 3 расширители. Для составных колец скребкового типа используются радиальные расширители, а для колец, состоящих из двух плоских пластин, – тангенциальные расширители 4 или комплекты из двух расширителей – осевого 2 и радиального 3.

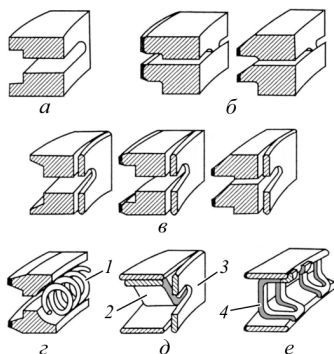


Рис. 3.12. Поршневые маслосъемные кольца:
а – коробчатого типа без расширителя;
б – составные из двух скребковых колец;
в – коробчатого типа с радиальным расширителем;
г – коробчатого типа с витым пружинным расширителем;
д – составные с радиальным и осевым расширителем;
е – составные с тангенциальным расширителем;
1 – пружинный расширитель;
2 – осевой расширитель;
3 – радиальный расширитель;
4 – тангенциальный расширитель

Поршневой палец является осью качания шатуна в соединении с поршнем. Через поршневой палец передаются все силы, возникающие между поршнем и шатуном. К этим силам относятся сила инерции, возникающая при изменении направления движения поршня, сила давления сжимаемой в цилиндре двигателя топливовоздушной смеси или воздуха при такте сжатия и, главное, сила давления расширяющихся газов во время рабочего такта.

Поршневые пальцы изготавливаются полыми из хромоникелевой стали, что позволяет им быть легкими, прочными и износостойкими. Наружная поверхность пальца должна быть твердая, а сердцевина – вязкая, что достигается специальной обработкой материала. В основном в двигателях применяют пальцы плавающего типа. Плавающим называется палец, установленный с необходимым зазором как в верхней головке шатуна, так и в бобышках поршня. В этом случае осевая фиксация поршневого пальца осуществляется за счет стопорных колец *б* (см. рис. 3.4), устанавливаемых в специальные канавки в бобышках поршня. Во время работы плавающий палец вращается и в головке шатуна, и в бобышках поршня. При таком соединении необходимо обеспечить рекомендованный зазор как между пальцем и бобышками поршня, так и между пальцем и втулкой поршневой головки шатуна. В двигателе с плавающим поршневым пальцем для уменьшения трения в поршневую головку шатуна устанавливается бронзовая втулка.

При комнатной температуре палец во втулку верхней головки шатуна должен входить плотно без люфта и качания, а в бобышки поршня – с небольшим натягом. Поэтому перед снятием или установкой плавающего пальца поршень необходимо нагреть в воде до температуры 60...85 °С. Во время работы двигателя поршень и палец нагревают-

ся, и из-за разности температурных коэффициентов расширения стального пальца и алюминиевого поршня зазор между этими деталями приобретает необходимое значение.

Шатун двигателя внутреннего сгорания соединяет поршень двигателя с коленчатым валом и во время работы двигателя передает все усилия от поршня на коленчатый вал и, наоборот, от коленчатого вала к поршню. При этом шатун совершает достаточно сложное движение. Верхняя головка шатуна совместно с поршнем совершает возвратно-поступательное движение, а нижняя головка шатуна, совместно с шатунной шейкой коленчатого вала – круговое движение. На шатун действуют большие знакопеременные и изменяющиеся по величине усилия, вызванные давлением расширяющихся в цилиндре газов и инерцией деталей поршневой группы. Основными элементами шатуна (рис. 3.13) являются стержень 3, верхняя 2 и нижняя 7 головки. Шатуны отливают из высокопрочного чугуна либо изготавливают из углеродистой или легированной стали методом горячей штамповки с последующей термической обработкой. Также шатуны могут изготавливаться методом спекания из порошковых металлов. Стержень шатуна для увеличения прочности имеет двутавровое сечение. При принудительной смазке поршневого пальца в стержне сверлят специальный канал.

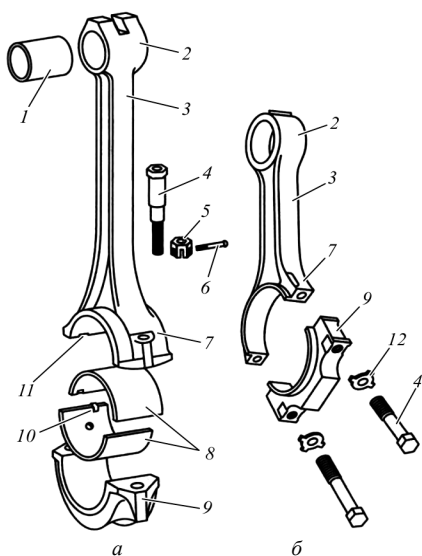


Рис. 3.13. Конструкция шатунов:
а – шатун с прямым разъемом; *б* – шатун с косым разъемом; 1 – втулка поршневого пальца; 2 – верхняя головка шатуна; 3 – стержень; 4 – шатунный болт; 5 – гайка; 6 – шплинт; 7 – нижняя головка шатуна; 8 – вкладыши шатунного подшипника; 9 – крышка; 10 – усик вкладыша; 11 – паз нижней головки шатуна; 12 – замковая шайба

Если поршневой палец плавающего типа, то в верхнюю головку шатуна может запрессовываться бронзовая или биметаллическая втулка 1, изготовленная из стали с залитым во втулку тонким слоем бронзы. Плавающий палец устанавливается в верхней головке шатуна с установленным зазором (0,015...0,020 мм).

Для смазывания такого пальца в верхней головке шатуна может быть сделано отверстие, через которое масло из внутренней полости поршня подается к пальцу.

Нижняя головка шатуна служит для соединения его с шатунной шейкой коленчатого вала. Для возможности сборки с валом нижнюю головку шатуна делают разъемной. У некоторых двигателей в стенке верхней головки шатуна сбоку сверлят специальное отверстие для впрыска масла на стенки цилиндра.

Крышку 9 крепят к шатуну двумя шатунными болтами 4, изготовленными из специальной стали с термообработкой. Болты имеют шлифованные пояса и точно подогнаны к отверстиям в шатуне и крышке, что обеспечивает высокую точность соединения крышки с шатуном и точность формы шатунного подшипника. Чтобы избежать ослабления крепления, гайки шатунных болтов надежно стопорят шплинтами, стопорными шайбами или контргайками. Применяют также самоконтрящиеся гайки с мелкой резьбой. Отверстие в нижней головке шатуна обрабатывают в сборе с крышкой, поэтому крышки шатунов не взаимозаменяемы и имеют установочные метки.

В нижнюю головку шатуна вставляются тонкостенные вкладыши подшипников скольжения. Аналогичные вкладыши, отличающиеся лишь размером, используются для коренных шеек коленчатого вала. Вкладыши изготавливаются из тонкой стальной ленты, внутренняя поверхность которой залита специальным сплавом, обладающим высокими антифрикционными свойствами и высоким сопротивлением износу. Коренные и шатунные вкладыши изготавливаются номинального и несколько ремонтных размеров – под коренную или шатунную шейку коленчатого вала с уменьшенным после ремонта диаметром. Это позволяет при ремонте двигателя производить перешлифовку изношенных шеек коленчатого вала под следующий ремонтный размер вместо замены вала на новый.

Вкладыш изготавливается в виде дуги переменного радиуса, в месте замка большего, чем радиус посадочного отверстия. Кроме того, длина вкладыша обеспечивает небольшой выступ вкладыша над плоскостью разъема головки шатуна, чем обеспечивается необходимый

натяг, предотвращающий проворачивание вкладыша в головке. Вкладыши могут иметь установочные усики, вставляемые в пазы, выфрезерованные в шатуне и крышке шатуна и предназначенные для исключения проворачивания вкладыша в нижней головке шатуна. У двигателей, не имеющих усиков на вкладышах, фиксация вкладышей осуществляется только за счет необходимого натяга в головке шатуна, обеспеченного высокой точностью изготовления деталей.

Для достижения уравновешенности двигателя шатуны (также, как и поршневую группу для данного двигателя) подбирают близкими по массе и с соответствующим распределением массы между нижней и верхней головками. Чтобы правильно собрать шатун с поршнем и установить его в двигателе в нужном положении, на шатуне делают соответствующие метки. На нижней головке шатуна и на крышке обычно выбивают порядковый номер шатуна.

Коленчатый вал предназначен для преобразования возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение.

Расстояние между осями коренных и шатунных шеек, называемое радиусом кривошипа, является одним из основных технических показателей коленчатого вала и всего двигателя. Ход поршня в цилиндре, равный удвоенной величине радиуса кривошипа, зависит только от этого показателя. В свою очередь от хода поршня зависит рабочий объем цилиндра двигателя. Изменяя величину радиуса кривошипа при неизменном диаметре цилиндра, можно изменять этот объем.

Двигатели, в которых ход поршня больше диаметра цилиндра, называются длинноходными, а двигатели, у которых ход поршня меньше диаметра цилиндра – короткоходными. Короткоходные двигатели позволяют повысить частоту вращения коленчатого вала и благодаря этому увеличить максимальную мощность двигателя, но длинноходные двигатели имеют больший крутящий момент в диапазоне низких частот вращения, и они более экономичны.

Общий вид и элементы конструкции коленчатого вала двигателя показаны на рис. 3.14.

Коленчатый вал состоит из коренных Γ и шатунных Δ шеек, соединенных щеками B , к которым крепятся противовесы 11 (могут быть отлитыми как одно целое с валом). Шейки подшипников, в которых коленчатый вал вращается в блоке цилиндров, называются коренными, шейки подшипников, вращающиеся внутри нижней головки шатуна – шатунными. В большинстве случаев применяют полноопорные коленчатые валы, т. е. каждая шатунная шейка расположена между коренными.

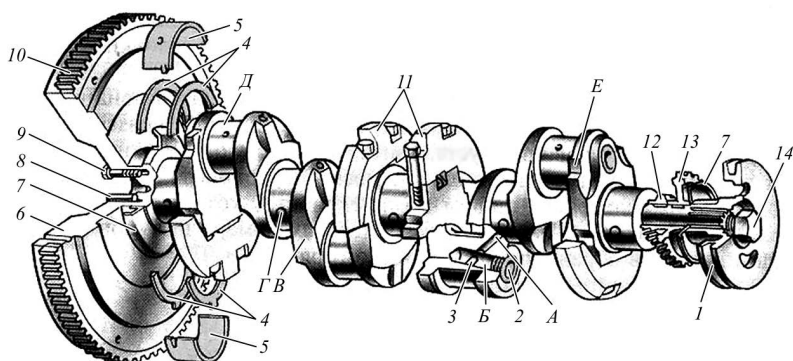


Рис. 3.14. Коленчатый вал двигателя Д-245 с сопряженными деталями: *А* – канал подвода масла; *Б* – полость центробежной очистки масла; *В* – щеки кривошипа; *Г* – коренные шейки коленчатого вала; *Д* – шатунные шейки коленчатого вала; *Е* – галтель; 1 – шкив; 2 – пробка; 3 – трубка; 4 – упорные полукольца; 5 – вкладыш коренного подшипника; 6 – маховик; 7 – маслоотражатель; 8 – установочный штифт; 9 – болт крепления маховика; 10 – зубчатый венец; 11 – противовесы; 12 – шестерня коленчатого вала; 13 – ведущая шестерня привода масляного насоса; 14 – болт для проворачивания вала

На передний конец вала устанавливаются шестерня привода газораспределения (шестерня коленчатого вала) 12, шестерня привода масляного насоса 13, шкив привода водяного насоса и генератора 1. На заднем конце вала имеется маслоотражательный гребень 7, маслосгонная резьба и фланец для крепления маховика. В торце имеется отверстие под подшипник для опоры ведущего вала коробки передач. В коренных шейках для масляных каналов выполнены отверстия под углом к пустотелым шатунным шейкам *Б*, где масло дополнительно очищается под действием центробежных сил.

Коренные подшипники коленчатого вала обеспечивают плавное вращение последнего в постелях. Подшипники и шейки коленчатого вала смазываются маслом, которое подается через отверстия в коленчатом валу и подшипниках. Толщина масляной пленки зависит от нагрузки и температуры двигателя. Если толщина пленки мала, то под воздействием теплоты трения она может выгореть, что приводит к заклиниванию коленчатого вала. Если же толщина пленки слишком велика, двигатель может вибрировать и издавать повышенный шум.

Коленчатый вал – одна из самых нагруженных деталей двигателя. Коленчатый вал через шатуны воспринимает давление газов, возникающее в надпоршневой полости цилиндров, и нагружается силами

инерции от неуравновешенных масс КШМ, совершающих возвратно-поступательное и вращательное движение. Под действием резко изменяющихся по величине и направлению газовых сил и сил инерции коленчатый вал вращается с переменной угловой скоростью, вследствие чего испытывает упругие колебания, подвергается скручиванию, изгибу, сжатию или растяжению. Сложные условия работы вала вызывают повышенный износ его шеек, деформацию отдельных элементов конструкции и явления усталости материала, порождают крутильные и осевые колебания. Поэтому конструкция коленчатого вала должна обладать достаточной прочностью, жесткостью и износостойкостью при сравнительно небольшой массе.

Изготавливается коленчатый вал литьем из высокопрочного чугуна либо ковкой или горячей штамповкой из легированной стали. Шейки коленчатого вала, как и поверхности, контактирующие с уплотнениями, подвергаются различным способам поверхностного упрочнения, чаще всего закалке при помощи токов высокой частоты, азотированию и качественной механической обработке.

Маховик служит для обеспечения равномерного вращения коленчатого вала, вывода деталей кривошипного механизма из мертвых точек, накопления во время такта расширения кинетической энергии, необходимой для вращения коленчатого вала в период между вспышками в отдельных цилиндрах, облегчения пуска двигателя и плавного трогания с места.

Маховик представляет собой массивный чугунный диск, тщательно сбалансированный, на обод которого напрессован зубчатый венец, при помощи которого производится запуск двигателя от стартера. На маховике также монтируется муфта сцепления.

У большинства двигателей на маховик нанесены метки, по которым можно определить мертвые точки, а также метки для установки момента подачи топлива. На поверхности маховика ряда двигателей выполняются радиальные отверстия, посредством которых проворачивают коленчатый вал вручную при регулировке двигателя.

Маховик центрируется по фланцу коленчатого вала и крепится к нему при помощи болтов. Для сохранения его первоначальной балансировки предусмотрены установочные штифты или несимметрично расположенные болты.

Картер маховика крепится к задней стенке блок-картера болтами и представляет собой фасонную отливку из серого чугуна или сплава алюминия. Правильная установка картера маховика обеспечивается установочными штифтами.

Подвеска двигателя. При работе двигатель находится под воздействием неуравновешенных сил инерции, моментов этих сил и реактивных моментов при торможении или разгоне автомобиля или трактора.

Для защиты рамы или несущего кузова от вибрации применяют упругую подвеску силового агрегата. Упругие элементы подвески двигателей выполняются в виде массивных резиновых втулок или башмаков, привулканизированных к каркасу. Для ограничения продольных перемещений двигателя каркасные детали упругих элементов ориентируют таким образом, чтобы в направлении действия продольных сил резиновый вкладыш имел наибольшую жесткость, или применяют специальные тяги, которые связывают двигатель с рамой.

Прокладки и сальники. Прокладки – это уплотнительный материал, зажимаемый между двумя сопрягаемыми деталями и предотвращающий утечку через это соединение жидкостей и газов. Они изготавливаются из мягкого материала, например, пробки, резины, нитрила, бумаги, графита, либо из мягких сплавов и металлов, например, латуни, меди, алюминия или мягкой листовой стали. Выбор конструкции прокладки зависит от материала, из которого изготовлены сопрягаемые детали, их формы, а также от давления и температуры.

Прокладка головки цилиндров уплотняет стык головки и блока цилиндров и предотвращает утечку давления из камер сгорания. К прокладкам головок цилиндров предъявляются такие требования, как стойкость к воздействию высоких температур и детонации. Их конструкция обеспечивает быстрый отвод тепла от двигателя к охлаждающей жидкости. Основой прокладок служит стальной каркас, который с двух сторон покрыт специальным материалом, обеспечивающим необходимую степень уплотнения. Прокладка головки цилиндров уплотняет также масляные каналы и направляет поток охлаждающей жидкости между блоком цилиндров и головкой блока.

Некоторые материалы могут разбухать, улучшая тем самым уплотнение. Например, если масло под крышкой головки цилиндров попадает на край прокладки, она увеличивается в размерах примерно на 30 %, что повышает усилие герметизации между головкой цилиндров и крышкой и позволяет избежать утечек.

Для уплотнения вращающихся деталей применяются сальники. Наиболее распространены кромочные сальники, представляющие собой резиновые кольца, которые прижимаются к уплотняемому валу цилиндрической винтовой пружиной, называемой пружинными кольцом. При капремонте узлов и механизмов сальники заменяют новыми.

3.4. Особенности сборки кривошипно-шатунных механизмов

Ремонт кривошипно-шатунного механизма состоит в замене или ремонте его деталей и производится обычно со снятием двигателя с трактора или автомобиля. Без снятия двигателя производится снятие и установка крышки головки блока цилиндров, самой головки блока цилиндров, поддона масляного картера и замена их прокладок. При установке данных деталей для обеспечения герметичности затяжка гаек или болтов их крепления производится в определенном порядке в соответствии с общим правилом крепления корпусных деталей: от центра к периферии крест-накрест.

Снятие головки блока цилиндров производится в следующей последовательности: слить охлаждающую жидкость; снять оборудование, установленное на головке, ослабить и отвернуть болты крепления головки блока цилиндров, начиная с наружных и продвигаясь к внутренним; осторожно снять головку, чтобы не повредить прокладку.

Устанавливают головку цилиндров в обратной последовательности. При установке старой прокладки ее необходимо натереть порошкообразным графитом, однако для гарантированного обеспечения герметичности следует заменить прокладку головки на новую. После установки головки производится затяжка ее крепления к блоку.

Затяжка креплений головки цилиндров производится динамометрическим ключом по определенной схеме. У двигателя Д-245 (рис. 3.15) затяжка болтов головки производится в четыре этапа: затянуть моментом 180 Нм; отвернуть на 90° (четверть оборота); затянуть моментом 200 Нм; довернуть на 30° (1/2 грани).

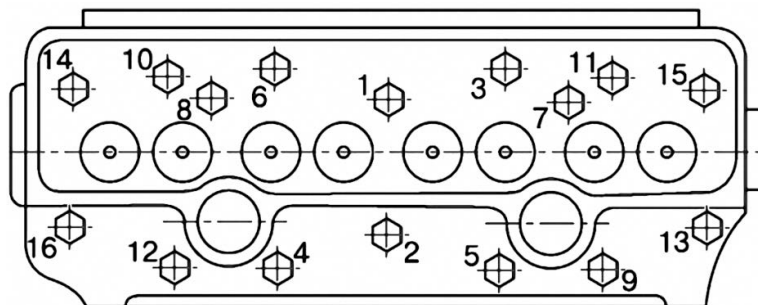


Рис. 3.15. Схема последовательности затяжки болтов крепления головки цилиндров двигателя Д-245

Снятие и установка шатунно-поршневой группы. Шатун с двигателя снимается только в сборе с поршнем, пальцем и поршневыми кольцами. Перед снятием шатунно-поршневой группы снимают головку блока цилиндров и масляный поддон двигателя.

Перед откручиванием гаек (болтов) крепления крышки шатуна определяют место нахождения меток, указывающих номер цилиндра и направление установки крышки относительно шатуна. После откручивания гаек снимают крышку шатуна. Принимаются меры, исключающие выпадение вкладыша из крышки шатуна.

Для извлечения поршня из цилиндра устанавливают коленчатый вал так, чтобы ось шатунной шейки совпала с продольной осью цилиндра. Поддерживая поршень снизу, легкими ударами деревянной ручки молотка по шатуну или болтам извлекают поршень из цилиндра.

При сборке соединяют поршневым пальцем шатун с поршнем, затем устанавливают на поршень поршневые кольца. Проверяют правильность установки замков поршневых колец. Обильно смазывают поршень, поршневые кольца и стенки цилиндров чистым моторным маслом. Устанавливают на поршень специальное приспособление, которым сжимают кольца.

Осторожно вставляют шатун в цилиндр в направлении, указанном специальной меткой на днище поршня. Опускают поршень в цилиндр, пока специальное приспособление не коснется поверхности блока цилиндров. Прижимая приспособление к поверхности блока цилиндров, легкими равномерными ударами деревянной ручки молотка перемещают поршень в отверстие цилиндра. Выравнивают шатун относительно шейки коленчатого вала. Протирают поверхность шатуна, на которую устанавливается вкладыш подшипника.

Осторожно устанавливают в шатун ранее подобранный для этого цилиндра верхний вкладыш шатунного подшипника. Не наносят масло на постель подшипника или на наружную поверхность вкладыша. Совмещают, если имеется, фиксирующий усик вкладыша с соответствующей выемкой в шатуне. Аналогично устанавливают нижний вкладыш в крышку шатуна. Наносят обильный слой чистого моторного масла на шатунную шейку коленчатого вала и на внутренние поверхности обоих вкладышей. Устанавливают крышку с установленным вкладышем на болты. Прижимая крышку к шатуну, закручивают гайки сначала вручную, затем динамометрическим ключом.

После установки всех шатунно-поршневых групп обязательно убеждаются в легкости вращения коленчатого вала.

3.5. Основные неисправности КШМ и способы их устранения

Кривошипно-шатунный механизм работает в очень тяжелых условиях – высокая температура, большие скорости, нестабильность моторного масла и т. д., в связи с чем данный узел первым выходит из строя. К основным неисправностям КШМ относятся: износ коренных и шатунных шеек, износ их вкладышей, износ стенки поршня, износ поршневых колец, износ стенки цилиндра и поршневых пальцев, поломка или залегание поршневых колец, чрезмерное отложение нагара на днище поршня, а также разломные трещины, обломы и прогары.

Основные проблемы, возникающие с головкой блока цилиндров двигателя – это протекание масла из-под головки блока цилиндров и протекание охлаждающей жидкости из-под головки блока цилиндров. Обе неполадки являются типичным следствием не проведения обязательного технического обслуживания трактора после его начальной обкатки. Одним из этапов этого обслуживания является перетяжка головки блока цилиндров. Если головку не перетягивать своевременно, происходит или прорыв газов, или она просто прогорает, и из блока вытекает охлаждающая жидкость, а из системы смазки – масло.

При износе коренных, шатунных шеек и вкладышей чаще всего появляется чрезмерный шум, стук и вибрация двигателя в области коленчатого вала. Глухой звук, который усиливается при резком увеличении частоты вращения коленчатого вала, указывает на износ шатунных или коренных шеек коленчатого вала или на износ их вкладышей.

Похожий звук, прослушиваемый на всех температурных режимах ДВС, свидетельствует о чрезмерном износе поршневого пальца или верхней втулки шатуна. Обычно стук может возникнуть по двум причинам: из-за слишком раннего впрыска топлива или увеличенного зазора между втулками головки шатуна в бобышке поршня и поршневыми пальцами. В этих случаях в первую очередь проверяется и при необходимости регулируется угол опережения впрыска топлива. Если стук не устраняется, то необходимо заменить поршневые пальцы, поршни и втулки.

Если во время пуска холодного двигателя слышен звук, напоминающий стук глиняной посуды, уменьшающийся или исчезающий с прогревом двигателя, то это говорит об увеличенном зазоре между поршнями и цилиндрами. Такую неисправность можно устранить, заменив изношенные детали новыми стандартного размера или перешлифовав изношенные детали и применив сопряженные с ними новые детали ремонтного размера.

Если отработанные газы синеватого цвета, а уровень моторного масла постоянно уменьшается – это указывает на износ цилиндропоршневой группы. Увеличенный расход масла, топлива и значительное снижение мощности может происходить из-за залегания поршневых колец (компрессионных и маслосъемных) и увеличенного износа колец и цилиндра. Залегание колец можно устранить без разборки двигателя, залив в цилиндры через отверстия для форсунок или через впускной коллектор специальный раствор, состоящий из 50 % керосина и 50 % денатурированного спирта. После 8...10 часов простоя необходимо завести двигатель и дать ему поработать в течение 10...20 минут, затем сменить моторное масло. Такая процедура позволяет значительно снизить количество нагара в области поршневых колец и днища поршня, тем самым освободив кольца и восстановить их работоспособность.

К критическому износу поршневых колец приводит ряд причин: неправильная обкатка двигателя, попадание в двигатель пыли, несоблюдение температурного режима работы двигателя. Кроме того, перегрев двигателя может привести к обрыву шатуна.

Чтобы КШМ работал длительное время надежно, необходимо соблюдать следующие требования: новый или отремонтированный двигатель подвергать обкатке; периодически проводить техническое обслуживание и контролировать состояние КШМ; при пониженных температурах окружающей среды двигатель запускать только с предварительным подогревом; не допускать работы двигателя под нагрузкой при температуре охлаждающей жидкости ниже 50 °С; не перегружать двигатель, не допускать в работе перебоев, стука и дымления.

4. МЕХАНИЗМЫ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

4.1. Назначение и классификация механизмов

Газораспределительный механизм (ГРМ) служит для наполнения цилиндров двигателя горючей смесью или воздухом и выпуска из них отработавших газов.

В четырехтактных двигателях применяют клапанные механизмы газораспределения, клапаны которых открывают и закрывают впускные и выпускные отверстия.

Для обозначения расположения клапанов и распределительных валов приняты следующие сокращения:

- *OHV* (*overhead valve*) – верхнее расположение клапанов;

- *OHC* (*overhead camshaft*) – верхнее расположение распределительного вала (распредвала);

- *DOHC* (*double overhead camshaft*) – два верхних распределительных вала.

По схеме привода клапанов различают следующие типы ГРМ:

- привод клапанов с помощью штанги и коромысла при нижнем расположении распределительного вала (двигатели *OHV*, рис. 4.1, *а*);

- привод клапанов с помощью рычага при верхнем расположении распределительного вала (двигатели *OHV/OHC*, рис. 4.1, *б*);

- привод клапанов двумя коромыслами от одного распределительного вала (двигатели *OHV/OHC*, рис. 4.1, *в*);

- привод клапанов двумя распределительными валами (двигатели *OHV/DOHC*, рис. 4.1, *г*).

По числу клапанов, приходящихся на один цилиндр двигателя, следует различать газораспределительные системы классической конструкции с двумя клапанами на цилиндр и многоклапанные системы с тремя – шестью клапанами на цилиндр. Для привода многоклапанных систем используются схемы *DOHC* (рис. 4.1, *г*).

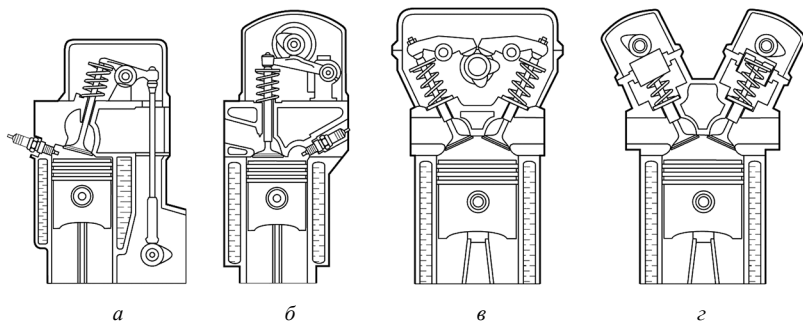


Рис. 4.1. Схемы привода клапанов: *а* – привод клапанов с помощью штанги и коромысла при нижнем расположении распределительного вала; *б* – привод клапанов с помощью рычага при верхнем расположении распределительного вала; *в* – привод клапанов двумя коромыслами от одного распределительного вала; *г* – привод клапанов двумя распределительными валами

Современные двигатели обычно имеют газораспределительные механизмы с верхним расположением клапанов, так как в этом случае камера сгорания получается компактной, улучшается наполнение цилиндров, упрощается регулировка клапанов и значительно уменьшаются потери теплоты с охлаждающей жидкостью.

Механизм газораспределения с верхним расположением клапанов (рис. 4.2), применяемый в дизелях, работает следующим образом.

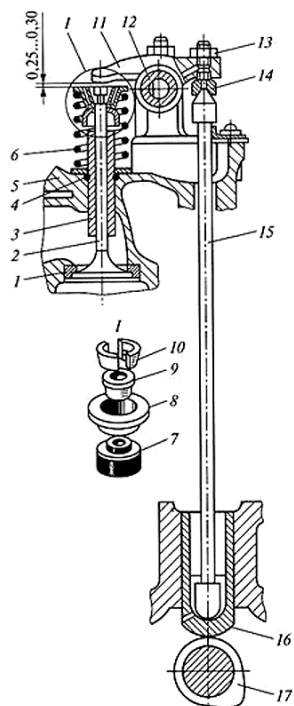


Рис. 4.2. Схема газораспределительного механизма с верхним расположением клапанов: 1 – седло; 2 – клапан; 3 – направляющая втулка; 4 – стопорное кольцо; 5 – головка цилиндров; 6 – пружина; 7 – уплотнительный колпачок; 8 – тарелка; 9 – втулка; 10 – сухарики; 11 – коромысло; 12 – ось; 13 – контргайка; 14 – регулировочный винт; 15 – штанга; 16 – толкатель; 17 – кулачок

Коленчатый вал приводит во вращение через шестерни распределительный вал. При повороте распределительного вала его кулачок 17 своим выступом поднимает толкатель 16, а вместе с ним – и штангу 15, которая упирается нижним концом в дно толкателя, а верхним – в регулировочный винт 14 коромысла. Коромысло, установленное на оси 12, поворачивается вокруг нее и отжимает клапан 2 вниз. Открывается отверстие канала в головке цилиндров, а пружины 6, предварительно сжатые (чтобы удерживать клапан в закрытом положении), сжимаются дополнительно. Стержень клапана движется в направляющей втулке 3.

Клапан открыт полностью, когда толкатель находится на вершине кулачка. При дальнейшем повороте распределительного вала толкатель начинает опускаться, а клапан под действием пружин 6 движется вверх. Когда выступ кулачка выходит из-под толкателя, давление на

клапан прекращается и он под действием пружин плотно закрывает седло клапана в головке цилиндра.

При обратном движении клапана коромысло, штанга и толкатель перемещаются в первоначальное положение.

К конструктивным особенностям ГРМ форсированных двигателей можно отнести: верхнее расположение клапанов и распределительного вала; ременный привод распределительного вала; отсутствие толкателей, штанг и коромысел; наличие гидрокомпенсаторов и четырех клапанов на один цилиндр.

В зависимости от конструкции газораспределительного механизма различают три основных типа механических приводов клапанов:

- привод с помощью коромысел;
- привод с помощью рычагов;
- привод с помощью цилиндрических толкателей.

Привод клапанов с помощью коромысел (рис. 4.3). Коромысла 11 и 13 изготавливаются из чугуна или стали и устанавливаются на осях коромысел 10 и 14 через бронзовую втулку или без нее. В зазор между коромыслом и втулкой поступает масло.

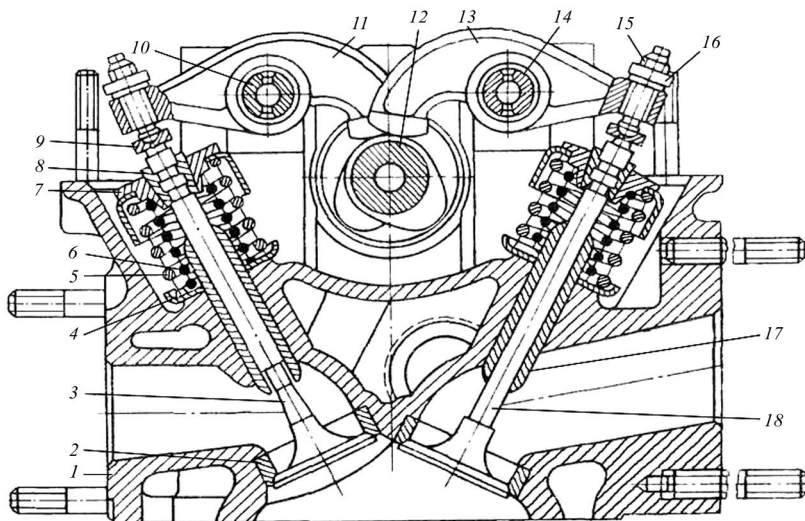


Рис. 4.3. Расположение деталей клапанной группы ГРМ с приводом с помощью коромысел: 1 – головка блока цилиндров; 2 – седло клапана; 3 – впускной клапан; 4 – опорная тарелка пружин клапана; 5 – пружина клапана внешняя (большая); 6 – пружина клапана внутренняя (малая); 7 – тарелка пружин клапана; 8 – сухарь; 9 – наконечник клапана; 10, 14 – ось коромысел; 11, 13 – коромысло; 12 – распределительный вал; 15 – регулировочный винт; 16 – контргайка; 17 – направляющая втулка клапана; 18 – выпускной клапан

Одно плечо коромысла опирается через промежуточный толкатель на торец клапана 3 или 18, другое – на кулачок распределительного вала 12 или штангу (при нижнем расположении распределительного вала). В плече коромысла, опирающегося на клапан, устанавливается винт 15 с контргайкой 16 или эксцентрик, с помощью которого производится регулировка теплового зазора между торцом клапана и деталями привода клапана. Зазор компенсирует тепловое удлинение стержня клапана при нагревании и в обязательном порядке контролируется при проведении очередного ТО. Величина зазора регламентируется заводом-изготовителем и для двигателей различных конструкций составляет 0,15...0,40 мм (в среднем 0,20...0,25 мм). Ось коромысел представляют собой стальную трубку с точно обработанной поверхностью. Ось закрепляется в специальных отверстиях на головке блока цилиндров или на крышках распределительного вала.

Привод с помощью рычагов (рис. 4.4, а). Рычаг 11 изготавливается из стали. Поверхность рычага, контактирующая с кулачком распределительного вала 10, упрочняется закалкой токами высокой частоты или иным образом.

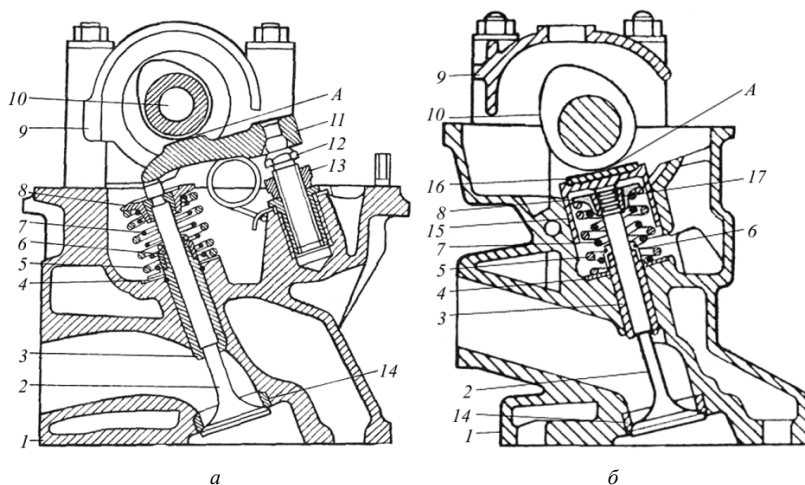


Рис. 4.4. Расположение деталей клапанной группы ГРМ с рычажным приводом (а) и с цилиндрическим толкателем (б): 1 – головка цилиндров; 2 – клапан; 3 – направляющая втулка клапана; 4 – опорная шайба; 5 – пружина клапана внешняя (большая); 6 – сальник клапана; 7 – пружина клапана внутренняя (малая); 8 – тарелка пружин клапана; 9 – корпус подшипников распределительного вала; 10 – распределительный вал; 11 – рычаг клапана; 12 – упорный винт; 13 – контргайка; 14 – седло клапана; 15 – цилиндрический толкатель; 16 – регулировочная шайба; 17 – сухарь; А – регулируемый тепловой зазор

Одним плечом рычаг опирается на торец клапана 2, другим – на шаровидную головку упорного винта 12 или втулку гидравлического толкателя (гидрокомпенсатора). Упорный винт вкручивается в стальную втулку, установленную на резьбе в теле головки блока цилиндров, и удерживается от самопроизвольного выкручивания контргайкой 13. С помощью упорного винта производится регулировка теплового зазора A в приводе клапанов.

Привод с помощью цилиндрических толкателей (рис. 4.4, б). Цилиндрический толкатель 15 представляет собой стальной стаканчик, установленный на стержне клапана 2 в специальном отверстии головки блока. Кулачок распределительного вала 10 воздействует на толкатель 15 через стальную регулировочную шайбу 16 (в некоторых конструкциях регулировочная шайба устанавливается под толкатель на торец стержня клапана). Тепловой зазор A устанавливается подбором толщины регулировочной шайбы.

Привод клапанов с гидрокомпенсаторами. Гидрокомпенсаторы могут устанавливаться со всеми типами приводов клапанов (рис. 4.5). В конструкциях, где применяются гидрокомпенсаторы, отсутствует зазор в приводе, что обеспечивает безударное набегание и сход кулачка распределительного вала с толкателя, уменьшает шум при работе и устраняет колебания в механизме.

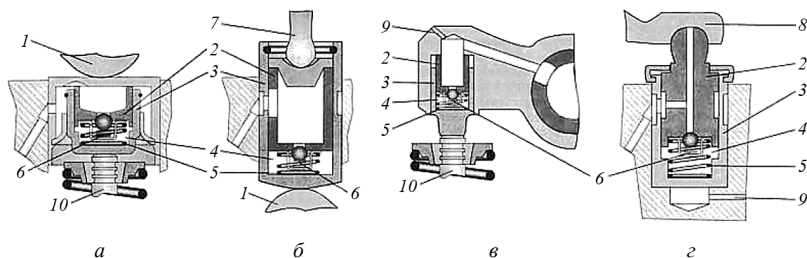


Рис. 4.5. Расположение гидрокомпенсаторов: *а* – в толкателе с верхним распредвалом; *б* – в толкателе с нижним распредвалом; *в* – в коромысле; *г* – в опоре рычага привода клапана; 1 – кулачок распределительного вала; 2 – плунжер; 3 – втулка плунжера; 4 – полость под плунжером; 5 – пружина плунжера; 6 – шариковый клапан; 7 – штанга; 8 – рычаг привода клапана; 9 – отверстие для отвода масла; 10 – стержень клапана

Основными элементами газораспределительного механизма V-образного двигателя являются: зубчатое колесо 1 (рис. 4.6), опорные втулки 8; клапаны 9; направляющие втулки 10; шайбы 11, 17; пружины 12; оси коромысел 13; коромысла 14; регулировочный винт 15; стойки осей коромысел 16; штанги 18; толкатели 19; тарелки 20.

Одноименные (впускные и выпускные) кулачки располагаются в четырехцилиндровом двигателе под углом 90° , в шестицилиндровом – под углом 60° , в восьмицилиндровом – под углом 45° . При шлифовании кулачкам придают небольшую конусность. Взаимодействие сферической поверхности торца толкателей 19 с конической поверхностью кулачков обеспечивает их поворот в процессе работы.

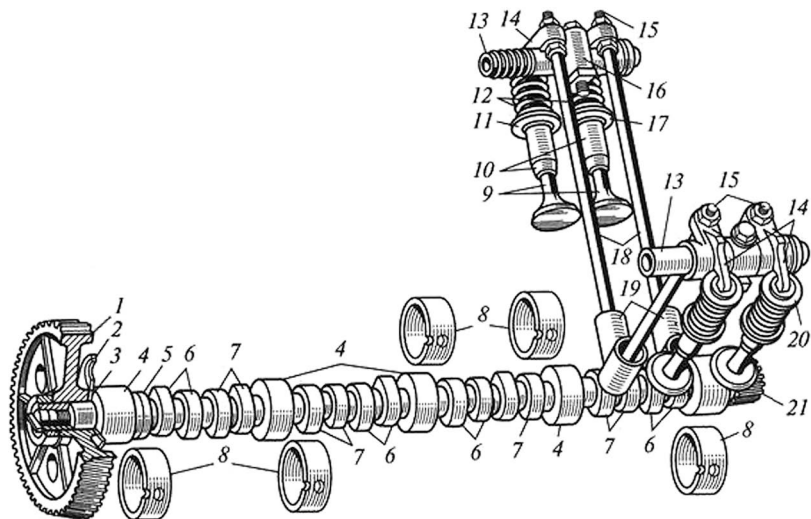


Рис. 4.6. Газораспределительный механизм V-образного двигателя: 1 – зубчатое колесо; 2 – упорный фланец; 3 – распорное кольцо; 4 – передняя опорная шейка; 5 – эксцентрик; 6, 7 – соответственно впускные и выпускные кулачки; 8 – опорные втулки; 9 – клапаны; 10 – направляющие втулки; 11, 17 – шайбы; 12 – пружины; 13 – оси коромысел; 14 – коромысла; 15 – регулировочный винт; 16 – стойки осей коромысел; 18 – штанги; 19 – толкатели; 20 – тарелки; 21 – шестерня привода прерывателя-распределителя и насоса системы смазки

Начиная с передней опорной шейки 4, диаметр шеек уменьшается, что облегчает установку распределительного вала в картере двигателя. Число опорных шеек обычно равно числу коренных подшипников коленчатого вала. Втулки 8 опорных шеек изготавливают из стали, а внутреннюю поверхность их покрывают антифрикционным сплавом.

На переднем конце распределительного вала расположен эксцентрик 5, воздействующий на штангу привода бензонасоса, а на его заднем конце находится шестерня 21, которая приводит во вращение зуб-

чатое колесо валика, расположенного в корпусе привода распределителя зажигания и смазочного насоса.

Между зубчатым колесом 1 распределительного вала и его передней опорной шейкой установлено распорное кольцо 3 упорного фланца 2, крепящегося болтами к блоку и удерживающего вал от продольного перемещения.

Так как толщина распорного кольца 3 больше толщины упорного фланца 2, обеспечивается осевой зазор (разбег) распределительного вала, который должен составлять 0,08...0,21 мм. В отверстии переднего торца распределительного вала (двигатели ЗИЛ-508, ЗМЗ-511 и др.) расположен узел привода центробежного датчика регулятора частоты вращения коленчатого вала.

4.2. Конструкция деталей клапанной группы, привода

Клапаны (рис. 4.7) состоят из тарелки и стержня. Переход от тарелки к стержню сделан плавным, что обеспечивает клапану необходимую прочность и улучшает отвод тепла от тарелки.

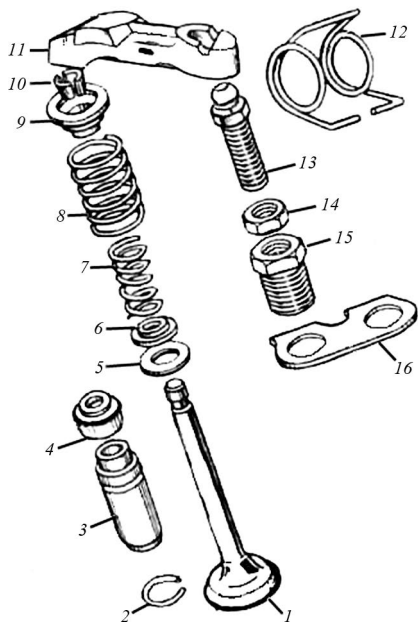


Рис. 4.7. Детали клапанной группы и привода клапанов: 1 – клапан; 2 – стопорное кольцо направляющей втулки; 3 – направляющая втулка; 4 – сальник клапана; 5, 6 – опорные шайбы внутренней и внешней пружины; 7, 8 – внутренняя и внешняя возвратные пружины; 9 – тарелка пружины; 10 – сухари; 11 – рычаг привода клапана; 12 – пружина рычага; 13 – упорный винт; 14 – контргайка упорного винта; 15 – втулка упорного винта; 16 – стопорная пластина пружины рычага

Чтобы плотно закрыть отверстие в головке цилиндров, тарелка имеет конусный пояс (фаску). Такую же фаску имеет седло клапана в головке цилиндров. У большинства двигателей эти фаски сняты под углом 45° . Плотность прилегания фасок клапана и седла достигается шлифовкой, а затем притиркой друг к другу.

Стержень клапана шлифованный. В верхней части стержня устанавливают разрезанное на две половины коническое кольцо (сухари) 10, выступ которого входит в выточку стержня клапана. Сухари крепят опорную шайбу на стержне клапана.

У некоторых двигателей под выточкой на стержне сделана вторая выточка, в которую вставляют предохранительное кольцо. Оно предотвращает падение клапана в цилиндр в случае его обрыва или выскакивания сухариков («рассухаривания»).

На тарелке клапана предусмотрена прорезь под отвертку (или сверления под специальный инструмент) для притирки клапанов.

Клапаны изготавливаются из прутковой стали способом ее высадки. Для изготовления впускного клапана применяют хромистую или хромокремнистую сталь.

Выпускные клапаны работают в условиях высоких температур и во избежание быстрого выгорания производятся из жаропрочных силхромо-хромовых или хромоникельмарганцовистых сталей. При этом стержень и головка выпускных клапанов могут изготавливаться из разных сталей и соединяться между собой сваркой. Торец стержня клапана закачивают. Для выпускных клапанов применяют жаростойкие хромокремнистые стали. У впускного клапана некоторых двигателей, чтобы снизить температуру тарелки, полость внутри стержня заполнена натрием, а фаска тарелки для увеличения износостойкости наплавлена специальным хромоникелевым сплавом.

Для лучшего наполнения цилиндра у некоторых двигателей диаметр тарелки впускного клапана больше диаметра тарелки выпускного клапана.

Седла клапанов для алюминиевых головок блока выполняются из жаропрочного чугуна (реже стали) и устанавливаются в головку с натягом $0,09 \dots 0,12$ мм с последующей завальцовкой материала головки на седло. Неплотная посадка клапана в седле является основной причиной его выхода из строя (прогорания) и разгерметизации камеры сгорания.

Направляющие втулки клапанов изготавливаются из чугуна, бронзы или металлокерамики и запрессовываются в головку цилиндров

блока (или в блок цилиндров, при нижнем размещении клапанов) с натягом 0,04...0,08 мм. Через направляющую втулку проходит стержень клапана. Втулка может иметь посадочный поясok для установки маслосъемного колпачка, уплотняющего стержень клапана и предотвращающего попадание излишка масла по стержню клапана в камеру сгорания. При этом для улучшения смазки стержня клапана по внутренней поверхности направляющей втулки выполняют спиральную канавку (резьбу) с шагом 2...3 мм, в которой удерживается масло. Зазор между стержнем клапана и втулкой регламентируется изготовителем и для большинства двигателей устанавливается в пределах 0,04...0,08 мм у впускных клапанов и 0,06...0,12 мм – у выпускных.

Пружины клапанов 7 и 8 (см. рис. 4.7) возвращают клапан на седло после снятия с него нагрузки от кулачка распределительного вала, удерживают клапан в закрытом положении, обеспечивая его плотную посадку в седле, и предотвращают разрыв кинематической связи между передаточными деталями и клапаном. На один клапан устанавливается одна или две пружины (внутренняя малая и наружная большая). Витки большой и малой пружин имеют противоположную навивку. Пружина надевается на стержень клапана и закрепляется на его конце через опорную тарелку 9 с помощью разрезных конических сухарей 10.

Детали передачи механизма газораспределения передают движение распределительного вала клапанам. К этим деталям при подвесных клапанах относятся толкатель, штанга, коромысло с регулировочным болтом, валик коромысел со стойкой и распорными пружинами, а при боковых – толкатель с регулировочным болтом.

Толкатель (рис. 4.8) представляет собой цилиндрический стержень, нижняя часть которого воспринимает усилие кулачка распределительного вала. Для уменьшения веса толкатели часто делают пустотелыми. Толкатели предназначены для передачи усилия от распределительного вала через штанги к коромыслам. Толкатели перемещаются в направляющих втулках из антифрикционного чугуна или непосредственно в отверстиях блок-картера.

Для более равномерного износа опорной и направляющей (цилиндрической) поверхностей толкатель одновременно с прямолинейным совершает и вращательное движение – вокруг своей оси.

В двигателях ЗИЛ-508, ЗМЗ-511, КамАЗ-740, Д-245 применяют цилиндрические толкатели, установленные в специальных отверстиях – направляющих. В дизеле КамАЗ-740 применяют съемные направляющие. Внутренняя полость толкателя имеет сферическую поверхность под штангу и отверстие для слива масла.

Для повышения работоспособности торцовую поверхность стальных толкателей в месте соприкосновения с кулачком наплавляют специальным износостойким чугуном.

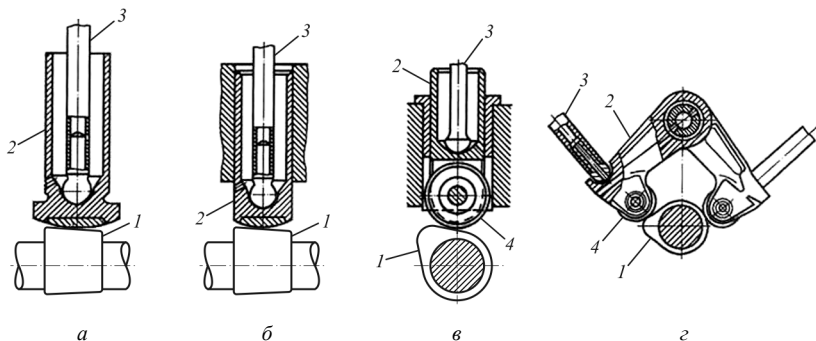


Рис. 4.8. Типы толкателей: а – грибовидный; б – цилиндрический; в – цилиндрический роликовый; г – рычажный роликовый; 1 – кулачок распределительного вала; 2 – толкатель; 3 – штанга; 4 – ролик

Штанги. Для передачи усилия от толкателей к коромыслам служат штанги, которые изготавливают из стального прутка с закаленными концами (двигатели ЗИЛ-508) или стержня из алюминиевого сплава (двигатели ЗМЗ-511 и -4022) со стальными сферическими наконечниками.

В дизелях ЯМЗ, КамАЗ, Д-245 штанги делают обычно из стальной трубы. На концах штанг напрессовывают стальные сферические наконечники, которыми они, с одной стороны, упираются в сферические поверхности регулировочных винтов 15 (см. рис.4.6), ввернутых в коромысла 14, а с другой – в толкатели.

Коромысла. Для передачи усилия от штанги к клапану служит коромысло (рис. 4.9), представляющее собой неравноплечий рычаг, изготовленный из стали или чугуна.

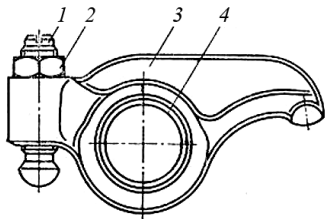


Рис. 4.9. Коромысло ГРМ в сборе:
1 – регулировочный винт; 2 – контргайка;
3 – коромысло; 4 – втулка

Наличие длинного плеча коромысла (примерно в 1,5 раза больше короткого плеча) не только уменьшает ход толкателя и штанги, но и снижает силы инерции, возникающие при их движении, что способствует повышению долговечности деталей привода клапанов.

Коромысла обычно располагают на общей полой оси 13 (см. рис. 4.6), в конце которой запрессованы заглушки, что позволяет подводить масло к бронзовым втулкам коромысел и сферическим накопечникам регулировочных болтов 15. Оси 13 в сборе с коромыслами устанавливают на каждой головке цилиндра с помощью стоек 16. Иногда оси коромысел изготавливают как одно целое со стойками, тогда каждое коромысло качается на своей оси.

Распределительный вал (рис. 4.10) предназначен для своевременного открытия и закрытия клапанов в определенной последовательности, кулачки и опорные шейки распределительного вала отлиты заодно с ним.

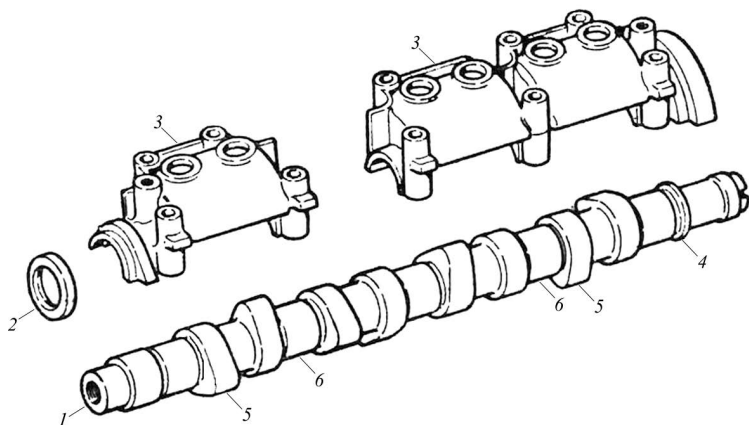


Рис. 4.10. Распределительный вал и крышки подшипников распределительного вала: 1 – распределительный вал; 2 – сальник; 3 – крышка подшипников; 4 – эксцентрик привода топливного насоса; 5 – кулачки; 6 – опорные шейки

Вал классической конструкции *кулачкового типа* имеет кулачки 5 управления впускными и выпускными клапанами и опорные шейки 6. На валу может располагаться шестеренка привода масляного насоса и распределителя зажигания и эксцентрик привода топливного насоса карбюраторных двигателей. Валы изготавливаются из сталей методом штамповки или отливаются из высокопрочного чугуна, легированного

хромом, никелем, молибденом и другими металлами. Шейки и кулачки вала шлифуются и подвергаются закалке отбеливанием или токами высокой частоты.

Опорными шейками вал устанавливается в опорах (подшипниках скольжения) и закрепляется крышками. Опоры и крышки опор могут быть объединены между собой в *корпус подшипников распределительного вала*. От осевого перемещения распределительный вал удерживается упорным подшипником. Смазка опор осуществляется под давлением. Масло в подшипник поступает по каналам, выполненным в опорах и (или) в самом валу. Кулачки смазываются принудительно (под давлением) или разбрызгиванием.

Распределительный вал приводится в движение от коленчатого вала двигателя зубчатой передачей (шестернями), цепью или зубчатым ремнем. Если распределительный вал находится в головке блока цилиндров, то он приводится во вращение от коленчатого вала двигателя с помощью цепи или зубчатого ремня (рис. 4.11).

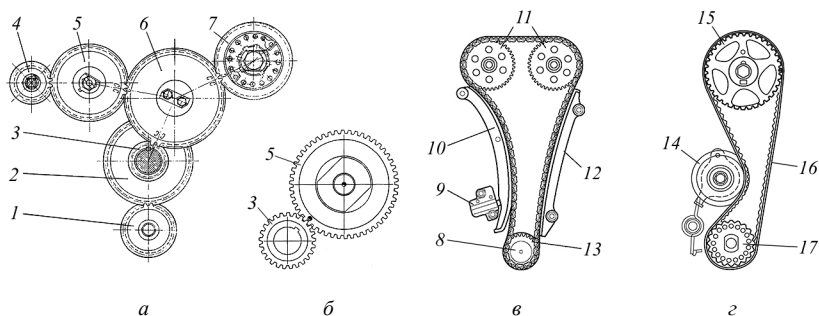


Рис. 4.11. Типы привода распределительного вала: *а* – зубчатый дизельного двигателя; *б* – зубчатый бензинового двигателя; *в* – цепной; *г* – ременный; 1 – ведомая шестерня привода масляного насоса; 2 – ведущая шестерня привода масляного насоса; 3 – шестерня коленчатого вала; 4 – шестерня привода масляного насоса гидроусилителя руля; 5 – шестерня распределительного вала; 6 – промежуточная шестерня; 7 – шестерня привода топливного насоса; 8 – звездочка коленчатого вала; 9 – натяжитель цепи; 10 – башмак натяжителя; 11 – звездочка распределительного вала; 12 – успокоитель; 13 – цепь; 14 – натяжной ролик; 15 – шкив распределительного вала; 16 – зубчатый ремень; 17 – шкив коленчатого вала

Распределительные шестерни необходимы для передачи вращения от коленчатого вала распределительному валу, масляному насосу и другим агрегатам двигателя (рис. 4.11, *а, б*).

Распределительные шестерни располагаются в специальном картере в передней или задней части двигателя. Для уменьшения уровня шумов шестерни выполняются косозубыми. С этой же целью их могут изготавливать из различных материалов. Например, на коленчатом валу устанавливают стальную шестерню, а на распределительном – чугунную (двигатели ЗИЛ) или текстолитовую (двигатели ЗМЗ).

Так как клапаны открываются один раз за два оборота коленчатого вала, шестерня распределительного вала имеет в два раза больше зубьев, чем шестерня коленчатого вала. Аналогичное соотношение числа зубьев имеется у звездочек цепной и шкивов ременной передач.

Зубчатые колеса привода должны входить в зацепление между собой при строго определенном положении коленчатого и распределительного валов, что обеспечивает правильность заданных фаз газораспределения и порядка работы двигателя. Поэтому при сборке двигателя зубчатые колеса вводятся в зацепление по меткам на их зубьях (на впадине между зубьями колеса и на зубе шестерни).

Основные схемы ременного привода распределительных валов современных двигателей показаны на рис. 4.12.

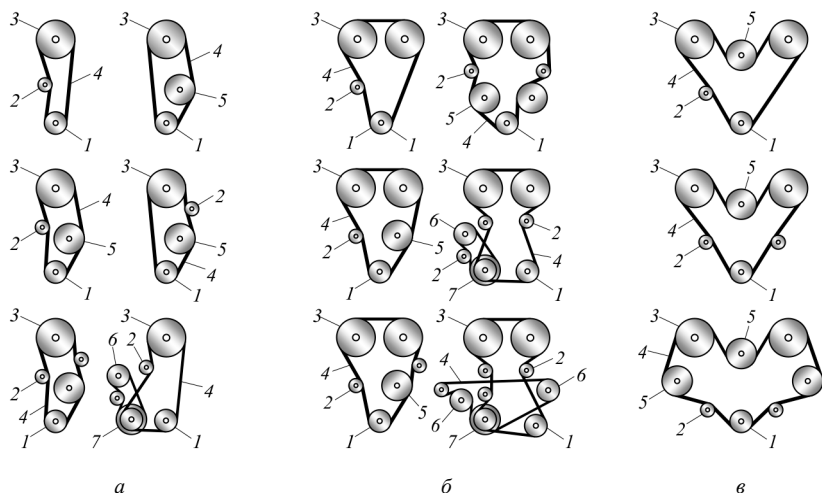


Рис. 4.12. Основные схемы ременного привода механизмов: а – двигателя с одним верхним распределительным валом; б – двигателя с двумя верхними распределительными валами; в – V-образного двигателя с двумя верхними распределительными валами; 1 – шкив коленчатого вала; 2 – натяжные и (или) паразитные ролики; 3 – шкив распределительного вала; 4 – ремень; 5 – шкив вала вспомогательных механизмов; 6 – шкив алансирного вала; 7 – шкив генератора

Схемы привода механизмов зависят от количества распределительных валов, расположения цилиндров двигателей, наличия балансирующих валов, количества и расположения вспомогательных механизмов и других факторов.

4.3. Фазы и диаграмма фаз газораспределения

В течение одного рабочего цикла четырехтактного двигателя впускной и выпускной клапаны открываются по одному разу. Для этого распределительный вал должен совершить один оборот, а коленчатый вал – два оборота.

При рассмотрении рабочих процессов ДВС в первом приближении было принято, что открытие и закрытие клапанов происходит при положении поршней в мертвых точках. Однако время, приходящееся на такты впуска и выпуска, очень мало, и при максимальной частоте вращения коленчатого вала двигателя оно составляет тысячные доли секунды. Поэтому если открытие и закрытие клапанов будет происходить точно в мертвых точках, то наполнение цилиндров горючей смесью и очистка их от продуктов сгорания будут недостаточными. В связи с этим моменты открытия и закрытия клапанов в четырехтактных двигателях происходят с определенным опережением или запаздыванием относительно положения поршней в ВМТ и НМТ.

Периоды от момента открытия до момента закрытия клапанов, выраженные в градусах поворота коленчатого вала, называются *фазами газораспределения*, а их графическое изображение носит название *диаграммы фаз газораспределения* (рис. 4.13).

Выпускной клапан всегда открывается со значительным опережением, т. е. прежде чем кривошип во время рабочего хода дойдет до крайнего нижнего положения. Опережение открытия этого клапана (44...56° окружности) позволяет продуктам сгорания выходить из цилиндра до того, как поршень начнет подниматься. Это предохраняет двигатель от перегрева и уменьшает потерю мощности, затрачиваемой на совершение такта выпуска. Чтобы лучше очистить цилиндр от отработавших газов, выпускной клапан закрывается с небольшим запаздыванием, т. е. после того, как кривошип отойдет от верхнего крайнего положения (13...27°).

Впускной клапан открывается с небольшим опережением. В этом случае впускной и выпускной клапаны в течение короткого времени одновременно открыты (перекрытие клапанов).

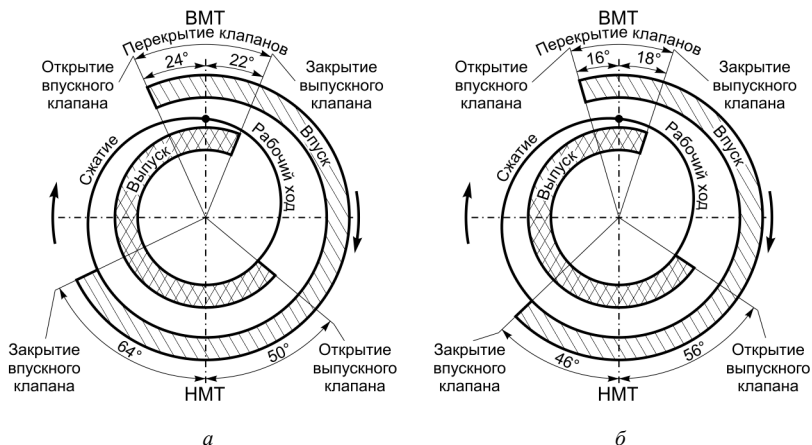


Рис. 4.13. Диаграмма фаз газораспределения: *а* – бензинового двигателя 3М3-511; *б* – дизеля Д-243

Опережение открытия впускного клапана ($9...24^\circ$) обеспечивает его наибольший подъем к моменту поступления горючей смеси в цилиндр и лучшее наполнение цилиндра. Закрывается впускной клапан всегда со значительным запаздыванием ($46...64^\circ$) для того, чтобы увеличить наполнение цилиндра горючей смесью за счет его инерции и небольшого разрежения в цилиндре, когда поршень находится около мертвой точки.

Для правильной установки фаз газораспределения шестерни привода имеют метки, в соответствии с которыми соединяют шестерни распределительного механизма при сборке двигателя (рис. 4.14).

4.4. Основные регулировки ГРМ

Для получения оптимальных характеристик двигателя при различных частотах вращения коленчатого вала возникает необходимость управлять фазами газораспределения впускных и выпускных клапанов. При относительном увеличении времени (или степени) открытия впускного клапана улучшается наполнение цилиндра смесью.

При относительном увеличении времени (или степени) открытия выпускного клапана улучшается очистка цилиндра от отработавших газов.

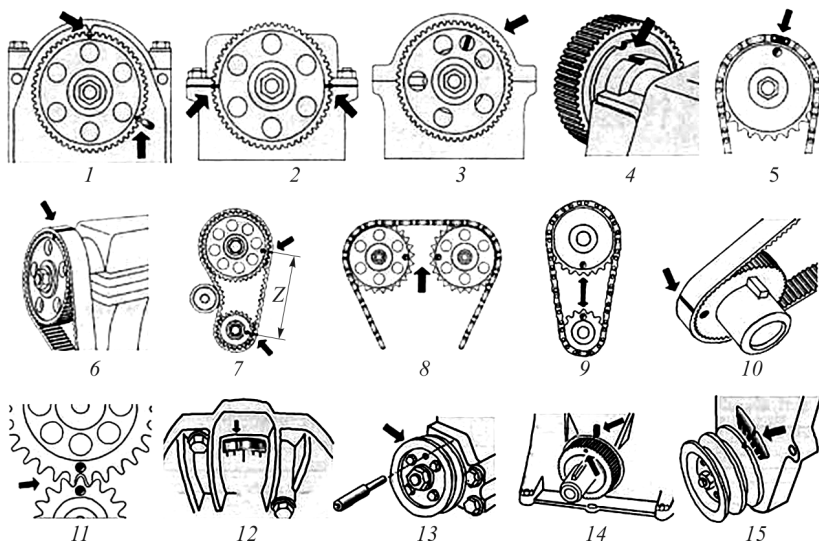


Рис. 4.14. Расположение меток фаз газораспределения на шкивах коленчатых и распределительных валов: 1 – метки на шкиве распределительного вала (РВ) и головке блока; 2 – метки на шкиве РВ (должны располагаться в плоскости клапанной крышки); 3 – метка на передней крышке двигателя (вид спереди через отверстие в зубчатом шкиве РВ); 4 – метка на задней части шкива и корпусе подшипников РВ; 5 – метка на звездочке РВ и метка на цепи (светлое или темное звено цепи); 6 – метка на шкиве РВ и ремне привода РВ; 7 – между метками на зубчатых шкивах коленчатого и распределительного валов должно быть регламентированное число Z зубьев ремня; 8 – метки на звездочках РВ (должны находиться друг против друга); 9 – метки на звездочках коленчатого и распределительного валов (должны находиться друг против друга); 10 – метка на шкиве коленчатого вала (КВ) и ремне ГРМ; 11 – метки на шестернях КВ и РВ (должны совпадать); 12 – метка ВМТ на маховике в окне картера сцепления; 13 – установочный штифт через отверстие в шкиве КВ должен попадать в отверстие в передней крышке; 14 – метка на зубчатом шкиве КВ и метка на корпусе/передней крышке двигателя; 15 – метка на шкиве КВ и метки на корпусе двигателя

Существует достаточно много конструкций, позволяющих манипулировать работой клапанов. Регулирование фаз газораспределения механизма, показанного на рис. 4.15, достигается за счет осевого перемещения распределительного вала, у которого кулачки имеют криволинейный профиль в продольном и поперечном направлениях.

При осевом перемещении распределительного вала одновременно с изменением высоты подъема клапана изменяется момент его открытия и закрытия, что приводит к сдвигу фазы газораспределения.

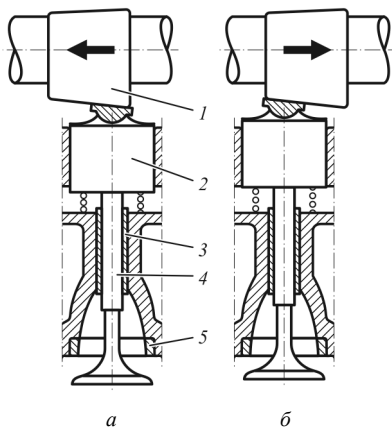


Рис. 4.15. Регулирование фаз изменением высоты подъема и моментом открытия клапанов: *а* – максимальная высота подъема клапана; *б* – минимальная высота подъема клапана; 1 – распределительный вал с кулачками, имеющими криволинейный профиль; 2 – цилиндрический толкатель; 3 – направляющая втулка клапана; 4 – клапан; 5 – седло клапана. (Стрелками показано направление осевого перемещения распределительного вала)

Система регулирования, показанная на рис. 4.16, позволяет плавно изменять фазы газораспределения в соответствии с условиями работы двигателя за счет поворота распределительного вала относительно звездочки привода в диапазоне $75 \dots 80^\circ$ угла поворота коленчатого вала для впускных клапанов и $50 \dots 55^\circ$ – для выпускных.

При включении режима опережения (рис. 4.16, *а*) золотник управляющего клапана 3 по сигналу компьютера *F* перемещается в позицию опережения. Моторное масло под давлением *D* поступает к ротору 2 со стороны полости опережения *C*, проворачивая ротор вместе с распределителем в направлении опережения *A*. При включении режима задержки (рис. 4.16, *б*) золотник управляющего клапана перемещается в позицию задержки. Масло из полости *C* уходит на слив *E* и одновременно под давлением поступает к ротору со стороны полости задержки *B*, проворачивая ротор в направлении задержки.

По мере разогрева двигателя в процессе его работы наблюдается различная тепловая деформация блока, головки цилиндров и клапанного привода. В результате этого может не обеспечиваться плотная посадка клапана в седле, что отрицательно повлияет на выходные показатели двигателя и техническое состояние клапана. Для нормальной работы двигателя между деталями клапанного привода в холодном состоянии предусматривается тепловой зазор, значение которого зависит от температурного режима работы двигателя, конструкции ГРМ и материалов деталей привода и двигателя. Для каждого конкретного двигателя тепловые зазоры устанавливают исходя из опытных данных.

Тепловой зазор можно оценить соотношением $\Delta S_k = (0,03...0,05)h_t$, где h_t – максимальная высота подъема толкателя.

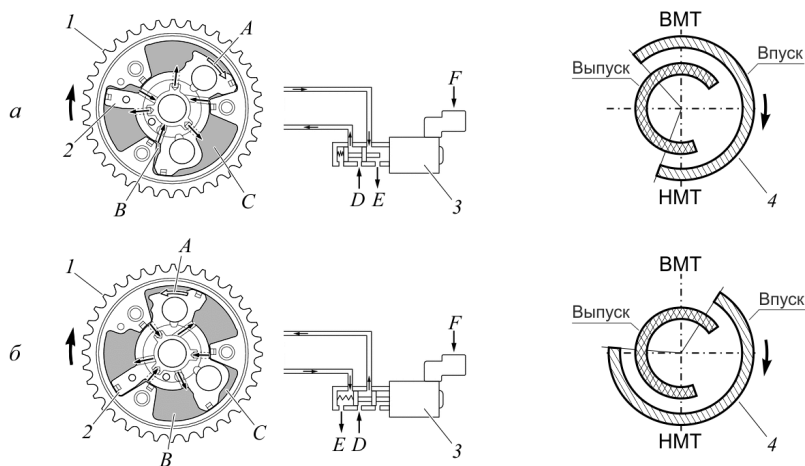


Рис. 4.16. Регулирование фаз поворотом распределительного вала относительно звездочки: *а* – режим опережения открытия клапана; *б* – режим задержки открытия клапана; 1 – звездочка; 2 – ротор; 3 – управляющий клапан; 4 – диаграмма фаз газораспределения; А – направление поворота ротора; В – полость задержки; С – полость опережения; D – давление масла; E – слив масла; F – сигнал управления

Когда зазор увеличен, клапаны открываются не полностью, в результате чего ухудшаются наполнение цилиндров свежим зарядом и очистка их от продуктов сгорания, а также возникают ударные нагрузки на детали клапанного механизма. При недостаточном зазоре клапаны неплотно садятся в седла (полностью не закрываются), вследствие чего происходит утечка газов, образование нагара с обгоранием рабочих поверхностей седла и клапана.

Тепловые зазоры и порядок их регулировки указаны в инструкциях по эксплуатации машин. У всех двигателей для впускных и выпускных клапанов на холодном двигателе зазоры между коромыслом и клапаном должны быть в пределах 0,25...0,3 мм.

Для регулировки зазора в клапанном механизме восьмицилиндрового V-образного двигателя нужно установить поршень первого цилиндра в верхнюю мертвую точку (ВМТ) после такта сжатия. При этом отверстие на шкиве коленчатого вала (например, для ЗИЛ-130)

должно находиться под меткой «ВМТ» на указателе установки момента зажигания, расположенном на датчике ограничителя максимальной частоты вращения коленчатого вала. В этом положении регулируют зазоры следующих клапанов: оба первого цилиндра, выпускного четвертого, второго и пятого, впускного третьего, выпускного седьмого и восьмого цилиндров. Зазоры у остальных клапанов регулируют после поворота коленчатого вала на угол 360° , т. е. на полный оборот.

Зазоры в клапанном механизме регулируют на холодном двигателе регулировочным винтом с контргайкой, ввернутым в короткое плечо коромысла. Для этого между бойком коромысла и стержнем клапана помещают щуп (тонкую стальную пластину) толщиной в требуемый зазор. Ослабляют контргайку. Вращая отверткой винт, зажимают щуп, пока не возникнет усилие при его протягивании. Удерживая положение винта отверткой, зажимают контргайку. Затем эти операции повторяют в соответствии с порядком работы цилиндров.

4.5. Основные неисправности ГРМ

1. Нарушение тепловых зазоров клапанов (на двигателях с регулируемым зазором).
2. Износ подшипников, кулачков распределительного вала.
3. Снижение упругости и поломка пружин клапанов.
4. Зависание клапанов.
5. Износ маслоотражающих колпачков, стержней клапанов, направляющих втулок.
6. Нагар на клапанах.

Большинство неисправностей газораспределительного механизма приводит к нарушениям фаз газораспределения, при которых двигатель начинает работать нестабильно и не развивает номинальной мощности. Внешние признаки и соответствующие им неисправности ГРМ представлены в табл. 4.1.

Самой серьезной неисправностью газораспределительного механизма является зависание клапанов, которое может привести к серьезным поломкам двигателя. Причин у неисправности две. Первая – применение некачественного топлива, сопровождающееся отложением смол на стержнях клапана. Вторая – резонанс, ослабление или поломка пружин клапанов. В этом случае при достижении поршнем верхней мертвой точки клапан не успевает сесть в седло.

Таблица 4.1. Внешние признаки неисправности ГРМ

Признаки	Неисправности
Металлический стук в головке блока цилиндров на малых и средних оборотах. Снижение мощности двигателя	Нарушение теплового зазора клапанов. Износ подшипников, кулачков распределительного вала
Шум в районе привода распределительного вала. Выстрелы в глушитель	Износ и удлинение цепи (ремня) привода распределительного вала. Износ зубчатого шкива привода
Синий дым отработавших газов. Снижение уровня масла в картере двигателя. Снижение мощности двигателя	Износ маслоотражающих колпачков, стержней клапанов, направляющих втулок. Неисправности КШМ
Звонкие металлические стуки (детонационные стуки) при разгоне трактора. Работа двигателя с перебоями	Нагар на клапанах. Неисправности КШМ. Топливо низкого качества
Кратковременные провалы в работе холостного двигателя. Снижение мощности двигателя. Перегрев двигателя	Снижение упругости и поломка пружин клапанов. Зависание клапанов

Неисправности ГРМ достаточно сложно диагностировать, так как сходные внешние признаки могут соответствовать нескольким неисправностям. Нередко конкретная неисправность устанавливается непосредственным осмотром конструктивных элементов ГРМ со снятием крышки головки блока цилиндров.

5. СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

5.1. Назначение и классификация системы

Сгорание топливно-воздушной смеси сопровождается выделением значительного количества теплоты. Функции регулируемого принудительного отвода теплоты выполняет система охлаждения, которая должна обеспечивать:

- автоматическое поддержание оптимального теплового режима независимо от режима работы двигателя и внешних условий;
- быстрый прогрев двигателя до рабочей температуры;
- длительное сохранение теплоты после остановки двигателя;
- малые энергетические затраты, связанные с приводом агрегатов системы охлаждения.

Охлаждение двигателя не должно быть чрезмерным, так как теряется полезная теплота, поэтому при переохлаждении двигателя:

- нарушается требуемый состав горючей смеси из-за неполного испарения топлива;

- увеличиваются тепловые потери, вследствие чего снижается мощность и ухудшается экономичность двигателя;

- увеличивается износ двигателя вследствие коррозии и повышения трения из-за смывания масляного слоя со стенок цилиндров каплями неиспарившегося топлива;

- увеличивается отложение липких осадков, выделяющихся из масла в картере двигателя, в масляном фильтре и маслопроводах.

В случае перегрева двигателя:

- уменьшается массовое наполнение цилиндров горючей смесью вследствие увеличения объема смеси при нагревании;

- может возникнуть детонация и самовоспламенение смеси;

- могут заклиниваться поршни в цилиндрах в результате увеличения коэффициента трения из-за расширения поршней и ухудшения смазки;

- уменьшается вязкость масла.

На современных тракторах и автомобилях система охлаждения, помимо основной функции, выполняет ряд других функций:

- нагрев воздуха в системе отопления, вентиляции и кондиционирования;

- охлаждение масла в системе смазки;

- охлаждение отработавших газов в системе рециркуляции отработавших газов;

- охлаждение воздуха в системе турбонаддува;

- охлаждение рабочей жидкости в автоматической коробке передач.

В двигателях внутреннего сгорания применяется два способа охлаждения – *воздушное* и *жидкостное*.

В *воздушной системе охлаждения* тепло от деталей двигателя передается обдуваемому их воздуху, который циркулирует в воздушной рубашке охлаждения. Рубашку охлаждения образуют ребра охлаждения цилиндров и кожух, внутрь которого эти цилиндры помещаются. Воздух через кожух прокачивается вентилятором с ременным приводом от коленчатого вала двигателя или приводом от электродвигателя. Количество воздуха на входе в рубашку охлаждения регулируется заслонками, управляемыми водителем вручную или автоматически, с помощью термостатов или иных специальных приспособлений.

Воздушная система охлаждения имеет следующие преимущества: простота конструкции и обслуживания, меньшая масса двигателя, по-

ниженные требования к температурным колебаниям окружающей среды. Недостатками двигателей с воздушным охлаждением являются большая потеря мощности на приводе охлаждающего вентилятора, шумная работа, чрезмерная тепловая нагрузка на отдельные узлы, отсутствие конструктивной возможности организации цилиндров по блочному принципу, сложности с последующим использованием отводимого тепла, в частности для обогрева салона.

Жидкостная система охлаждения, в зависимости от способа циркуляции охлаждающей жидкости, бывает *термосифонная и принудительная*. В качестве охлаждающей жидкости в системе используется вода или антифриз.

В *термосифонной системе* циркуляция охлаждающей жидкости происходит за счет разности плотностей нагретой и холодной жидкости. Основным достоинством данной системы является простота конструкции, а недостатком – медленная циркуляция жидкости, что приводит к повышенному нагреву и испарению жидкости из системы. Данные системы в основном используются для охлаждения пусковых двигателей.

На автотракторных двигателях наибольшее распространение получили *жидкостная система охлаждения принудительного типа*. Данная система обеспечивает равномерное и эффективное охлаждение, а также имеет меньший уровень шума.

Система охлаждения дизельного двигателя (рис. 5.1) закрытая, с принудительной циркуляцией охлаждающей жидкости. В систему охлаждения входят следующие основные узлы и агрегаты: радиатор 13, жидкостный насос 1, вентилятор 4, термостат 3, указатель температуры охлаждающей жидкости 12, шторка радиатора 14, рубашки охлаждения головки цилиндров 5 и блока цилиндров 6.

Термостат автоматически поддерживает температуру охлаждающей жидкости в заданных пределах и ускоряет прогрев двигателя после пуска.

При температуре жидкости ниже 70 °С основной клапан термостата полностью закрыт, а вспомогательный открыт, и жидкость поступает в насос, а затем в рубашку охлаждения. Следовательно, жидкость не проходит через радиатор и поэтому быстро нагревается. Это так называемое движение охлаждающей жидкости по малому кругу.

Когда же температура жидкости становится больше 85 °С, основной клапан термостата полностью открывается, а вспомогательный закрывается, поэтому охлаждающая жидкость проходит через радиатор

и движется по большому кругу. Шторка радиатора позволяет изменять количество проходящего через радиатор воздуха и тем самым регулировать в некоторых пределах температуру жидкости.

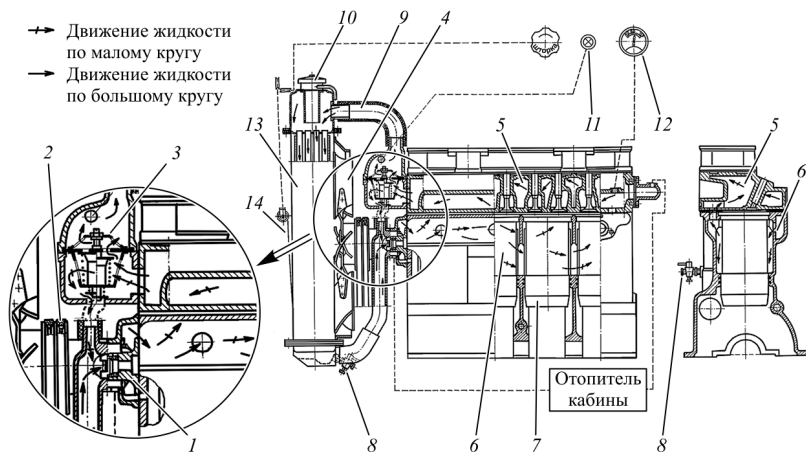


Рис. 5.1. Схема системы охлаждения двигателя Д-243: 1 – жидкостный насос; 2 – ремень привода насоса; 3 – термостат; 4 – расширительный бачок; 5 – рубашка охлаждения головки цилиндров; 6 – рубашка охлаждения блока цилиндров; 7 – гильза блока цилиндров; 8 – краны для слива охлаждающей жидкости; 9 – патрубок; 10 – пробка заливной горловины; 11 – световой сигнализатор аварийной температуры охлаждающей жидкости; 12 – указатель температуры охлаждающей жидкости; 13 – радиатор; 14 – шторка радиатора

Конструкция системы охлаждения бензинового и дизельного двигателей подобны. Система охлаждения бензинового двигателя (рис. 5.2) состоит из рубашки охлаждения в блоке цилиндров 11 и головке цилиндров 3, жидкостного насоса 10 с электромагнитной муфтой в сборе, термостата 5, радиатора 7, расширительного бачка 4, пробок 8 и 12 слива охлаждающей жидкости, радиатора отопителя кабины 1, крана отопителя 2, датчика температуры охлаждающей жидкости 6.

Насос подает жидкость в рубашку охлаждения блока цилиндров, откуда жидкость поступает в рубашку головки цилиндров и далее в корпус термостата. Термостат автоматически регулирует подачу охлаждающей жидкости в радиатор в зависимости от температуры. Через штуцер крышки термостата в расширительный бачок отводится воздух при заполнении системы и возникающий в системе охлаждения пар.

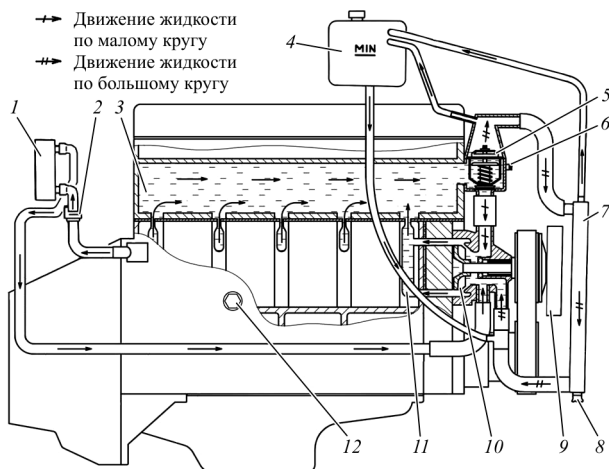


Рис. 5.2. Схема системы охлаждения двигателя 3МЗ-40524: 1 – радиатор отопителя; 2 – кран отопителя; 3 – рубашка охлаждения головки цилиндров; 4 – расширительный бачок; 5 – термостат; 6 – датчик температуры охлаждающей жидкости; 7 – радиатор; 8, 12 – сливная пробка радиатора; 9 – вентилятор; 10 – жидкостный насос с электромагнитной муфтой; 11 – рубашка охлаждения блока цилиндров

Оптимальный температурный режим охлаждающей жидкости поддерживается в диапазоне $80 \dots 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Контроль температурного режима двигателя осуществляется по указателю температуры и сигнализатору перегрева (контрольная лампа), находящимся в составе комбинации приборов автомобиля. Указатель температуры охлаждающей жидкости управляется сигналом, формируемым блоком управления на основании информации от датчика температуры 6, размещенного в корпусе термостата. Лампа сигнализатора перегрева охлаждающей жидкости загорается красным цветом при превышении температуры охлаждающей жидкости $105 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

5.2. Конструкция и работа основных элементов жидкостной системы охлаждения

Радиатор (рис. 5.3) предназначен для охлаждения в пределах $10 \dots 12 \text{ }^{\circ}\text{C}$ нагретой в двигателе жидкости.

Нагретая от механизмов двигателя жидкость поступает в верхний бачок 8 и, двигаясь по трубкам сердцевин радиатора 6, охлаждается потоком воздуха, поступающим от вентилятора или окружающей сре-

ды. Для увеличения площади поверхности контакта сердцевины радиатора с воздухом к трубкам припаиваются плоские латунные пластины 14. Далее, из нижнего бачка 21 охлажденная жидкость, нагнетаемая насосом, поступает к механизмам работающего двигателя.

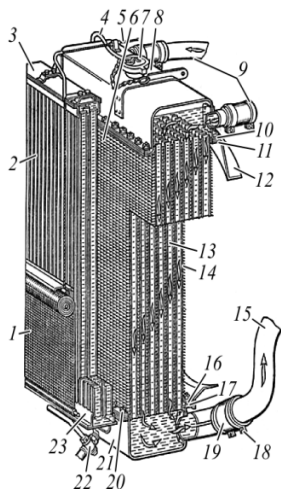


Рис. 5.3. Радиатор системы охлаждения:
1 – шторка; 2 – сердцевина масляного радиатора;
3 – верхний бачок масляного радиатора;
4 – пароводводящая трубка; 5 – трос управления шторкой; 6 – сердцевина жидкостного радиатора;
7 – крышка заливная; 8 – верхний бачок радиатора;
9 – патрубки подвода жидкости из рубашки охлаждения; 10 и 17 – прокладки; 11 и 16 – опорные пластины сердцевины; 12 – кожух направляющий;
13 – трубки охлаждающие; 14 – пластина охлаждающая; 15 – патрубок к жидкостному насосу;
18 – хомут стяжной; 19 – шланг; 20 – болт;
21 – нижний бачок радиатора; 22 – кран сливной;
23 – нижний бачок масляного радиатора

Тросом 5 регулируется высота подъема шторки 1, при этом изменяется количество воздуха, поступающего для охлаждения жидкости в радиаторе. Вместо шторки могут использоваться жалюзи, угол открытия которых регулируется специальной тягой.

Охлаждающая жидкость заливается в радиатор через заливную горловину, находящуюся в верхнем бачке радиатора. Если в системе охлаждения имеется расширительный бачок, тогда заполнение системы жидкостью осуществляется через него. Слив охлаждающей жидкости производится краном 22.

Заливную горловину закрывает крышка (рис. 5.4), в которой установлен паровоздушный клапан, предназначенный для защиты радиатора от разрушения при повышении или понижении давления в системе охлаждения.

Паровой клапан 6 открывается при избыточном давлении в системе охлаждения (0,03...0,04 МПа), и пар по трубке 1 выходит в атмосферу. Воздушный клапан 7 открывается, когда разрежение в системе достигает 0,001...0,012 МПа, и по трубке 1 воздух поступает в радиатор.

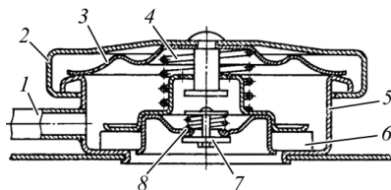


Рис. 5.4. Крышка горловины радиатора с паровоздушным клапаном:

- 1 – паропроводная трубка; 2 – корпус крышки; 3 – запорная пружина;
- 4 – пружина парового клапана;
- 5 – горловина радиатора; 6 – паровой клапан; 7 – воздушный клапан;
- 8 – пружина воздушного клапана

Наряду с основным радиатором в системе охлаждения могут устанавливаться масляный радиатор и радиатор системы рециркуляции отработавших газов. Масляный радиатор служит для охлаждения масла в системе смазки. Радиатор системы рециркуляции отработавших газов охлаждает отработавшие газы, чем достигается снижение температуры сгорания топливно-воздушной смеси и образования оксидов азота. Работу радиатора отработавших газов обеспечивает дополнительный насос циркуляции охлаждающей жидкости, включенный в систему охлаждения. Теплообменник отопителя выполняет функцию, противоположную радиатору системы охлаждения. Теплообменник нагревает проходящий через него воздух. Для эффективной работы теплообменник отопителя устанавливается непосредственно у выхода нагретой охлаждающей жидкости из двигателя.

Термостат ускоряет прогрев двигателя при запуске и автоматически поддерживает температуру охлаждающей жидкости в заданных пределах путем управления потоком охлаждающей жидкости между двигателем и радиатором. Местоположение термостата определяется типом и моделью двигателя, а также конструкцией системы охлаждения. Термостат чаще всего располагается на выходе из головки блока цилиндров или на входе насоса охлаждающей жидкости.

На современных двигателях устанавливается термостат с твердым наполнителем – церезином (нефтяным воском). Конструктивно термостат представляет собой термочувствительный клапан, размещенный в латунной рамке. На двигателях устанавливаются различные виды термостатов: одноклапанный, двухступенчатый, двухклапанный, термостат с электронным управлением.

Одноклапанный термостат (рис. 5.5, а) имеет самое простое устройство, поскольку имеет только один тарельчатый клапан.

Разновидностью одноклапанного термостата является *двухступенчатый термостат*. В некоторых системах охлаждения создается высокое давление охлаждающей жидкости, которое клапану термостата

достаточно сложно преодолеть. Для таких случаев разработана конструкция термостата, в которой клапан состоит из двух тарелок – малой и большой. При повышении температуры сначала открывается малая тарелка, так как для преодоления высокого давления жидкости ей требуется меньше усилий. При открытии малая тарелка тянет за собой большую тарелку, которая, в свою очередь, полностью открывает проход для охлаждающей жидкости.

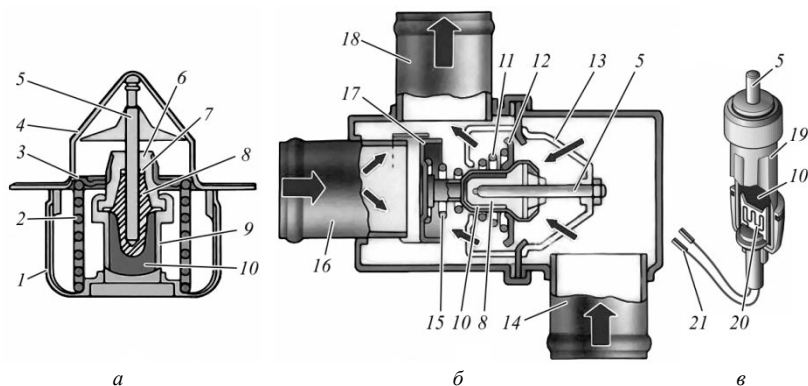


Рис. 5.5. Устройство термостата: *а* – одноклапанный термостат; *б* – двухклапанный термостат; *в* – термозлемент термостата с электронным управлением; 1 – нижняя рамка; 2 – возвратная пружина; 3 – клапан; 4 – верхняя рамка; 5 – шток; 6 – направляющее устройство; 7 – уплотнительное кольцо; 8 – резиновая вставка; 9 – корпус клапана; 10 – твердый термочувствительный наполнитель; 11 – пружина основного клапана; 12 – основной клапан; 13 – держатель; 14 – входной патрубок (от радиатора); 15 – пружина перепускного клапана; 16 – входной патрубок (от рубашки охлаждения); 17 – перепускной клапан; 18 – выходной патрубок (к насосу); 19 – корпус термозлемента; 20 – нагревательный резистор; 21 – штекер нагревательного резистора

Двухклапанный термостат (рис. 5.5, *б*) имеет два клапана (две тарелки), расположенные на одном корпусе. Первый (основной) клапан запирает большой круг охлаждающей жидкости. Второй (перепускной) клапан управляет малым кругом. Клапаны работают совместно – когда один запирает, другой открывает соответствующий контур.

Самым совершенным является *термостат с электронным управлением*, который обеспечивает разные температурные режимы для разных режимов работы двигателя. Конструктивно это одноклапанный термостат, в термозлемент которого добавлен нагревательный резистор (рис. 5.5, *в*). Управление нагревом резистора осуществляется бло-

ком управления двигателем. Данная конструкция термостата позволяет реализовать температурный режим $95...110\text{ }^{\circ}\text{C}$ при частичной нагрузке двигателя и $85...95\text{ }^{\circ}\text{C}$ при полной нагрузке. Эффект от применения электронного термостата заключается в снижении расхода топлива, а также в некотором увеличении мощности за счет более интенсивного охлаждения всасываемого воздуха.

В двухконтурной системе охлаждения (рис. 5.6) устанавливают два термостата. Один контур (основной) обеспечивает охлаждение двигателя, другой – охлаждения наддувочного воздуха. Контуров охлаждения независимы друг от друга, но используют общий расширительный бачок 1. Независимость контуров позволяет поддерживать различную температуру охлаждающей жидкости в каждом из них, разница температуры может достигать $100\text{ }^{\circ}\text{C}$. Смешиваться потокам охлаждающей жидкости не дают обратные клапаны 3 и 13 и дроссели 7 и 12.

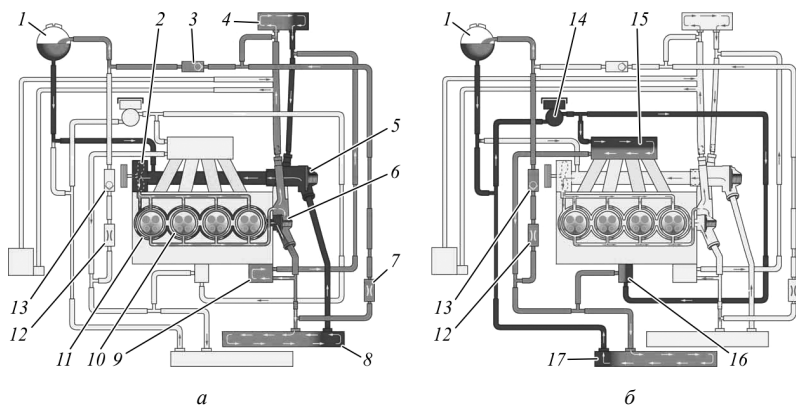


Рис. 5.6. Схема двухконтурной системы охлаждения: а – основной контур; б – контур охлаждения наддувочного воздуха; 1 – расширительный бачок; 2 – насос охлаждающей жидкости; 3, 13 – обратные клапаны; 4 – теплообменник отопителя; 5 – первый термостат; 6 – второй термостат; 7, 12 – дроссели; 8 – радиатор системы охлаждения двигателя; 9 – масляный радиатор; 10 – рубашка охлаждения головки цилиндров; 11 – рубашка охлаждения блока цилиндров; 14 – насос охлаждающей жидкости турбокомпрессора; 15 – охладитель наддувочного воздуха; 16 – турбокомпрессор; 17 – радиатор системы охлаждения наддувочного воздуха

В отличие от стандартной системы охлаждения, в основном контуре двухконтурной системы охлаждения (рис. 5.6, а) температура в головке цилиндров обеспечивается на уровне $87\text{ }^{\circ}\text{C}$, в блоке цилиндров – $105\text{ }^{\circ}\text{C}$. Это достигается за счет применения двух термостатов 5 и 6 и

разделения основного контура еще на два контура со своими рубашками охлаждения: головки цилиндров 10 и блока цилиндров 11. Так как в контуре головки цилиндров должна поддерживаться более низкая температура, то в нем циркулирует больший объем охлаждающей жидкости (порядка $\frac{2}{3}$ от общего объема). Остальная охлаждающая жидкость циркулирует в контуре блока цилиндров.

Для обеспечения равномерного охлаждения головки блока цилиндров циркуляция охлаждающей жидкости в ней производится по направлению от выпускного коллектора к впускному. Такая схема работы называется поперечным охлаждением.

Высокая интенсивность охлаждения головки блока цилиндров сопровождается высоким давлением охлаждающей жидкости. Это давление вынужден преодолевать термостат при открытии. Для облегчения работы в конструкции системы охлаждения первый термостат 5 выполнен с двухступенчатым регулированием. Управление работой системы охлаждения осуществляет система управления двигателем.

При запуске двигателя оба термостата закрыты. Обеспечивается быстрый прогрев двигателя. Охлаждающая жидкость циркулирует по малому кругу контура головки цилиндров: от насоса через головку цилиндров, теплообменник отопителя, масляный радиатор и далее в расширительный бачок. Данный цикл осуществляется до достижения охлаждающей жидкостью температуры 87 °С. При температуре 87 °С открывается термостат контура головки блока цилиндров и охлаждающая жидкость начинает циркулировать по большому кругу: от насоса через головку цилиндров, теплообменник отопителя, масляный радиатор, открытый термостат, радиатор и далее через расширительный бачок. Данный цикл осуществляется до достижения охлаждающей жидкостью в блоке цилиндров температуры 105 °С. При температуре 105 °С открывается термостат контура блока цилиндров и в нем начинает циркулировать жидкость. При этом в контуре головки блока цилиндров всегда поддерживается температура на уровне 87 °С.

Второй контур двухконтурной системы охлаждения – система охлаждения наддувочного воздуха (рис. 5.6, б). Она представлена охладителем 15, радиатором 17 и насосом 14, которые соединены трубопроводами. В эту систему также включен корпус подшипников турбокомпрессора 16. Циркуляция охлаждающей жидкости во втором контуре осуществляется с помощью отдельного насоса, который включается при необходимости по сигналу блока управления двигателем. Жидкость, проходя через охладитель, забирает тепло наддувочного воздуха и далее охлаждается в радиаторе.

Рубашка охлаждения двигателя состоит из множества каналов в блоке и головке блока цилиндров, по которым циркулирует охлаждающая жидкость.

Насос центробежного типа заставляет жидкость перемещаться по рубашке охлаждения двигателя и всей системе.

Насос устанавливается, как правило, в передней части двигателя и может иметь два вида привода: механический и электрический. Механический привод производится от коленчатого или распределительного вала двигателя с помощью ременной передачи. Электрический привод предполагает установку электродвигателя с системой управления.

В качестве насоса охлаждающей жидкости используются насосы центробежного типа (рис. 5.7). Конструкция такого насоса включает рабочее колесо (крыльчатку) 9, посаженное на вал 4 со шкивом 5, помещенное в корпус 14. Рабочее колесо, выполненное в виде лопастей специальной формы, непосредственно обеспечивает циркуляцию охлаждающей жидкости. Корпус насоса изготавливается из чугуна или литого алюминия. В корпусе выполнены каналы для подвода и отвода охлаждающей жидкости к рабочему колесу. Между корпусом насоса и блоком цилиндров двигателя устанавливается уплотнительная прокладка, предохраняющая от утечки охлаждающей жидкости из насоса.

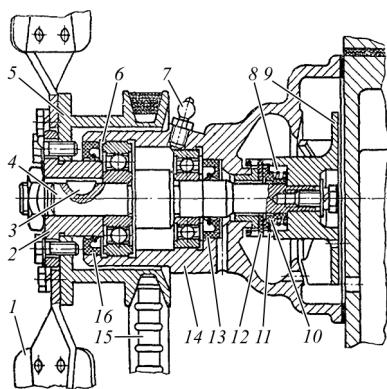


Рис. 5.7. Центробежный жидкостный насос: 1 – вентилятор; 2 – ступица; 3 – сегментная шпонка; 4 – вал насоса; 5 – шкив; 6 – стопорное кольцо; 7 – масленка; 8 – упорная пружина сальника; 9 – крыльчатка насоса; 10, 13, 16 – сальники; 11 – обойма; 12 – уплотнительная шайба; 14 – корпус насоса; 15 – клиновидный ремень

При вращении рабочего колеса на входе насоса создается разрежение, за счет которого охлаждающая жидкость из радиатора поступает в насос. Жидкость подается в центральную часть насоса, перемещается

по лопастям и выбрасывается центробежной силой на выход из насоса и далее в рубашку охлаждения блока цилиндров.

В системе охлаждения может устанавливаться два насоса охлаждающей жидкости – основной и дополнительный. Дополнительный насос имеет, как правило, электрический привод и включается (выключается) по сигналу электронного блока двигателя.

В зависимости от конструкции двигателя дополнительный насос выполняет одну из функций:

- дополнительное охлаждение двигателя;
- обеспечение работы автономного отопителя, включенного в систему охлаждения двигателя;
- охлаждение отработавших газов в системе рециркуляции отработавших газов;
- охлаждение турбоагрегата на двигателях с турбонаддувом;
- прокачка охлаждающей жидкости после выключения двигателя (для предотвращения перегрева двигателя после остановки).

На некоторых двигателях устанавливается отключаемый насос охлаждающей жидкости (рис. 5.8). Такой насос обеспечивает быстрый прогрев двигателя при запуске за счет отключения подачи охлаждающей жидкости до достижения температуры 30 °С.

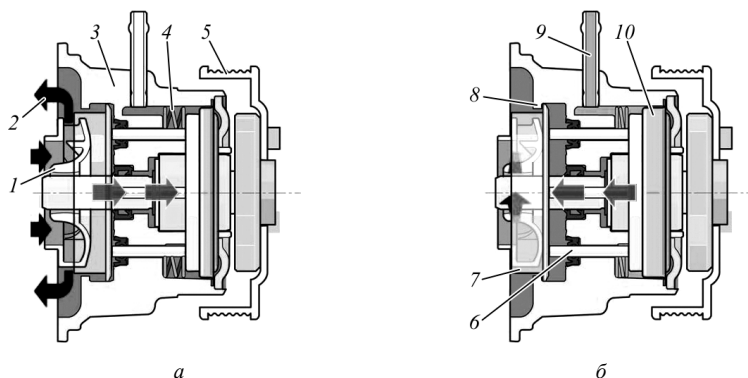


Рис. 5.8. Схема отключаемого жидкостного насоса: *а* – насос включен; *б* – насос выключен; 1 – рабочее колесо (крыльчатка); 2 – поток охлаждающей жидкости; 3 – корпус насоса; 4 – пружина; 5 – шкив привода насоса; 6 – рычажный механизм; 7 – диафрагма; 8 – упор; 9 – вакуумная магистраль; 10 – мембрана

При этом охлаждающая жидкость постоянно находится в двигателе и прогревается значительно быстрее. Помимо прогрева, применение отключаемого насоса приводит к снижению расхода топлива.

Прекращение подачи охлаждающей жидкости производится с помощью кольцевой диафрагмы (заслонки) 7, которая перекрывает путь жидкости, крыльчатка 1 при этом продолжает вращаться. Диафрагма рычажным механизмом 6 соединена с мембраной 10, которая перемещается под действием разрежения. Полость перед мембраной вакуумной магистралью 9 соединена с впускным коллектором. Вакуумную магистраль перекрывает клапан, включенный в систему управления двигателем. При его открытии мембрана под действием разрежения перемещается, дезактивируя рабочее колесо насоса. При закрытии клапана мембрана под действием пружины 4 возвращается на место, а диафрагма освобождает крыльчатку и насос снова начинает работать.

Вентилятор предназначен для принудительного увеличения скорости и количества воздуха, проходящего через радиатор, а также для создания потока воздуха в случае, когда автомобиль стоит без движения с работающим двигателем. Конструктивно вентилятор радиатора объединяет четыре и более лопасти, расположенные на общем шкиве. Вентилятор устанавливается, как правило, между радиатором и двигателем в специальном кожухе. Вентилятор может иметь различный привод: механический; электрический (управляемый электродвигатель); гидравлический.

Механический привод вентилятора представляет собой постоянный привод от коленчатого вала посредством ременной передачи. Недостатком данного привода являются существенные затраты мощности двигателя на вращение вентилятора.

Гидромеханический привод вентилятора может быть представлен вязкостной или гидравлической муфтой.

Вязкостная муфта (или *вискомуфта*) применяется для автоматического включения вентилятора на двигателях Д-260.1 и модификациях. Привод вентилятора от коленчатого вала включает клиноременную передачу со шкивом 16 и вязкостную муфту (рис. 5.9). Вязкостная муфта выполнена совместно с жидкостным насосом. На вал жидкостного насоса установлен шкив 16, к торцу которого монтируется приводной вал для передачи крутящего момента вентилятору. На хвостовике приводного вала 8 на подшипниках установлен ведомый диск 14, к которому прикреплены лопасти вентилятора 3. На приводном валу жестко установлен ведущий диск 13. Между ведущим и ведомым дис-

К отверстию пружины 9, помещенной в обойму 10, прижат клапан 12. Полость муфты заполнена вязкой жидкостью. Муфта обеспечивает автоматический (в зависимости от температуры охлаждающей жидкости) и принудительный режимы вращения вентилятора. Для принудительного вращения вентилятора имеется стопор 7. Для перехода на режим принудительного (постоянного) включения вентилятора стопор 7 вводят в отверстие 5 ведущего диска 13 и фиксируют гайкой 6.

107

Электрический привод вентилятора радиатора включает в себя электродвигатель и систему управления. Электродвигатель запитан от бортовой сети автомобиля. Система управления обеспечивает работу вентилятора в зависимости от температуры двигателя. Типовая схема управления вентилятором с электрическим приводом включает: датчик температуры охлаждающей жидкости; электронный блок управления двигателем; реле включения вентилятора и электродвигатель в качестве исполнительного устройства. На некоторых автомобилях реализована функция управляемого выбега вентилятора – автоматическое включение вентилятора после остановки двигателя. Выбег вентилятора производится с целью лучшего охлаждения двигателя в зависимости от режима его работы перед остановкой.

Датчик температуры охлаждающей жидкости предназначен для измерения температуры охлаждающей жидкости в системе охлаждения двигателя. Датчик является элементом электронного управления двигателем, с помощью которого осуществляется непрерывный контроль и регулирование температурного режима двигателя. Информация от датчика используется системой управления для корректировки основных параметров работы двигателя: частоты вращения коленчатого вала, качественного состава топливно-воздушной смеси и угла опережения зажигания. В качестве датчика применяется *термистор* – резистор, изменяющий сопротивление в зависимости от температуры. Термистор изготавливается из полупроводниковых материалов (оксид никеля, оксид кобальта), которые характеризуются ростом свободных электронов при увеличении температуры и соответственно уменьшением сопротивления. Термистор имеет отрицательный температурный коэффициент, т. е. его сопротивление уменьшается с ростом температуры. Когда двигатель холодный, сопротивление датчика максимальное. На датчик подается напряжение порядка 5 В, которое уменьшается с изменением сопротивления датчика. По падению напряжения на датчике рассчитывают температуру охлаждающей жидкости.

Патрубки и шланги служат для соединения рубашки охлаждения двигателя с термостатом, насосом и радиатором. В систему охлаждения двигателя включен также и отопитель салона. Горячая охлаждающая жидкость проходит через радиатор отопителя и нагревает воздух, подающийся в салон автомобиля. Температура воздуха в салоне регулируется специальным краном, которым водитель увеличивает или уменьшает поток жидкости, проходящий через радиатор отопителя.

5.3. Возможные неисправности системы охлаждения

При исправном состоянии системы охлаждения обеспечивается оптимальный тепловой режим, а следовательно, и нормальная работа двигателя. В процессе эксплуатации автомобиля в системе охлаждения возникают неисправности, влекущие за собой ухудшение отвода тепла в окружающую среду. К наиболее часто встречающимся неисправностям системы охлаждения относятся следующие: наличие накипи в рубашке блока (главным образом на стенках гильз и головки цилиндров), засорение трубок и загрязнение наружной поверхности сердцевины радиатора, нарушение герметичности сердцевины, соединительных шлангов и сальниковых уплотнений, чрезмерный износ или поломка деталей жидкостного насоса и вентилятора, выход из строя указателя температуры охлаждающей жидкости и термостата, поломка жалюзи или шторки радиатора.

Накипь в рубашке блока образуется при кипении охлаждающей воды, сопровождаемом выделением из нее солей и отложением их на поверхностях нагрева. Процесс кипения начинается после прогрева двигателя до нормального теплового состояния и усиливается с повышением нагрузки двигателя. Накипь обладает низкой теплопроводностью, поэтому при увеличении ее толщины теплопроводящая способность стенок резко ухудшается. По этой причине значительно повышается температура деталей цилиндрико-поршневой группы и картерного масла. При повышении температуры масла понижается его вязкость, в связи с чем в наиболее нагретых местах резко повышается сила трения между деталями. С увеличением трения, а также со снижением коэффициента наполнения, обусловленным возрастанием температуры воздуха в цилиндрах, снижается мощность и экономичность двигателя. При перегреве двигателя возможно коробление деталей кривошипно-шатунного механизма, которое влечет за собой аварийный износ и поломку деталей.

В случае засорения трубок радиатора и образования на них накипи, а также загрязнения их наружной поверхности снижаются охлаждающая и пропускная способности радиатора. По этой причине уменьшается коэффициент теплопередачи и снижается разность температур воды на входе и выходе радиатора. При работе двигателя с большой нагрузкой в жаркую погоду это может привести к его перегреву.

Если неисправен паровоздушный клапан системы охлаждения закрытого типа, возможно нарушение герметичности системы и повы-

шенное испарение или течь охлаждающей жидкости. При работе двигателя уровень охлаждающей жидкости в радиаторе должен быть не ниже 50...80 мм от края заливной горловины. Обнаруженную течь следует немедленно устранять. Нужно своевременно проверять и регулировать натяжение ремня вентилятора, удалять накипь из системы охлаждения и поддерживать в исправном состоянии термостат, шторку или жалюзи, дистанционный термометр, а также паровоздушный клапан (закрытая система).

Чрезмерный износ или поломка деталей жидкостного насоса влечет за собой снижение его производительности, что приводит к перегреву двигателя. При неудовлетворительной работе вентилятора (например, в случае пробуксовки ремня) через поверхность радиатора проходит недостаточное количество охлаждающего воздуха, в результате чего повышается температура охлаждающей жидкости на входе в радиатор.

Нарушение сальниковых уплотнений жидкостного насоса и вентилятора приводит к вытеканию смазки из подшипников и, как следствие, их повышенному изнашиванию.

Вследствие нарушения теплового и нагрузочного режимов двигателя и несвоевременной подтяжки гаек крепления головки к блоку в процессе эксплуатации автомобилей нередко наблюдаются случаи образования трещин в днище головки цилиндров и прогорания прокладки. В связи с этим в цилиндры попадает охлаждающая жидкость. По указанной причине затрудняется запуск двигателя, происходят перебои в его работе, снижаются мощность и экономичность, ухудшаются условия смазки сопряжений кривошипно-шатунного механизма.

От состояния термостата, жалюзи и шторки зависит интенсивность прогрева двигателя, что имеет большое значение в холодную погоду. При их неисправностях двигатель прогревается медленно. Работа переохлажденного двигателя сопровождается потерей мощности и экономичности (вследствие повышенной вязкости масла), усиленным коррозионным изнашиванием деталей цилиндро-поршневой группы и быстрым ухудшением качества масла (образованием шлама).

Наличие накипи в системе охлаждения можно устанавливать по температуре наружной поверхности головки цилиндров и блока, замеренной в наиболее напряженных местах при определенной температуре охлаждающей жидкости. Однако этот способ является ориентировочным, так как он зависит от многих факторов (нагрузки, угла опережения впрыска или зажигания, качества распыливания топлива форсунками, температуры окружающей среды и т. д.). К ориентировочным

показателям наличия отложений накипи на поверхностях нагрева относятся также повышенные значения температуры и угара картерного масла. Наиболее объективным способом определения состояния поверхностей нагрева следует считать непосредственный замер толщины отложений накипи в наиболее напряженных местах, например в верхней части гильз цилиндров. Ввиду отсутствия объективных методов обнаружения накипи в иных местах систему охлаждения периодически промывают специальными растворами – накипеудалителями.

Засорение трубок радиатора и образование на них слоя накипи можно обнаружить по снижению разности температур охлаждающей жидкости на входе и выходе радиатора, а также по увеличению разрежения в нижнем жидкостном патрубке (его замеряют вакуумметром). Степень загрязнения сердцевины радиатора снаружи можно определить внешним осмотром, а также по разности температур охлаждающей жидкости на входе и выходе радиатора.

Герметичность соединений системы охлаждения определяют внешним осмотром при работе двигателя. Надежность соединений и трубок сердцевины радиатора можно проверить путем гидравлической опрессовки системы охлаждения под давлением. При этом величину утечки жидкости оценивают по падению давления в единицу времени.

Действие паровоздушного клапана проверяют по давлению начала открытия парового и воздушного клапанов при подаче под них сжатого воздуха.

Состояние прокладки и головки цилиндров проверяют с помощью манометра, подключаемого к системе охлаждения, при избытке давления в системе на работающем двигателе. В случае пропуска газов в систему охлаждения происходит колебание стрелки манометра. Состояние прокладки и головки можно также проверить путем подачи сжатого воздуха в камеру сгорания при неработающем двигателе. В случае прогорания прокладки или наличия трещины в днище головки из воды, находящейся в верхнем бачке радиатора, будут выходить пузырьки воздуха.

Чрезмерный износ лопастей крыльчатки и стенок корпуса жидкостного насоса можно определить по повышению температуры в верхнем бачке радиатора и уменьшению разрежения в нижнем жидкостном патрубке при нормальном натяжении ремня вентилятора. Наиболее объективный показатель оценки износного состояния жидкостного насоса – его производительность, которую можно определить при помощи дроссельной шайбы и вакуумметра, устанавливаемых в нижнем жидкостном патрубке.

Состояние шторок и жалюзи определяют внешним осмотром и проверкой действия устройств, регулирующих степень прикрытия поверхности радиатора.

Действие термостата проверяют по температуре начала и конца открытия клапана. Первичная проверка работоспособности термостата происходит непосредственно на самом двигателе следующим образом. Для проверки термостата двигатель необходимо запустить и прогреть до штатной температуры. Через 1...2 минуты после запуска, когда стрелка датчика температуры охлаждающей жидкости еще только начала отклоняться от края шкалы, следует проверить нагрев патрубков, ведущих к радиатору. Нижний патрубок должен оставаться холодным, а верхний – понемногу нагреваться. Умеренно теплым должен быть и патрубок, ведущий к печке салона. По мере прогревания двигателя верхний патрубок радиатора должен становиться горячим, а нижний – оставаться холодным.

При достижении температуры срабатывания термостата (наносится на его корпус или указывается в паспорте) нижний патрубок радиатора станет теплым, а затем и горячим. Это – свидетельство срабатывания клапана термостата. В теплую или жаркую погоду вслед за ним должен включиться и электровентилятор (при его наличии). Такой порядок работы термостата является штатным.

Если же в процессе прогревания двигателя теплыми становятся одновременно оба патрубка радиатора, это свидетельствует о том, что клапан термостата в силу ряда причин постоянно находится в открытом положении, запуская циркуляцию охлаждающей жидкости по большому кругу системы охлаждения. Возможен и такой вариант – двигатель прогрелся, включился электрический вентилятор, а нижний патрубок радиатора остается холодным. В этом случае клапан термостата остается постоянно закрытым и не открывается даже при нагревании охлаждающей жидкости, запуская ее циркулировать по малому кругу системы охлаждения. Оба этих варианта свидетельствуют о том, что термостат неисправен и подлежит замене.

Правильность показаний дистанционного термометра контролируют при помощи контрольного термометра.

Натяжение ремня вентилятора проверяют с помощью специального приспособления по величине прогиба при определенном усилии нажатия на ремень.

Из перечисленных показателей технического состояния узлов систем жидкостного охлаждения двигателей в условиях рядовой эксплу-

атации определяют главным образом герметичность системы охлаждения, состояние паровоздушного клапана, правильность показаний дистанционного термометра, состояние термостата и натяжение ремня вентилятора.

Уход за системой воздушного охлаждения заключается в периодической проверке и регулировке натяжения ремня вентилятора, очистке внутренней полости вентилятора, а также промежутков между ребрами цилиндров и головок. Тепловое состояние двигателей с воздушным охлаждением контролируется при помощи дистанционного термометра картерного масла и сигнализатора перегрева или дистанционного термометра отходящего воздуха. Температура масла должна находиться в пределах 70...100 °С, а температура воздуха – 100...120 °С.

5.4. Влияние теплового режима двигателя на показатели его работы

Одним из важнейших факторов, влияющих на долговечность и экономичность двигателя, является обеспечение его надежного запуска и поддержание оптимального теплового режима в период работы при различных значениях температуры окружающего воздуха. В зимних условиях эксплуатации применение масла повышенной вязкости значительно затрудняет пуск двигателя и увеличивает его износ. После пуска двигателя густое масло в течение длительного времени не поступает к трущимся поверхностям. Поэтому после пуска двигателя даже при нормальных показаниях масляного манометра нельзя нагружать или резко увеличивать частоту вращения двигателя, так как можно вывести из строя подшипники коленчатого вала.

При слишком низких температурах холодный пуск двигателя приводит к повреждению вкладышей подшипников и шеек коленчатого вала, к интенсивному износу гильз цилиндров, причем пусковые износы этих деталей у холодного двигателя даже на зимних сортах масла примерно в 3...4 раза больше, чем у прогретого. Вследствие этого предпусковая тепловая подготовка двигателей во многих случаях просто необходима. Предпусковой прогрев нужно осуществлять с помощью различных подогревательных устройств.

Нормальное тепловое состояние двигателя весьма важно обеспечить не только перед пуском, но и в процессе его работы. Вредны как перегрев двигателя, так и его переохлаждение. При перегреве двигателя происходит разжижение и более быстрое старение картерного мас-

ла, что вызывает ускоренный износ деталей. Если двигатель не охлаждать или охлаждать недостаточно, то его детали могут нагреться до высокой температуры, что связано с уменьшением их прочности и возможностью термического разрушения (прогорание поршней, прогорание фасок клапанов), уменьшением массового наполнения цилиндров из-за интенсивного нагрева воздуха или топливно-воздушной смеси от горячих поверхностей двигателя, снижением мощностных и экономических показателей двигателя, ухудшением условий работы системы смазки вследствие снижения вязкости перегретого масла и разрушения слоя поверхностно-активных молекул. Чрезмерный перегрев двигателя приводит к заклиниванию поршней в цилиндрах.

Пониженный тепловой режим, т. е. переохлаждение двигателя, также приводит к негативным последствиям. При низкой температуре значительно возрастает износ двигателя, что объясняется следующими факторами. В бензиновых двигателях при пониженном тепловом режиме происходит конденсация паров бензина из смеси на стенках цилиндров и впускного коллектора, в результате чего смывается масляная пленка с зеркала цилиндра и между деталями возникает полусухое трение. При этом быстро изнашиваются зеркало цилиндров и поршневые кольца. Особенно много бензина конденсируется при запуске холодного двигателя, в результате чего он изнашивается в такой же степени, как при пробеге автомобиля на расстояние около 150 км, если запускали непрогретый двигатель при температуре -15°C .

В дизельных двигателях ускоренный износ при пониженном тепловом режиме объясняют электрохимической коррозией, которая возникает в результате образования на зеркале цилиндров серной, сернистой и угольной кислот. Происходит это следующим образом. В дизельном топливе находится иногда более 1 % серы. При сгорании серы образуется серный или сернистый ангидриды SO_3 , SO_2 . На стенках зеркала цилиндров из газов, образующихся в результате сгорания топлива, могут конденсироваться пары воды, в которых растворяются вышеназванные ангидриды и образуются активные серная и сернистая кислоты, которые сильно корродируют детали цилиндро-поршневой группы, в результате при пуске и прогреве двигатель быстро изнашивается.

Конденсация паров воды может происходить при температуре стенок цилиндров 80°C и даже несколько больше. Это объясняется тем, что в цилиндрах давление газов при сгорании составляет несколько мегапаскалей. При таком давлении температура кипения воды значительно выше 100°C – температуры кипения при атмосферном давлении.

нии. Выбор нижнего предела рекомендованного интервала температуры охлаждающей жидкости сделан из тех соображений, чтобы вышеуказанные процессы конденсации паров воды и образования в результате этого кислот не могли произойти. Но при запуске и последующем прогреве двигателей эти процессы неизбежны, так как предварительный подогрев двигателя до температуры охлаждающей жидкости, равной нижнему допустимому пределу (80 °С), потребовал бы применения специального подогревателя и увеличения времени для подготовки двигателя к работе, что оправдано только при отрицательных температурах.

Износ двигателя увеличивается также потому, что из-за разжижения топливом ухудшаются смазочные свойства картерного масла. Мощность и экономичность двигателя снижаются, а износ резко увеличивается. Работа дизеля при пониженной температуре деталей приводит к их осмолению, так как происходит превращение части топлива и некоторого количества масла в смолы, которые, попадая в поршневые канавки, уменьшают подвижность поршневых колец, а попадая в зазоры между стержнями клапанов и направляющими втулками, могут вызывать их заклинивание. В результате поршневые кольца полностью не закрывают зазор между поршнем и цилиндром, а клапаны не садятся в свои седла, из-за чего снижается мощность двигателя, он хуже запускается, быстрее изнашивается и требует преждевременного ремонта.

С понижением теплового режима увеличивается вязкость картерного масла, что ведет к повышению механических потерь в двигателе, а также ухудшается очистка масла центрифугой. С увеличением вязкости масла ухудшается его прокачиваемость и увеличивается момент сопротивления прокручиванию коленчатого вала. Работа двигателя с переохлаждением способствует уменьшению срока службы картерного масла, увеличению расхода топлива, уменьшению мощности. Значительно увеличивается износ деталей цилиндро-поршневой группы, что видно из следующих данных: при температуре цилиндров 40, 50, 100, 150 и 175 °С износ цилиндров на 1 000 км пробега автомобиля соответственно составляет 30,0; 20,0; 7,5; 4,0 и 2,5 микрона. Эксплуатация двигателей при температуре охлаждающей жидкости ниже 55 °С недопустима, так как создаются условия, ускоряющие износ цилиндров и верхних компрессионных колец в 3...3,5 раза.

Наибольшая мощность и экономичность двигателя и наименьшая скорость изнашивания цилиндро-поршневой группы имеют место при температуре охлаждающей жидкости в пределах 85...95 °С. Для уве-

личения моторесурса двигателя необходимо, чтобы он работал при оптимальном тепловом режиме независимо от температуры окружающего воздуха и нагрузки.

На тепловое состояние двигателя значительное влияние оказывает температура окружающего воздуха и нагрузка. Мощность двигателя при поддержании оптимального теплового режима и при понижении температуры окружающего воздуха возрастает, а при неизменной температуре окружающего воздуха по мере снижения теплового режима уменьшается. Низкий тепловой режим двигателей в зимний период обуславливается не только понижением температуры окружающего воздуха, но и нередко недогрузкой двигателя. Работа двигателей на пониженном тепловом режиме в зимний период приводит к их усиленному износу, сокращению срока службы, уменьшению мощности и увеличению расхода топлива. Между тем при достаточном предпусковом прогреве двигателей и работе их на оптимальном тепловом режиме износ деталей двигателей может быть меньше, чем летом за такой же период, так как уменьшается износ цилиндров, вызываемый пылью, находящейся во всасываемом воздухе.

Так как мощность, экономичность, надежность и долговечность двигателей в значительной степени зависят от теплового режима, необходимо строго соблюдать правила технической эксплуатации и обеспечивать поддержание оптимального теплового режима при любой температуре окружающего воздуха и любой нагрузке, что является одним из важнейших условий долговечной и экономичной работы двигателя внутреннего сгорания.

5.5. Тенденции развития систем охлаждения двигателей

В настоящее время наиболее перспективным является воздушно-жидкостное охлаждение, так как оно объединяет все преимущества воздушной и жидкостной систем охлаждения.

Находит применение эжекционная система охлаждения, которая работает за счет энергии отработавших газов. Преимущество этой системы заключается в простоте устройства и надежности, так как в ней нет вращающихся, подверженных износу деталей. Недостаток ее состоит в том, что необходимо затрачивать мощность на преодоление сопротивления выходящим газам.

Широкое распространение получает герметизированная система охлаждения с повышенным температурным режимом и применением всесезонной жидкости, что значительно уменьшает затраты цветных

металлов, коррозионное разрушение деталей цилиндро-поршневой группы увеличивает КПД двигателя. Однако повышение температуры охлаждающей жидкости до 100...110 °С вызывает увеличение передачи теплоты в масло, в результате чего его температура повышается.

Традиционная принудительная система охлаждения не саморегулируемая, поэтому ее необходимо снабжать дополнительными устройствами, позволяющими регулировать в зависимости от условий эксплуатации (нагрузки и температуры окружающей среды) интенсивность циркуляции воды и потока воздуха, создаваемых соответственно жидкостным насосом и вентилятором. Для регулирования интенсивности теплообмена применяются жалюзи, термостаты и утеплительные чехлы, но эти устройства малоэффективны. Усовершенствование систем охлаждения происходит путем создания автоматически управляемых вентиляторов, что привело к появлению множества их типов.

До недавнего времени самыми распространенными были неуправляемые вентиляторы с жесткой связью. Они просты и не требуют питания для управления, но при помощи их невозможно поддерживать оптимальный тепловой режим двигателя. Автоматически управляемый вентилятор, работа которого зависит от температурного режима двигателя, включает датчик, реагирующий на колебания температуры в системе охлаждения, и устройства, обеспечивающие изменение производительности вентилятора, что может быть достигнуто изменением угла установки лопастей, периодическим включением вентилятора или изменением частоты его вращения. Не получили большого распространения вентиляторы с поворотными лопастями из-за сложности конструкции и недолговечности и вентиляторы с механическим зацеплением, так как в момент зацепления под действием ударных нагрузок зацепители выходят из строя. Поэтому в настоящее время в автоматически управляемых вентиляторах производительность регулируется изменением частоты вращения или их включением и выключением.

Регулирование частоты вращения осуществляется чаще всего гидравлическими и электрическими муфтами, электрическим и гидравлическим приводами. Для включения и выключения вентиляторов применяются гидромуфты, вискомуфты, сухие муфты трения с механическим, гидравлическим, пневматическим и электрическим управлением, специальные электромагнитные муфты, муфты с механическим зацеплением, термосиловым или биметаллическим управлением.

Применяются автоматически управляемые вентиляторы с дисковым сцеплением (сухой фрикционной муфтой), гидравлическим и пневматическим управлением с помощью термклапана. Однако наличие гидравлической или пневматической систем с постоянным давле-

нием усложняет конструкцию и требует надежных уплотнений. Автоматически управляемые вентиляторы работают от термодатчика. Недостаток данных конструкций – значительное проскальзывание рабочих поверхностей из-за нечеткости включения, что приводит к износу сопрягаемых элементов и нарушению момента срабатывания муфты.

Недостатки перечисленных вариантов автоматически управляемых вентиляторов следующие:

- ненадежность сальников гидромуфты, муфты с гидравлическим или пневматическим управлением;
- сложность и ненадежность (когда вентилятор устанавливается на одной оси с жидкостным насосом);
- повышенный износ рабочих поверхностей (муфты с механическим управлением).

Применение сухих муфт трения с электрическим управлением, электромагнитных муфт или электрического привода вентилятора сводит к минимуму перечисленные недостатки. Электромагнитные муфты обладают четкостью включения, обеспечивают высокую износостойкость рабочих поверхностей, а простота конструкции узлов позволяет широко унифицировать детали системы охлаждения.

Получили распространение электромагнитные (вихревые) муфты скольжения, достоинствами которых является износостойкость (ведомый и ведущий элементы не соприкасаются) и возможность регулировать частоту вращения вентилятора. Они обеспечивают в любом случае плавное, безударное включение вентилятора, что положительно сказывается на работоспособности подшипников и ремней привода. К недостаткам электромагнитных муфт скольжения следует отнести относительно большую массу и габариты, так как для передачи заданного момента требуется большая рабочая площадь полюсов и значительная мощность возбуждения. Скольжение ухудшает КПД и приводит к нагреву деталей муфты.

Широко применяется электрический привод вентилятора с отдельным электромотором, частота вращения которого может регулироваться температурным датчиком. Он обеспечивает наилучшую балансировку теплоты на всех режимах работы двигателя.

Ферромагнитные муфты с твердым магнитодиэлектриком являются промежуточным вариантом между муфтами скольжения и фрикционными электромагнитными муфтами, так как в зависимости от силы тока в катушке возбуждения они могут работать с некоторым проскальзыванием или полной блокировкой рабочих поверхностей. Применяемые электромагнитные муфты с жидким магнитодиэлектриком требуют создания надежных уплотнений. Положительными качествами та-

ких муфт являются высокая износостойкость рабочих поверхностей и отсутствие ударных нагрузок. При переменном сопротивлении датчика можно плавно регулировать частоту вращения вентилятора.

Автоматически управляемые вентиляторы значительно сокращают время прогрева двигателя, затраты энергии на привод вентилятора в тот период, когда он не нужен. Регулирование частоты вращения вентилятора в зависимости от теплового режима двигателя дает большой экономический эффект, особенно при частичных нагрузках и высоких частотах вращения, так как производительность вентилятора пропорциональна частоте вращения, а потребляемая мощность – частоте вращения в третьей степени. Мощность, потребляемая нерегулируемым вентилятором, может достигать 10 % мощности двигателя. С применением регулируемого привода вентилятора потребляемую мощность можно значительно уменьшить.

6. СМАЗОЧНАЯ СИСТЕМА ДВИГАТЕЛЕЙ

6.1. Назначение и классификация смазочных систем

Одним из недостатков поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является наличие большого количества подвижных деталей, имеющих значительные поверхности трения. При этом трущиеся (сопряженные) пары работают при высоких температурах и воспринимают значительные динамические нагрузки. Трение вызывает износ трущихся деталей, выделение тепла и требует затрат мощности. Принято различать трение *сухое*, *жидкостное* и *полужидкостное*.

При *сухом* трении рабочие поверхности деталей сухие и непосредственно соприкасаются одна с другой (в практических условиях сухое трение не существует).

При *жидкостном* трении рабочие поверхности полностью разделены достаточно толстым слоем масла.

При *полужидкостном* трении масляный слой не полностью разделяет трущиеся поверхности. В этом случае в местах разрыва масляного слоя неровности трущихся поверхностей могут соприкасаться между собой (граничное трение). Полужидкостное трение наиболее характерно для цилиндропоршневой группы деталей.

Таким образом, для обеспечения долговечной работы двигателя при минимальных затратах мощности на привод всех его механизмов необходима смазка трущихся поверхностей. В связи с этим все поршневые ДВС имеют смазочную систему – совокупность устройств, которые подают масло в необходимом количестве к трущимся поверхно-

стям. Введение слоя масла между трущимися поверхностями поршневых ДВС не только снижает трение и износ деталей, но и выполняет следующие функции: отвод тепла, возникающего вследствие трения; защита деталей от коррозии; очистка трущихся поверхностей от нагара и продуктов износа; уплотнение рабочей полости цилиндра. Смазочная система ДВС автомобилей и тракторов должна обеспечивать:

- бесперебойную подачу масла (в необходимом количестве, под определенным давлением, требуемого состояния и качества) к трущимся деталям при работе на различных скоростных и нагрузочных режимах и в различных условиях эксплуатации;

- высокую степень очистки масла от механических примесей;

- возможность длительной работы двигателя без перегрева масла.

Масло к трущимся поверхностям деталей двигателя может подводиться разными способами: под давлением, капельным способом (разбрызгиванием масла) или масляным туманом.

В современных автотракторных двигателях применяются комбинированные системы смазки, в которых смазка большинства наиболее нагруженных и ответственных узлов осуществляется под давлением. Остальные детали смазываются разбрызгиванием за счет образующегося в картере двигателя масляного тумана. В высокофорсированных двигателях предусматривается также подача масла под давлением к поршневому пальцу, а для снижения температуры верхней части поршня применяют его струйное (дизели Д-260.1, -260.2, BF6M 1013E Deutz) или полостное (дизели ЯМЗ-8401, -8423) охлаждение маслом.

Большинство автотракторных двигателей имеют систему смазки с мокрым картером, в которой масло, используемое для смазки деталей двигателя, находится в поддоне картера. Кроме того, смазочная система включает одно- или многосекционный масляный насос и различные вспомогательные устройства, предназначенные для поддержания заданного давления (перепускные, предохранительные, обратные клапаны, клапаны-термостаты) и техническое оборудование ДВС (сливная пробка, масломерный щуп, маслозаливная горловина и др.), а также различные измерительные приборы и датчики.

6.2. Конструкция и работа смазочной системы и ее элементов

В автотракторных двигателях применяется комбинированная смазочная система. Как правило, смазочная система состоит из масляного насоса 9, масляного фильтра с бумажным фильтрующим элементом 12, центробежного масляного фильтра 21, жидкостно-масляного теплообменника 10 (рис. 6.1, а).

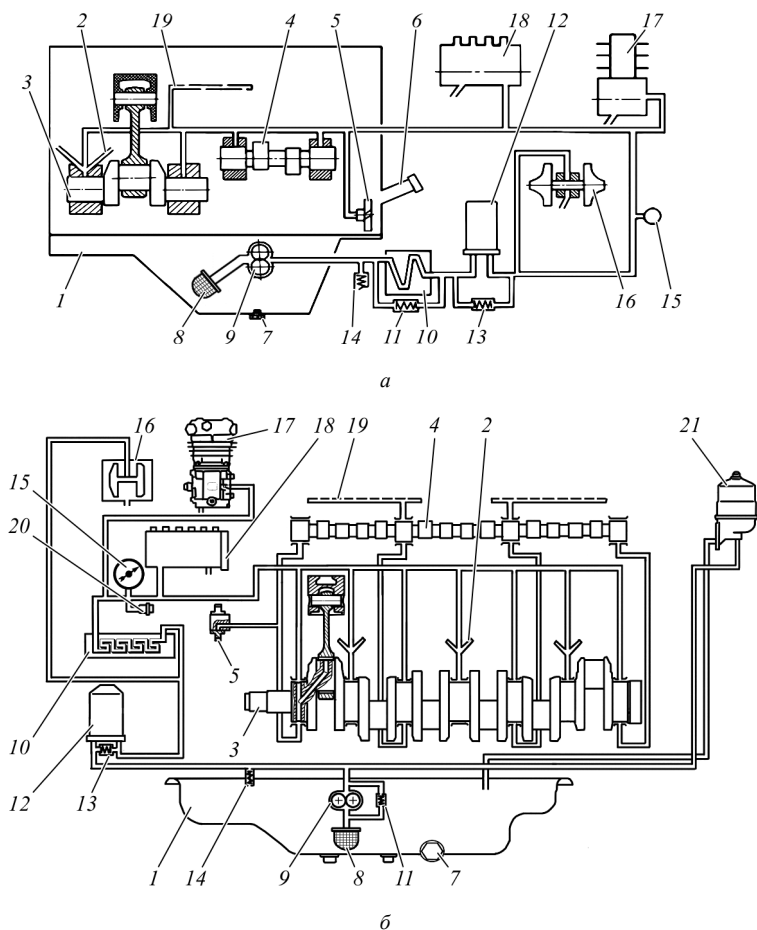


Рис. 6.1. Смазочная система дизеля: *а* – Д-245; *б* – Д-260; 1 – картер масляный; 2 – форсунки охлаждения поршней; 3 – вал коленчатый; 4 – вал распределительный; 5 – шестерня промежуточная; 6 – горловина маслозаливная; 7 – пробка масляного картера; 8 – маслоприемник; 9 – насос масляный; 10 – жидкостно-масляный теплообменник; 11 – клапан редукционный; 12 – фильтр масляный бумажный; 13 – клапан перепускной бумажного фильтрующего элемента; 14 – клапан предохранительный; 15 – датчик давления; 16 – турбокомпрессор; 17 – компрессор; 18 – топливный насос высокого давления; 19 – масляный канал оси коромысел; 20 – датчик аварийного давления масла; 21 – центробежный масляный фильтр

Масляный насос 9 шестеренчатого типа, односекционный, крепится болтами к крышке первого коренного подшипника. Привод масляного насоса осуществляется от шестерни, установленной на коленчатом валу. В масляном насосе имеется редукционный клапан 11, отрегулированный на давление 0,7...0,75 МПа.

Редукционный клапан предотвращает чрезмерное повышение давления, создаваемого масляным насосом, подачу которого рассчитывают с запасом на случай работы с пониженной частотой вращения на горячем масле при определенной изношенности двигателя.

Со стороны нагнетательной полости насоса на клапан действует сила давления масла, а с противоположной стороны – усилие пружины. Когда сила давления превысит сопротивление пружины (например, при прокачивании холодного масла, имеющего повышенную вязкость), клапан 11 откроется и перепустит избыток масла из полости нагнетания в полость всасывания. Редукционный клапан может быть расположен и вне насоса. Регулировка клапана производится на стенде с помощью регулировочных шайб.

Масляный насос 9 через маслоприемник 8 забирает масло из масляного картера 1 и по каналам в блоке цилиндров подает в полнопоточный масляный фильтр с бумажным фильтрующим элементом 12. В двигателе Д-260 часть масла поступает в центробежный масляный фильтр 21 для очистки и последующего слива в картер (рис. 6.1, б).

Фильтрующий элемент масляного фильтра 12 имеет перепускной клапан 13. В случае чрезмерного засорения бумажного фильтрующего элемента или при запуске дизеля на холодном масле, когда сопротивление фильтрующего элемента становится выше 0,13...0,17 МПа, клапан открывается, и масло, минуя фильтровальную бумагу, поступает в масляную магистраль. Перепускной клапан нерегулируемый.

Встроенный в корпус фильтра предохранительный нерегулируемый клапан 14 предназначен для поддержания давления масла в главной масляной магистрали на уровне 0,28...0,45 МПа. При давлении масла выше 0,45 МПа предохранительный клапан 14 открывается и избыточное масло (запас масла) сливается в картер 1 дизеля.

Масло, очищенное в масляном фильтре, поступает в жидкостно-масляный теплообменник 10, встроенный в блок цилиндров дизеля.

Из жидкостно-масляного теплообменника охлажденное масло поступает по каналам в блоке цилиндров в главную масляную магистраль, из которой по каналам в блоке цилиндров масло подается ко всем коренным подшипникам коленчатого вала и опорам распределительного вала. От второго, четвертого и шестого коренных подшипников через форсунки 2, встроенные в коренных опорах блока цилиндров, масло подается для охлаждения поршней.

От коренных подшипников по каналам в коленчатом валу масло поступает на смазку шатунных подшипников.

От первого коренного подшипника масло по специальным каналам в передней стенке блока поступает к втулке промежуточной шестерни 5 и далее по каналу в крышке распределения на смазку деталей топливного насоса 18.

Детали клапанного механизма смазываются маслом, поступающим от второй и третьей опор распределительного вала по каналам в блоке и головках цилиндров, сверлениям в третьей и четвертой стойках коромысел во внутреннюю полость оси коромысел и через отверстия к втулкам коромысел, от которых по каналу поступает на регулировочный винт и штангу.

Масло к подшипниковому узлу турбокомпрессора 16 поступает по трубке, подключенной на выходе из масляного фильтра с бумажным фильтрующим элементом.

К пневмокомпрессору 17 масло поступает по маслопроводу, подключенному на выходе из теплообменника 10. Из компрессора масло сливается в картер дизеля.

Поддон картера является резервуаром для хранения масла. При заливке через маслозаливную горловину (в которой установлен сетчатый фильтр) масло проходит по пустотам внутри двигателя и опускается в поддон картера. Уровень имеющегося в поддоне масла определяется масляным щупом через отверстие в картере двигателя.

Масляный насос служит для подачи масла под давлением (через фильтр и каналы) к трущимся деталям кривошипно-шатунного и газораспределительного механизмов. В действие он приводится коленчатым, распределительным или дополнительным приводным валом. Самыми распространенными являются масляные насосы шестеренного типа (рис. 6.2).

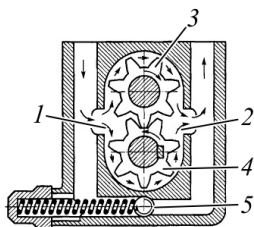


Рис. 6.2. Схема работы шестеренчатого масляного насоса: 1 – впускная полость; 2 – нагнетательная полость; 3 – ведущая шестерня масляного насоса; 4 – ведомая шестерня масляного насоса; 5 – редукционный клапан

Масло, поступающее из поддона двигателя или масляного бака во впускную полость 1 насоса, попадает во впадины между зубьями ведущей 3 и ведомой 4 шестерен и при их вращении переносится под давлением в нагнетательную полость 2. Давление в этой полости ограничивает редукционный клапан 5, пружина которого рассчитана на определенное усилие.

Насос обеспечивает давление масла в системе 0,25...0,45 МПа. Допускается кратковременное снижение давления до 0,08 МПа.

В процессе эксплуатации двигателя происходит загрязнение моторного масла. Интенсивность загрязнения зависит от конструкции и технического состояния двигателя, качества применяемого топлива, условий эксплуатации и многих других факторов.

Загрязняющие масло примеси в зависимости от их происхождения бывают:

- органические – продукты неполного сгорания топлива и небольшого количества моторного масла, неизбежно попадающего в камеру сгорания (это связано с явлением «угара» масла);
- неорганические – пыль и металлические частицы износа деталей, образующиеся при обкатке и последующей работе двигателя.

Существующие способы очистки масла подразделяют на две основные группы. К первой группе относят способы, основанные на прохождении очищаемой жидкости через пористые среды, ко второй – способы, использующие для очистки действие различных силовых полей. В зависимости от способа очистки средства (агрегаты) очистки также подразделяют на две группы: различные фильтры (сетчатые, щелевые, бумажные, картонные, тканевые, войлочные, металлокерамические, волокнистые и др.) и силовые очистители, очистка жидкости в которых происходит под действием гравитационного, центробежного, магнитного, электрического и ультразвукового полей.

Масляный фильтр служит для очистки проходящего через него масла от механических примесей.

Для снижения износа деталей и увеличения срока службы двигателя и масла подавляющее большинство современных ДВС имеет полнопоточную (включающую в себя один фильтр, через который прокачивается все масло, подаваемое масляным насосом) или комбинированную (включающую в себя, кроме полнопоточного фильтра, неполнопоточный фильтр или центрифугу) систему очистки масла (рис. 6.3).

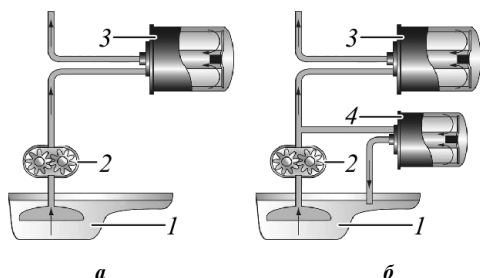


Рис. 6.3. Смазочная система двигателя: *а* – полнопоточная; *б* – комбинированная;
1 – масляный картер (поддон) двигателя; 2 – масляный насос; 3 – полнопоточный фильтр; 4 – неполнопоточный фильтр

Масляные фильтры должны отвечать следующим требованиям:

- обеспечивать оптимальную тонкость отсева загрязняющих примесей – определяется размером пор фильтрующего элемента;
- иметь небольшое гидравлическое сопротивление – для облегчения подачи загустевшего масла к трущимся парам при холодном пуске двигателя;
- иметь достаточную прочность корпуса и надежное уплотнение по соединению с двигателем – на случай аварийного повышения давления в системе смазки или внешних механических воздействий;
- обладать достаточной грязеемкостью – способностью задерживать и накапливать значительное количество загрязняющих масло примесей, что в основном зависит от размера фильтрующего элемента и определяет срок службы фильтра.

По преобладающему способу задержания механических примесей фильтры подразделяют на поверхностные, имеющие небольшую толщину (чаще всего не более 1 мм) и развитую поверхность входа жидкости, задерживающие загрязнения преимущественно на поверхности фильтрующего элемента, и объемные толщиной до 25...30 мм, обладающие небольшой поверхностью входа и удерживающие загрязнения в основном в толще фильтровального материала. Поверхностные фильтры изготавливаются из бумаги, тонкого картона, сеток, тканей. Разновидностью поверхностных фильтров являются также щелевые фильтры. В качестве фильтрующего материала для объемных фильтров используют толстый картон, войлок, древесную муку и опилки, хлопчатобумажную пряжу, целлюлозную массу, минеральную вату, металлокерамику, пористые порошковые материалы и др. По сравнению с поверхностными объемные фильтры имеют значительно более высокое гидравлическое сопротивление и поэтому применяются преимущественно в качестве дополнительных неполнопоточных.

Масляный фильтр состоит из корпуса 1, в котором находятся фильтрующий элемент 2 и при необходимости – перепускной 3, противодренажный 4 и противосливной 5 клапаны (рис. 6.4). В зависимости от конструкции корпуса фильтры могут быть двух типов:

- неразборные, получившие наибольшее распространение благодаря компактности, низкой стоимости и удобству замены;
- разборные (со сменным фильтрующим элементом), применяющиеся реже, так как имеют увеличенные габариты и менее удобны в обслуживании.

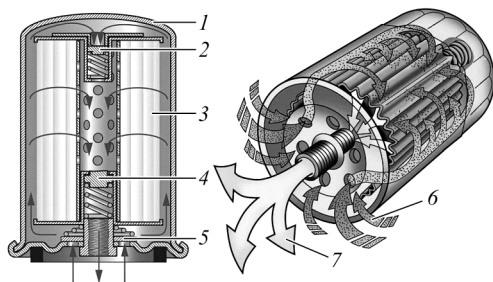


Рис. 6.4. Неразборный масляный фильтр: 1 – корпус; 2 – фильтрующий элемент; 3 – перепускной клапан; 4 – противодренажный клапан; 5 – противосливной клапан; 6 – неочищенное масло; 7 – очищенное масло

Фильтрующий элемент – основная часть фильтра, чаще всего изготавливается из специальной гофрированной бумаги, пропитанной смолами (задерживает частички мусора, которые попадают в масле). Такая бумага обладает высокой пористостью, а благодаря пропитке – прочностью, водо- и маслостойкостью. Для достижения максимально возможной площади фильтрующей поверхности при минимальных габаритах фильтра бумагу укладывают специальным образом, обычно в виде многолучевой «звезды».

Фильтрующие элементы объемного типа из хлопчатобумажных, синтетических и искусственных волокон применяются реже.

В зависимости от модели и производителя фильтра могут меняться высота и уровень фильтрующего элемента, но диаметр, как правило, остается неизменным.

Перепускной клапан иногда называют предохранительным, обводным или байпасным. Его назначение – обеспечить гарантированную подачу моторного масла в систему смазки двигателя в случае, если оно не может пройти через фильтрующий элемент при его полном засорении или слишком большой вязкости масла при низких температурах. Давление срабатывания перепускного клапана устанавливается в зависимости от конструкции двигателя и у разных моделей находится в пределах 0,13...0,25 МПа.

Противодренажный клапан предотвращает слив масла из фильтра и масляных каналов в картер двигателя после его остановки. Это исключает при последующем пуске задержку подачи масла в систему смазки из-за образования воздушной пробки. Самая распространенная конструкция противодренажного клапана представляет собой подпружиненный резиновый диск, закрывающий изнутри входные отверстия в корпусе фильтра. Этот клапан должен сохранять эластичность независимо от температуры и плотно прилегать к корпусу фильтра.

Противосливной клапан обычно устанавливается в неразборных фильтрах в комбинации с перепускным или противодренажным клапаном и не позволяет маслу выливаться из корпуса через выходное отверстие при замене отработавшего фильтра.

Центробежные маслоочистители, или центрифуги, находят широкое применение для очистки моторного масла, обусловленное рядом качеств, существенно отличающих их от фильтров. Центрифуги, применяемые для очистки масла в ДВС, по характеру реализуемого в них процесса очистки масла относятся к осветляющим центрифугам непрерывного действия, для которых характерна высокая степень дисперсности частиц загрязнений и низкая их концентрация в суспензии.

Существенное снижение износа при использовании полнопоточных центрифуг обусловлено рядом их преимуществ перед их предшественниками – полнопоточными щелевыми и сетчатыми фильтрами. Основным достоинством центрифуг является их избирательная способность по отношению к загрязняющим примесям, позволяющая им в первую очередь задерживать наиболее опасные с точки зрения износа деталей ДВС крупные абразивные частицы, а также эффективно удалять из масла частицы размером до 1 мкм и менее, практически не удаляемые полнопоточными фильтрами. Следует также отметить их высокую работоспособность при снижении диспергирующих свойств моторного масла и его обводнении, способность эффективно удалять из него воду, отсутствие сменных фильтрующих элементов, надежность и долговечность в эксплуатации, простоту в обслуживании и др.

Однако, несмотря на вышеприведенные достоинства центрифуг, они имеют также и ряд существенных недостатков, к которым относятся сложность конструкции (особенно полнопоточных), значительная масса и требуемая высокая точность изготовления, более высокая трудоемкость ТО. При использовании центрифуг по сравнению с полнопоточными фильтрами требуются повышенные затраты мощности на гидравлический привод ротора, поскольку для их эффективной работы давление на входе в центрифугу должно составлять не менее 0,5...0,8 МПа. Применение полнопоточных центрифуг с внешним гид-

гидравлическим приводом требует также увеличения производительности масляного насоса, так как расход масла на гидравлический привод ротора достигает 30...40 % от всего количества масла, подаваемого масляным насосом. Недостатком реактивных центрифуг является также повышенное пенообразование и аэрация масла, оказывающие негативное влияние как на условия смазки трущихся деталей ДВС, так и на состояние самого масла. В некоторой степени вопрос снижения затрат мощности на привод центрифуги, уменьшения необходимой подачи моторного масла и снижения его аэрации был решен с разработкой и внедрением центрифуг с внутренним активно-реактивным гидравлическим приводом ротора.

Основным недостатком, обуславливающим максимальный износ деталей ДВС, является практически нулевая эффективность центрифуг на режиме пуска и прогрева холодного двигателя.

Дизельные двигатели Д-240, Д-243 оборудуют полнопоточной реактивной центрифугой (рис. 6.5), в которой масло очищается под действием центробежных сил, возникающих при вращении ротора центрифуги.

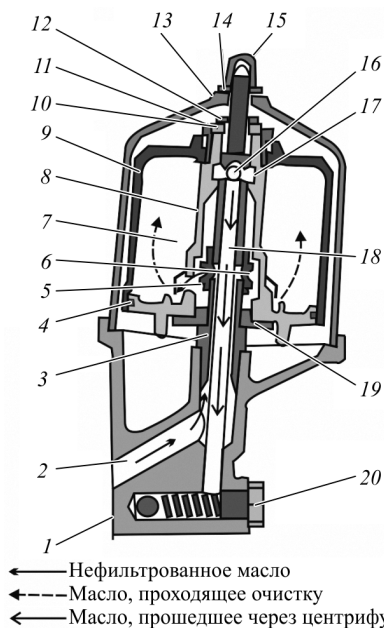


Рис. 6.5. Реактивная центрифуга дизеля Д-240: 1 – корпус центрифуги; 2 – подводный канал; 3 – ось ротора; 4 – резиновое кольцо; 5 – выходные отверстия; 6 – насадка; 7 – внутренний стакан; 8 – остов ротора; 9 – верхняя крышка ротора; 10 – гайка специальная; 11, 14 – шайбы; 12 – гайка; 13 – колпак; 15 – колпачковая гайка; 16 – тангенциальные отверстия; 17 – радиальные отверстия; 18 – маслоотводящая трубка; 19 – нижняя крышка ротора; 20 – сливной клапан

Под давлением 0,6...0,7 МПа масло поступает по каналу внутри оси 3 внутрь ротора центрифуги и через выходные отверстия 5 попадает во внутренний стакан 7 ротора. Возникающие при этом реактивные силы вращают ротор с частотой около 6 000 мин⁻¹. Под действием центробежных сил взвешенные в масле твердые частицы осаждаются на внутренних стенках вращающегося ротора, а очищенное масло через отверстия 16, 17 и маслоотводящую трубку 18 поступает в систему смазки двигателя.

Масло в двигателе проходит сначала через центробежный фильтр, для нормальной работы которого требуется достаточно высокое давление, и лишь потом поступает в магистраль, где давление должно быть значительно ниже. В связи с этим редукционный клапан насоса регулируют на высокое давление, а магистраль снабжают сливным клапаном 20. Со стороны магистрали 18 на этот клапан действует давление масла, а с противоположной – усилие пружины, которую регулируют на заданное давление. Когда давление превышает нормальное, избыток масла из магистрали через открывшийся клапан сливается в поддон. В новом или отремонтированном двигателе утечка масла через зазоры мала, поэтому сливной клапан открыт постоянно.

Двигатель Д-245 вместо центрифуги оснащается фильтром с бумажным фильтрующим элементом. В двигателе Д-260 в системе очистки масла имеются два фильтра – полнопоточный с бумажным фильтрующим элементом и неполнопоточный центробежный.

Вентиляция картера двигателя обеспечивает отсос из картера и отвод во впускной трубопровод паров топлива и отработавших газов, которые попадают в картер двигателя. При работе двигателя из-за разницы давления в камере сгорания и картере возникают потоки отработавших газов 5 между поршневыми кольцами и рабочей поверхностью цилиндров (рис. 6.6).

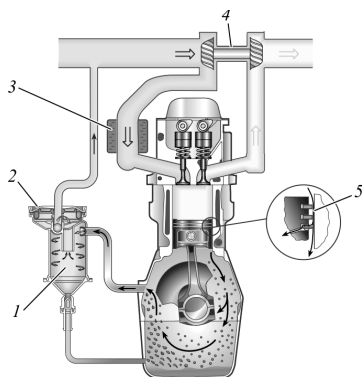


Рис. 6.6. Схема вентиляции картера двигателя: 1 – циклонный маслоотделитель; 2 – клапан регулировки давления; 3 – охладитель наддувочного воздуха; 4 – турбокомпрессор; 5 – отработавшие газы

Поступившие в картер двигателя газы разжижают масло и очень агрессивны по отношению к деталям кривошипно-шатунного механизма, поэтому эти маслосодержащие газы снова подаются на выпуск двигателя по системе вентиляции картера.

Картерные газы подводятся по каналу внутри двигателя в циклонный маслоотделитель 1, который приводит газы во вращательное движение. Благодаря возникающей центробежной силе масляный туман ударяется о стенки маслоотделителя, где образуются капли масла, которые по каналу в картере стекают в масляный поддон. Очищенные от масляного тумана газы через клапан регулировки давления 2 подводятся ко впускному коллектору.

Клапан регулировки давления находится в крышке циклонного маслоотделителя. Он состоит из мембраны и пружины сжатия и регулирует давление при удалении отработавших газов из картера. Клапан регулировки давления ограничивает разрежение воздуха в картере, так как при сильном разрежении могут быть повреждены уплотнения двигателя. Клапан регулировки давления закрывается при сильном разрежении в заборном канале и открывается под действием пружины при незначительном разрежении.

Масляные радиаторы воздушного охлаждения предназначены для охлаждения масла, циркулирующего в смазочной системе двигателя.

При нагреве двигателя нагреву подвергается и масло, циркулирующее в системе смазки, и чем мощнее двигатель, тем в более сложных тепловых условиях работает масло. Перегрев моторного масла чреват серьезными проблемами – изменяется вязкость масла, повышается интенсивность его выгорания и разложения, ухудшаются его рабочие характеристики. Перегретое масло приводит к недостаточно качественной смазке трущихся деталей, а также усложняет охлаждение двигателя, что приводит к разнообразным поломкам силового агрегата вплоть до заклинивания.

Масляный радиатор располагают перед радиатором системы охлаждения, чтобы он продувался потоком воздуха, создаваемым вентилятором системы охлаждения, или встречным потоком воздуха, возникающим при движении автомобиля или трактора. Масляный радиатор состоит, как правило, из нескольких плоских или круглых латунных трубок, к которым припаяны охлаждающие пластины, увеличивающие площадь поверхности охлаждения. Маслопроводы, по которым масло подводится и отводится от радиатора, могут располагаться с одной или противоположных сторон, как показано на рис. 6.7.

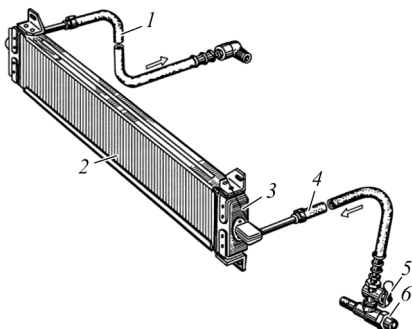


Рис. 6.7. Масляный радиатор воздушного охлаждения: 1, 4 – шланги; 2 – масляный радиатор; 3 – бачок; 5 – кран; 6 – штуцер с предохранительным (ограничительным) клапаном

С обеих сторон масляный радиатор имеет бачки, к которым присоединены резиновые шланги 1 и 4. По периметру радиатор охвачен каркасом. По шлангу 4 масло поступает в бачок 3, а затем в трубки радиатора. С противоположной стороны охлажденное масло по шлангу 1 стекает в поддон двигателя.

Наряду с масляными радиаторами воздушного охлаждения широко используются *жидкостно-масляные теплообменники* (ЖМТ).

Преимущество жидкостно-масляных теплообменников заключается в быстром прогреве масла после запуска двигателя и поддержании его оптимальной температуры без применения каких-либо специальных регулирующих устройств.

Основное отличие между радиатором и ЖМТ – используемый способ охлаждения масла. Отвод тепла от радиатора осуществляется просто набегающим потоком воздуха, а в теплообменнике тепло от масла отводится потоком охлаждающей жидкости, циркулирующей в системе охлаждения силового агрегата. Жидкостно-масляный теплообменник имеет как преимущества перед традиционным радиатором, так и недостатки.

К преимуществам относят, во-первых, то, что температура масла в ЖМТ не опускается ниже температуры охлаждающей жидкости. Это означает, что в деталях двигателя, соприкасающихся одновременно с маслом и охлаждающей жидкостью, возникает меньше напряжений, и двигатель работает в лучшем температурном режиме. Во-вторых, теплообменник можно размещать в любом удобном месте на двигателе, при этом можно отказаться от длинных трубопроводов и множества соединений. В то же время для работы радиатора необходим поток воздуха, что вызывает сложности с его установкой и требует применения дополнительных деталей.

Из недостатков жидкостно-масляного теплообменника можно отметить его более сложную конструкцию, необходимость технического обслуживания и ремонта. Кроме того, ЖМТ – это довольно сложный агрегат, в котором необходимо обеспечить герметичность, что достаточно проблематично (в частности, из-за старения прокладок и разбалтывания креплений). Радиатор в этом плане более надежен и прост. Однако в большинстве случаев на дизельных двигателях эффективнее работают именно теплообменники.

В настоящее время жидкостно-масляные теплообменники широко применяются на тракторных двигателях ММЗ и ЯМЗ. Также ЖМТ нашли применение в двигателях грузовых и легковых автомобилей.

На современных двигателях находят применение два типа масляных теплообменников:

- кожухотрубные (или просто трубчатые);
- пластинчатые.

Эти теплообменники имеют серьезные отличия в конструкции и некоторые особенности работы.

Основу *кожухотрубного ЖМТ* составляет литой алюминиевый цилиндрический корпус 5, внутри которого устанавливается сердцевина (рис. 6.8).

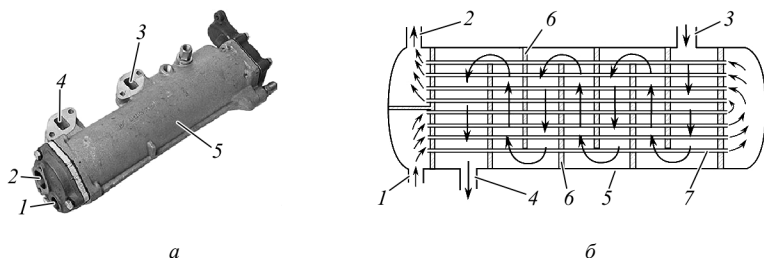


Рис. 6.8. Кожухотрубный жидкостно-масляный теплообменник: а – общий вид; б – схема работы; 1 – подводящий коллектор масла; 2 – отводящий коллектор масла; 3 – подводящий коллектор охлаждающей жидкости; 4 – отводящий коллектор охлаждающей жидкости; 5 – корпус; 6 – пластины; 7 – трубка

Сердцевина состоит из ряда параллельных тонкостенных трубок 7, заключенных в кожух. Кожух разделен на несколько секций поперечными пластинами 6. Корпус теплообменника 5 с одной стороны закрыт подводящим коллектором охлаждающей жидкости 3, с другой – отводящим 4. Коллекторы устанавливаются через прокладки. Непосредственно в корпусе выполнены фланцы для монтажа узла, состоя-

щего из масляных фильтров и термосилового клапана, помещенного в корпус с каналами.

Жидкостно-масляный теплообменник монтируется непосредственно на блок двигателя, его коллекторы 3 и 4 соединяются с системой охлаждения двигателя. Таким образом, теплообменник становится частью системы охлаждения двигателя, и через него пропускается определенное количество охлаждающей жидкости. Жидкость проходит через сердцевину теплообменника, причем из-за наличия поперечных пластин 6 в кожухе путь охлаждающей жидкости увеличивается и эффективность отвода тепла повышается.

Работает теплообменник следующим образом. Масло из картера двигателя с помощью насоса нагнетается в фильтры, а из них – в каналы двигателя. При повышении температуры масла до 95...97 °С срабатывает термоклапан, и часть потока масла направляется в теплообменник, где масло проходит по системе труб, омываемых потоком охлаждающей жидкости, охлаждается до необходимой температуры и поступает в двигатель. При повышении температуры до 110...112 °С через ЖМТ проходит уже весь поток масла, поступающий на фильтры. При температуре 115 °С наступает перегрев масла, с которым ЖМТ уже не справляется, в этом случае загорается индикаторная лампа, сообщающая о необходимости охладить двигатель.

Основу *пластинчатого теплообменника* составляет корпус, внутри которого находится пакет гофрированных металлических пластин или теплопередающих элементов. Пластины установлены таким образом, что их гофры образуют два встречных и много раз пересекающихся потока: один – поток охлаждающей жидкости, второй – поток горячего масла. Тепло от масла через пластины передается охлаждающей жидкости, за счет чего и обеспечивается поддержание температуры масла на необходимом уровне.

Пластинчатый ЖМТ монтируется на блок двигателя, при этом теплообменник отделен от масляных фильтров и оснащается только перепускным клапаном. Такое решение упрощает конструкцию, обслуживание и ремонт теплообменника, так как для ремонта или демонтажа данного узла не нужно снимать другие детали.

6.3. Возможные неисправности смазочной системы

Различают следующие неисправности смазочной системы (табл. 6.1):

- износ или повреждение масляного насоса;
- повреждение прокладки масляного насоса;
- засорение масляного фильтра;
- слабое закрепление масляного фильтра;
- неисправность датчика давления масла;
- заедание редукционного клапана;
- низкий уровень масла.

Основные причины указанных неисправностей:

- нарушение правил эксплуатации (использование некачественного масла, нарушение периодичности замены масла и фильтра);
- неквалифицированное выполнение работ по техническому обслуживанию и ремонту смазочной системы;
- предельный срок эксплуатации элементов системы.

Внешними признаками неисправностей смазочной системы являются:

- низкое давление масла;
- повышенный расход масла.

Таблица 6.1. **Внешние признаки и соответствующие им неисправности системы смазки**

Признаки	Неисправности
Низкое давление масла	Износ или повреждение масляного насоса; засорение масляного фильтра; неисправность датчика давления масла; заедание редукционного клапана; низкий уровень масла
Повышенный расход масла	Повреждение прокладки масляного насоса; слабое закрепление масляного фильтра; неисправности кривошипно-шатунного механизма; неисправности газораспределительного механизма; засорение системы вентиляции картера

О понижении давления масла сигнализирует соответствующая лампа на панели приборов. При понижении давления масла дальнейшая эксплуатация запрещена.

Повышенный расход масла определяется с помощью шупа по уровню масла в двигателе. На ряде тракторов и автомобилей осуществляется электронный контроль уровня масла в двигателе (имеется соответствующая контрольная лампа на панели приборов).

7. СИСТЕМА ПИТАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

7.1. Назначение и классификация систем питания

Система питания двигателей внутреннего сгорания предназначена для хранения топлива, подачи в цилиндры топлива и воздуха раздельно либо приготовления топливно-воздушной (горючей) смеси с последующей подачей ее в цилиндры двигателя, отвода из цилиндров продуктов сгорания, а также для снижения уровня шума из-за выхлопа отработавших газов при работе двигателя.

Важной функцией современных систем питания является снижение токсичности отработавших газов, содержащих вредные для окружающей среды вещества.

В зависимости от выполняемых функций элементы системы питания делятся на три составные группы:

- приборы, обеспечивающие подготовку и подачу воздуха (воздушная группа);
- приборы, обеспечивающие подготовку и подачу топлива (топливная группа);
- приборы, обеспечивающие отвод отработавших газов в окружающую среду (группа отвода и глушения отработавших газов).

Исходя из назначения, система питания должна обеспечить:

- точное дозирование топлива (подачу его необходимого количества в зависимости от режима работы двигателя);
- подачу в цилиндры чистого воздуха в необходимом количестве;
- качественное приготовление горючей смеси;
- своевременную подачу топлива или горючей смеси в цилиндры двигателя;
- удаление продуктов сгорания с наименьшим шумом при выхлопе в окружающую среду;
- нейтрализацию вредных веществ, содержащихся в отработавших газах.

В двигателях с искровым (принудительным) зажиганием применяют бензиновые и газовые системы питания.

Бензиновые системы питания подразделяют на карбюраторные, в которых горючая смесь приготавливается в карбюраторе, и впрысковые с принудительной подачей топлива во впускной трубопровод или непосредственно в цилиндры двигателя.

Системы питания двигателей, работающих на газообразных топливах, различают по типу применяемого газа: сжиженного нефтяного газа (СНГ) или сжатого природного газа (СПГ).

7.2. Система питания карбюраторного двигателя

В систему питания автомобиля с *карбюраторным* двигателем (рис. 7.1) входят топливный бак 13, топливный насос 1, топливные фильтры 5 и 19, трубопровод 20 подачи топлива в топливный насос, карбюратор 4, фильтр очистки воздуха (воздухоочиститель) 3, впускной трубопровод 6. Отработавшие газы выходят через выпускной трубопровод 22, приемные трубы 21 глушителя и глушитель 18.

Топливо из бака через фильтры насосом подается к карбюратору, где смешивается в определенной пропорции с воздухом, поступающим через воздухоочиститель. Полученная горючая смесь из-за разрежения в цилиндрах двигателя с большой скоростью перемещается по впускному трубопроводу, при этом дополнительно перемешиваясь, и попадает в цилиндры двигателя.

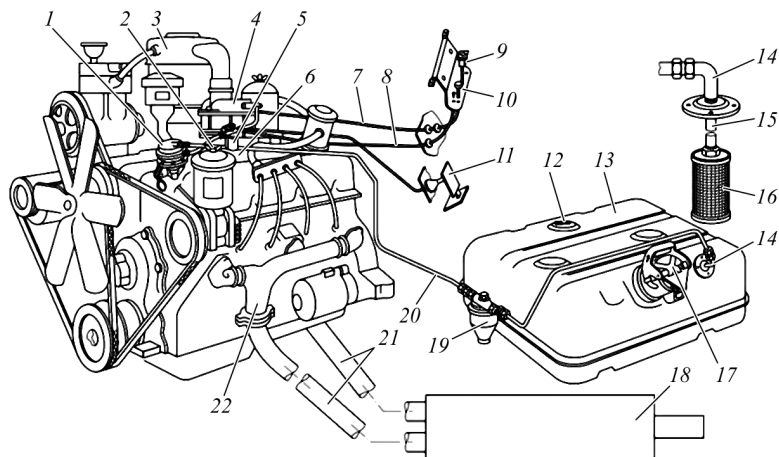


Рис. 7.1. Устройство топливной системы автомобиля ЗИЛ-433360: 1 – топливный насос; 2 – топливопровод подачи топлива к фильтру тонкой очистки топлива; 3 – фильтр очистки воздуха; 4 – карбюратор; 5 – фильтр тонкой очистки топлива; 6 – впускной трубопровод; 7 – тяга привода воздушной заслонки карбюратора; 8 – тяга привода ручной управления дроссельной заслонкой карбюратора; 9 – ручка управления воздушной заслонкой карбюратора; 10 – ручка ручного управления дроссельной заслонкой карбюратора; 11 – педаль управления дроссельной заслонкой карбюратора; 12 – фланец датчика указателя уровня топлива в баке; 13 – топливный бак; 14 – угольник трубки подачи топлива в топливный насос; 15 – приемная трубка; 16 – сетчатый фильтр очистки топлива; 17 – крышка топливного бака; 18 – глушитель; 19 – фильтр-отстойник топлива; 20 – трубопровод подачи топлива в топливный насос; 21 – приемные трубы глушителя; 22 – выпускной трубопровод

К достоинствам карбюраторного двигателя можно отнести доступность обслуживания, к недостаткам – неравномерную подачу топлива по цилиндрам, неравномерность состава смеси по цилиндрам, сложность конструкции, плохое смешивание, повышенное сопротивление впускного тракта, наличие подогрева впускного тракта.

Основной причиной отказа от карбюраторных двигателей является то, что карбюраторы не могут удовлетворять современным требованиям по расходу топлива и содержанию вредных веществ в отработавших газах. Применение систем впрыска топлива позволяет решить эти проблемы.

7.3. Системы впрыска топлива бензиновых двигателей

Системы впрыска бензина классифицируются следующим образом (рис. 7.2):

- по расположению форсунок: центральный (одноточечный) и распределенный (многоточечный) впрыск;
- по месту впрыска топлива: во впускной трубопровод и в цилиндр (непосредственный впрыск);
- по способу подачи топлива: непрерывный и циклический (прерывистый) впрыск;
- по моменту впрыска топлива: несогласованный и согласованный впрыск.

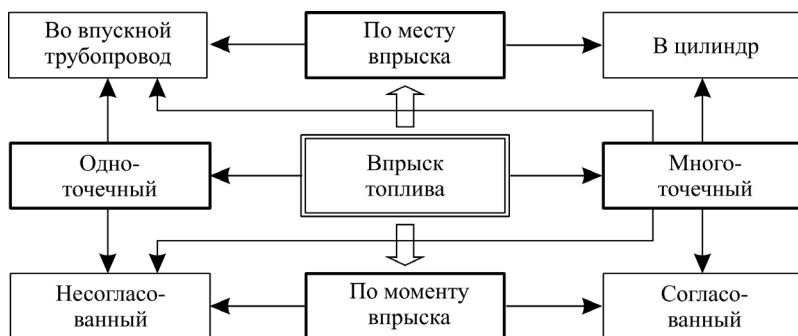


Рис. 7.2. Классификация способов впрыска топлива

Согласованный впрыск топлива привязан к определенной фазе цикла работы двигателя. В связи с этим если несогласованный впрыск

топлива может быть как непрерывным, так и циклическим, то согласованный – только циклическим.

При центральном впрыске топливо подается одной форсункой, устанавливаемой на участке до разветвления впускного трубопровода (рис. 7.3, *а*). По сравнению с карбюраторной системой питания существенных изменений в конструкции двигателя нет, т. е. система центрального впрыска практически взаимозаменяема с карбюратором и может применяться на уже эксплуатируемых двигателях. Обозначению «центральный впрыск топлива» соответствуют также термины «одноточечный впрыск» и «моновпрыск».

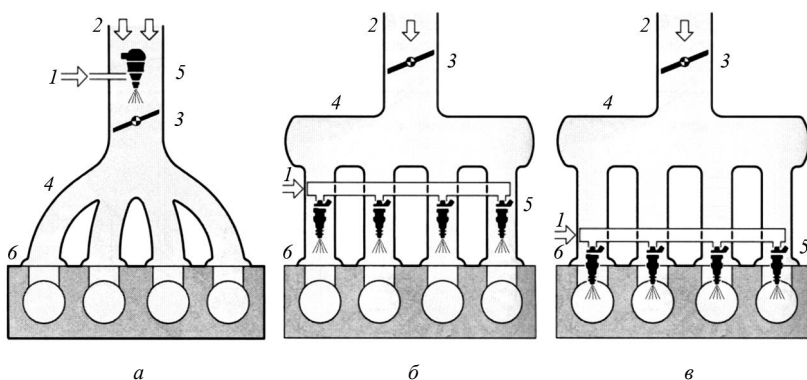


Рис. 7.3. Системы впрыска топлива: *а* – центральный впрыск; *б* – распределенный впрыск; *в* – непосредственный впрыск; 1 – подача топлива; 2 – поступление воздуха; 3 – дроссельная заслонка; 4 – впускной коллектор; 5 – форсунки; 6 – двигатель

При распределенном (многоточечном) впрыске топливо подается индивидуальными для каждого цилиндра форсунками. При этом возможны два места подачи топлива: перед впускными клапанами каждого цилиндра или непосредственно в цилиндры двигателя. Если в первых системах впрыск топлива возможен как без согласования момента впрыска с процессами впуска в каждый цилиндр (несогласованный впрыск), так и согласованный с открытием соответствующих впускных клапанов, то во вторых системах возможен только согласованный впрыск. С целью различия двух систем распределенного впрыска топлива принята следующая терминология. Для системы с подачей топлива в зону впускных клапанов используется термин «распределенный впрыск» (рис. 7.3, *б*), а для системы с подачей топлива непосредствен-

но в цилиндры двигателя – термин «непосредственный впрыск» (рис. 7.3, в).

Мощность двигателя с впрыском топлива, как и карбюраторного, регулируется изменением положения дроссельной заслонки, связанной с педалью акселератора. Если у карбюраторного двигателя при этом изменяется объем поступившей в цилиндры топливовоздушной смеси, то дроссельная заслонка двигателя с впрыском топлива регулирует непосредственно только объем воздуха, состав же смеси зависит от массы топлива, впрыскиваемого топливоподающей аппаратурой.

Для поддержания состава смеси в заданных пределах необходим автоматический регулятор состава смеси, дозирующий топливо в точном соответствии с количеством поступающего в двигатель воздуха.

Регулирование количества топлива, впрыскиваемого форсунками, может осуществляться по следующим параметрам:

- часовому расходу воздуха;
- частоте вращения коленчатого вала двигателя;
- углу открытия дроссельной заслонки;
- разрежению во впускной системе двигателя;
- составу отработавших газов;
- комбинации перечисленных способов регулирования.

По сравнению с карбюраторными системами питания двигателя с впрыском бензина имеют следующие преимущества:

1. Топливо равномернее распределяется по цилиндрам, что дает возможность поддерживать одинаковый состав смеси в цилиндрах, вследствие чего повышается экономичность двигателя. При однородном составе смеси в цилиндрах снижается разброс показателей их работы, уменьшаются вибрация и износ деталей.

2. Уменьшается сопротивление впускного тракта благодаря отсутствию карбюратора, улучшается наполнение цилиндров смесью или воздухом, что увеличивает экономичность и мощность двигателя.

3. Можно повысить степень сжатия двигателя вследствие более однородного состава смеси в цилиндрах и возможности организовать продувку (для систем с распределенным впрыском топлива).

4. Достигается более точная коррекция состава смеси при переходе двигателя с одного режима на другой, чем обеспечивается лучшая приемистость и экономичность двигателя.

5. В отработавших газах содержится меньшее количество окислов углерода, а также других вредных веществ.

6. Упрощается решение проблемы нейтрализации токсичных компонентов отработавших газов.

7. Уменьшается пожарная опасность, так как отсутствуют карбюратор и большие объемы, заполненные горючей смесью.

8. При электронном управлении впрыском облегчается возможность отключения подачи топлива на режимах принудительного холодного хода, что значительно уменьшает расход топлива.

9. Создаются предпосылки для оптимального управления работой двигателя на всех режимах с применением микропроцессора.

Наряду с указанными преимуществами системы впрыска бензина обладают некоторыми существенными недостатками.

1. Эти системы сложнее, чем карбюраторные системы питания. Наличие прецизионных деталей и чувствительной автоматики для регулирования и корректирования состава смеси обуславливает более высокую стоимость систем впрыска по сравнению с карбюраторными системами.

2. Эксплуатация таких систем сложнее эксплуатации карбюраторных систем питания. Регулирование и устранение неисправностей в системе должны производиться высококвалифицированным персоналом.

7.3.1. Система центрального впрыска топлива

Системы центрального впрыска топлива имеют блок центрального впрыска, расположенный во впускном тракте между воздухоочистителем и разветвлениями впускного коллектора, по которым рабочая смесь поступает к отдельным цилиндрам двигателя.

Типичной системой центрального впрыска с электронным блоком управления (ЭБУ) является система «Моно-Motronic». В системе «Моно-Motronic» управление впрыском топлива в основном зависит от сигналов датчиков положения дроссельной заслонки 5 и частоты вращения коленчатого вала двигателя 8 (рис. 7.4).

Кроме того, учитываются сигналы от кислородного датчика (λ -зонда) 10, а также датчиков температуры охлаждающей жидкости 7 и всасываемого воздуха 13.

Рассчитанное ЭБУ требуемое количество топлива посредством центральной электромагнитной форсунки 6 периодически впрыскивается над дроссельной заслонкой и смешивается с воздухом. С учетом этих же данных, но по другой программе управляющие импульсы подаются на катушку зажигания 2.

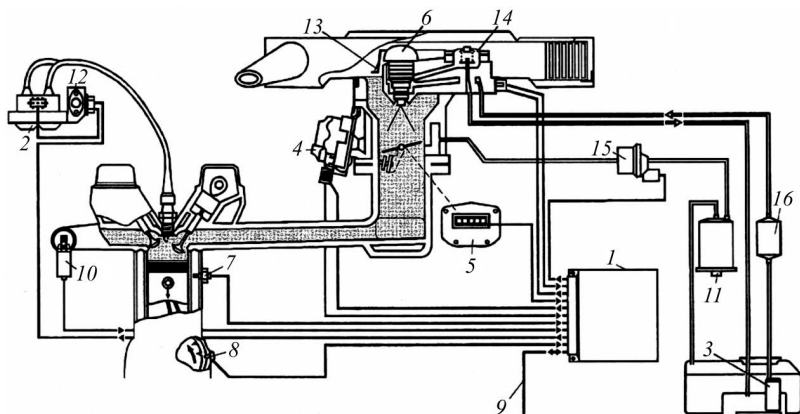


Рис. 7.4. Система «Mono-Motronic»: 1 – ЭБУ; 2 – катушка зажигания; 3 – топливный насос с электроприводом; 4 – регулятор холостого хода; 5 – датчик положения дроссельной заслонки; 6 – форсунка; 7 – датчик температуры охлаждающей жидкости; 8 – датчик частоты вращения двигателя; 9 – диагностический разъем; 10 – λ -зонд; 11 – сосуд с активированным углем; 12 – распределитель зажигания; 13 – диффузор с датчиком температуры всасываемого воздуха; 14 – регулятор давления топлива; 15 – возвратный топливный клапан; 16 – топливный фильтр

Система способна учитывать износ цилиндропоршневой группы двигателя (падение компрессии) и изменение атмосферного давления. Если датчики начинают подавать ошибочные сигналы, информация об этом накапливается в памяти. Во время технического обслуживания она считывается диагностическим тестером, что позволяет быстро найти источник неисправности.

Система имеет одну электромагнитную форсунку 6 с циклической подачей топлива. Струя топлива направляется непосредственно в серпообразное отверстие между корпусом блока центрального впрыска и дроссельной заслонкой, где за счет большой разности давления обеспечивается оптимальное смесеобразование, исключая возможность осаждения топлива на стенках впускного тракта.

Топливный насос 3 качает топливо через фильтр 16 с несколько большей, чем требуется, производительностью. Регулятор давления топлива 14 поддерживает давление в форсунке на постоянном уровне и возвращает избыток топлива в бак через возвратную трубку. Такая система постоянного потока уменьшает температуру топлива и предотвращает его повышенное испарение.

Блок центрального впрыска включает в себя смесительную камеру с дроссельной заслонкой 8, форсунку 7, расположенную над дроссельной заслонкой, регулятор давления 5 и регулятор холостого хода 2 (рис. 7.5). Форсунка впрыскивает топливо в зону над дроссельной заслонкой, где происходит образование рабочей смеси.

Регулирование количества смеси основано на изменении положения дроссельной заслонки. В режиме холостого хода управление осуществляется с помощью регулятора холостого хода, открывающего клапан обводного канала 1 в случае падения частоты вращения меньше допустимой.

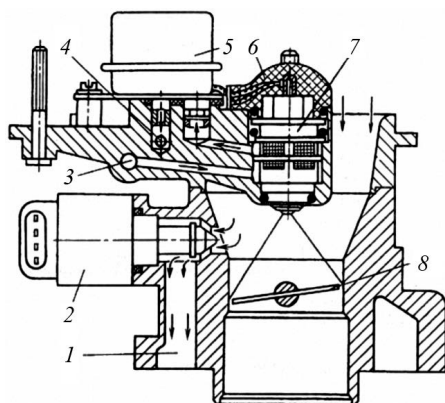


Рис. 7.5. Блок центрального впрыска топлива: 1 – канал холостого хода; 2 – регулятор холостого хода; 3 – канал подвода топлива; 4 – канал отвода топлива; 5 – регулятор давления топлива; 6 – штекер форсунки; 7 – электромагнитная форсунка; 8 – дроссельная заслонка

Датчик положения дроссельной заслонки определяет угол ее поворота с помощью потенциометра, резистивные дорожки 2 и 3 которого размещены в корпусе датчика радиально (рис. 7.6, а). При повороте дроссельной заслонки размещенный на ее оси 1 рычаг с ползунком 4 потенциометра поворачивается, ползунок перемещается по резистивным дорожкам 2 и 3. Потенциометр включен в резисторную схему, на которую подается напряжение питания. Поворот ползунка изменяет напряжение на выходе потенциометра U_m пропорционально углу поворота дроссельной заслонки (рис. 7.6, б).

Датчик позволяет определять угол положения дроссельной заслонки для получения информации о нагрузке двигателя и распознавать режимы холостого хода, частичной и полной нагрузки. Обработка сигнала датчика в ЭБУ позволяет рассчитывать не только положение, но

и скорость перемещения педали акселератора. Два потенциометра R1 и R2 устанавливаются на датчик исходя из повышенных требований к точности датчика при использовании его в качестве основного датчика нагрузки.

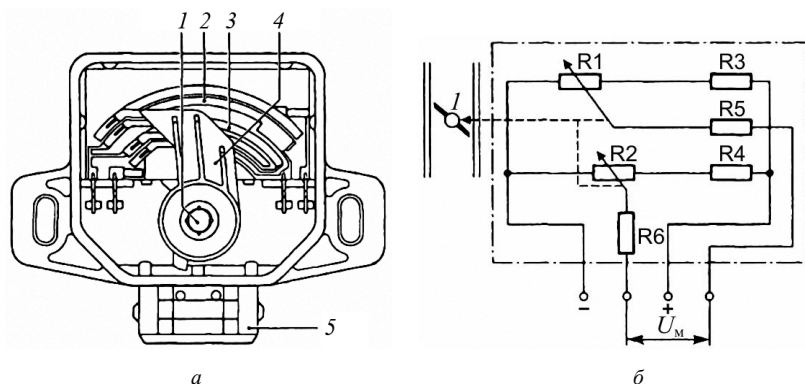


Рис. 7.6. Датчик положения дроссельной заслонки: *а* – общее устройство; *б* – электрическая схема; 1 – ось дроссельной заслонки; 2, 3 – резистивные дорожки; 4 – рычаг с ползунком; 5 – штекер

Регулировка холостого хода достигается поворотом дроссельной заслонки специальным электродвигателем.

Корректировка дозирования при холодном пуске и прогреве осуществляется ЭБУ по импульсам, получаемым от датчиков температуры всасываемого воздуха, охлаждающей жидкости и потенциометра дроссельной заслонки. Чтобы улучшить запуск холодного двигателя и работу в режиме холостого хода, на впускном коллекторе может устанавливаться нагревательный элемент, который предотвращает конденсацию паров топлива.

Содержание кислорода в отработавших газах постоянно контролируется блоком управления по сигналам λ -зонда, установленного в выпускном коллекторе. На основании этой информации происходит изменение дозирования топлива за счет увеличения или уменьшения времени впрыска при постоянном давлении топлива.

Схема одного из типов λ -зондов – циркониевого – представлена на рис. 7.7, *а*.

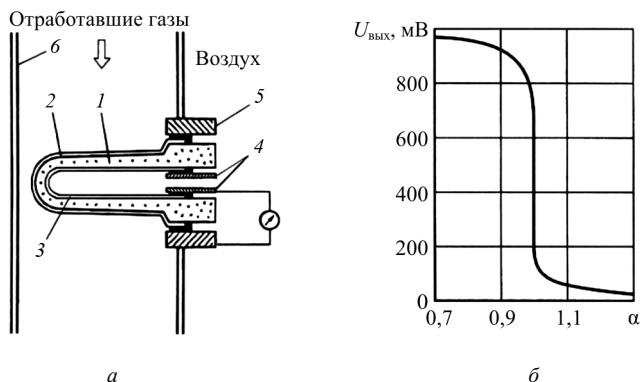


Рис. 7.7. Датчик кислорода (λ -зонд):

- a* – схема датчика; *б* – электрическая характеристика; 1 – твердый электролит ZrO_2 ;
 2 – платиновый наружный электрод; 3 – платиновый внутренний электрод;
 4 – контакты; 5 – корпусной контакт; 6 – выпускной трубопровод

Циркониевый датчик имеет два электрода – наружный 2 и внутренний 3. Оба электрода выполнены из пористой платины или ее сплава и разделены слоем твердого электролита 1. Электролитом является диоксид циркония ZrO_2 с добавлением оксида иттрия Y_2O_3 для повышения ионной проводимости электролита.

Среда, окружающая внутренний электрод, имеет постоянное парциальное давление кислорода. Наружный электрод омывается потоком отработавших газов в выпускном трубопроводе с переменным парциальным давлением кислорода.

Ионная проводимость твердого электролита, возникающая вследствие разности парциальных давлений кислорода на наружном и внутреннем электродах, обуславливает появление разности потенциалов между ними. При низком уровне парциального давления кислорода в отработавших газах, когда двигатель работает на обогащенной смеси (коэффициент избытка воздуха $\alpha < 1$), датчик как гальванический элемент генерирует высокое напряжение (700...1 000 мВ, рис. 7.7, б).

При переходе на обедненную смесь ($\alpha > 1$) парциальное давление кислорода в отработавших газах заметно увеличивается, что приводит к резкому падению напряжения на выходе датчика до 50...100 мВ. Такое резкое падение напряжения датчика при переходе от обогащенных к обедненным смесям позволяет определить стехиометрический состав смеси с погрешностью не более $\pm 0,5\%$.

Вместе с тем работа двигателя с коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 1$ возможна далеко не на всех режимах (пуск двигателя, прогрев, движение с непрогретым двигателем, разгон автомобиля), и, кроме того, λ -зонд начинает давать сигнал только по достижении определенной температуры. Поэтому регулирование по составу отработавших газов вводится как дополнительная обратная связь в систему с обычной схемой регулирования, чем достигается работа двигателя на всех необходимых режимах.

Следует отметить, что работа двигателя при $\alpha = 1$ не является наиболее экономичной и такое решение оправданно, как правило, в случае применения на транспортном средстве трехкомпонентного каталитического нейтрализатора (рис. 7.8).

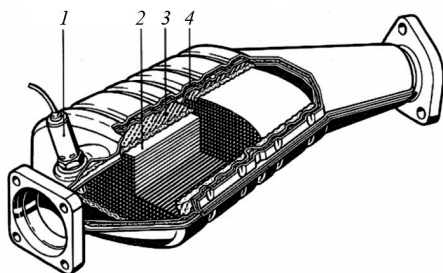


Рис. 7.8. Трехкомпонентный каталитический нейтрализатор: 1 – λ -зонд; 2 – монолитный керамический блок из силиката алюминия; 3 – монтажный элемент в виде проволочной сетки; 4 – термостойкий корпус с двойными стенками

7.3.2. Системы распределенного впрыска топлива

В системах распределенного впрыска в отличие от систем центрального впрыска топливо к отдельным цилиндрам двигателя подается во впускной коллектор индивидуальными форсунками (рис. 7.9). Поскольку зона впрыска топлива расположена непосредственно перед впускными клапанами, сам впускной коллектор остается сухим, т. е. в нем отсутствуют пары топлива. Независимая подача топлива к каждому цилиндру увеличивает точность дозирования, что улучшает мощностные и экономические показатели двигателей.

Система распределенного впрыска топлива «Motronic» состоит из ряда подсистем. Когда зажигание и впрыск топлива объединены в одну систему, отдельные элементы системы начинают обладать такой гибкостью и диапазоном действия, которые выходят за рамки, присущие каждому из этих элементов в отдельности.

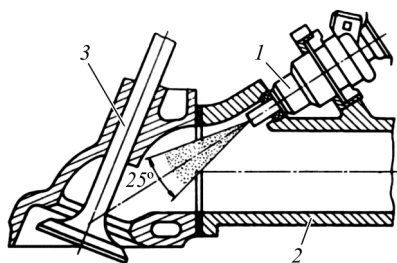


Рис. 7.9. Схема расположения форсунки при распределенном впрыске топлива:
1 – форсунка; 2 – впускной трубопровод;
3 – впускной клапан

Количество впрыскиваемого топлива определяется контроллером в зависимости от информации, выдаваемой датчиками, измеряющими следующие параметры: объем (или массу) и температуру всасываемого воздуха, частоту вращения коленчатого вала двигателя, нагрузку на двигатель и температуру охлаждающей жидкости.

Значения углов опережения зажигания, заложенные в запоминающее устройство (блок памяти) контроллера, сравниваются с действительными значениями и соответствующим образом корректируются, что позволяет исключить нарушения режимов работы двигателя в результате механического износа деталей, появления негерметичности впускного тракта, изменения компрессии и т. п. (рис. 7.10).



Рис. 7.10. Зависимость угла опережения зажигания от нагрузки и частоты вращения коленчатого вала двигателя: а – механическая система с центробежным и вакуумным регуляторами; б – электронно-оптимизированная система

На автомобилях с автоматической коробкой передач частота вращения коленчатого вала двигателя на холостом ходу регулируется в зависимости от включенной передачи. Аналогично регулируется режим холостого хода на автомобилях, оборудованных кондиционером.

Как только частота вращения коленчатого вала двигателя достигает максимально допустимого значения, по команде контроллера подача топлива к форсункам прерывается.

В начальный момент пуска холодного двигателя в цилиндры впрыскивается увеличенное количество топлива. Степень обогащения рабочей смеси определяется температурой охлаждающей жидкости. Во время пуска холодного двигателя начальная подача топлива через форсунки уменьшается в зависимости от температуры охлаждающей жидкости и частоты вращения коленчатого вала, чтобы избежать переобогащения рабочей смеси. Если в течение минуты предпринимается несколько попыток запустить двигатель, количество впрыскиваемого топлива уменьшается по сравнению с начальным моментом пуска.

Система «Motronic 3.1» является одной из модификаций системы «Motronic». В ней применен последовательный режим впрыска топлива (рис. 7.11). В этом случае дозирование топлива, поступающего в каждый цилиндр двигателя, производится один раз за цикл (точно в установленный момент). В зависимости от условий работы двигателя топливо для улучшения распыления может впрыскиваться до момента начала открытия впускного клапана.

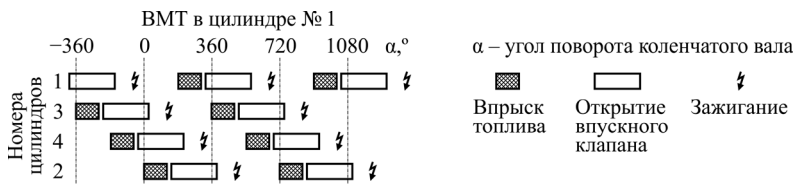


Рис. 7.11. Последовательный впрыск топлива

Каждая форсунка управляется отдельным выходным каскадом контроллера. Этим достигается высокая точность дозирования впрыскиваемого топлива и быстрая реакция на изменения нагрузки двигателя.

ЭБУ осуществляет непрерывный контроль за всеми компонентами системы (рис. 7.12), что гарантирует точность ее работы. Так как ЭБУ и все датчики имеют дублирующие блоки, то система может осуществлять сравнение пар сигналов для подтверждения правильности выполнения процесса контроля.

Входные каскады электронного блока управления осуществляют подготовку поступивших от датчиков сигналов, характеризующих режимные параметры, микропроцессор обрабатывает эти данные, определяет рабочий режим двигателя и производит расчет параметров необходимых управляющих сигналов, которые передаются на выходные

каскады усиления, а затем поступают к исполнительным устройствам. Исполнительные устройства воздействуют на характеристики систем питания и зажигания, обеспечивая точное дозирование топлива и оптимальный момент зажигания.

В системе применяется устройство вентиляции топливного бака, аналогичное используемому в системе «Моно-Motronic». Клапан 2 вентиляции топливного бака с адаптивным управлением работает циклично и управляется ЭБУ 12 в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и нагрузки двигателя (положения дроссельной заслонки).

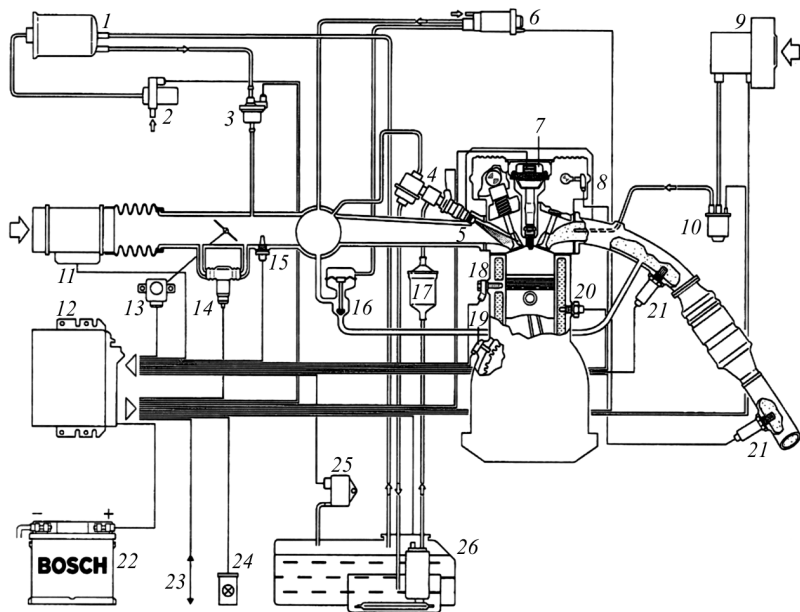


Рис. 7.12. Система «Motronic 3.1»: 1 – сосуд с активированным углем; 2 – клапан впуска воздуха; 3 – продувочный клапан для сосуда с активированным углем; 4 – регулятор давления топлива; 5 – форсунка; 6 – регулятор давления; 7 – катушка зажигания со свечой зажигания; 8 – датчик положения распределительного вала; 9 – насос для подачи дополнительных порций воздуха; 10 – вспомогательный воздушный затвор; 11 – измеритель массового расхода воздуха; 12 – ЭБУ; 13 – датчик углового положения дроссельной заслонки; 14 – исполнительное устройство в системе холостого хода; 15 – датчик температуры воздуха; 16 – клапан EGR; 17 – топливный фильтр; 18 – датчик детонации; 19 – датчик частоты вращения коленчатого вала; 20 – датчик температуры охлаждающей жидкости; 21 – λ -зонд; 22 – аккумуляторная батарея; 23 – диагностический интерфейс; 24 – диагностическая лампочка; 25 – датчик перепада давления; 26 – топливный бак и насос с электроприводом

Пока клапан находится под напряжением, трубопровод, идущий к впускному коллектору, закрыт. При снятии напряжения с клапана он может открыться под действием разрежения во впускном коллекторе. После остановки двигателя клапан вентиляции остается под напряжением, т. е. закрытым, в течение 3 секунд для предотвращения самовоспламенения рабочей смеси после выключения зажигания. Затем при неработающем двигателе (клапан вентиляции обесточен) закрывается пружинный обратный клапан. В результате прекращается поступление паров топлива во впускной коллектор.

При повышенной температуре наружного воздуха или температуре охлаждающей жидкости контроллер вырабатывает команды на смещение угла опережения зажигания в сторону запаздывания для предотвращения детонации.

В системе «Motronic 3.1» предусмотрена защита нейтрализатора отработавших газов. Отклонения от нормальной работы первичной цепи системы зажигания обнаруживаются контроллером, который выключает форсунку неисправного цилиндра. Благодаря этому предотвращается поступление несгоревшей рабочей смеси в нейтрализатор.

Каждый цилиндр имеет свою рабочую форсунку с электромагнитным управлением, впрыскивающую топливо перед впускным клапаном. Форсунка состоит из корпуса, крышки, электромагнита с обмоткой 5 и сердечником (якорем) 3, запорного клапана с иглой 2 и штифтом 1, корпуса распылителя и топливного фильтра 7 (рис. 7.13). При работе двигателя топливо под давлением поступает в форсунку через фильтр 7 и проходит к запорному клапану, который находится в закрытом положении под действием пружины 4.

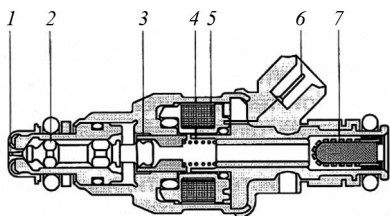


Рис. 7.13. Форсунка системы распределенного впрыска: 1 – штифт; 2 – игла; 3 – якорь; 4 – пружина; 5 – обмотка электромагнита; 6 – электрический контакт; 7 – топливный фильтр

При поступлении электрического импульса в обмотку 5 катушки электромагнита возникает магнитное поле, которое притягивает сердечник 3 и вместе с ним иглу 2 запорного клапана. При этом отверстие в корпусе распылителя открывается и топливо под давлением впрыскивается в распыленном виде во впускной трубопровод. После пре-

кращения поступления тока в обмотку катушки электромагнита магнитное поле исчезает, и под действием пружины 4 сердечник электромагнита и игла запорного клапана возвращаются в исходное положение. Отверстие в корпусе распылителя закрывается, и впрыск топлива из форсунки прекращается.

Количество поступающего в цилиндры двигателя воздуха определяют объемным или массовым методом. Объемный датчик производит непосредственное измерение объема воздуха. Проходящий поток воздуха отклоняет заслонку, противодействуя постоянной силе возвратной пружины (рис. 7.14, а).

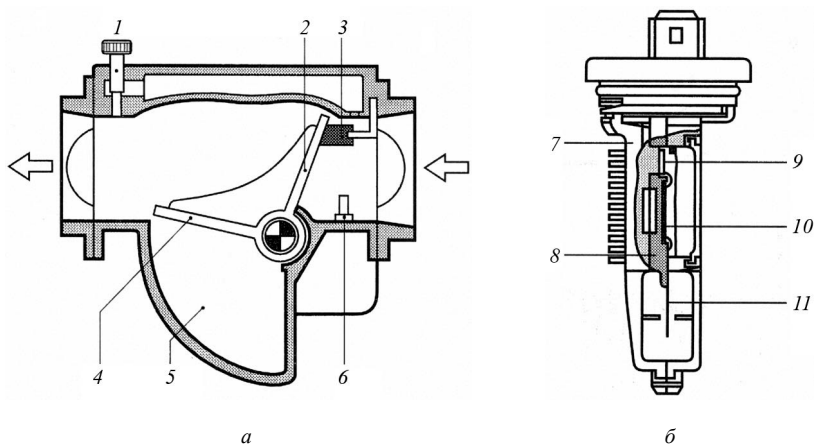


Рис. 7.14. Датчики расхода воздуха: а – объемный; б – массовый; 1 – винт регулирования смеси на холостом ходу; 2 – измерительная заслонка; 3 – стопор; 4 – компенсационная заслонка; 5 – демпфирующая камера; 6 – датчик температуры воздуха; 7 – теплоотводящий элемент; 8 – распорный элемент; 9 – задающая ступень; 10 – гибридная схема; 11 – пленочный измерительный элемент

Угловое положение заслонки 2 регистрируется потенциометром. Напряжение с него передается на блок управления, где производится его сравнение с питающим напряжением потенциометра. Это отношение напряжений является мерой для поступающего в двигатель объема воздуха. Чтобы пульсации проходящего воздуха не вели к колебательным движениям воздушной заслонки, она стабилизируется компенсационной заслонкой 4. С целью учета изменения плотности поступающего воздуха при измерении температуры датчик расхода оснащен

терморезистором 6. По сопротивлению терморезистора производится корректировка показаний датчика.

Датчиками массового расхода воздуха называют пленочные или нитевые термоанемометрические датчики. Принцип действия датчиков основан на охлаждении воздушным потоком электрически нагреваемого тела. Схема регулирования тока нагрева рассчитана таким образом, что всегда имеется положительная разность температуры измерительного тела относительно проходящего воздуха. При таком методе измерения производится учет плотности воздуха, так как она также определяет величину теплоотдачи нагреваемого тела. Отсутствие в датчике подвижных частей делает его более надежным.

У пленочного датчика нагреваемым элементом является пленочный платиновый резистор 11 на керамической подложке (рис. 7.14, б). Температура нагреваемого элемента измеряется терморезистором, включенным в мостовую схему. Для измерения температуры воздуха используется компенсационный терморезистор, расположенный отдельно. Напряжение на нагревательном элементе является мерой для массы воздушного потока. Это напряжение преобразуется электронной схемой в напряжение, совместимое с блоком управления.

Похожую конструкцию имеет нитевой датчик, у которого нагреваемым элементом является платиновая нить. Для учета температуры поступающего воздуха производится ее измерение встроенным компенсационным резистором. Нагреваемая нить и терморезистор включены в мостовую схему. Ток нагрева образует на прецизионном резисторе падение напряжения, пропорциональное массе проходящего воздуха.

В системе «Motronic 3.1» имеется отдельное исполнительное устройство управления подачей рабочей смеси в цилиндры на холостом ходу. Частота вращения коленчатого вала на холостом ходу определяется электронным блоком управления в зависимости от температуры охлаждающей жидкости, положения (угла открытия) дроссельной заслонки, сигналов от автоматической трансмиссии и кондиционера. Электронный блок управления сравнивает действительную частоту вращения коленчатого вала с заданной и выдает сигнал на исполнительное устройство, изменяющее дросселирование потока воздуха на входе, тем самым доводя частоту вращения коленчатого вала до требуемой.

Рециркуляция отработавших газов (EGR) является эффективным способом снижения содержания окислов азота (NO_x) в отработавших

газах. Добавление отработавших газов в рабочую смесь для снижения предельных температур сгорания позволяет уменьшить и выбросы окислов азота, чувствительных к температуре.

Определенная часть отработавших газов двигателя, пройдя из выпускного коллектора через электромагнитный клапан во впускной коллектор, разбавляет свежую рабочую смесь. Рециркуляция отработавших газов обычно управляется пневматическими или механическими системами, которые обеспечивают дозирование подаваемых в двигатель отработавших газов в соответствии с такими факторами, как частота вращения коленчатого вала двигателя n , давление во впускном трубопроводе p_s и температура двигателя T (рис. 7.15). В некоторых системах применяется электронный блок управления 4 с электропневматическим преобразователем 2, включающим в работу клапан EGR 3.

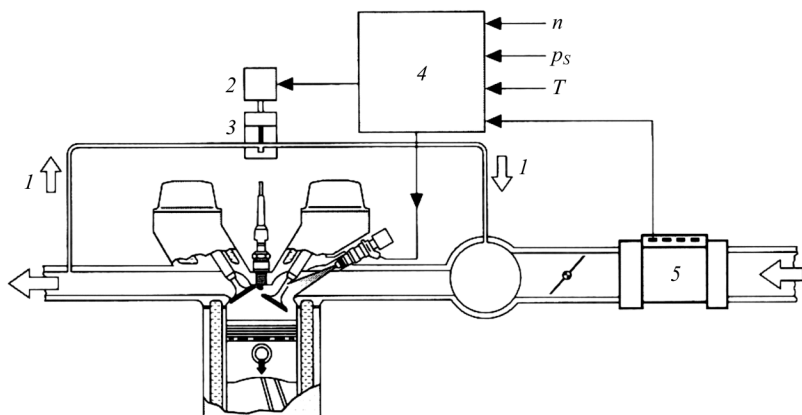


Рис. 7.15. Система рециркуляции отработавших газов: 1 – рециркуляция отработавших газов (EGR); 2 – электропневматический преобразователь; 3 – клапан EGR; 4 – электронный блок управления; 5 – датчик массового расхода воздуха

Использование EGR снижает выбросы NO_x на 60 %. Увеличенные выбросы углеводородов (CH) и рост расхода топлива вместе с менее равномерной работой двигателя накладывают ограничения на верхний предел степени рециркуляции отработавших газов. Так, в режиме холостого хода система EGR отключается, поскольку при этом образование NO_x незначительно. Рециркуляция отработавших газов обычно применяется на режимах частичных нагрузок, так как в этом случае ее эффективность оказывается наивысшей.

Одним из недостатков всех систем EGR является то, что на клапанах и трубопроводах образуются отложения в виде нагара от отработавших газов, что приводит к постепенному снижению эффективности рециркуляции (по мере выработки ресурса двигателя).

7.3.3. Система непосредственного впрыска топлива

В системах непосредственного впрыска топливо подается индивидуальными форсунками прямо в камеру сгорания цилиндров двигателя (рис. 7.16). Давление впрыска топлива в таких системах на порядок выше, чем в других системах.

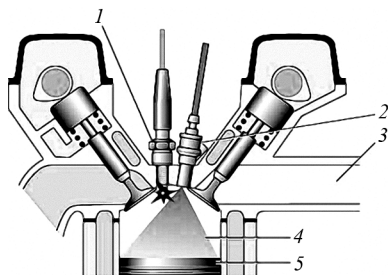


Рис. 7.16. Схема непосредственного впрыска топлива: 1 – свеча зажигания; 2 – форсунка; 3 – впускной трубопровод; 4 – впрыскиваемое топливо; 5 – поршень

Специфика процесса смесеобразования в системах непосредственного впрыска зависит от формы камеры сгорания, расположения форсунки, закона подачи топлива и движения находящегося в камере воздуха. Выбор формы камеры сгорания и размещение свечи зажигания осуществляется с учетом требований, вытекающих из необходимости обеспечения бездетонационной работы двигателя. Одновременно не менее вескими являются и компоновочные соображения, так как в контур камеры сгорания должны быть вписаны седла впускных и выпускных клапанов, количество и площадь проходного сечения которых выбираются достаточными для газообмена в двигателях с впрыском топлива.

При размещении форсунки принимается во внимание то, что впрыскиваемое топливо не должно выбрасываться во впускной трубопровод. С другой стороны, направление факела топлива в сторону выпускных клапанов дает возможность несколько улучшить их тепловой режим. Вместе с тем и сам распылитель форсунки нуждается в защите от тепловых перегрузок и сажеобразования.

Топливоподача системы «DI-Motronic» состоит из двух контуров: высокого и низкого давления. В контуре низкого давления имеется модуль насоса низкого давления с электроприводом 27 (рис. 7.17), включающий в себя регулятор низкого давления, клапан ограничения давления и запорный клапан.

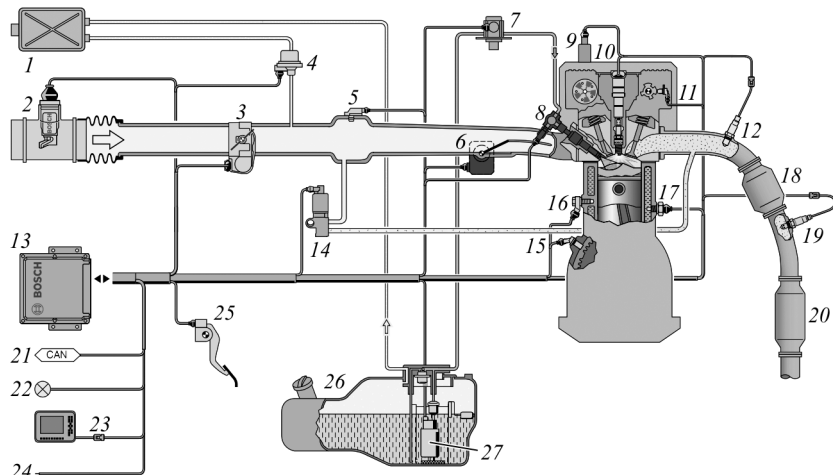


Рис. 7.17. Система «DI-Motronic»: 1 – сосуд с активированным углем; 2 – измеритель массового расхода воздуха; 3 – дроссельная заслонка Egas; 4 – продувочный клапан для сосуда с активированным углем; 5 – датчик давления во впускном трубопроводе; 6 – вихревой клапан; 7 – насос высокого давления; 8 – топливная рампа с форсункой; 9 – датчик изменяемых фаз газораспределения; 10 – катушка зажигания со свечой зажигания; 11 – датчик положения распределительного вала; 12 – первый λ -зонд; 13 – ЭБУ; 14 – клапан EGR; 15 – датчик частоты вращения коленчатого вала; 16 – датчик детонации; 17 – датчик температуры охлаждающей жидкости; 18 – первый каталитический нейтрализатор; 19 – второй λ -зонд; 20 – второй каталитический нейтрализатор; 21 – интерфейс CAN; 22 – диагностическая лампочка; 23 – диагностический интерфейс; 24 – интерфейс иммобилайзера; 25 – педаль акселератора Egas; 26 – топливный бак; 27 – топливный насос с регулятором давления топлива

Контур высокого давления включает в себя насос высокого давления 7, клапан управления количеством поступающего от насоса топлива, топливную рампу, датчик давления в рампе, клапан ограничения давления в рампе. К топливной рампе 8 подключены форсунки высокого давления.

Подача топлива в системе производится согласованно с циклом работы двигателя, причем из соображений наилучшего смесеобразования топливо впрыскивается в цилиндр либо во время такта впуска, либо в конце такта сжатия. Гомогенное (по всей камере сгорания) распределение рабочей смеси достигается путем впрыска топлива форсункой во время такта впуска, а послойное распределение – в конце такта сжатия, незадолго перед моментом зажигания. Локальное ограниченное послойное распределение смеси в камере сгорания дает возможность эксплуатации двигателя на обедненных смесях, что повышает топливную экономичность.

Послойное распределение смеси устанавливается в диапазоне средних значений частоты вращения коленчатого вала и крутящего момента двигателя, когда проявляется преимущество непосредственного впрыска топлива с точки зрения снижения расхода топлива. Впрыск топлива при этом производится таким образом, что к моменту искрообразования в области свечи зажигания образуется слоистая рабочая смесь, а остальная часть камеры сгорания заполнена воздухом или обедненной рабочей смесью.

В условиях работы двигателя на гомогенной рабочей смеси управление осуществляется за счет заданных параметров наполнения цилиндров и коэффициента избытка воздуха, а масса впрыскиваемого топлива регулируется в соответствии с уже имеющимся зарядом свежего воздуха. В условиях послойного распределения заряда управление осуществляется на основе данных о массе впрыскиваемого топлива, зависящей от продолжительности открытия форсунки. При этом двигатель работает с максимально возможным количеством подаваемого воздуха и минимальным количеством топлива. В условиях послойного распределения дроссельная заслонка открыта на больший угол, чем при работе на гомогенной смеси, что снижает потери на впуске.

Очистка отработавших газов в системе «DI-Motronic» двухступенчатая. Первая ступень очистки осуществляется первым трехкомпонентным каталитическим нейтрализатором 18, вторая – вторым каталитическим нейтрализатором 20, содержащим накопитель NO_x .

Нейтрализатор 20 накапливает оксиды азота, появляющиеся в относительно большом количестве при работе двигателя на обедненных смесях (с послойным смесеобразованием). По мере накопления оксидов азота в нейтрализаторе система «DI-Motronic» переходит на режим работы на гомогенной смеси, при котором оксиды азота нейтрализуются.

ются. Для контроля работы на обедненных смесях используется специальный широкополосный λ -зонд 19.

При непосредственном впрыске обеспечивается наиболее точное распределение топлива по цилиндрам двигателя и наименьшая токсичность отработавших газов. Применение таких систем повышает приемистость двигателя вследствие снижения отставания потока топлива от потока воздуха и облегчает пуск двигателя благодаря более точному дозированию топлива на пусковых режимах. Недостатком систем непосредственного впрыска топлива является сокращение времени на смесеобразование, что влечет за собой повышение жесткости и шумности работы двигателя.

7.4. Системы питания газовых двигателей

Газовыми называются двигатели, работающие на газообразном топливе – сжатых и сжиженных газах. Особенностью таких двигателей является их способность работать также и на жидких топливах, например, бензине.

Система питания газовых двигателей имеет специальное газовое оборудование. Предусмотрена также дополнительная резервная система, обеспечивающая при необходимости работу двигателя на бензине.

По сравнению с бензиновыми двигателями газовые модели обычно более экономичны, менее токсичны, работают без детонации в цилиндрах, имеют меньший износ деталей цилиндропоршневой группы, срок их службы больше в 1,5...2 раза. Однако полная мощность при заданной степени сжатия и прочих одинаковых условиях снижается на 10...20 % из-за более низкой теплотворности горючей смеси. Система питания газовым топливом более пожароопасна, для ее технического обслуживания требуется специальное оборудование.

Газообразное топливо менее токсично, имеет более высокое октановое число (100 и более единиц), дает меньшее нагарообразование в цилиндрах и не разжижает масло в картере двигателя.

Применяются две разновидности газового топлива. Сжатые газы – газы, которые при обычной температуре окружающего воздуха и высоком давлении (до 20 МПа) сохраняют газообразное состояние. В качестве топлива для газовых двигателей обычно используется природный газ на основе метана. Сжиженные газы – газы, которые переходят из газообразного состояния в жидкое при нормальной температуре воздуха и относительно небольшом давлении (до 1,6 МПа). Это

преимущественно нефтяные газы. Для газобаллонных автомобилей использование сжиженных газов предпочтительнее, чем сжатых.

Газобаллонные автомобили, работающие на сжиженных газах, по сравнению с автомобилями, работающими на сжатых газах, имеют следующие преимущества:

- больше грузоподъемность автомобиля, так как баллоны легче и их число меньше;
- меньше рабочее давление в газобаллонной установке, а следовательно, надежнее и безопаснее работа на таком автомобиле;
- выше теплотворная способность газозвоздушной смеси, что способствует увеличению мощности двигателя;
- больше концентрация тепловой энергии в единице объема, что позволяет увеличить пробег автомобиля без заправки;
- проще заправочные станции;
- проще перевозка сжиженных газов на большие расстояния.

Для газовых двигателей используются сжиженные газы следующих марок: СПБТЗ – смесь пропана и бутана техническая зимняя; СПБТЛ – смесь пропана и бутана техническая летняя; БТ – бутан технический. Сжатый природный газ производится двух марок: А и Б, которые отличаются содержанием метана и азота.

Система питания на сжиженном газе, работающая по принципу впрыска, используется на двигателях, оборудованных системой впрыска бензина (рис. 7.18).

Сжиженный нефтяной газ под давлением 1,6 МПа из баллона по газопроводу высокого давления поступает в электромагнитный запорный газовый клапан 8, установленный на двухступенчатом редукторе-испарителе 7. Затем газ поступает в первую ступень редуктора, где происходит снижение давления газа до 0,2 МПа с одновременным переходом его из жидкого состояния в парообразное. В полости второй ступени завершается переход газа в парообразное состояние, и на выходе из нее создается рабочее давление. Для обеспечения испарения газа и компенсации при этом тепловых потерь в редуктор подается жидкость из системы охлаждения двигателя, которая циркулирует в специальной полости, выполненной в виде теплообменника.

Блок-распределитель газа 9, оснащенный дозатором 5 с шаговым электродвигателем, управляется ЭБУ 1 и обеспечивает подачу газа во впускной коллектор 11 двигателя через форсунки 15, установленные непосредственно у впускных клапанов. Для поддержания стехиометрического состава газозвоздушной смеси (16:1) по сигналам ЭБУ шаго-

вый электродвигатель дозатора 5 соответствующим образом изменяет проходное сечение его клапана.

В электронный блок управления от датчика абсолютного давления 6 поступает информация о разрежении во впускном трубопроводе, зависящем от степени открытия дроссельной заслонки 16, информация о частоте вращения коленчатого вала от прерывателя-распределителя 12, информация о составе топливоздушнной смеси от λ -зонда 13.

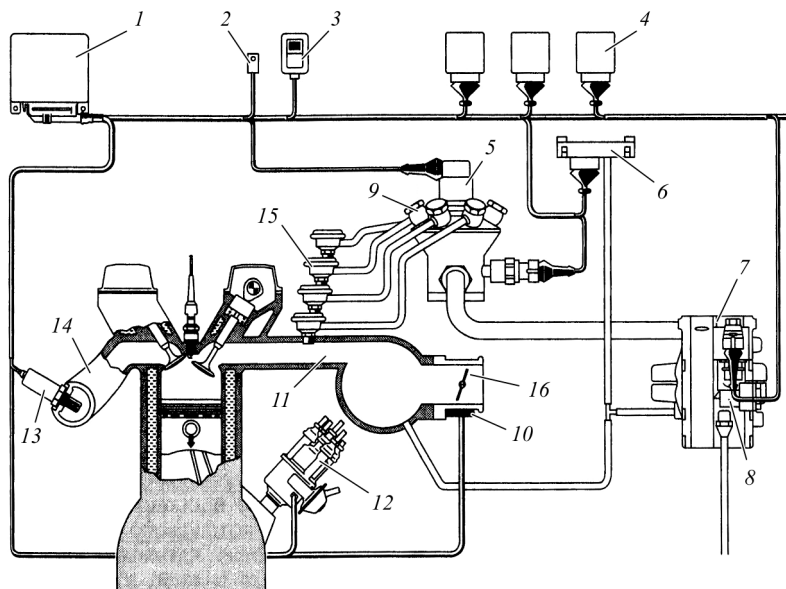


Рис. 7.18. Система питания на сжиженном газе: 1 – электронный блок управления; 2 – диагностический разъем; 3 – переключатель вида топлива; 4 – блок реле; 5 – электрический дозатор с шаговым электродвигателем; 6 – датчик давления во впускном коллекторе; 7 – редуктор-испаритель; 8 – электромагнитный газовый клапан; 9 – блок-распределитель газа; 10 – датчик положения дроссельной заслонки; 11 – впускной коллектор; 12 – прерыватель-распределитель; 13 – λ -зонд, 14 – выпускной коллектор; 15 – инжектор; 16 – дроссельная заслонка

На основании полученной информации электронный блок управления определяет угол поворота шагового распределителя, регулирующего расход газа, поступающего через форсунки 15 во впускной трубопровод 11.

ЭБУ может работать в двух основных режимах – без обратной связи и с обратной связью. В первом режиме ЭБУ рассчитывает величину проходного отверстия дозатора на основе главных параметров – частоты вращения коленчатого вала двигателя и давления во впускном трубопроводе. Диапазон составляет 256 шагов, что соответствует 100 % открытия проходного сечения отверстия дозатора. За нулевое положение принято полностью закрытое отверстие для прохода газа из редуктора через дозатор.

Давлением газа, подаваемого из редуктора в блок-распределитель в зависимости от нагрузки, управляют вакуумным способом – прямым соединением редуктора с впускным коллектором. При увеличении нагрузки давление газа также увеличивается и в двигатель поступает большее количество газа даже при неполном открытии дозатора.

Во втором режиме двигатель начинает работать с обратной связью после прогрева λ -зонда 13 до температуры 300...350 °С. При этом газ дозируется с учетом состава отработавших газов.

В ЭБУ встроена диагностическая система. При возникновении неисправности в газовой системе или при выходе из строя какого-либо датчика загорается контрольная лампа на блоке и код ошибки заносится в его память. Информацию о неисправности можно получить при помощи специального тестера через диагностический разъем 2 или определить ее вид по миганию индикатора в переключателе вида топлива 3. Для каждой неисправности существует свой код, который выдается в виде различных комбинаций состояний индикатора.

Датчик абсолютного давления 6 установлен в моторном отсеке и соединен с впускным коллектором резиновой трубкой. Он представляет собой вакуумную камеру, одна из стенок которой выполнена в виде упругой мембраны. Мембрана кинематически связана с пьезоэлементом, вырабатывающим электрический потенциал при механическом воздействии. Выходное напряжение датчика изменяется в зависимости от давления во впускном коллекторе от 4,9 В (при полностью открытой дроссельной заслонке) до 0,3 В (при закрытой заслонке). При неработающем двигателе ЭБУ по напряжению датчика определяет атмосферное давление и адаптирует параметры регулирования впрыска к конкретной высоте над уровнем моря. Значения атмосферного давления, хранящиеся в памяти, периодически обновляются при равномерном движении автомобиля и во время полного открытия дроссельной заслонки.

Редуктор-испаритель 7 предназначен для снижения давления газа до необходимого значения и для преобразования его жидкой фазы в газообразную. Надежное испарение обеспечивается за счет обогрева

редуктора жидкостью из системы охлаждения двигателя (теплоносителем), независимо от положения клапана термостата.

Электромагнитный газовый клапан 8 объединен с фильтром тонкой очистки, периодичность замены которого зависит от степени его загрязнения. Как правило, фильтрующий элемент заменяют после 30 тыс. км пробега.

Механическая форсунка диафрагменного типа (инжектор) 15 подает газ во впускной коллектор двигателя в зону впускного клапана. Форсунка работает в пассивном режиме, т. е. не управляется ЭБУ, а срабатывает за счет избыточного давления в газовой магистрали от блока-распределителя к форсунке.

Пуск двигателя автоматически происходит на бензине, даже если переключатель вида топлива 3 находится в положении «Газ». Затем система плавно переводится на питание газом.

Система питания двигателя, работающего на сжатом природном газе (рис. 7.19), состоит из следующих основных составляющих:

- контур высокого давления (заправочный штуцер 5, трубопроводы 7, баллоны 1...4);

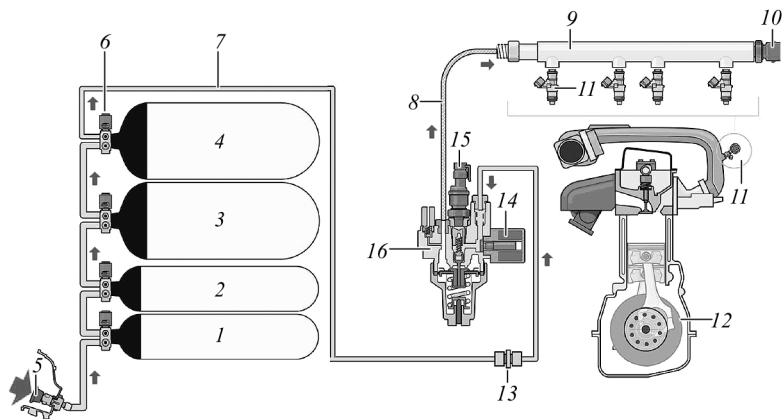


Рис. 7.19. Система впрыска сжатого газа: 1 – газовый баллон с запорным и обратным клапаном; 2, 3, 4 – газовые баллоны с запорным клапаном; 5 – заправочная горловина со встроенным фильтром и обратным клапаном; 6 – запорный клапан с клапаном отключения подачи газа, ограничителем потока газа, термическим предохранителем и запорным краном; 7 – трубопровод высокого давления; 8 – гибкий шланг; 9 – газовая распределительная магистраль; 10 – датчик газовой распределительной магистрали; 11 – форсунка; 12 – двигатель; 13 – двойное зажимное кольцо; 14 – клапан высокого давления; 15 – датчик давления газа; 16 – редуктор давления газа

- область перехода от контура высокого давления к стороне низкого давления (редуктор давления газа 16 с клапаном высокого давления 14 для работы на газе и датчиком давления газа 15);

- контур низкого давления (гибкий шланг 8, газовая распределительная магистраль 9, датчик газовой распределительной магистрали 10, форсунки 11).

Заправочная газовая горловина 5 оснащена обратным клапаном и металлическим фильтром. Газовые трубопроводы высокого давления 7 изготавливаются из нержавеющей стали и рассчитаны на давление до 100 МПа. Они соединяют приемный патрубок с первым запорным клапаном, все четыре запорных клапана между собой, а также последний запорный клапан с регулятором давления газа. Чтобы обеспечить достаточную герметичность газовых магистралей, отдельные детали на обеих сторонах соединяются при помощи двойного зажимного кольца 13. При заправке природный газ подается в заправочную горловину по газовым магистралям к запорному клапану первого газового баллона. Одновременно с этим газ идет по газовым магистралям к запорному клапану второго газового баллона, затем к запорным клапанам остальных баллонов. Из баллонов газ под высоким давлением поступает в редуктор давления газа. Если блок управления двигателя подает сигнал управления, открывается клапан высокого давления 14 редуктора высокого давления для работы на газе.

Редуктор давления газа 16 должен обеспечивать снижение давления газа с 20 до 0,6 МПа. Снижение давления в редукторе происходит в ступени понижения давления.

Клапан высокого давления для работы на газе 14 представляет собой соленоид и при подаче на него напряжения или отсутствии такового открывает (закрывает) доступ к ступени понижения давления газа редуктора 16. В обесточенном состоянии клапан высокого давления для работы на газе закрыт.

Датчик давления 15 в газовом баллоне измеряет текущее давление газа в системе на стороне высокого давления. Благодаря этим показаниям электронный блок управления двигателя распознает уровень наполненности баллона.

Газовая распределительная магистраль оснащена электромагнитными форсунками подачи газа 11, расположенными во впускном коллекторе, а также датчиком газовой распределительной магистрали 10. В режиме работы на газе они получают управление от электронного блока управления двигателя при помощи сигнала с широко-

импульсной модуляцией. Время открытия форсунок зависит от частоты вращения коленчатого вала двигателя, нагрузки на двигатель, качества природного газа, давления газа в газовой распределительной магистрали.

Смесеобразование в режимах работы на газе и на бензине регулируется электронным блоком управления двигателя по сигналам λ -зонда. В зависимости от качества газа электронный блок управления проводит адаптацию смесеобразования. Результаты определения состава отработавших газов λ -зонд посылает в ЭБУ, который рассчитывает требуемые пропорции газозоудной смеси. Для управления процессом смесеобразования блок управления двигателя изменяет время открытия клапанов подачи газа.

Клапаны отключения подачи газа представляют собой электромагнитные клапаны, которые получают сигнал от электронного блока управления двигателя. Они являются составной частью запорных клапанов 6 и перекрывают доступ к газовым баллонам. При эксплуатации автомобиля на газе они открываются блоком управления двигателя, а в процессе заправки – от заправочного давления природного газа.

Запуск двигателя при температуре охлаждающей жидкости ниже 15 °C осуществляется в режиме работы на бензине, а при температуре охлаждающей жидкости выше 15 °C – на газе.

7.5. Системы питания дизелей

7.5.1. Назначение и классификация систем питания

К системе питания дизельных двигателей относятся топливо- и воздухоподводящая аппаратура, выпускной трубопровод и глушитель шума отработавших газов. Топливоподача осуществляется по двум основным магистралям: низкого и высокого давления. Назначение механизмов и узлов магистрали низкого давления состоит в хранении топлива, его фильтрации и подаче под малым давлением к насосу высокого давления. Механизмы и узлы магистрали высокого давления обеспечивают подачу и впрыскивание необходимого количества топлива в цилиндры двигателя в нужный момент. Впрыск топлива в камеру сгорания в любой системе питания осуществляется форсункой. Основное различие между системами состоит в механизме создания высокого давления. Во всех системах питания может быть реализовано электронное управление впрыском топлива.

Система питания дизельного двигателя выполняет следующие функции:

- предварительная фильтрация топлива перед подачей его в насосы системы питания и форсунки;
- дозирование строго определенного количества топлива с учетом нагрузки на двигатель в том или ином режиме его работы;
- эффективный впрыск топлива в заданный промежуток времени с определенной интенсивностью;
- распыление и максимально равномерное распределение топлива по объему камеры сгорания в цилиндрах дизельного ДВС;
- очистка атмосферного воздуха, поступающего в цилиндры двигателя, от пыли и абразивных частиц;
- равномерное распределение воздуха по всем цилиндрам двигателя;
- снижение уровня шума отработавших газов на выпуске.

Систему питания дизельных ДВС принято подразделять на две группы топливной аппаратуры:

- аппаратура для подвода топлива (топливоподводящая, или система питания топливом);
- аппаратура для подвода воздуха (воздухоподводящая, или система питания воздухом).

Системы питания воздухом могут быть атмосферные и наддувные. В атмосферных системах воздух из атмосферы поступает непосредственно в цилиндры двигателя. В наддувных системах воздух предварительно сжимается компрессором (чаще всего турбокомпрессором). Для охлаждения сжатого компрессором воздуха перед подачей его в цилиндры может применяться охладитель наддувочного воздуха.

Системы питания топливом подразделяют на системы непосредственного действия и аккумуляторные системы. Системы непосредственного действия, в свою очередь, делятся на насосные (с рядным, распределительным или индивидуальным насосом высокого давления) и насос-форсунки.

В четырехтактных дизельных двигателях широкое распространение получила топливоподводящая аппаратура насосного типа, у которой топливный насос высокого давления (ТНВД) и форсунки конструктивно выполнены отдельно и соединены топливопроводами высокого давления.

Рядные ТНВД комплектуются плунжерными парами, количество которых равно числу цилиндров. Цикловая подача насоса изменяется

путем поворота плунжеров с помощью рейки. Распределительные ТНВД оснащаются одним плунжером на несколько цилиндров. В аксиальных насосах величина цикловой подачи определяется либо перемещением регулирующей втулки, либо с помощью электромагнитного клапана высокого давления. В распределительных насосах с радиальным движением плунжеров (роторных насосов) регулирование осуществляется электромагнитным клапаном.

Индивидуальный ТНВД отличается от рядного насоса тем, что плунжеры 5 (рис. 7.20, *а*) не имеют общего корпуса, а находятся каждый в отдельном насосе. Начало и продолжительность впрыска форсункой 2 регулируются с помощью электромагнитного клапана 4.

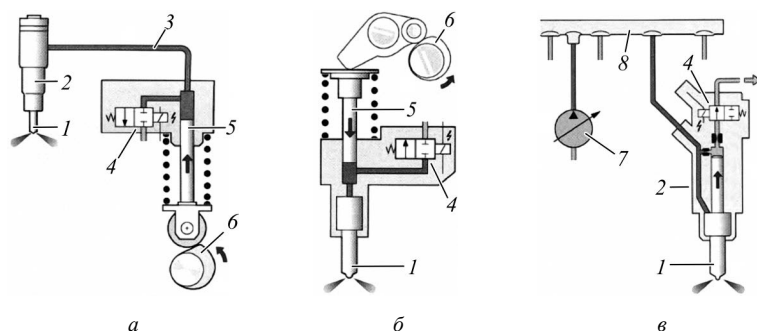


Рис. 7.20. Системы впрыска топлива дизельных двигателей: *а* – индивидуальный ТНВД; *б* – насос-форсунка; *в* – аккумуляторная система; 1 – распылитель форсунки; 2 – форсунка; 3 – топливопровод высокого давления; 4 – электромагнитный клапан высокого давления; 5 – плунжер; 6 – кулачок привода ТНВД; 7 – автономный ТНВД; 8 – аккумулятор давления

В насос-форсунке топливный насос высокого давления и форсунка объединены в единый агрегат (рис. 7.20, *б*). Насос-форсунка устанавливается на каждый цилиндр двигателя и приводится в действие от кулачка 6 распределительного вала непосредственно толкателем или через коромысло. Впрыск регулируется электромагнитным клапаном высокого давления 4.

В аккумуляторной системе (общепринятое название Common Rail) функции создания высокого давления и впрыска разделены. Давление впрыска создается и регулируется автономным ТНВД 7 независимо от частоты вращения коленчатого вала и величины цикловой подачи. Оно поддерживается в топливном аккумуляторе 8 для последующего

впрыска форсункой 2. Момент впрыска и цикловая подача регулируется электронным блоком управления (ЭБУ) и управляется электромагнитным клапаном 4.

7.5.2. Система питания дизельного двигателя с рядным насосом высокого давления

Большое распространение получили насосные системы непосредственного действия. В таких системах топливный насос высокого давления и форсунки реализованы в виде отдельных устройств. Топливо подается в дизельный двигатель по магистралям высокого и низкого давления. Дизельное топливо хранится, фильтруется и подается к ТНВД посредством магистрали низкого давления. В магистрали высокого давления ТНВД поднимает давление в системе для осуществления подачи и впрыска строго определенного количества топлива в рабочую камеру сгорания дизельного двигателя в заданный момент.

Топливо, заливаемое в бак 1 (рис. 7.21), проходит сквозь фильтр бака и засасывается топливоподкачивающим насосом 5 через топливопровод низкого давления 3 в фильтр грубой очистки 2, где происходит его очистка от воды и грубых механических примесей. Затем от топливоподкачивающего насоса топливо под небольшим давлением подается к фильтру тонкой очистки 7, где происходит очистка топлива от мелких примесей. Чистое топливо поступает в насос высокого давления 4, имеющий шесть секций (по числу цилиндров двигателя). ТНВД приводится в действие от коленчатого вала через распределительные шестерни дизельного двигателя и полумуфту привода, установленную на кулачковом валу.

Через форсунки 19, ввернутые в головку блока цилиндров 18, топливо впрыскивается в камеры сгорания в конце такта сжатия.

Топливный насос низкого давления подает топлива больше, чем необходимо для работы двигателя. Избыток топлива вместе с попавшим в систему воздухом отводится в бак 1 по топливопроводу 20. По этому топливопроводу также перепускается топливо, просочившееся в полости пружин форсунок. Как вариант, отвод излишков топлива может осуществляться к фильтру грубой очистки или к топливоподкачивающему насосу.

Воздухоподводящий тракт включает воздухоочиститель 11 с моноциклоном 10 и патрубки, соединяющие воздухоочиститель с турбокомпрессором 13, охладителем наддувочного воздуха 14 и впускным коллектором 15.

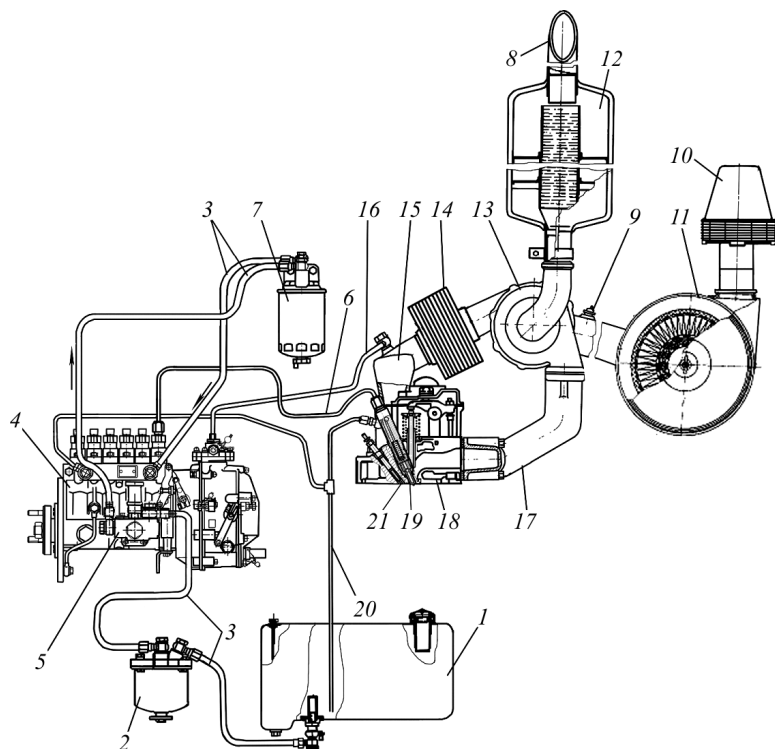


Рис. 7.21. Схема системы питания дизельного двигателя Д-260S2: 1 – топливный бак; 2 – фильтр грубой очистки топлива; 3 – трубки топливные низкого давления; 4 – топливный насос высокого давления; 5 – топливopодкачивающий насос; 6 – трубка топливная высокого давления; 7 – фильтр тонкой очистки топлива; 8 – выхлопная труба; 9 – датчик засоренности воздушного фильтра; 10 – моноциклон; 11 – воздухоочиститель; 12 – глушитель; 13 – турбокомпрессор; 14 – охладитель наддувочного воздуха; 15 – коллектор впускной; 16 – трубка пневмокорректора; 17 – коллектор выпускной; 18 – головки цилиндров; 19 – форсунка; 20 – трубка отвода топлива в бак; 21 – свеча накаливания

Для очистки всасываемого в цилиндры воздуха служит воздухоочиститель сухого типа с применением бумажных фильтрующих элементов, изготовленных из специального высокопористого картона. Воздухоочиститель имеет три ступени очистки. Первой ступенью очистки служит моноциклон 8 (рис. 7.22), второй и третьей – основной 1 и контрольный 2 бумажные фильтрующие элементы.

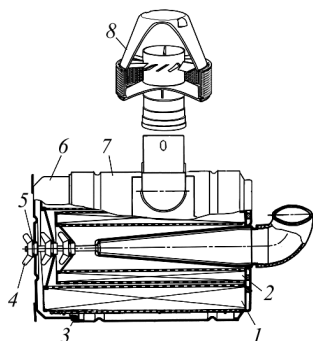


Рис. 7.22. Воздухоочиститель: 1 – элемент фильтрующий основной; 2 – элемент фильтрующий контрольный; 3 – прокладка; 4 – гайка-барашек; 5 – кольцо; 6 – поддон; 7 – корпус; 8 – моноциклон

Забор воздуха воздухоочистителем осуществляется через моноциклон, обеспечивающий предварительную инерционную очистку воздуха от крупных частиц пыли за счет тангенциального впуска и центробежных сил, возникающих при спиралевидном вращении воздуха относительно оси корпуса моноциклона.

Воздух под действием разрежения, создаваемого турбокомпрессором 13 (см. рис. 7.20), очищается воздухоочистителем от пыли и поступает в нагнетательную секцию турбокомпрессора, откуда под давлением, проходя через охладитель наддувочного воздуха 14, подается в цилиндры дизельного двигателя.

Для контроля за степенью засоренности воздухоочистителя и определения необходимости проведения технического обслуживания во впускном тракте дизельного двигателя установлен датчик сигнализатора засоренности воздушного фильтра 9. По мере засорения воздухоочистителя растет разрежение во впускном трубопроводе, и при достижении величины давления 6,5 кПа срабатывает сигнализатор. При срабатывании сигнализатора следует обслужить воздухоочиститель.

Турбокомпрессор 13 предназначен для увеличения массы подаваемого в двигатель воздуха за счет его сжатия. Пропорциональный рост количества впрыскиваемого топлива позволяет увеличить мощность двигателя на 30...50 % при том же литраже.

При сжатии компрессором воздух нагревается, что снижает его массу, подаваемую в цилиндры. Охладитель наддувочного воздуха 14 (см. рис. 7.21) предназначен для охлаждения сжатого турбокомпрессором воздуха для повышения его плотности и увеличения массы воздушного заряда, уменьшения теплонапряженности деталей двигателя, а также для улучшения экологических показателей.

Охлаждатель наддувочного воздуха располагают между компрессором и дизельным двигателем, поэтому такую систему называют промежуточным охлаждением.

Топливоподкачивающий насос 5 обеспечивает бесперебойную подачу топлива из баков к ТНВД при работающем двигателе. Существуют различные конструкции топливоподкачивающих насосов. Они могут быть шестеренными, плунжерными (поршневыми) или коловратными (пластинчатого типа). Наибольшее распространение получили плунжерные и коловратные насосы.

Очистка топлива от механических примесей и воды происходит в фильтрах грубой и тонкой очистки. Фильтр грубой очистки, устанавливаемый перед топливоподкачивающим насосом, задерживает частицы размерами 20...50 мкм, на долю которых приходится 80...90 % массы всех примесей.

Фильтр тонкой очистки, помещаемый между основным топливоподкачивающим насосом и ТНВД, задерживает примеси размерами 2...20 мкм.

В настоящее время применяют сетчатые, ленточно-щелевые и пластинчато-щелевые фильтры грубой очистки топлива.

В ленточно-щелевом фильтре фильтрующим элементом служит гофрированный стакан с намотанной на него профильной лентой.

Фильтрующий элемент пластинчато-щелевого фильтра представляет собой полый цилиндр, составленный из тонких кольцевых дисков с выступами, за счет которых между дисками образуются зазоры. Топливо, проходя через щели между дисками, очищается от примесей.

У сетчатых фильтров фильтрующим элементом является металлическая сетка 4, закрепленная на отражателе 5 (рис. 7.23).

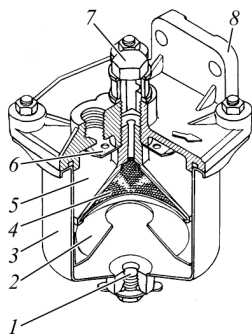


Рис. 7.23. Фильтр грубой очистки топлива:
1 – пробка; 2 – успокоитель; 3 – стакан; 4 – сетка;
5 – отражатель; 6 – рассеиватель;
7 – болт поворотного угольника;
8 – корпус фильтра

Как правило, фильтр грубой очистки совмещают с отстойником для воды, находящейся в дизельном топливе. Чтобы вода повторно не смешивалась с топливом при движении трактора, в нижней части фильтра устанавливают успокоитель 2. Для удаления из фильтра скопившейся воды необходимо периодически отворачивать пробку 1.

В фильтрах тонкой очистки в качестве фильтрующих элементов обычно используют картонные конструкции типа «многолучевая звезда» или пакеты из картонных или фетровых дисков.

Сменный фильтрующий элемент устанавливается внутри стакана и прижимается к корпусу пружиной, установленной в нижней части фильтра. Топливо, проходя через фильтрующий элемент, очищается и через центральный штуцер поступает к насосу высокого давления. Часто фильтрующий элемент выполняют в сборе со стаканом и пружиной, получая в результате неразборный фильтр (рис. 7.24).

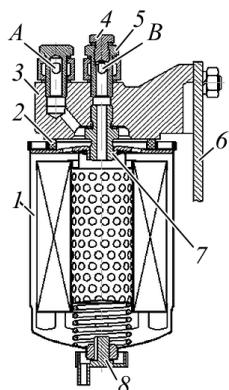


Рис. 7.24. Фильтр тонкой очистки топлива:
1 – фильтр неразборный; 2 – прокладка; 3 – корпус;
4 – пробка для выпуска воздуха; 5 – штуцер
отводящий; 6 – кронштейн; 7 – штуцер;
8 – пробка для слива отстоя; А – подвод топлива;
В – отвод топлива

Для удаления воздуха из топливной системы низкого давления служит пробка 4. С течением времени фильтр засоряется и его гидравлическое сопротивление возрастает. В связи с этим у разборных фильтров меняют фильтрующий элемент, а у неразборных – фильтр 1 целиком. Пробка 8 предназначена для слива топлива из фильтра при его замене во время планового техобслуживания. В целях предотвращения забивания кристаллами парафина при низких температурах воздуха топливные фильтры могут быть оборудованы электроподогревом.

Топливный насос высокого давления предназначен для подачи топлива через форсунки в камеры сгорания под высоким давлением в определенный момент строго дозированными порциями, соответствующими

ющими нагрузке дизеля. Топливный насос объединен в один агрегат со всережимным центробежным регулятором и подкачивающим насосом.

Рядный топливный насос высокого давления имеет кулачковый вал 27 (рис. 7.25), который приводится во вращение от коленчатого вала через специальный редуктор, понижающий частоту вращения в два раза. Кулачковый вал соединяется с редуктором через полумуфту 29 либо через муфту опережения впрыска.

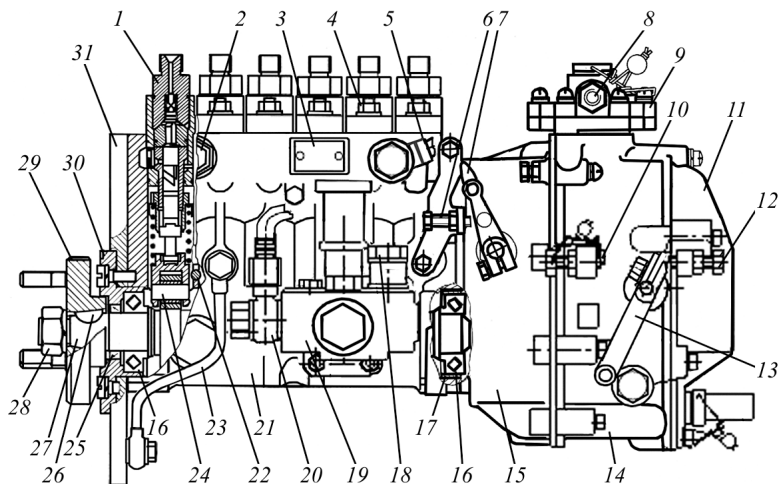


Рис. 7.25. Рядный топливный насос высокого давления: 1 – секция топливного насоса; 2 – перепускной клапан; 3 – табличка; 4 – гайка крепления секции топливного насоса; 5 – штуцер подвода топлива; 6 – болт регулировки пусковой подачи; 7 – рычаг останова; 8 – болт крепления штуцера подвода воздуха; 9 – корректор по наддуву; 10 – болт регулировки максимальной частоты вращения; 11 – крышка смотрового люка; 12 – болт регулировки минимальной частоты вращения; 13 – рычаг управления; 14 – крышка регулятора; 15 – корпус регулятора; 16 – подшипник; 17 – кольцо подшипника; 18 – болт крепления штуцера подвода топлива к подкачивающему насосу; 19 – топливоподкачивающий насос; 20 – штуцер отвода топлива от подкачивающего насоса к фильтру тонкой очистки топлива; 21 – корпус топливного насоса; 22 – направляющий штифт толкателя; 23 – маслопровод; 24 – толкатель; 25 – манжета крышки подшипника; 26 – шпонка; 27 – кулачковый вал; 28 – гайка крепления полумуфты; 29 – полумуфта привода; 30 – крышка подшипника; 31 – установочный фланец

Для изменения угла начала впрыска топлива в цилиндры в зависимости от частоты вращения коленчатого вала в передней части насоса может устанавливаться центробежная муфта опережения впрыска.

Количество кулачков на кулачковом валу ТНВД соответствует числу цилиндров двигателя. Над каждым кулачком находится секция топливного насоса 1 и роликовый толкатель 24 с пружиной. Втулка с плунжером, входящие в состав секции насоса, образуют насосный элемент, или плунжерную пару.

Втулка, в которой плунжер совершает возвратно-поступательное движение, является направляющей. Над плунжерной парой в секции устанавливается нагнетательный клапан, предназначенный для отсоединения надплунжерного пространства от топливопровода высокого давления и для резкого снижения давления в топливопроводе при прекращении подачи топлива плунжером.

При вращении кулачкового вала 27 насоса выступ кулачка набегают на роликовый толкатель 24, который через регулировочный болт воздействует на плунжер и перемещает его вверх. Когда выступ кулачка выходит из-под ролика толкателя, пружина возвращает плунжер в первоначальное положение.

Для изменения подачи топлива служит рейка, входящая в зацепление с зубчатым венцом плунжера. Рейка перемещается всережимным центробежным регулятором, расположенным в задней части ТНВД. При воздействии водителя на педаль акселератора изменяется положение рычага управления 13. В результате регулятор в зависимости от положения рычага 13, частоты вращения кулачкового вала 27 и воздействия корректора наддува 9 перемещает рейку на определенное расстояние. Перемещающаяся рейка поворачивает все плунжеры одновременно, вызывая изменение подачи топлива всеми секциями топливного насоса на заданную величину.

Схема работы плунжерной пары представлена на рис. 7.26. Когда плунжер 3 движется вниз, топливо с момента открытия впускного отверстия С начинает поступать в полость над плунжером D (рис. 7.26, а). При движении плунжера вверх топливо в начальный период вытесняется из втулки 4 через впускное отверстие С обратно в канал головки насоса (рис. 7.26, б).

Когда верхняя кромка плунжера перекроет впускное отверстие, в надплунжерной полости начнет повышаться давление топлива. Под действием этого давления нагнетательный клапан 5 открывается, и топливо по топливопроводу высокого давления поступает в форсунку (рис. 7.26, в).

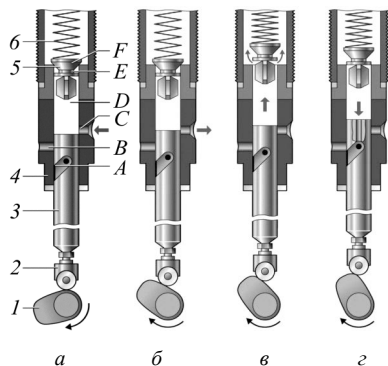


Рис. 7.26. Схема работы плунжерной пары: *а* – впуск топлива (наполнение); *б* – начало движения плунжера вверх; *в* – момент начала нагнетания; *г* – момент отсечки подачи; 1 – кулачок; 2 – толкатель; 3 – плунжер; 4 – втулка плунжера; 5 – нагнетательный клапан; 6 – пружина клапана; А – отсечная кромка; В – перепускное отверстие; С – впускное отверстие; D – надплунжерное пространство; Е – разгрузочный пояс; F – запорный конус

При дальнейшем движении плунжера отсечная кромка А откроет перепускное отверстие В, и топливо из надплунжерной полости через центральное вертикальное отверстие, радиальное отверстие, вертикальную канавку плунжера и перепускное отверстие начнет перетекать в канал головки насоса (рис. 7.26, *г*). В результате уменьшения давления над плунжером пружина 6 перемещает нагнетательный клапан 5 вниз. При этом разгрузочный поясок клапана Е сначала отсоединяет топливопровод высокого давления от надплунжерного пространства. При дальнейшем движении вниз разгрузочный поясок, действуя как поршень, отсасывает из топливопровода высокого давления часть топлива, что приводит к резкому снижению давления и прижатию запорного конуса F нагнетательного клапана к седлу. Это способствует быстрому прекращению впрыска топлива форсункой и устранению подтекания топлива из отверстий распылителя форсунки.

Форсунки дизельных двигателей предназначены для впрыскивания топлива в камеру сгорания и распыливания его в воздушном заряде для лучшего образования топливовоздушной смеси. По типу распылителя форсунки подразделяются на штифтовые и многоструйные. Штифтовые форсунки применяются на дизельных двигателях с разделенными камерами сгорания, многоструйные – на дизельных двигателях с неразделенными камерами сгорания.

Большое распространение получили многоструйные форсунки закрытого типа с пружинным запирающим и гидравлическим подъемом иглы распылителя (рис. 7.27).

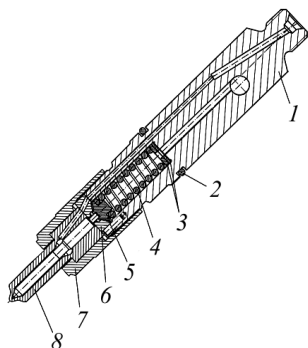


Рис. 7.27. Форсунка: 1 – корпус форсунки; 2 – кольцо уплотнительное; 3 – шайба регулировочная; 4 – пружина; 5 – штанга форсунки; 6 – проставка; 7 – гайка распылителя; 8 – распылитель

Топливо из насоса высокого давления поступает по топливопроводу через штуцер и каналы в корпусе форсунки 1 в кольцевую полость распылителя 8.

Как только давление топлива на коническую поверхность иглы распылителя становится больше усилия пружины 4, игла поднимается и открывает доступ топливу в камеру сгорания через отверстия распылителя. Проходя под большим давлением через отверстия, топливо образует облако, состоящее из мелких частиц, которые хорошо смешиваются с воздухом, образуя топливовоздушную смесь.

Как только ТНВД прекращает подачу топлива, давление в кольцевой полости распылителя уменьшается, и игла распылителя под действием пружины 4 занимает свое первоначальное положение.

Давление впрыска топлива регулируется подбором общей толщины регулировочных шайб 3.

7.5.3. Топливные насосы высокого давления с электронным управлением

Электронное управление ТНВД позволяет на всех режимах работы дизельного двигателя гибко изменять скоростную характеристику регулятора топливного насоса, величину подачи и угла опережения впрыска топлива. В итоге снижаются вредные выбросы, шумность, расход топлива, улучшается пуск дизельного двигателя.

Схема роторного ТНВД представлена на рис. 7.28. Насосная секция ТНВД 14 с радиальным движением плунжеров создает требуемое для впрыскивания топлива давление.

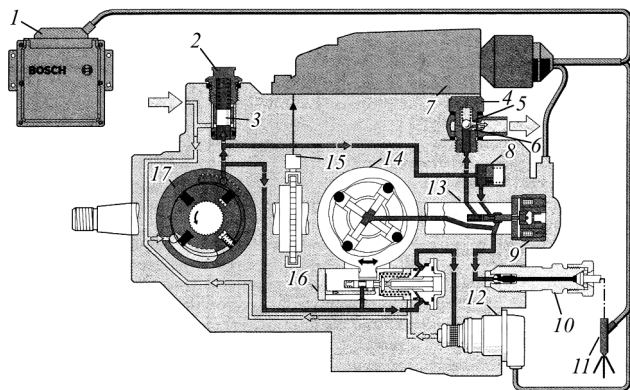


Рис. 7.28. Схема роторного ТНВД с электронным управлением: 1 – ЭБУ; 2 – клапан регулирования давления; 3 – поршень клапана регулирования давления; 4 – клапан дросселирования перепуска; 5 – отводной канал; 6 – дроссель; 7 – блок управления ТНВД; 8 – поршневой демпфер; 9 – электромагнитный клапан управления подачей; 10 – нагнетательный клапан; 11 – форсунка; 12 – электромагнитный клапан установки момента начала впрыска; 13 – ротор-распределитель; 14 – насосная секция; 15 – датчик угла поворота приводного вала ТНВД; 16 – устройство опережения впрыска; 17 – топливоподкачивающий насос

Для дозирования цикловой подачи в контур высокого давления ТНВД встроен электромагнитный клапан высокого давления 9. К электромагнитному клапану по сигналу блока управления ТНВД 7 подается напряжение, и топливо поступает только в выпускной канал высокого давления, соединенный с нагнетательным клапаном 10, где давление резко повышается, а от него к форсунке. Дозирование подачи топлива определяется интервалом между моментом начала подачи и моментом открытия электромагнитного клапана и называется продолжительностью подачи. Продолжительность закрытия электромагнитного клапана, определяемая блоком управления, регулирует таким образом величину цикловой подачи топлива. После окончания впрыска электромагнитный клапан обесточивается, при этом электромагнитный клапан высокого давления открывается и давление в контуре снижается. Подача топлива к форсунке прекращается.

Устройство опережения впрыска 16 увеличивает угол начала подачи топлива при повышении частоты вращения коленчатого вала. Это устройство, состоящее из датчика угла поворота приводного вала ТНВД 15, блока управления 7 и электромагнитного клапана установки момента начала впрыска 12, обеспечивает оптимальный момент начала

впрыскивания соответственно условиям эксплуатации двигателя, чем компенсирует временной сдвиг, определяемый сокращением периода впрыскивания и воспламенения при увеличении частоты вращения.

Особенностью системы управления дизельным двигателем, в котором система питания содержит роторный ТНВД 3 с электронным управлением, является объединение блока управления ТНВД 4 в единую структуру с ЭБУ 8 и другими системами двигателя (рис. 7.29).

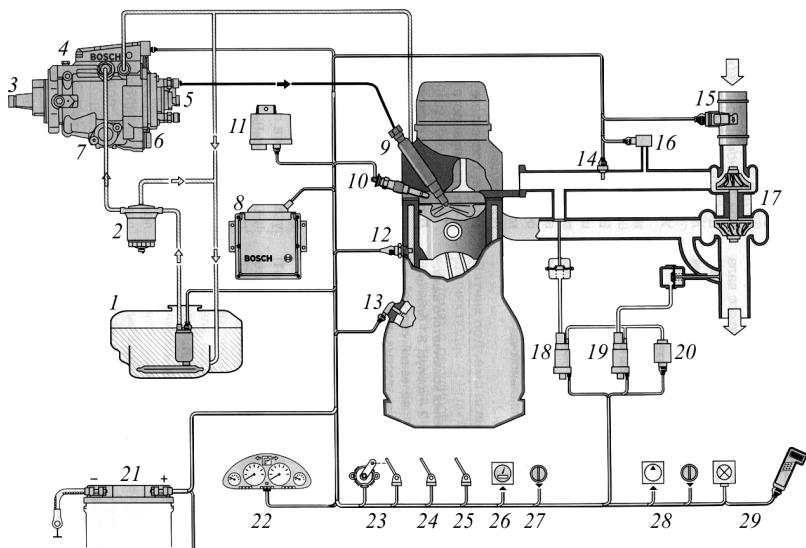


Рис. 7.29. Система управления дизельным двигателем с роторным ТНВД: 1 – топливный бак; 2 – фильтр тонкой очистки топлива; 3 – ТНВД; 4 – блок управления ТНВД; 5 – электромагнитный клапан управления подачей топлива; 6 – электромагнитный клапан угла опережения впрыска; 7 – автомат опережения впрыска; 8 – ЭБУ; 9 – форсунка с датчиком подъема иглы; 10 – свеча предпускового подогрева с закрытым нагревательным элементом; 11 – блок управления свечей накаливания; 12 – датчик температуры охлаждающей жидкости; 13 – датчик частоты вращения коленчатого вала; 14 – датчик температуры воздуха на впуске; 15 – массовый расходомер воздуха; 16 – датчик давления наддува; 17 – турбокомпрессор; 18 – привод клапана системы рециркуляции отработавших газов; 19 – привод клапана регулирования давления наддува; 20 – вакуумный насос; 21 – аккумуляторная батарея; 22 – приборная панель; 23 – датчик положения педали акселератора; 24 – концевой выключатель на педали сцепления; 25 – контакты стоп-сигнала; 26 – датчик скорости автомобиля; 27 – блок управления круиз-контролем; 28 – компрессор кондиционера; 29 – диагностический дисплей с выводами для диагностического тестера

7.5.4. Электронная система управления насос-форсунками

В системах управления двигателями с насос-форсунками используется принцип дозирования топлива с помощью встроенных в насос-форсунки электромагнитных клапанов управления подачей. Момент подачи пускового сигнала на клапан означает начало подачи топлива. Продолжительность периода подачи пускового сигнала определяет величину цикловой подачи. Момент и продолжительность пускового сигнала определяются ЭБУ в соответствии с программируемыми матрицами характеристик, учитывающими режим работы двигателя и условия окружающей среды.

Среди прочих данных, поступающих в ЭБУ, регистрируются частота вращения коленчатого вала, частота вращения распределительного вала, положение педали акселератора, давление и температура воздуха на впуске, температура охлаждающей жидкости и топлива, скорость движения и др. Используя полученную информацию, ЭБУ управляет двигателем так, как это необходимо для достижения оптимальных характеристик работы транспортного средства.

Системы питания дизельных двигателей с насос-форсунками состоят из трех подсистем:

- подсистемы подачи топлива низкого давления, необходимой для подачи топлива к насосу высокого давления и очистки топлива;
- подсистемы подачи топлива высокого давления, которая служит для создания высокого давления впрыска топлива в камеру сгорания;
- подсистемы подачи воздуха и выпуска отработавших газов, включающей в себя приборы для очистки воздуха, поступающего в цилиндры двигателя, и очистки отработавших газов после выпуска их из цилиндров.

Основные компоненты системы управления дизельным двигателем с насос-форсунками показаны на рис. 7.30.

Топливо из бака 1 через фильтр тонкой очистки топлива подается топливоподкачивающим насосом 3 к насос-форсункам 6, которые впрыскивают топливо в камеру сгорания. Обратный клапан в насосе предотвращает слив топлива из трубопровода низкого давления в бак после остановки двигателя. Из-за высокого давления впрыска топливо нагревается, поэтому излишки его, возвращающиеся от насос-форсунок в бак через ограничитель давления 4, проходят через охладитель 5, отдавая тепло в контуре охлаждения. Ограничитель давления 4 удерживает давление топлива в сливном трубопроводе на заданном уровне, что снижает пульсации давления в топливной системе.

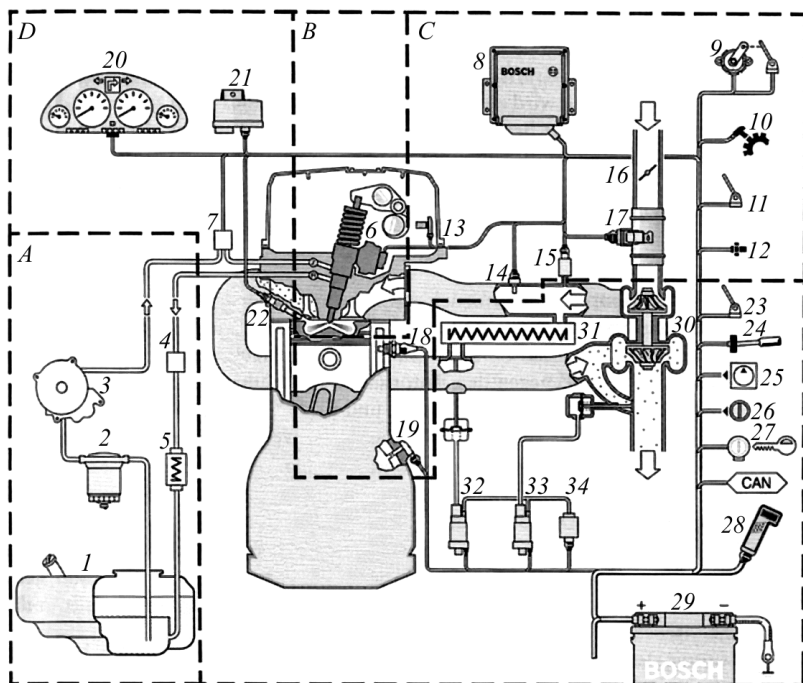


Рис. 7.30. Система управления дизельным двигателем с насос-форсунками:

A – подсистема подачи топлива низкого давления; *B* – подсистема подачи топлива высокого давления; *C* – система электронного управления дизельным двигателем;

D – периферийное оборудование; 1 – топливный бак; 2 – фильтр тонкой очистки топлива; 3 – топливоподкачивающий насос с обратным клапаном; 4 – ограничитель давления; 5 – охладитель топлива; 6 – насос-форсунка; 7 – датчик температуры топлива; 8 – ЭБУ; 9 – датчик положения педали акселератора; 10 – датчик скорости движения автомобиля; 11 – контакты стоп-сигнала; 12 – датчик температуры воздуха; 13 – датчик частоты вращения распределительного вала; 14 – датчик температуры воздуха на впуске; 15 – датчик давления наддува; 16 – дроссельная заслонка; 17 – датчик расхода воздуха; 18 – датчик температуры охлаждающей жидкости; 19 – датчик частоты вращения коленчатого вала; 20 – приборная панель; 21 – блок управления свечами накаливания; 22 – свеча накаливания; 23 – концевой выключатель на педали сцепления; 24 – переключатель системы круиз-контроля; 25 – компрессор кондиционера; 26 – блок управления компрессором кондиционера; 27 – выключатель стартера и свечей накаливания (замок зажигания); 28 – диагностический тестер; 29 – аккумуляторная батарея; 30 – турбокомпрессор; 31 – охладитель в системе рециркуляции отработавших газов; 32 – исполнительное устройство клапана рециркуляции отработавших газов; 33 – исполнительное устройство клапана регулирования давления наддува; 34 – вакуумный насос

Датчик температуры топлива 7 вырабатывает сигнал, поступающий в блок управления двигателем.

Насос-форсунка с электрическим клапаном управления представляет собой одноцилиндровый насос высокого давления, индивидуальный для каждого цилиндра двигателя (рис. 7.31).

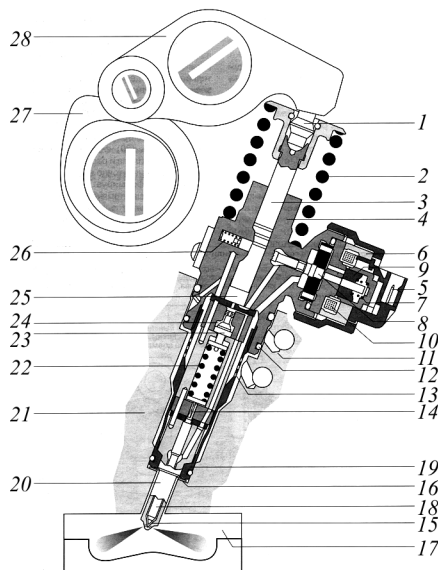


Рис. 7.31. Насос-форсунка: 1 – упор сферический; 2 – пружина возвратная; 3 – плунжер насоса; 4 – корпус; 5 – штекер для подачи управляющего сигнала; 6 – сердечник электромагнита; 7 – пружина выравнивающая; 8 – игла соленоидного клапана; 9 – якорь электромагнита; 10 – катушка электромагнита; 11 – канал обратного слива топлива; 12 – уплотнение; 13 – отверстия-фильтры подвода топлива; 14 – гидроупор; 15 – седло иглы; 16 – шайба уплотнительная; 17 – камера сгорания; 18 – игла распылителя; 19 – гайка распылителя; 20 – распылитель; 21 – головка блока; 22 – пружина распылителя; 23 – уравнивающий поршень; 24 – полость аккумулярования топлива; 25 – полость высокого давления; 26 – пружина электромагнитного клапана; 27 – вал привода насос-форсунки; 28 – коромысло

Внутри корпуса 4 насос-форсунки имеется цилиндрическая полость высокого давления 25. Электромагнитный клапан монтируется как одно целое с насос-форсункой. Быстродействующий электромагнитный клапан в соответствии с параметрами, определяемыми блоком управления, обеспечивает регулировку момента начала впрыска топлива и продолжительность впрыска. В отключенном положении электромагнитный клапан открыт и обеспечивает полное прохождение топлива от топливоподкачивающего насоса к пространству под плунжером 3 насос-форсунки. Во время хода плунжера 3 электромагнитный клапан перекрывает подачу топлива, герметизируя плунжерную пару, и при ходе плунжера вниз происходит впрыск топлива через распылитель форсунки 20 в камеру сгорания 17.

Использование насос-форсунки исключает применение топливопроводов высокого давления, благодаря чему снижаются потери

давления при подаче топлива из-за периодических расширений топливопроводов в начале подачи и при разгрузке в конце подачи. Электронные трехмерные параметрические характеристики в комбинации с высоким давлением впрыска приводят к снижению потребления топлива при одновременном снижении выброса токсичных веществ.

Используя управление электромагнитным клапаном, можно реализовать двухфазный впрыск топлива с предварительным и основным впрыском. Двухфазный впрыск топлива служит для снижения шума сгорания и эмиссии вредных веществ. Цикл работы насос-форсунки при двухфазном впрыске может быть разделен на четыре рабочие стадии: исходное положение, начало предварительного впрыска, конец предварительного впрыска и начало основного впрыска топлива (рис. 7.32).

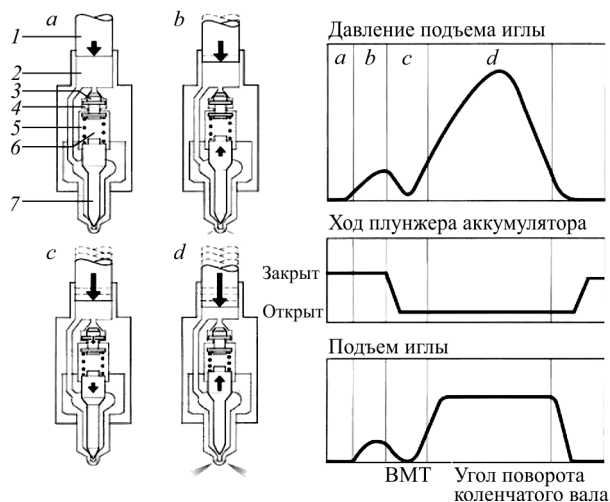


Рис. 7.32. Работа насос-форсунки при двухфазном впрыске топлива:

a – исходное положение; *b* – начало предварительного впрыска;
c – конец предварительного впрыска; *d* – начало основного впрыска;

1 – плунжер насос-форсунки; 2 – камера высокого давления;

3 – плунжер аккумулятора топлива; 4 – камера аккумулятора;

5 – возвратная пружина; 6 – полость пружины; 7 – игла распылителя форсунки

В исходном положении *a* игла распылителя форсунки 7 и плунжер аккумулятора 3 находятся в своих седлах. В начале движения плунже-

ра 1 электромагнитный клапан открыт и давление топлива повышаться не может. Как только электромагнитный клапан закрывается, начинается повышение давления. Игла распылителя поднимается с седла, после чего начинается предварительный впрыск топлива *b*. Дальнейшее повышение давления приводит к подъему со своего седла плунжера аккумулятора, в результате чего осуществляется соединение между камерой высокого давления 2 и камерой аккумулятора 4. Это приводит к падению давления и опусканию иглы распылителя, что означает конец предварительного впрыска *c*.

Дальнейший ход плунжера приводит к продолжению повышения давления в камере высокого давления. Фаза основного впрыска *d* начинается, как только давление достигнет величины, соответствующей максимальному подъему иглы. Открытие электромагнитного клапана означает окончание фазы основного впрыска. Игла распылителя форсунки и плунжер аккумулятора возвращаются в свое исходное положение.

Насос-форсунка, в которой электромагнитный клапан заменен клапаном с пьезоэлектрическим управлением (пьезофорсунка), является более совершенным устройством, обеспечивающим впрыск топлива. Основным преимуществом пьезофорсунки является быстроедействие – она срабатывает примерно в четыре раза быстрее форсунки, управляемой электромагнитным клапаном. Это позволяет подавать в цилиндр больше топлива за время впрыска, точнее дозировать порцию топлива, а также использовать преимущества многократного впрыска.

Управление пьезофорсунками осуществляется посредством пьезоэлемента (пьезокристалла), который способен деформироваться, т. е. изменять линейные размеры под воздействием электрических импульсов. При подаче блоком управления электрического сигнала на пьезоэлемент его длина изменяется и пьезокристалл воздействует на игольчатый клапан, закрывая его. Давление топлива под плунжером возрастает, в результате поднимается игла распылителя и осуществляется впрыск топлива в камеру сгорания.

У электрогидравлической насос-форсунки привод плунжера насоса осуществляется не от распределительного вала, а с помощью гидросистемы высокого давления. В данной системе масло из масляной магистрали двигателя насосом высокого давления через регулятор давления подается в масляный коллектор, откуда по каналу в головке блока цилиндров оно поступает к насос-форсунке.

Процесс впрыска топлива протекает следующим образом (рис. 7.33). При подаче напряжения на соленоид 6 подъемный клапан 8, преодолевая усилие возвратной пружины 7, поднимается в верхнее положение. Через канал 3 масло под высоким давлением (до 20 МПа) подается на поршень усилителя 9, который опускает вниз плунжер насоса 11. Топливо по каналу 1 подается плунжером к распылителю форсунки под давлением 127 МПа. Игла распылителя 13 поднимается, и происходит впрыск топлива в цилиндр.

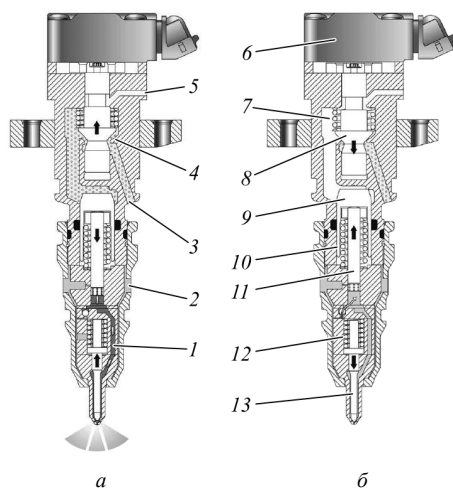


Рис. 7.33. Электрогидравлическая насос-форсунка: *а* – впрыск топлива; *б* – прекращение впрыска; 1 – канал высокого давления топлива; 2 – канал подвода топлива; 3 – канал подвода масла; 4 – седло подъемного клапана; 5 – разгрузочный масляный канал; 6 – соленоид; 7 – пружина подъемного клапана; 8 – подъемный клапан; 9 – поршень усилителя; 10 – пружина поршня усилителя; 11 – плунжер насоса; 12 – пружина иглы распылителя; 13 – игла распылителя

При снятии напряжения с соленоида 6 подъемный клапан опускается под воздействием возвратной пружины 7 и перекрывает подачу масла к поршню усилителя, одновременно соединяя полость над поршнем усилителя через разгрузочный канал 5 с низким давлением. Поршень усилителя 9 и плунжер 11 поднимаются в исходное положение за счет возвратной пружины 10, в результате давление в канале 1 падает. Игла распылителя под действием пружины 12 опускается, перекрывая канал 1, и впрыск топлива в цилиндр прекращается. При поднятии поршня усилителя происходит всасывание топлива в подплунжерное пространство из канала подвода топлива 2.

Недостатками насос-форсунок являются высокая требовательность к качеству топлива, высокая стоимость, разрушение посадочных гнезд в головке блока цилиндров двигателя.

Основная причина ухудшения мощностных показателей двигателей с насос-форсунками – износ клапанов управления подачи топлива, следствием чего является увеличение хода клапана и резкое снижение гидравлической плотности всей системы управления. К распространенным неисправностям насос-форсунок относится износ распылителей. Причина выхода из строя клапанов и распылителей связана в первую очередь с плохим качеством топлива и неправильной эксплуатацией транспортного средства.

7.5.5. Система питания дизельного двигателя с индивидуальными насосами высокого давления

Система питания дизельных двигателей с индивидуальными ТНВД (другое название системы: насос – форсунка – трубопровод) является модульной конструкцией, которая позволяет производить впрыск топлива в каждый отдельный цилиндр с помощью индивидуального насоса высокого давления.

Привод отдельных топливных насосов высокого давления осуществляется кулачками распределительного вала 13 через роликовые толкатели 26 (рис. 7.34). Начало и конец впрыска в зависимости от режима работы двигателя регулируются быстродействующим электромагнитным клапаном.

Область высокого давления герметизируется только во время такта подачи, когда электромагнитный клапан закрыт. Подача топлива к форсунке 1 начинается, как только превышает величина давления открытия иглы распылителя. Использование системы позволяет создавать давление впрыска до 200 МПа.

Впрыск производится согласно командам электронного блока управления с обратной связью, которые основываются на данных, записанных в памяти блока управления. Электронно-управляемый впрыск позволяет снизить расход топлива и токсичность отработавших газов. Система с индивидуальными ТНВД, как и системы с насос-форсунками, может управлять отключением отдельных цилиндров и осуществлять предварительный впрыск топлива. Высокое давление топлива позволяет выполнить все требования по токсическим выбросам при одновременном малом потреблении топлива.

Плунжер насоса 10 приводится в движение от кулачкового вала 13. Связь между плунжером насоса и кулачковым валом осуществляется через роликовый толкатель 26 с пружиной 23. Топливо под высоким давлением подается из полости 9 к форсунке 1 через топливопровод 3

и штуцер 2, установленный, как и форсунка, непосредственно в головке цилиндров двигателя.

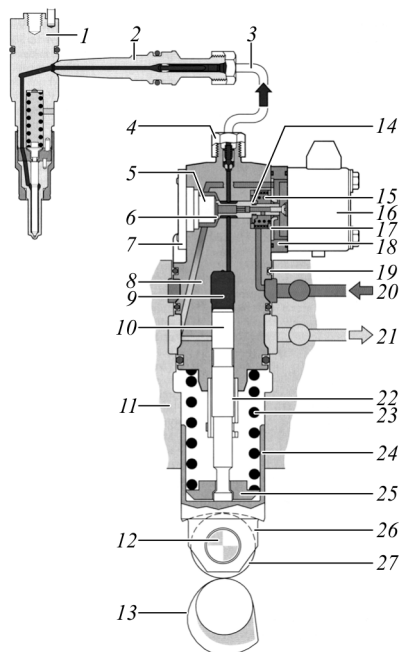


Рис. 7.34. Схема системы насос – форсунка – трубопровод: 1 – форсунка; 2 – штуцер форсунки; 3 – трубопровод высокого давления; 4 – накидная гайка; 5 – упор; 6 – игла электромагнитного клапана; 7 – пластина; 8 – корпус насоса; 9 – полость высокого давления; 10 – плунжер; 11 – блок двигателя; 12 – ось роликового толкателя; 13 – кулачок; 14 – тарелка пружины; 15 – пружина электромагнитного клапана; 16 – корпус клапана с обмоткой электромагнита; 17 – пластина якоря; 18 – промежуточная пластина; 19 – уплотнение; 20 – вход топлива низкого давления; 21 – слив топлива; 22 – плунжер; 23 – пружина толкателя; 24 – тарелка толкателя; 25 – тарелка пружины; 26 – роликовый толкатель; 27 – ролик толкателя

Количество подаваемого к форсунке топлива регулируется с помощью иглы 6 электромагнитного клапана 16, управляемого электронным блоком.

Топливопроводы высокого давления в системе очень короткие и имеют одинаковую длину для всех форсунок. Топливопроводы работают в условиях высоких давлений и высокочастотных колебаний, поэтому для обеспечения надежности работы они изготавливаются из высокопрочных бесшовных стальных труб.

Основные преимущества систем с индивидуальными ТНВД перед насос-форсунками:

- простота в обслуживании и меньшая высота двигателя благодаря раздельному расположению насоса и форсунки;
- упрощенный монтаж форсунки;
- головка блока цилиндров аналогична таковой у обычных двигателей, в связи с чем нет необходимости в изменении головки при замене

традиционной системы питания на систему насос – форсунка – трубопровод;

- отсутствие приводных рычагов насоса, так как привод осуществляется от роликового толкателя, что упрощает конструкцию.

7.5.6. Электронная система управления Common Rail

Главной особенностью аккумуляторных топливных систем (Common Rail) с электронным управлением является разделение узла, создающего давление (ТНВД), и узла впрыска (форсунки) накопительным узлом (аккумулятором). Основу системы составляет резервуар – аккумулятор высокого давления. Давление впрыска не зависит от количества впрыскиваемого топлива и частоты вращения коленчатого вала двигателя. Запас топлива под давлением находится в аккумуляторе и готов к впрыску.

Количество впрыскиваемого топлива определяется по требованию водителя (положению педали акселератора), а давление впрыска рассчитывается ЭБУ на основании информации от различных датчиков. ЭБУ в точно установленный момент передает управляющий сигнал к электромагнитному клапану форсунки, означающий начало подачи топлива. Количество впрыскиваемого топлива определяется периодом открытия распылителя и величиной давления в системе.

Измеритель расхода воздуха передает ЭБУ сигнал с данными относительно мгновенного потока воздуха, что позволяет рассчитать процесс полного сгорания топлива с минимальным содержанием вредных веществ в отработавших газах. Если двигатель оборудован турбокомпрессором и регулировкой увеличения давления наддува, дополнительный датчик также измеряет это давление. При низкой наружной температуре и холодном двигателе ЭБУ определяет момент впрыска и другие параметры, соответствующие особому эксплуатационному режиму. В зависимости от транспортного средства и повышения требований к безопасности и комфорту для передачи информации ЭБУ могут использоваться дополнительные датчики. Система CAN обеспечивает обмен данными с другими системами транспортного средства. При диагностической проверке можно извлечь данные, находящиеся в памяти данных системы.

Топливная система Common Rail (рис. 7.35) состоит из подсистемы подачи топлива под низким давлением, подсистемы подачи топлива под высоким давлением и подсистемы электронного управления.

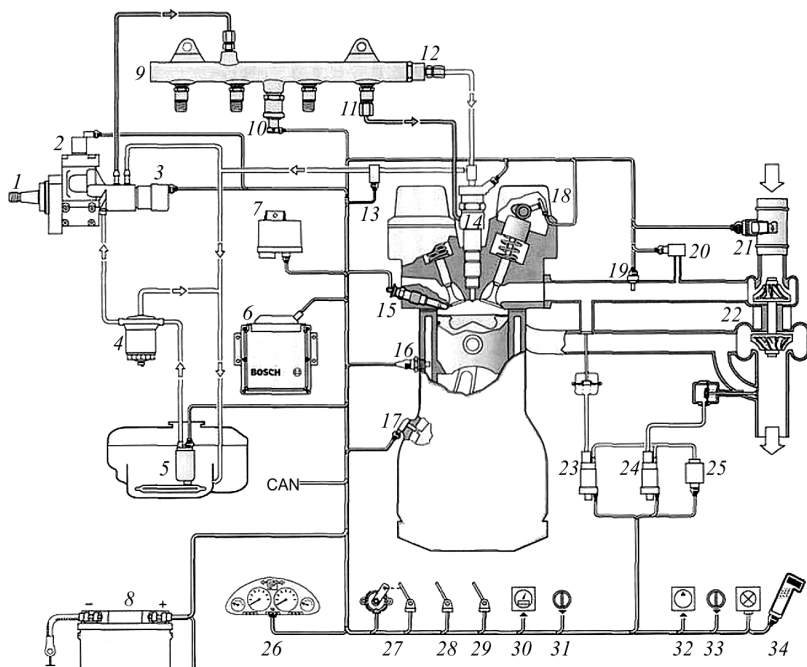


Рис. 7.35. Система управления впрыском топлива Common Rail: 1 – ТНВД; 2 – электромагнитный клапан выключения подачи; 3 – редукционный клапан ТНВД; 4 – фильтр тонкой очистки топлива; 5 – топливный бак с фильтром-топливозаборником и подкачивающим насосом; 6 – ЭБУ; 7 – блок управления свечами накалывания; 8 – аккумуляторная батарея; 9 – аккумулятор топлива высокого давления; 10 – датчик давления топлива в аккумуляторе; 11 – ограничитель подачи топлива; 12 – регулятор давления; 13 – датчик температуры топлива; 14 – форсунка; 15 – свеча накалывания с закрытым нагревательным элементом; 16 – датчик температуры охлаждающей жидкости; 17 – датчик частоты вращения коленчатого вала; 18 – датчик частоты вращения распределительного вала; 19 – датчик температуры воздуха на впуске; 20 – датчик давления наддува; 21 – массовый расходомер воздуха; 22 – турбокомпрессор; 23 – привод клапана системы рециркуляции отработавших газов; 24 – привод клапана перепуска отработавших газов; 25 – вакуумный насос; 26 – панель приборов; 27 – датчик положения педали акселератора; 28 – датчик положения педали тормоза; 29 – концевой выключатель на педали сцепления; 30 – датчик скорости автомобиля; 31 – электронный блок управления системы круиз-контроля; 32 – компрессор кондиционера; 33 – блок управления компрессором кондиционера; 34 – дисплей системы диагностики с диагностическим разъемом

Подсистема подачи топлива под низким давлением включает топливный бак 5 с фильтром-топливозаборником и электрическим подка-

чивающим насосом, фильтр тонкой очистки топлива 4 и топливопроводы низкого давления.

Топливоподкачивающий насос с фильтром-топливозаборником непрерывно подает определенное количество топлива из топливного бака 5 к топливному насосу высокого давления 1. Насос не только подает топливо, но и в пределах работы системы безопасности прекращает подачу топлива в случае аварии, т. е. при включенном зажигании и остановленном двигателе.

В подсистему подачи топлива под высоким давлением входит топливный насос высокого давления 1, топливопроводы высокого давления, аккумулятор высокого давления 9 с датчиком давления 10, регулятор давления 12, ограничитель потока 11, форсунки 14 и возвратный топливопровод. Топливный насос высокого давления 1 через топливопроводы высокого давления подает топливо в аккумулятор высокого давления 9.

Топливный насос высокого давления расположен на границе ступеней низкого и высокого давления топлива. Топливный насос смазывается дизельным топливом. Топливо сжимается тремя поршнями, установленными радиально под углом 120° друг к другу (рис. 7.36). Насос подает три порции топлива за один оборот коленчатого вала.

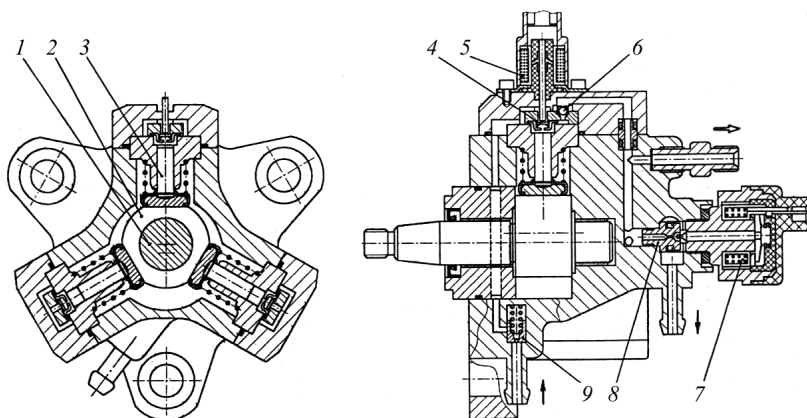


Рис. 7.36. Радиально-плунжерный ТНВД: 1 – эксцентриковый вал; 2 – эксцентрик; 3 – плунжер; 4 – впускной клапан; 5 – электромагнит впускного клапана; 6 – выпускной клапан; 7 – электромагнит регулятора давления; 8 – седло клапана регулятора; 9 – противодренажный клапан

Приводной вал 1 с эксцентриковыми кулачками 2 перемещает три плунжера 3 вверх и вниз в соответствии с формой кулачка. Подкачивающий насос подает топливо через впускной клапан 4 в отсек насосного элемента при движении поршня вниз (такт впуска).

Впускной клапан закрывается, когда поршень насоса проходит через нижнюю мертвую точку. Увеличивающееся давление топлива открывает выпускной клапан 6, и, как только достигается давление, равное давлению в аккумуляторе, топливо входит в контур высокого давления. Поршень насоса продолжает поставлять топливо, пока не достигает верхней мертвой точки (такт нагнетания), после чего давление уменьшается и выпускной клапан закрывается. Поршень насоса под действием пружины перемещается вниз. Как только давление в отсеке насосного элемента становится ниже давления, создаваемого топливоподкачивающим насосом, впускной клапан открывается и процесс повторяется.

Давление, создаваемое ТНВД, распространяется через аккумулятор 9 (см. рис. 7.35) и топливопроводы к форсунке 14. Одновременно, за счет объема топлива в аккумуляторе, уменьшаются колебания давления топлива, создаваемые топливным насосом высокого давления и открывающимися форсунками. Сжимаемость топлива как следствие высокого давления используется для достижения эффекта аккумулятора. Давление топлива измеряется датчиком 10 и поддерживается на требуемом уровне клапаном регулирования давления 12. Так как производительность насоса превышает потребление топлива двигателем, избыточное топливо под высоким давлением через клапан регулятора давления возвращается в топливный бак.

Топливо в форсунку подается через входной штуцер высокого давления 4 и далее в канал и камеру гидроуправления через «питающий» жиклер 7 (рис. 7.37, а). Камера гидроуправления соединяется с линией возврата топлива через жиклер камеры гидроуправления 6, который открывается электромагнитным клапаном 3. При закрытом жиклере силы гидравлического давления, приложенные к управляющему плунжеру 9, превосходят силы давления, приложенные к заплечику иглы форсунки 11. В результате игла садится на седло и закрывает проход топлива под высоким давлением в камеру сгорания.

При подаче пускового сигнала на электромагнитный клапан жиклер открывается, давление в камере гидроуправления падает, и в результате сила гидравлического давления на управляющий плунжер также уменьшается. Поскольку сила гидравлического давления на

управляющий плунжер оказывается меньше силы, действующей на заплечик иглы форсунки, последняя открывается и топливо через сопловые отверстия впрыскивается в камеру сгорания.

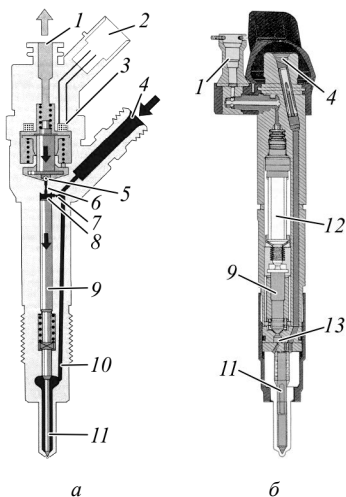


Рис. 7.37. Форсунка: *а* – с электромагнитным клапаном; *б* – с пьезоэлементом; 1 – возврат топлива; 2 – электрические выводы; 3 – электромагнитный клапан; 4 – вход топлива из аккумулятора; 5 – шариковый клапан; 6 – жиклер камеры гидроуправления; 7 – «питающий» жиклер; 8 – камера гидроуправления; 9 – управляющий плунжер; 10 – канал к распылителю; 11 – игла форсунки; 12 – пьезоэлектрический элемент; 13 – управляющий клапан

Такое косвенное управление иглой форсунки, использующее систему мультипликатора, позволяет обеспечить более быстрый подъем иглы, чем при прямом воздействии электромагнитного клапана.

Одним из путей совершенствования системы Common Rail является повышение быстродействия открытия форсунки. Минимальное время открытия форсунки для электромагнита с подвижным сердечником составляет 0,5 мс, что не позволяет оперативно изменять подачу топлива. Для ускорения срабатывания форсунки в настоящее время применяется пьезокерамическая форсунка, которая работает вчетверо быстрее. Основными составляющими форсунки являются модуль исполнительного элемента, включающий в себя пьезоэлектрический элемент 12 и его составляющие, управляющий плунжер 9, управляющий клапан 13 и иглу распылителя 11 (рис. 7.37, *б*). Для окончательной очистки топлива применяется специальный стержневой фильтр.

Поскольку для срабатывания пьезоэлемента форсунки требуется управляющее напряжение величиной 110...150 В, в состав электронного блока управления двигателем входит высоковольтный блок питания с преобразователем напряжения, создающий напряжение величиной до 200 В.

Топливо под давлением протекает через впускной дроссель к игле форсунки и в камеру над иглой форсунки, благодаря чему происходит выравнивание давления над и под иглой форсунки. Игла форсунки удерживается в закрытом положении силой пружины форсунки. При подаче управляющего напряжения на пьезоэлемент 12 он удлиняется и нажимает на плунжер 9. Плунжер перемещается и нажимает на клапан 13, который открывает канал выпускного дросселя. Топливо под давлением вытекает через выпускной дроссель и поднимает иглу форсунки, в результате чего происходит впрыск в камеру сгорания.

Благодаря тому, что пьезофорсунки имеют намного меньшее время срабатывания, чем традиционные электромагнитные, стало возможным разделение горючей смеси на несколько отдельных микродоз (до семи за один рабочий процесс). После многократных предварительных впрысков следует основной впрыск, а при необходимости и несколько дополнительных впрысков. Несколько предварительных впрысков производится для равномерного распределения давления в камере сгорания и, соответственно, уменьшения шума, создаваемого в процессе сгорания. Дополнительные впрыски, в свою очередь, служат для снижения токсичности отработавших газов. Кроме того, в случае, когда в выпускной системе установлен фильтр для улавливания несгоревших частиц, такая технология за счет высокой температуры способствует очистке фильтра, что особенно актуально для двигателей с большим рабочим объемом.

На дизельных двигателях с каталитическими нейтрализаторами NO_x дополнительный впрыск топлива способствует догоранию NO_x . Этот впрыск топлива производится после ВМТ в течение рабочего хода и такта выпуска. Дополнительный впрыск топлива обеспечивает подачу определенного количества топлива в отработавшие газы. В отличие от предварительного и основного впрысков при дополнительном впрыске топливо не воспламеняется, а в виде пара забирает остаточное тепло из отработавших газов. В течение такта выпуска смесь отработавших газов и топлива через выпускные клапаны попадает в систему выпуска отработавших газов. Часть топлива через систему рециркуляции отработавших газов EGR возвращается в цилиндры для догорания и приводит к тому же эффекту, что и предварительный впрыск топлива. Каталитические нейтрализаторы NO_x используют топливо в отработавших газах как исполнительное устройство для уменьшения содержания NO_x в отработавших газах.

8. ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ

Электрооборудование трактора и автомобиля обеспечивает надежное функционирование двигателя, трансмиссии и ходовой части, безопасность движения, автоматизацию рабочих процессов и нормальные условия труда водителя.

Приборы, преобразующие различные виды энергии в электрическую, называют источниками электрического тока, а потребляющие ее – потребителями. Источники электрического тока преобразуют механическую и химическую энергию в электрическую, потребители превращают энергию электрического тока в другой вид энергии (механическую, световую, звуковую, тепловую).

Функции электрического и электронного оборудования на тракторах и автомобилях постоянно возрастают. Пуск двигателя, зажигание рабочей смеси в цилиндрах двигателя, освещение дороги, осуществление контроля работы отдельных агрегатов и узлов, создание комфортных условий для водителя и пассажиров – все это функции электрического и электронного оборудования.

Применение электронных элементов для регулирования работы двигателя позволяет обеспечить экономию топлива, осуществить текущее диагностирование, снизить дымность и токсичность отработавших газов, оптимизировать работу системы охлаждения, объединить системы топливоподачи и зажигания в одну.

Электрооборудование автомобилей и тракторов представляет собой определенный комплекс взаимосвязанных электрических и электронных устройств. Автотракторное электрооборудование включает следующие системы и устройства:

- электроснабжения;
- электростартерного пуска двигателя;
- зажигания;
- освещения, световой и звуковой сигнализации;
- информации и контроля технического состояния автомобиля, трактора и их агрегатов;
- электропривода;
- подавления радиопомех;
- электронного управления агрегатами автомобиля и трактора.

Все группы объединены бортовой электрической сетью, которая выполняется по однопроводной схеме соединения потребителей с источниками электрического тока. Некоторые электронные компоненты

систем питания и зажигания, а также отдельные датчики подключаются по двухпроводной схеме.

В систему электроснабжения входят генераторная установка и аккумуляторная батарея. Система электроснабжения обеспечивает производство электрической энергии и ее передачу потребителям за счет бортовой электрической сети, включающая в себя провода, защитную, распределительную и коммутационную аппаратуру. Производство электрической энергии на автомобиле или тракторе выполняют генераторная установка и аккумуляторная батарея, включенные параллельно. Они обеспечивают в бортовой сети транспортного средства постоянное напряжение 12 или 24 В. Следует отметить, что значительная часть электрической энергии тратится на преодоление сопротивления соединительных проводов. Поэтому напряжение, подводимое непосредственно к потребителям, ниже выходного напряжения источников электрического тока. Одним из способов уменьшения падения напряжения в проводах является использование 42-вольтовой бортовой сети. В этом случае из-за снижения силы тока потери мощности в проводах уменьшаются в 9 раз.

К системе электростартерного пуска двигателя относят аккумуляторную батарею, электрический стартер, реле управления (дополнительные реле и реле блокировки) и электротехнические устройства облегчения пуска двигателя.

Система зажигания обеспечивает принудительное воспламенение рабочей смеси в цилиндрах двигателей искрой высокого напряжения, возникающей между электродами свечи зажигания. Помимо свечей к системе зажигания относятся катушка зажигания, прерыватель-распределитель, транзисторный коммутатор, электронный блок управления (контроллер), добавочный резистор, высоковольтные провода, наконечники свечей и т. д.

Система освещения и световой сигнализации объединяет осветительные приборы (фары головного освещения, рабочего освещения), светосигнальные фонари (габаритные огни, указатели поворота, сигнал торможения, фонари заднего хода и др.) и различные реле управления ими.

Система информации и контроля технического состояния автомобиля и трактора, а также их агрегатов включает в себя датчики и указатели давления, температуры, уровня топлива в баке, спидометр, тахометр, сигнальные (контрольные) лампы и т. д. На подвижном составе может быть установлена бортовая система контроля с компьютером.

Электропривод (электродвигатели, моторедукторы, электронасосы, электромагниты) находит все большее применение в системах стеклоочистки, отопления, вентиляции, предпускового подогрева двигателя, в стеклоподъемниках, в системах подъема и опускания антенны, блокировки дверей, в исполнительных механизмах электронных систем.

Для подавления радиопомех используются разнообразная коммутационная и защитная аппаратура, выключатели, переключатели, реле различного назначения, контакторы, предохранители и блоки предохранителей, соединительные панели и разъемные соединения.

Расширяется применение электронных систем впрыскивания топлива, антиблокировочных, противобуксовочных и навигационных систем, систем предотвращения столкновений. Мощность и число потребителей электроэнергии на автомобилях и тракторах постоянно увеличиваются, соответственно возрастает мощность источников электрической энергии. На смену устаревшему электрооборудованию приходят новые, более сложные по конструкции и схемным решениям электрические и электронные изделия и системы.

От совершенства конструкции и технического состояния электрооборудования зависят эксплуатационная надежность и производительность транспортного средства.

Условия работы электрооборудования на автомобилях зависят от климатической зоны эксплуатации и места установки отдельных изделий на автомобиле. Изделия электрооборудования выпускаются в климатических исполнениях: У (для умеренного климата), ХЛ (для холодного климата), Т (для тропического климата), О (общеклиматическое исполнение). Исполнения типа У-ХЛ, У-Т и т. д. предусматривают возможность эксплуатации электрооборудования в нескольких климатических районах.

8.1. Источники электрической энергии

Система электроснабжения трактора и автомобиля предназначена для питания электрической энергией всех потребителей. Источниками электрической энергии являются генератор и аккумуляторная батарея, включенные параллельно.

При работающем двигателе генератор является основным источником электроэнергии и обеспечивает электроснабжение потребителей и заряд аккумуляторной батареи. При неработающем двигателе функции источника электроэнергии переходят к аккумуляторной батарее, которая также должна обеспечивать надежный пуск двигателя.

Автотракторные генераторы работают в режимах переменных частот вращения и нагрузок, изменяющихся в широких пределах. Для автоматического поддержания напряжения генератора на заданном уровне при изменении частоты вращения и нагрузки предназначен регулятор напряжения.

К системе электроснабжения автомобиля и трактора предъявляются определенные требования по качеству напряжения – высокую степень стабильности напряжения при изменении нагрузки на систему, отсутствие в выходном напряжении высокочастотных гармоник и случайных всплесков и др.

8.2. Аккумуляторные батареи

Аккумуляторные батареи, применяемые в системе электрооборудования автомобиля, являются источниками электрической энергии, обеспечивающими питание потребителей при неработающем двигателе внутреннего сгорания или при недостающей мощности, развиваемой генератором. Тип и конструкция АКБ определяются условиями ее разряда в стартерном режиме при пуске двигателя (пример пускового тока для разных температур и двигателей). Поскольку этот режим работы АКБ самый тяжелый (максимальные ток и мощность), то автомобильные аккумуляторные батареи называются стартерными.

Стартерный аккумулятор представляет собой химический источник тока – устройство, в котором происходит непосредственное преобразование энергии химической реакции двух реагентов (окислителя и восстановителя) в электрическую энергию. Причем он называется вторичным источником тока, допускающим многократное использование. После разряда производится его повторный заряд путем пропускания тока от внешней зарядной станции в обратном направлении. При этом из продуктов реакции разряженного аккумулятора регенерируются исходные активные вещества. Таким образом, при заряде в аккумуляторе с некоторым КПД, зависящем от физико-химических процессов, аккумулируется энергия от внешнего источника тока. В отличие от аккумуляторов *первичные химические источники тока* (гальванические элементы) допускают лишь однократный разряд и в дальнейшем не восстанавливаются.

К стартерным АКБ предъявляются следующие требования:

- максимальное рабочее напряжение, определяемое ЭДС одного аккумулятора и их количеством в батарее;

- минимальная общая масса;
- минимальное внутреннее сопротивление (особенно при пониженных температурах);
- малое изменение напряжения в процессе разряда;
- максимальное количество энергии, отдаваемое с единицы массы;
- быстрое восстановление емкости при заряде;
- малые габариты и высокая механическая прочность;
- надежность и простота обслуживания;
- малая стоимость при массовом производстве.

Наиболее полно этим требованиям соответствуют свинцово-кислотные АКБ, получившие самое широкое распространение в качестве стартерных для автомобилей. Электролитом в них является 30%-ный раствор серной кислоты.

В различных областях техники также используются щелочные аккумуляторы: никель-кадмиевые, никель-железные, никель-цинковые, серебряно-цинковые и т. д.

Щелочные аккумуляторы имеют на 20...25 % меньшую ЭДС в сравнении со свинцово-кислотными и немного меньший КПД. В качестве электролита в них используют 35 % раствор едкого калия (КОН) в дистиллированной воде. По сравнению с электролитом свинцово-кислотных батарей при одинаковых температурах он имеет меньшую удельную проводимость, что приводит к более высокому внутреннему сопротивлению щелочного аккумулятора.

В свинцово-кислотных АКБ плотность электролита однозначно связана со степенью заряженности при заданной температуре, что используется для контроля последней (при помощи денсиметра). В щелочных аккумуляторах такой зависимости нет, поэтому определение степени его заряженности затруднено. Кроме того, они более сложны в обслуживании, так как требуют большего объема технического обслуживания и различных контрольных операций, связанных с частой заменой электролита (никель-железные батареи), периодическим уравнительными дозарядами (никель-цинковые), добавкой в электролит специальных присадок при смене времени года, а также более точным контролем процесса заряда (особенно его окончания). Кроме того, ряд щелочных аккумуляторов (серебряно-цинковые, никель-кадмиевые) имеют большую стоимость или используют дефицитные реагенты, что не позволяет организовать их массовое производство.

Свинцово-кислотные АКБ различают по степени необходимых технических воздействий в процессе эксплуатации на обслуживаемые,

малообслуживаемые и необслуживаемые. Главным критерием в этом ранжировании является интенсивность «выкипания» электролита (частота доливки дистиллированной воды).

В классических обслуживаемых батареях проверка уровня и электролита должна проводиться через каждые 50...60 часов работы, а доливка за весь срок эксплуатации производится 6...7 раз. Причиной выкипания воды из электролита (при исправном электрооборудовании) является сурьма. Сурьма улучшает литейные свойства свинцово-сурьмянистого сплава, повышает механическую прочность решетки, но оказывает каталитическое воздействие на электролиз воды, снижая напряжение начала газовыделения до рабочих напряжений генераторной установки. В результате в батареях обычной конструкции быстро снижается уровень электролита, выделяется взрывоопасная водородно-кислородная смесь, поэтому необходимо обеспечение интенсивной вентиляции, частого контроля уровня электролита и добавления в него дистиллированной воды. Кроме того, сплав свинца с сурьмой имеет крупнокристаллическую структуру и подвергается коррозионному разрушению.

Обслуживаемая АКБ (рис. 8.1) имеет корпусной моноблок из черного эбонита, разделенный на несколько отдельных аккумуляторных банок.

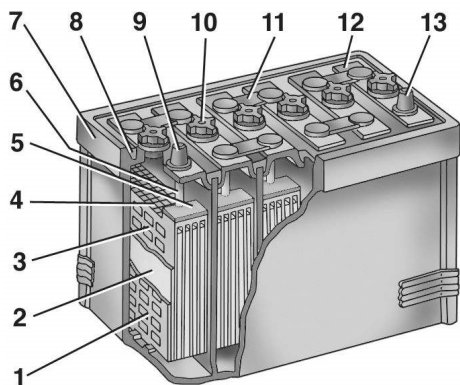


Рис. 8.1. Обслуживаемая аккумуляторная батарея:

- 1 – отрицательная пластина;
- 2 – сепаратор; 3 – положительная пластина;
- 4 – предохранительная сетка;
- 5 – банетка; 6 – штырь;
- 7 – моноблок; 8 – уплотнительная мастика; 9 – положительный вывод; 10 – пробка наливного отверстия;
- 11 – межэлементная перемычка; 12 – крышка;
- 13 – отрицательный вывод

Корпус 7 аккумуляторной батареи представляет собой моноблок с перегородками, образующими ячейки для отдельных аккумуляторов. Корпус и крышка 12 изготовлены из кислотоупорной пластмассы или эбонита. Дно бака имеет ребра, на которые опираются пластины.

Каждый аккумулятор состоит из набора положительных 3 и отрицательных 1 пластин, отлитых в виде решетки из свинца с добавлением 6...8 % сурьмы.

Спаянные между собой пластины образуют полублоки (рис. 8.2).

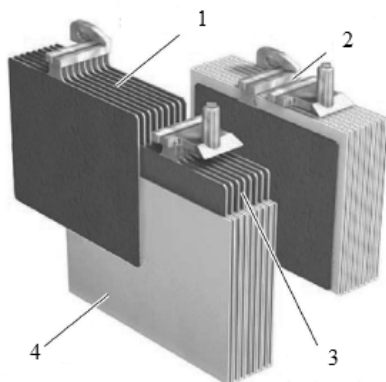


Рис. 8.2. Полублоки аккумуляторной батареи:
1 – полублок положительных электродов; 2 – блок электродов; 3 – полублок отрицательных электродов;
4 – сепаратор

Как положительные, так и отрицательные пластины аккумулятора содержат внутри жесткий каркас, выполненный в виде тонкой сетчатой решетки из легированного сурьмой, мышьяком, кадмием, оловом или кальцием свинцового сплава, что делает решетку жесткой. Свинцовые решетки выполняют также роль внутренних электрических соединителей. Оптимальная толщина свинцовых решеток в современных аккумуляторах не превышает 1,2 мм для отрицательных и 1,5 мм для положительных электродных пластин.

В ячейки решеток вмазываются пастообразные активные массы. Активная масса отрицательных пластин 3 – губчато-пористый свинец Pb с диаметром пор не более 5 мкм (серо-бурый цвет), а положительных пластин 1 – мелкопористая двуокись свинца PbO₂ с ячейками 10...15 мкм (красно-коричневый цвет).

Положительные и отрицательные пластины разделяются прокладками (сепараторами) 4 из микропористой пластмассы. Сепаратор, расположенный между электродными пластинами, – это легко проницаемая для электролита и легко им смачиваемая сетчатая или крупнопористая пластина из кислотостойкого изоляционного материала. В качестве сепараторов используются, например, полихлорвиниловые пористые пластины (мипласт), сетчатые пластины из тонкого листового

эбонита (мипор). Для монолитных аккумуляторов в качестве сепараторов применяют натуральный шелк-сырец на стекловолоконной подоснове или стекловолок. Такие сепараторы обладают высокой гигроскопичностью и легко сворачиваются в трубки.

В крышке 12 (см. рис. 8.1) аккумулятора сделаны отверстия, закрываемые пробкой 10, предназначенной для заливки электролита. Вентиляционное отверстие в крышке или пробке сообщает внутренний объем аккумулятора с атмосферой. Аккумуляторы соединяются свинцовыми межэлементными перемычками.

В каждую банку помещается один аккумуляторный элемент (аккумулятор) борнами (токовыми выводами) вверх. Каждый аккумулятор накрывается защитной пластмассовой пластиной с двумя отверстиями под борны и с одним центральным резьбовым отверстием под пробку для заливки электролита. Поверх пластины аккумулятор заливается разогретой до текучего состояния термопластичной массой, например, битумной мастикой. Выступающие вверх токовые выводы (борны) соединяются наружными свинцовыми перемычками, которые припаиваются к борнам. Соединения выполняются так, чтобы все аккумуляторы оказались соединенными последовательно. На краевые борны напаиваются полюсные выводы (свинцовые выходные клеммы) батареи, которые имеют конусную форму и разные диаметры у вершины и основания.

Геометрические размеры корпусов аккумуляторов, расположение и размеры электродов для подсоединения, основные параметры и характеристики автомобильных аккумуляторов стандартизованы.

Конструкция обслуживаемой АКБ позволяет проводить проверку технического состояния каждого аккумулятора в отдельности (по плотности электролита и разрядному току на контрольную вилку) и в случае его выхода из строя – заменять на новый аккумулятор.

К основным недостаткам обслуживаемой АКБ относятся: большие габариты и вес (в основном из-за применения тяжелого и массивного эбонитового корпуса); повышенное омическое сопротивление батареи (в том числе из-за наличия протяженных наружных соединений); вероятность саморазряда по грязевым мостикам на наружных соединениях; наличие возможности протечек и испарения электролита через пробки.

Малообслуживаемая АКБ (рис. 8.3) собирается в полупрозрачном пластмассовом корпусном моноблоке (из полипропиленовой или полиэтиленовой термопластмассы) с применением внутренних соединений между отдельными аккумуляторами под общей герметичной

крышкой. Это уменьшает габариты и вес АКБ, а также исключает случайный саморазряд по внешним грязевым мостикам.

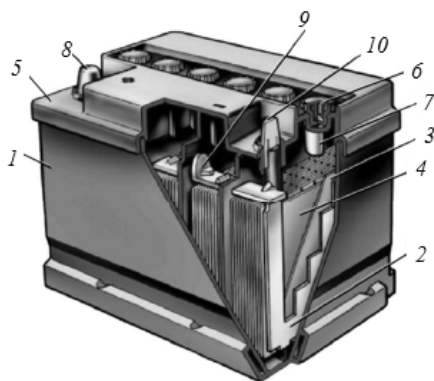


Рис. 8.3. Малообслуживаемая АКБ: 1 – корпус; 2 – отрицательная пластина; 3 – сепаратор; 4 – положительная пластина; 5 – крышка; 6 – пробка заливного отверстия; 7 – заливная горловина; 8 – положительный вывод; 9 – межэлементное соединение; 10 – отрицательный вывод

Каждый аккумулятор имеет отдельную заливную пробку, что позволяет контролировать его состояние по плотности и уровню электролита. Внутреннее сопротивление меньше, чем у обслуживаемых АКБ.

Главный недостаток малообслуживаемой АКБ – невозможность измерить напряжение на каждом аккумуляторном элементе в отдельности и исключительная трудоемкость при его замене на новый аккумулятор.

Необслуживаемая АКБ принципиально отличается от малообслуживаемой отсутствием пробок для заливки электролита и наличием на корпусе индикатора заряженности. Термин «не требующий обслуживания» означает лишь, что аккумуляторные батареи этого типа не требуют проверки электролита и периодической доливки в течение всего периода их эксплуатации, однако следует при необходимости производить их подзарядку. Общее устройство необслуживаемой аккумуляторной батареи показано на рис. 8.4.

Имеется также вентиляционный клапан. Батарея заправляется электролитом на заводе-изготовителе. Внутренние соединения выполняются через стенки аккумуляторных банок. Необслуживаемая АКБ считается неремонтопригодной.

На автомобилях с системой «старт-стоп» применяются аккумуляторные батареи с надписью EFB (Enhanced Flooded Battery – улучшенная батарея с жидким электролитом). Их особенностью является более толстая решетка отрицательных пластин, что обеспечивает более вы-

сокую стойкость к коррозии при нагрузке пусковыми токами. Для улучшения приема зарядного тока в активную массу отрицательных пластин добавляют углерод и несколько увеличивают массу свинца.

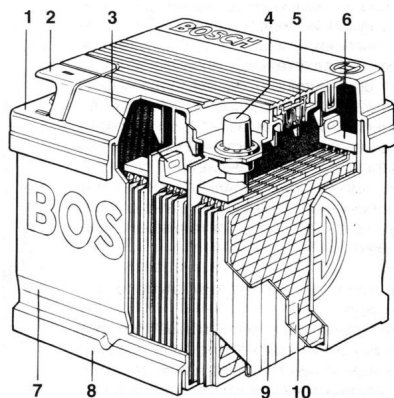


Рис. 8.4. Необслуживаемая аккумуляторная батарея: 1 – неразъемная крышка; 2 – крышка вывода; 3 – межэлементный соединитель; 4 – клемма; 5 – перегородка; 6 – перемычка пластин; 7 – корпус; 8 – нижняя установочная направляющая; 9 – положительные пластины, помещенные внутрь сепараторов; 10 – отрицательные пластины

Многие современные модели аккумуляторных батарей снабжены специальным индикатором (рис. 8.5), позволяющим быстро оценить их состояние.



Рис. 8.5. Индикатор заряженности: 1 – световод; 2 – поплавок; 3 – короб

Принцип работы индикатора достаточно прост. В электролит опущен световод 1, к которому прикреплен короб 3 с пластмассовым шариком 2 зеленого цвета внутри.

Плотность пластмассы подобрана таким образом, чтобы при повышении плотности электролита шарик всплывал вплотную к срезу световода, создавая эффект зеленого свечения. При разряде аккумулятора, когда плотность электролита снижается, он погружается, и зеленое

свечение исчезает (рис. 8.6). Таким образом, шарик играет роль ареометра – указателя плотности электролита. Кроме того, шарик уйдет вниз и при критическом понижении уровня электролита в батарее.



Рис. 8.6. Принцип работы индикатора заряженности

Если индикатор зеленый, это свидетельствует о полной степени заряженности. При потемнении индикатора и приближении его цвета ближе к черному, необходима зарядка аккумулятора. Если индикатор бесцветный или желтый это свидетельствует о полной разрядке аккумулятора и недопустимом снижении уровня электролита и такой аккумулятор выбраковывается.

Необслуживаемые АКБ характеризуются решетками с наплавленным свинцом с низким содержанием сурьмы в целях уменьшения газогенерации и сопутствующей потери воды во время зарядки. Это позволяет продлить срок работы электролита, так как его проверка производится каждые 25 месяцев, или 40 тыс. км пробега для аккумуляторных необслуживаемых батарей (согласно стандартам DIN); аккумуляторные батареи с малым объемом технического обслуживания и ремонта проверяются каждые 15 месяцев, или 25 тыс. км пробега.

У полностью необслуживаемых аккумуляторных батарей (свинцово-кальциевых) уровень электролита не контролируется. За исключением двух очень небольших вентиляционных отверстий этот тип батареи полностью герметизирован. Пока электрическая система нормально работает ($U = \text{const}$), разложение воды минимально, и электролит сохраняет свой уровень выше активных пластин. Этот тип свинцово-кальциевых аккумуляторов имеет дополнительное преимущество за счет ограниченного саморазряда, делая его наиболее приспособленным для сохранения энергии до нескольких месяцев. Обязательным

условием эксплуатации такого аккумулятора является точное регулирование напряжения на выходе генератора на уровне 14,4 В. При повышении напряжения заряда из электролита начнут выделяться газы и это приведет к потере воды. Если необслуживаемая аккумуляторная батарея повторно заряжается с помощью неавтомобильного зарядного устройства, то напряжение заряда никогда не должно превышать 2,3...2,4 В на гальванический элемент.

Одной из проблем современных аккумуляторов является испарение и утечки электролита при повреждении батареи в случае аварии. Отдельные фирмы в своих аккумуляторах устанавливают плоские прокладки, расположенные между пластинами основу которых составляет стекловолокно, впитывающие электролит, при этом все края пластин остаются сухими. Это позволяет предотвратить испарения и утечки электролита. Дополнительно во время заряда аккумулятора, когда степень заряженности аккумулятора близка к полной, на положительных пластинах начинает выделяться кислород, тогда как в обычных аккумуляторах в это же время начинает выделяться водород на отрицательных пластинах. Образующийся кислород попадает сквозь сепаратор на отрицательные пластины, заполненные серноокислым свинцом, и преобразует его в чистый свинец и кислоту. Потенциал отрицательных пластин не достигает уровня, при котором начинает выделяться водород, и поэтому потеря воды не происходит. Кроме этого, батареи такой конструкции могут выдерживать значительно большее количество циклов разряда-заряда, и их срок службы составит в зависимости от условий эксплуатации 8...12 лет. Ток холодного запуска возрастает на 70...90 А.

Монолитная АКБ (рис. 8.7) – это новый тип автомобильной аккумуляторной батареи, созданный с применением ленточных электродов, которые после сборки аккумуляторных элементов и пропитки электролитом сворачиваются в трубки. Чаще всего их называют гелевые и AGM-аккумуляторы. В силу конструктивных особенностей гелевые батареи имеют закругленную форму, так как аккумулятор состоит из банок. Внутри каждого резервуара находятся всего две пластины, свернутые в рулон, а между ними стеклотканевая прокладка-изолятор, пропитанная кислотным гелем.

Внутри AGM-аккумулятора находится пористая стекловолоконная структура, пропитанная жидким кислотным раствором. Перемежающаяся с плоскими (иногда спиральными) электродами губка-сепаратор плотно удерживает раствор внутри, не давая ему растекаться.

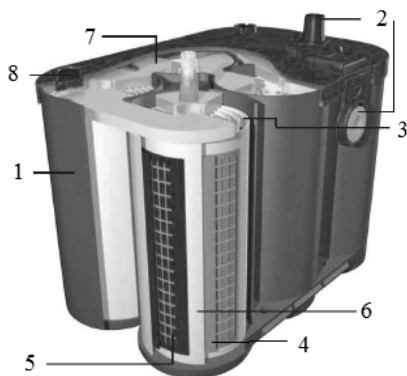


Рис. 8.7. Монолитная АКБ:
 1 – корпус; 2 – отрицательные коррозионностойкие выводы;
 3 – элемент батареи; 4 – отрицательная пластина; 5 – положительная пластина; 6 – сепаратор с абсорбированным электролитом; 7 – межэлементное соединение; 8 – самоуплотняющийся клапан

Такой аккумулятор может работать в любом положении, ему, как и гелевым батареям, не страшны повреждения корпуса, кроме того, он очень быстро восстанавливается и имеет высокие показатели пускового тока. AGM-аккумуляторы превосходят гелевые по рабочим характеристикам на морозе – они практически безразличны к температурным перепадам. Практически по всем показателям эти типы аккумуляторов обходят конкурентов, но их главным минусом является его цена.

8.2.1. Маркирование аккумуляторов

Маркировка аккумуляторов для автомобилей, производимых различными компаниями, существенно различается, как различаются и сами аккумуляторные батареи. Для различных автомобилей выпускаются очень разные аккумуляторные батареи как по электрическим характеристикам, так и по габаритным размерам. В разных странах приняты свои требования по нанесению технической информации на аккумуляторы. Обязательные требования к маркировке аккумуляторных батарей описываются в нескольких международных стандартах.

Существует четыре основные маркировки АКБ:

- маркировка аккумуляторов стран СНГ;
- европейская маркировка аккумуляторов;
- азиатская маркировка аккумуляторов;
- американская маркировка аккумуляторов.

Более детально рассмотрим отечественную и европейскую маркировку аккумуляторных батарей.

При нанесении маркировки на свои аккумуляторы российские производители ориентируются на требования ГОСТ 959-2002. Схема маркировки следующая «А Б С Д» (рис. 8.8).

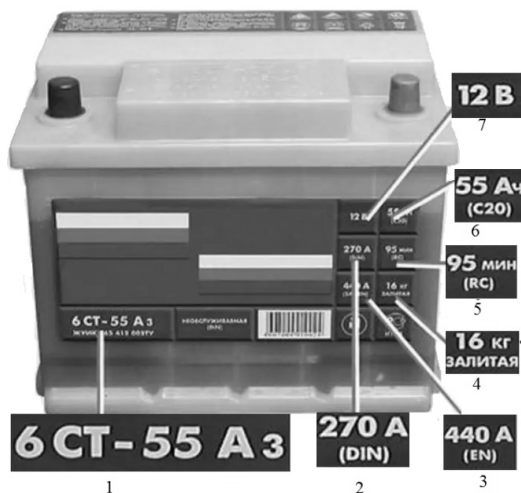


Рис. 8.8. Маркировка аккумуляторных батарей российских производителей:
1 – условное обозначение; 2 и 3 – ток холодной прокрутки DIN и EN; 4 – вес;
5 – резервная емкость; 6 – номинальная емкость; 7 – номинальное напряжение

В маркировании типа «А Б С Д» 1 использованы следующие обозначения:

- «А» – количество элементов (банок) аккумуляторной батареи, при этом принято, что один элемент дает 2 вольта, цифра «6» означает 6 элементов по 2 вольта, то есть 12 вольт;
- «Б» – буквенное обозначение типа аккумулятора, «СТ» – означает стартерный тип батареи;
- «С» – номинальная общая емкость аккумулятора, выраженная в ампер-часах, «55» означает емкость в 55 ампер-часов, «65» означает емкость в 65 ампер-часов;
- «Д» – тип исполнения батареи и материал изготовления.

Расшифровка символа «Д» для определения типа аккумуляторной батареи:

- А – аккумулятор с общей крышкой;
- З – аккумуляторная батарея «залита» и полностью заряжена;
- Э – корпус аккумулятора выполнен из эбонита;

Т – корпус выполнен из термопластичного материала;

М – в аккумуляторной батарее использован мипласт;

П – использованы полиэтиленовые сепараторы.

Маркировка аккумуляторных батарей по европейскому стандарту представлена на рис. 8.9.

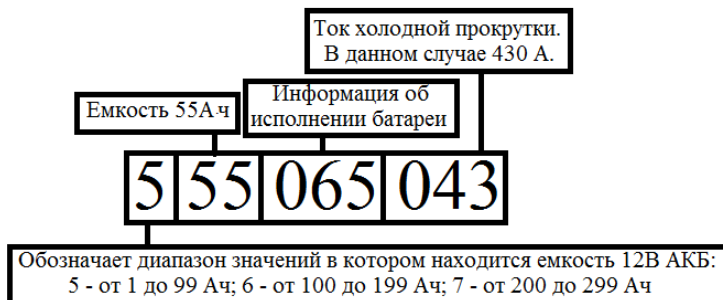


Рис. 8.9. Обозначение аккумуляторной батареи по европейскому EN стандарту

Девятизначный код маркировки EN определяет следующие параметры:

- первая цифра маркирования определяет диапазон значения емкости аккумулятора;

- вторая и третья цифра определяют значение емкости батареи внутри диапазона, при этом если первая цифра «6», то нужно добавить 100 А·ч, если первая цифра «7», то нужно добавить 200 А·ч;

- четвертая, пятая и шестая цифры этого типа маркирования определяют тип конструктивного решения и виды использованных материалов (размеров крепёжных деталей, выводов для подключения, газоотводного клапана, исполнения крышки, наличия ручки и т. п.);

- последние три цифра определяют значение, равное одной десятой от значения тока холодной прокрутки.

8.2.2. Характеристики аккумуляторных батарей

К основным параметрам свинцово-кислотного аккумулятора относятся:

- электродвижущая сила ЭДС E_a (в вольтах);
- плотность электролита γ , в аккумуляторе (в г/см³);

- полное внутреннее сопротивление R_a (в омах);
- напряжение на клеммах аккумулятора U_a (в вольтах);
- номинальная емкость аккумулятора C_{20} (в ампер-часах);
- продолжительность хранения t_{xp} и срок службы $t_{сл}$ (в месяцах).

Электродвижущая сила E_a является основным параметром свинцово-кислотного аккумулятора. Она определяется активностью химических реагентов (Pb, PbO₂, H₂SO₄, H₂O), входящих в состав электрохимической системы аккумулятора, но при этом никак не зависит от количества электролита и активных масс на электродных пластинах, а также от их форм и размеров.

Величина ЭДС E_a определяется как разность равновесных электрических потенциалов между электродами при отсутствии протекающего через аккумулятор электрического тока.

Таким образом, ЭДС является стационарным физико-химическим параметром, зависящим от природы взаимодействующих реагентов и указывающим на потенциальную способность аккумулятора поддерживать на электродах электрическое напряжение в токовой цепи.

Электродвижущая сила заряженного аккумулятора сохраняется достаточно продолжительно.

Практически электродвижущую силу аккумуляторной батареи можно измерить вольтметром с высоким внутренним сопротивлением.

Плотность электролита. Электролит в свинцово-кислотном аккумуляторе – это 30%-ный раствор серной кислоты H₂SO₄ в дистиллированной воде H₂O.

Аккумуляторная серная кислота, поступающая в продажу, содержит 94 % химически чистой кислоты H₂SO₄. Она прозрачна, не имеет цвета и запаха, имеет плотность $\gamma_k = 1,83 \text{ г/см}^3$. Часто в торговую сеть поставляется электролитный раствор с плотностью $\gamma_3 = 1,4 \text{ г/см}^3$, или с плотностью, требуемой для данного климатического региона.

Под плотностью электролитного раствора (или кислоты) понимают отношение массы вещества (в граммах) к занимаемому им объему (в см³). Таким образом, плотность – это параметр электролита, подобный его удельному весу. Плотности электролита 1,10...1,30 г/см³ соответствует массовая концентрация серной кислоты в 28...40 %.

В исправной автомобильной аккумуляторной батарее плотность электролита должна находиться в пределах от 1,22...1,27 г/см³. Разброс значений плотности электролита в банках полностью заряженной исправной АКБ не должен превышать 0,01 г/см³.

Однако если батарея разряжена, значение плотности в банках АКБ может быть различным. Это зависит от состояния разряженности данного аккумулятора, от его технического состояния, а также от плотности первоначально залитого в него электролита.

С увеличением плотности электролита до $1,30 \text{ г/см}^3$ батарея может храниться при более низкой температуре ($T_{1,30} = -60 \text{ }^\circ\text{C}$) без причинения ей ущерба (без размораживания активных масс электродов).

В рабочем свинцово-кислотном аккумуляторе плотность ниже $1,07 \text{ г/см}^3$ недопустима, и не только из-за раннего замерзания электролита ($T_{1,07} = -5 \text{ }^\circ\text{C}$), но и по причине падения емкости аккумулятора при нормальных температурных условиях ($T > 10 \text{ }^\circ\text{C}$). Таким образом, плотность электролита во всех аккумуляторных банках автомобильной стартерной батареи должна поддерживаться одинаковой и в определенных границах в соответствии с заданными условиями эксплуатации, которые значительно отличаются для разных климатических регионов.

Проводить сезонное изменение плотности электролита необходимо только в широтах, где средняя температура января ниже $-30 \text{ }^\circ\text{C}$.

Электролит приготавливают вливанием кислоты в воду, а не наоборот. Важно отметить, что в начале составляют электролит в пропорции 0,42 л 94%-ной кислоты и 0,65 л дистиллированной воды. При этом получается электролит с плотностью $1,4 \text{ г/см}^3$ (при $T = 25 \text{ }^\circ\text{C}$). Далее электролит разбавляют до нужной плотности в дистиллированной воде. Для получения одного литра электролита требуемой плотности при эксплуатации батареи для РБ 0,6 л электролита с плотностью $\gamma_{25} = 1,40 \text{ г/см}^3$ необходимо влить в 0,4 л дистиллированной воды. Получится электролит с плотностью $\gamma_{25} = 1,24 \text{ г/см}^3$. После полной зарядки плотность во всех банках АКБ достигает номинального значения $1,26 \text{ г/см}^3$. Для Республики Беларусь круглогодичная плотность в полностью заряженной батарее несколько выше – $1,27 \text{ г/см}^3$.

Если необходимо повысить плотность электролита непосредственно в аккумуляторе, то доливают не кислоту, а электролит с плотностью $1,4 \text{ г/см}^3$. При этом производят также выравнивание плотности и уровня электролита в разных банках, что делают в процессе заряда батареи.

Измеряют уровень электролита с помощью стеклянной мерной трубочки (аккуратно опускают ее в заливное отверстие при выкрученной пробке, пока она не упрется в верхнюю сетку блока пластин, зажимают пальцем верхнее отверстие трубки и вынимают. Уровень электролита должен быть не менее 10...15 мм). После измерения

плотности и температуры электролита измеренную плотность приводят к температуре +25 °С по формуле $\gamma_{25} = \gamma_T + 0,0007 (T - 25)$ и сравнивают с табличными значениями.

Следует помнить, что летом в очень жаркую погоду процесс испарения воды усиливается в разы и необходимо проверять уровень электролита в аккумуляторе хотя бы раз в месяц. Если корпус батареи немного прозрачный, то, приглядевшись сбоку, можно определить уровень жидкости в нем для каждой из банок. Многие АКБ оснащены метками min и max, по которым и судят, следует ли добавлять дистиллированную воду.

Полное внутреннее сопротивление аккумуляторной ячейки R_i имеет несколько составляющих:

- контактное сопротивление R_{i1} между электродами и электролитом (сопротивление поляризации);
- сопротивление R_{i2} электродов (пластины с сепаратором);
- сопротивление R_{i3} электролита.

При рассмотрении внутреннего сопротивления батареи необходимо также добавить сопротивление межэлектродных соединений R_{i4} .

Следовательно, внутреннее сопротивление аккумуляторной батареи имеет вид:

$$R_i = R_{i1} + R_{i2} + R_{i3} + R_{i4}.$$

Сопротивление R_{i3} электролита в свинцово-кислотном аккумуляторе составляет примерно 50 % от внутреннего омического сопротивления R_i .

При разряде аккумулятора активные массы +Pb и +PbO₂ частично превращаются в сульфат свинца PbSO₄. Это приводит к увеличению внутреннего омического сопротивления R_i . Еще более заметное влияние на величину R_i оказывает температура. При изменении температуры в диапазоне (–30...+40) °С величина удельного сопротивления электролита $\rho_3 = \rho_{30}(1 + \alpha_3 T^\circ)$ изменяется более, чем в 8 раз (α_3 – температурный коэффициент сопротивления). При этом в 3 раза изменяется внутреннее омическое сопротивление R_i аккумулятора.

Напряжение на клеммах аккумулятора. Номинальное напряжение ячейки для свинцовых аккумуляторных батарей определено стандартами и составляет 2В. Номинальное напряжение всей батареи U_a определяется умножением номинальных напряжений отдельных ячеек U_n на количество ячеек n , подключенных последовательно: $U_a = n U_n$.

При этом под напряжением $\underline{U}_a$ понимается разность потенциалов на клеммах батареи, когда по ней протекает электрический ток I_a . То же самое относится и к отдельному аккумулятору. Напряжение, как и электродвижущая сила, измеряется в вольтах, но является более удобным эксплуатационным параметром.

Номинальная емкость аккумулятора C_{20} – это количество электричества в Ач, которое полностью заряженная батарея может отдать в заданных условиях. Если АКБ поставить на разряд, то в течение некоторого времени батарея будет поддерживать на нагрузке электрический ток разряда. При неизменном сопротивлении нагрузки ток разряда будет постепенно уменьшаться, пока не станет равным нулю.

Предельно глубокий разряд батареи (до $I_a = 0$) в реальных условиях эксплуатации недопустим из-за дальнейшей непригодности батареи к работе. Поэтому на практике емкость аккумулятора определяют при некоторых заданных стандартных условиях.

Емкость батареи зависит от различных внешних факторов, например, тока разряда и температуры АКБ

По мере повышения температуры электрохимическая активность аккумулятора возрастает, а при понижении – падает. Поэтому при увеличении температуры окружающей среды емкость аккумулятора увеличивается, а при понижении температуры – уменьшается.

8.2.3. Методы зарядки АКБ

Простейший способ проверить состояние автомобильного аккумулятора заключается в измерении напряжения АКБ при неработающем двигателе и измерении плотности электролита. Если АКБ нуждается в заряде, сделать это можно несколькими способами.

Существуют два классических метода заряда: током постоянной силы и при постоянном напряжении.

Первый метод предполагает подключение АКБ к источнику тока постоянной силы с напряжением до 16,2 В. Сила тока при 20-часовом заряде берется равной $1/20 C_{20}$, а при 10-часовом – $1/10 C_{20}$. Одно из главных преимуществ данного метода является возможность полного заряда батареи.

Среди недостатков можно выделить необходимость стабилизации силы тока, обильное газовыделение, возможность повышения температуры.

Метод заряда при постоянном напряжении позволяет зарядить АКБ до 90...95 % от номинальной емкости. Главный недостаток – значительный нагрев батареи из-за большой силы тока в начале заряда.

Рассмотрим оба метода более подробно.

Зарядка аккумулятора при постоянном токе. Исходя из названия метода, ясно, что в ходе всего времени заряда сила тока должна оставаться постоянной. Чтобы создать такие условия, необходимо менять напряжение зарядного устройства или сопротивление цепи. Сделать это можно с помощью следующих способов:

- подключение в зарядную цепь реостата;
- использование регуляторов силы тока, которые периодическим включением и выключением дополнительного сопротивления в цепи заряда изменяют силу тока таким образом, чтобы его среднее значение сохранялось постоянным;
- изменение напряжения источника тока ручным или автоматическим регулятором в соответствии с показаниями силы тока, корректируя его до требуемого постоянного значения.

Коэффициент полезного действия заряда при комнатной температуре для исправных батарей может быть принят равным 85...95 % при токе заряда не более 0,1 C_{20} . При этом коэффициент использования тока зависит от силы зарядного тока, уровня заряженности батареи и температуры электролита. С повышением силы зарядного тока, уровня заряженности и при понижении температура электролита он будет уменьшаться.

Если заряд полностью разряженных батарей производить при комнатной температуре, то процесс заряда в начальный момент идет с наибольшим коэффициентом использования тока. Внутреннее суммарное сопротивление батареи увеличивается, что приводит к потере энергии на нагрев электролита, электродов и прочих компонентов батареи. На финальной стадии заряда аккумуляторов начинается вторичный процесс – электролиз воды, входящей в состав электролита.

В процессе электролиза воды выделяется газ. Именно он создает видимость кипения электролита, что свидетельствует об окончании процесса зарядки аккумуляторов. Для снижения потерь энергии при зарядке, уменьшения нагрева батареи и предохранения уровня электролита от чрезмерного снижения, рекомендуется в конце процесса заряда понижать силу зарядного тока.

Рекомендуется при зарядке постоянным током соблюдать поэтапность работы. На первом этапе заряд производится при токе равном

0,1 C_{20} до тех пор, пока напряжение на батарее 12 В не достигнет 14,4 В (2,4 В на каждом аккумуляторе). Затем сила зарядного тока уменьшается вдвое до величины 0,05 C_{20} . Зарядка при такой силе тока длится до неизменности напряжения и плотности электролита в аккумуляторах в течение двух часов. При этом в конце заряда, как уже говорилось выше, происходит бурное выделение газа («кипение» электролита).

Зарядка автомобильного аккумулятора при постоянном напряжении. При этом методе, в течение всего времени заряда напряжение зарядного устройства остается постоянным. Зарядный ток убывает в ходе заряда по причине повышения внутреннего сопротивления батареи. В первый момент после включения, сила зарядного тока определяется следующими факторами: выходным напряжением источника питания, уровнем заряженности батареи и числом последовательно включенных батарей, а также температурой электролита батарей. Сила зарядного тока в первоначальный момент заряда может достигать (1,0...1,5) C_{20} .

Если автомобильный аккумулятор находится в исправном, но разряженном состоянии, то не нужно бояться такой величины силы тока. Поскольку, несмотря на столь большое его значение в первоначальный момент зарядного процесса, общая длительность полного заряда аккумуляторных батарей приблизительно соответствует режиму при постоянстве тока. Дело в том, что завершающий этап заряда при постоянстве напряжения происходит при достаточно малой силе тока.

Метод зарядки аккумуляторов при постоянном напряжении в ряде случаев предпочтительнее в связи с тем, что он обеспечивает более быстрое доведение батареи до рабочего состояния, позволяющего обеспечить пуск двигателя. Кроме того, сообщаемая на первоначальном этапе заряда энергия тратится преимущественно на основной зарядный процесс, то есть на восстановление активной массы электродов. При этом реакция газообразования в аккумуляторе еще не возможна. Таким образом, зарядка при постоянстве напряжения делает процесс заряда аккумуляторов при подготовке к использованию более краткосрочным.

8.2.4. Основные правила эксплуатации

Прежде всего, необходимо знать и соблюдать меры безопасности при эксплуатации аккумуляторных батарей.

Основные меры безопасности следующие:

- заряд, подзаряд батарей производить в помещении, оборудованной приточно-вытяжной вентиляцией;
- подсоединение и отключение батареи от сети автомобиля необходимо отключить все потребители. Вначале должен присоединиться положительный, а затем – отрицательный. Отключение – в обратном порядке;
- при работе с электролитом необходимо надеть очки, перчатки, сапоги, и костюм из кислотоупорного материала;
- при попадании брызг электролита на кожу немедленно промыть пораженные участки под струей воды и обработать 5 % раствором соды;
- категорически нельзя допускать замыкания выводов аккумуляторной батареи между собой.

В сухозаряженной батарее, перед заливкой электролита, необходимо вывернуть пробки и на крышках пробок освободить газовентиляционное отверстие путем срезания выступа. Залить в сухозаряженную батарею электролит плотности, зависящей от климатического района. Заливку производить до верхней линии «тах».

По истечении 20 мин, но не позднее 2 ч после заливки электролита, произвести измерение плотности. Если плотность понизилась больше, чем на $0,03 \text{ г/см}^3$ относительно плотности заливаемого электролита, и плотность в банках отличается не более, чем на одну сотую г/см^3 , батарея готова к эксплуатации. Если указанные условия не соблюдаются, то батарею необходимо зарядить.

В случае приобретения батареи, залитой электролитом, перед установкой на автомобиль нужно замерить плотность электролита. В случае, если плотность меньше, чем $1,25 \text{ г/см}^3$ или, если плотность электролита в банках отличается более, чем на одну сотую г/см^3 , необходимо зарядить батарею.

Для заряда батарей необходимо присоединить положительный вывод зарядного устройства соответственно к положительному выводу батареи, а отрицательный – к отрицательному. Пробки на батарее должны быть вывернуты.

Включить АКБ на заряд, при условии, если температура электролита не превышает 35°C . Заряд следует проводить током, равным 0,1 от номинальной емкости АКБ. При достижении напряжения 14,4 В на полюсных выводах батареи ток заряда уменьшают в два раза и проводят заряд в течение 2 часов.

Во время заряда температура электролита не должна быть выше 45 °С. При достижении температуры указанного значения необходимо уменьшить ток заряда на 50 %.

После зарядки измерить уровень и плотность электролита. В случае повышенной плотности необходимо долить дистиллированную воду. При пониженной плотности доливают электролит плотности 1,40 г/см³. После доливки электролита обязательно продолжить заряд для перемешивания электролита в течение 30...40 мин.

При эксплуатации автомобилей обязателен контроль зарядного режима батарей, для недопущения перезаряда или недозаряда.

Аккумуляторные батареи необходимо содержать в чистоте. Для протирки необходимо использовать ветошь, смоченную в 10 % растворе аммиака или соды.

Аккумуляторная батарея должна быть надежно закреплена на автомобиле, чтобы не повредить корпус батареи и электроды, что может привести к разрушению электродов и, как следствие, к коротким замыканиям.

Наконечники подводящих проводов и клеммы батарей должны быть чистыми и смазаны тонким слоем вазелина технического.

При запуске двигателя необходимо выжать сцепление. Продолжительность работы стартера не должен превышать 6...7 секунд с перерывом между пусками 1...2 минуты. Если после 5 попыток двигатель не завелся, батарею следует зарядить и проверить систему запуска двигателя на работоспособность. Нарушение этих правил (многократные попытки запуска) может привести к глубокому разряду АКБ и сульфатации электродов и их разрушению.

Недозаряд, как и перезаряд батареи, недопустимы. Максимальное напряжение от генератора при подзаряде должно быть – 14,4 В. Минимальное напряжение – 13,6 В.

Также необходимо следить за уровнем электролита. Уровень электролита поддерживается доливкой дистиллированной воды. Доливка электролитом не допускается. В холодное время года доливать дистиллированную воду при работающем двигателе, для быстрого перемешивания ее с электролитом.

При снижении плотности электролита более чем на 0,08 г/см³ может привести к сульфатации пластин. При отрицательных температурах в разряженной батарее электролит замерзает и происходит разрушение пластин.

8.3. Генераторы

Основным источником электрической энергии в бортовой сети тракторов и автомобилей является *генератор переменного тока*. Название «генератор переменного тока» является условным, поскольку переменный ток вырабатывается внутри генератора, затем он выпрямляется, и на выходе генератора получается постоянный ток. Также в корпус генератора встраивается регулятор напряжения, обеспечивающий постоянную величину напряжения, вырабатываемого генератором. Поэтому генератор переменного тока с регулятором напряжения и выпрямительным блоком называют *генераторной установкой*.

Генераторные установки работают в тяжелых условиях: повышенной вибрации; высокой температурой под капотом; воздействии влажной среды, запыленности и загрязненности; большом диапазоне нагрузок на генератор и частоты вращения вала генератора. В связи с этим к генераторным установкам предъявляются следующие требования: обеспечение потребителей постоянным напряжением; поддержание напряжения постоянным по величине независимо от частоты вращения коленчатого вала двигателя и изменения нагрузки на генератор; обеспечение заряда аккумулятора в любых условиях; прочная конструкция; длительный срок службы; высокий КПД.

Основными узлами генератора переменного тока, в которых происходит преобразование механической энергии в электрическую, являются магнитная система с подвижной и неподвижной частью. Подвижная часть состоит из обмотки возбуждения 5 (рис. 8.10) и стальных участков магнитопровода клювообразной формы, по которым протекает магнитный поток. Клювообразные полюса с обмоткой возбуждения, контактные кольца 7, через которые ток от щеток подводится к обмотке возбуждения, вал на подшипниках и некоторые другие конструктивные элементы образуют вращающийся ротор. Привод ротора осуществляется через шкив 1 ременной передачи от коленчатого вала двигателя. Неподвижную часть генератора образует статор 4 с обмоткой, зажатый между передней 3 и задней 6 крышками.

Магнитный поток, созданный обмоткой возбуждения при прохождении через нее постоянного электрического тока, проходит через систему полюсов и обмотку статора 4. При вращении ротора напротив полюсов статора с расположенными на них обмотками фаз оказываются то северный, то южный полюсы ротора. Магнитный поток, пронизывающий обмотки статора, изменяется по величине и направлению, что и приводит к появлению в обмотках переменной ЭДС.

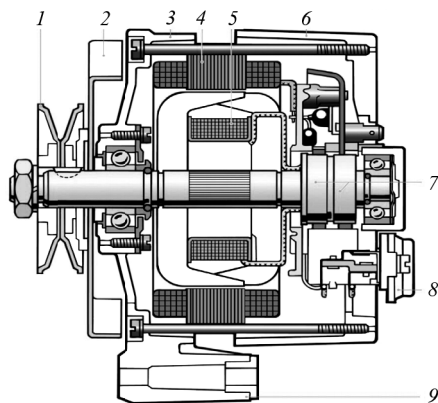


Рис. 8.10. Генератор переменного тока: 1 – шкив; 2 – вентилятор; 3 – передняя крышка; 4 – статор с обмоткой; 5 – обмотка возбуждения; 6 – задняя крышка; 7 – контактные кольца; 8 – регулятор напряжения; 9 – крепежная лапа

В легковых автомобилях применяются компактные генераторы. Компактный генератор имеют два вентилятора 4, охлаждающих статор 5 (рис. 8.11).

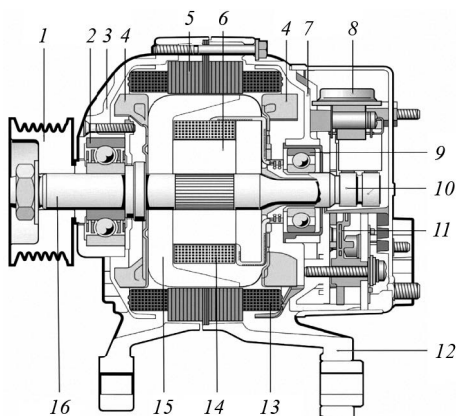


Рис. 8.11. Генератор переменного тока компактный: 1 – шкив; 2 – передний подшипник; 3 – передняя крышка; 4 – вентилятор; 5 – статор с обмоткой; 6 – стальная втулка; 7 – задняя крышка; 8 – щеткодержатель с регулятором напряжения; 9 – задний подшипник; 10 – контактные кольца; 11 – выпрямительный блок; 12 – крепежная лапа; 13 – обмотка статора; 14 – обмотка возбуждения; 15 – клювообразный ротор; 16 – вал ротора

Вентиляторы имеют меньший диаметр по сравнению с традиционными, поэтому для нормального охлаждения требуется большая частота вращения ротора. Кроме того, контактные кольца 10 имеют меньший диаметр для снижения скорости трения щеток о кольца.

В бесщеточном генераторе вращаются только клювообразные полюсы, а обмотка возбуждения остается неподвижной. Ток на обмотку возбуждения 5 подается непосредственно от регулятора напряжения 8, поэтому щетки и контактные кольца не нужны (рис. 8.12).

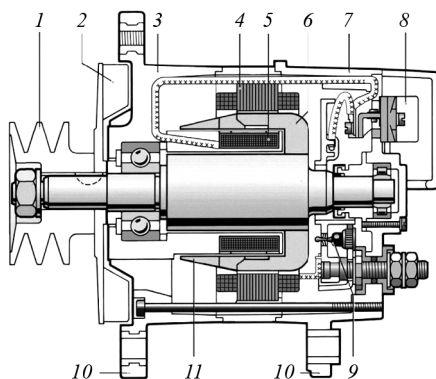


Рис. 8.12. Генератор переменного тока бесщеточный: 1 – шкив; 2 – вентилятор; 3 – передняя крышка; 4 – статор с обмоткой; 5 – обмотка возбуждения; 6 – вращающаяся полюсная половина; 7 – задняя крышка; 8 – регулятор напряжения; 9 – выпрямительный блок; 10 – крепежная лапа; 11 – наконечник вращающейся полюсной половины

Одна из полюсных половин 6 удерживается напротив другой с помощью немагнитного кольца. В таком генераторе магнитный поток кроме рабочего зазора пересекает два воздушных зазора и изменяет свою величину без изменения направления.

Такая конструкция позволяет избежать износа, характерного для генераторов с контактными кольцами. Недостатком бесщеточного генератора является повышенная масса и меньший КПД.

Статор генераторов переменного тока имеет многофазные обмотки, чаще всего трехфазные. Эти обмотки могут быть соединены как в звезду, так и в треугольник. Для выпрямления многофазного переменного тока используются полупроводниковые выпрямительные диоды, объединенные в диодный выпрямительный блок. Выпрямительный блок представляет собой две алюминиевые пластины – теплоотводы,

соединенные между собой в монолитную конструкцию через изоляционные втулки заклепками. Силовыми выпрямительными элементами в блоке являются диоды прямой и обратной полярностей, корпуса которых выполнены под запрессовку в теплоотводы. Один теплоотвод соединен с массой генератора, другой изолирован от нее и соединен с выводом генератора.

Основными параметрами генератора являются напряжение, частота вращения ротора и мощность. Номинальная мощность генератора равна произведению номинальной силы тока, отдаваемого генератором в нагрузку, на номинальное напряжение. Мощность современных генераторов может достигать 1 350 Вт и более при частоте вращения коленчатого вала двигателя свыше 3 000 мин⁻¹.

Для лучшего использования трехфазного генератора выбирают трехфазную мостовую двухполупериодную схему выпрямления на диодах VD1...VD6 (рис. 8.13, а). Благодаря высокому коэффициенту использования генератора и хорошему качеству выпрямленного напряжения трехфазные мостовые схемы выпрямления получили наибольшее распространение в генераторах переменного тока.

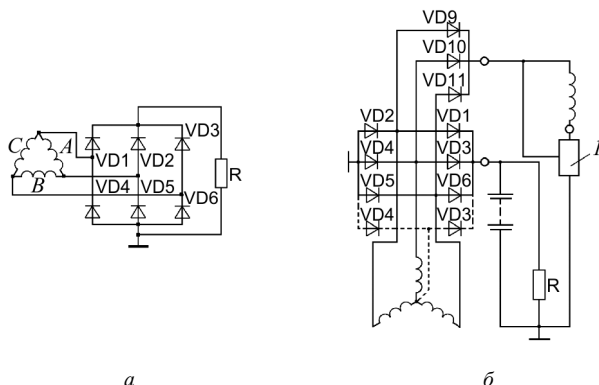


Рис. 8.13. Схема генератора с выпрямителем:

а – двухполупериодный выпрямитель;

б – двухполупериодный выпрямитель с дополнительными диодами;

1 – регулятор напряжения

При необходимости форсирования мощности генератора применяется дополнительное плечо выпрямителя на диодах VD7 и VD8 (на рис. 8.13, б показаны штриховой линией). Такая схема выпрямления возможна только при соединении обмоток статора в звезду.

У большинства генераторов переменного тока обмотка возбуждения подключается к собственному выпрямителю, собранному на диодах VD9–VD11. Такое подключение обмотки возбуждения препятствует протеканию через нее тока разряда аккумуляторной батареи при неработающем двигателе.

При числе фаз обмотки статора, большем трех, их целесообразно соединять в многоугольники. Так, наряду с трехфазными, получили распространение пятифазные генераторы, у которых пульсации выпрямленного напряжения в несколько раз меньше, чем у трехфазных.

8.4. Регулирование напряжения бортовой сети

При постоянном токе возбуждения напряжение генератора и, следовательно, бортовой сети транспортного средства, зависит от частоты вращения и нагрузки на генератор. Напряжение генератора без регулятора зависит от частоты вращения его ротора, магнитного потока, создаваемого обмоткой возбуждения, и величины тока, отдаваемого генератором потребителям. Чем больше частота вращения и сила тока возбуждения, тем больше напряжение генератора, чем больше сила тока его нагрузки – тем меньше это напряжение. Задачей регулятора напряжения является поддержание напряжения генератора постоянным по величине независимо от частоты вращения коленчатого вала двигателя и включенной в бортовую сеть электрической нагрузки. Принцип действия регулятора напряжения основан на регулировании величины тока, проходящего через обмотку возбуждения, в зависимости от напряжения, вырабатываемого генератором.

Регулятор поддерживает напряжение бортовой сети постоянным и предотвращает перезаряд или разряд аккумуляторной батареи во время работы транспортного средства. Регулятор изменяет ток возбуждения путем включения и отключения обмотки возбуждения от питающей сети, при этом меняется относительная продолжительность времени включения обмотки возбуждения. Если для стабилизации напряжения требуется уменьшить силу тока возбуждения, время включения обмотки возбуждения уменьшается, если нужно увеличить – увеличивается.

Генератор 2 вырабатывает напряжение U_{Γ} , зависящее от частоты вращения n и силы тока потребителей I_{Γ} (рис. 8.14). Измерительный элемент 5 воспринимает напряжение генератора и преобразует его в сигнал $U_{\text{изм}}$, который в элементе сравнения 3 сравнивается с эталонным напряжением $U_{\text{эт}}$. Если величина $U_{\text{изм}}$ отличается от величины $U_{\text{эт}}$,

то на выходе элемента сравнения появляется сигнал U_o , который управляет регулирующим элементом 4. Регулирующий элемент изменяет ток в обмотке возбуждения таким образом, чтобы напряжение генератора не выходило за заданные пределы отклонения ΔU .

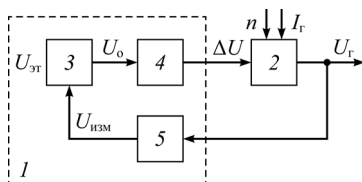


Рис. 8.14. Блок-схема регулятора напряжения: 1 – регулятор напряжения; 2 – генератор; 3 – элемент сравнения; 4 – регулирующий элемент; 5 – измерительный элемент

Регулятор напряжения работает в дискретном (импульсном) режиме. Пока напряжение, вырабатываемое генератором, ниже регулируемого напряжения, регулятор не изменяет ток обмотки возбуждения (ток возбуждения максимально возможный). При росте напряжения генератора регулятор начинает периодически отключать и включать обмотку возбуждения. Чем больше напряжение генератора, тем большее время приходится на выключенное состояние обмотки возбуждения. В результате средний ток обмотки возбуждения снижается, что приводит к уменьшению магнитного потока обмотки возбуждения и снижению напряжения, вырабатываемого генератором.

Ранее в регуляторах напряжения применялись контактные и контактно-транзисторные регуляторы напряжения с электромагнитными реле. В настоящее время во всех генераторных установках транспортных средств используются бесконтактные электронные регуляторы напряжения.

Типичным электронным регулятором напряжения является регулятор 201.3702. Он содержит пять транзисторов и стабилитрон VD1 в качестве измерительного элемента (рис. 8.15, а). При напряжении на регуляторе ниже регулируемого стабилитрон VD1 закрыт и закрыт входной транзистор VT1. Управляющий транзистор VT3 также закрыт из-за отсутствия тока базы. При этом через резисторы R14, R13 и R12 протекает ток базы транзистора VT4, что приводит к открытию составного транзистора VT4-VT5. Через открытый транзистор VT5 протекает ток возбуждения, магнитный поток увеличивается, и напряжение генератора возрастает.

При достижении регулируемого напряжения генератора напряжение на стабилитроне VD1 становится равным напряжению пробоя. В результате открываются транзисторы VT1 и VT3.

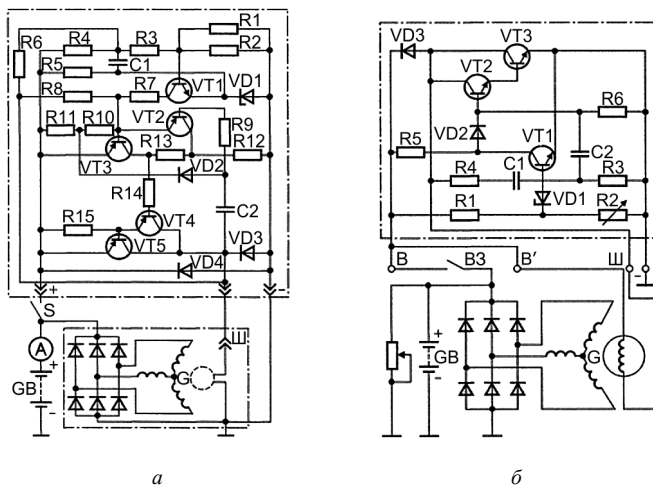


Рис. 8.15. Схема генераторной установки с регулятором напряжения:
а – бесконтактно-транзисторным; *б* – интегральным

Открытый транзистор VT3 шунтирует переход база-эмиттер транзистора VT4, и составной транзистор VT4-VT5 закрывается.

Закрытие транзистора VT5 приводит к прерыванию тока возбуждения, магнитный поток уменьшается и уменьшается напряжение генератора. Как только оно становится ниже регулируемого, процесс повторяется. Транзистор VT2 служит для более быстрого переключения транзисторов VT3...VT5, а при коротком замыкании защищает транзисторы VT4 и VT5 от перегрева. Диод VD4 защищает транзисторы от импульсов напряжения обратной полярности.

Интегральные электронные регуляторы имеют значительно меньшие габариты, что позволяет встраивать их непосредственно в генератор, что позволяет упростить схему электропроводки и повысить надежность генераторной установки. В интегральном регуляторе напряжения Я112А все элементы схемы выполнены на едином металлическом основании, выполняющем одновременно функцию теплоотвода. Выходная цепь регулятора состоит из составного транзистора VT2-VT3, управляемого транзистором VT1 (рис. 8.15, *б*). Измерительным элементом является стабилитрон VD1, включенный в цепь базы транзистора VT1 через делитель напряжения R1-R2. Схема содержит цепь положительной обратной связи R4-C1 для снижения времени переключения транзисторов.

При напряжении в бортовой сети ниже регулируемого транзисторы VT2 и VT3 открыты, так как на базу транзистора VT2 поступает ток через резистор R5 и диод VD2. При этом через открытый транзистор VT3 ток поступает на обмотку возбуждения, и генератор увеличивает вырабатываемое напряжение.

Как только напряжение достигнет заданного уровня, стабилитрон VD1 пробивается, что приводит к открытию транзистора VT1, который теперь шунтирует переход база-коллектор транзистора VT2. Составной транзистор VT2-VT3 закрывается, что приводит к прекращению тока возбуждения. Затем напряжение генератора уменьшается и процесс регулирования повторяется. Диод VD3 служит для защиты транзисторов от обратного напряжения.

При эксплуатации генераторных установок не допускается работа с отключенной аккумуляторной батареей, что может привести к выходу из строя регулятора напряжения. В случае пробоя регулятора напряжения на выходе генератора возникнет повышенное напряжение, что приведет к выходу из строя электрического и электронного оборудования транспортного средства. Также недопустимо присоединение к бортовой сети источников обратной полярности, что может произойти, если перепутать клеммы так называемого «прикуривателя» при запуске двигателя от внешней аккумуляторной батареи.

8.5. Системы электростартерного пуска

Система пуска двигателя внутреннего сгорания представляет собой комплекс устройств, обеспечивающих принудительное вращение коленчатого вала с частотой, при которой двигатель может самостоятельно заработать («завестись»). Возможность пуска двигателя зависит от многих конструктивных и эксплуатационных факторов, к которым относят тип двигателя, степень сжатия, рабочий объем, число и расположение цилиндров, параметры системы зажигания и топливной аппаратуры, температура окружающей среды и т. д.

Пусковая частота вращения коленчатого вала бензинового двигателя должна быть достаточной для подготовки топливовоздушной смеси, способной воспламениться от электрической искры. В дизелях топливовоздушная смесь образуется непосредственно в цилиндрах после подачи топлива форсункой. Воспламенение смеси происходит под действием высокой температуры в камере сгорания. Вследствие малой продолжительности процесса смесеобразования и отсутствия принудительного зажигания топливовоздушной смеси пуск дизелей осуще-

ствить сложнее, поэтому пусковая частота у дизелей выше, чем у бензиновых двигателей.

Пусковые качества двигателей при отрицательных температурах оцениваются по предельной температуре надежного пуска – наиболее низкой температура окружающего воздуха, при которой осуществляется надежный пуск холодного двигателя.

Для пуска двигателей транспортных средств используют системы электростартерного пуска. Они надежны в работе, обеспечивают дистанционное управление и возможность автоматизации процесса пуска двигателей с помощью электронных устройств.

Основной единице системы электростартерного пуска является электрический стартер. Электростартеры отличаются по способу возбуждения электродвигателя, типу привода, способу крепления на двигатель и степени защиты от окружающей среды. Конструктивно стартер объединяет электрический двигатель постоянного тока, механизм привода с электромагнитным тяговым реле и муфту свободного хода с шестерней привода.

Основными частями электродвигателя стартера являются якорь 21 с коллектором 22 и обмотки возбуждения 2 (рис. 8.16).

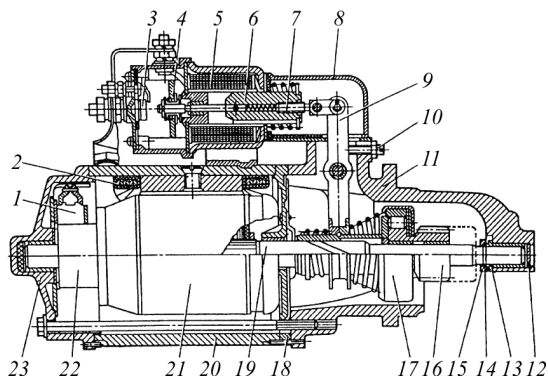


Рис. 8.16. Стартер: 1 – щетка; 2 – обмотка возбуждения; 3, 4 – неподвижный и подвижный контакты тягового реле; 5 – обмотки тягового реле; 6 – якорь тягового реле; 7 – регулировочный винт; 8 – защитный кожух рычага; 9 – рычаг; 10 – винт регулировки хода шестерни; 11, 23 – крышки со стороны привода и коллектора; 12 – фиды; 13 – шайбы; 14, 15 – замковое и упорное кольца; 16 – шестерня привода; 17 – муфта свободного хода; 18 – промежуточная опора; 19 – вал якоря; 20 – корпус; 21 – якорь; 22 – коллектор

Коллектор со щетками образуют щеточно-коллекторный узел с четырьмя щетками (якорь и щеточно-коллекторный узел показаны на рис. 8.16 упрощенно). Полюса (сердечники) обмоток возбуждения прикручиваются винтами внутри корпуса 20, который служит несущей конструкцией для крышек, воспринимает вращающий момент и одновременно является частью магнитной системы электродвигателя. В корпусе стартера устанавливается четыре полюса с катушками возбуждения.

Вал якоря 19 вращается в подшипниках скольжения, запрессованных в крышках 11 и 23. Подшипники смазываются маслом, которым пропитывается фильц 12. На валу якоря на шлицах установлена скользящая муфта свободного хода 17 с шестерней привода 16. Муфта с шестерней могут перемещаться по валу якоря с помощью рычага 9 и тягового реле, состоящего из обмоток 5 и якоря 6. В крышке тягового реле находятся подвижный 4 и неподвижный 3 контакты.

Подвижный контакт, имеющий форму диска, установлен на штоке. Якорь тягового реле 6 при своем перемещении внутри обмоток 5 также перемещает подвижный контакт, тем самым замыкая, или размыкая неподвижные контакты.

Тяговое реле стартера может иметь одну или две обмотки. Однообмоточное реле обеспечивает своей обмоткой как втягивание, так и удержание якоря тягового реле во втянутом положении. Однообмоточные тяговые реле применяются только на стартерах малой мощности.

Двухобмоточное тяговое реле стартера имеет две обмотки: втягивающую и удерживающую. Втягивающая обмотка подключена параллельно силовым неподвижным контактам реле последовательно с электродвигателем стартера. Удерживающая обмотка наматывается проводом меньшего сечения и имеет собственный вывод на массу. Эта обмотка предназначена только для удержания якоря в притяннутом положении. При включении реле втягивающая обмотка вместе с удерживающей создают магнитное поле, притягивающее якорь. Втянувшийся внутрь обмоток якорь нажимает на подвижный контакт, который замыкает неподвижные контакты. При замыкании контактов втягивающая обмотка отключается.

Муфта свободного хода совместно с шестерней привода образуют механизм привода стартера. Механизмы привода могут быть с принудительным перемещением шестерни привода, с принудительным перемещением шестерни привода и самовыключением шестерни после пуска двигателя, с инерционным перемещением шестерни, с перемещением шестерни вместе с якорем.

Наибольшее распространение получил первый вариант – с принудительным перемещением шестерни привода для ее ввода в зацепление с зубчатым венцом маховика при запуске двигателя. Для предотвращения вращения якоря с недопустимо высокой частотой после запуска двигателя в механизме привода устанавливают муфту свободного хода, которая передает усилие от якоря электродвигателя к шестерне привода и далее маховику двигателя. При передаче усилия от маховика к шестерне муфта проскальзывает, и вращение от шестерни не передается на вал якоря.

Различают роликовые и храповые муфты свободного хода. Устройство механизма привода с роликовой муфтой свободного хода показано на рис. 8.17. Роликовая муфта состоит из наружной ведущей 12 и внутренней 17 обоей, между которыми находятся ролики 1 с пружинами 3 и толкателями 2. Ведомая обойма изготовлена совместно с шестерней привода. Ведущая обойма связана со шлицевой направляющей втулкой, входящей в зацепление с валом якоря.

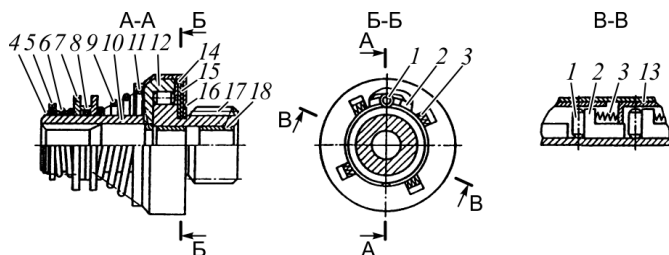


Рис. 8.17. Механизм привода стартера с роликовой муфтой свободного хода:
 1 – ролик; 2 – толкатель; 3 – прижимная пружина; 4, 8 – замковое кольцо; 5 – чашка;
 6 – пружина; 7 – втулка отвода; 9 – буферная пружина; 10 – шлицевая втулка;
 11 – центрирующее кольцо; 12 – ведущая обойма; 13 – держатель пружин;
 14 – специальная шайба; 15 – войлочный уплотнитель; 16 – кожух муфты;
 17 – ведомая обойма с шестерней; 18 – втулка

Втулка отвода 7 служит для перемещения механизма привода по валу якоря с помощью рычага, связанного с якорем тягового реле. При повороте рычага он перемещает втулку отвода, которая через буферную пружину воздействует на ведущую обойму. В результате механизм привода перемещается вправо (по рисунку), и шестерня входит в зацепление с зубчатым венцом маховика. Если шестерня своими зубьями упирается в зубья маховика, то буферная пружина сжимается. Когда вал якоря начинает проворачиваться и зубья шестерни совпадут

со впадинами зубьев маховика, пружина разжимается и вводит шестерню в зацепление с маховиком.

При вращении вала якоря усилие передается через шлицевую направляющую втулку ведущей обоймы. Ведущая обойма несколько проворачивается относительно ведомой обоймы таким образом, что ролики под воздействием прижимных пружин 3 через толкатели 2 заходят в более узкую часть клиновидного пространства между ведущей и ведомой обоймой и там заклинивают. Усилие от ведущей обоймы через заклинившие ролики передается ведомой обойме с шестерней привода и маховик двигателя вращается от вала якоря стартера с пусковой частотой.

После запуска двигателя частота вращения коленчатого вала значительно возрастает. Это вращение через шестерню привода передается ведомой обойме. Внутренняя обойма начинает вращаться быстрее наружной, поэтому ролики перемещаются в более широкую часть клиновидного пространства между обоймами, преодолевая усилие прижимных пружин. Ролики расклинивают и разъединяют внутреннюю обойму от наружной. В результате повышенная частота вращения на наружную обойму муфты свободного хода и, соответственно, на вал якоря не передается, предохраняя электродвигатель стартера от повреждений.

Особенность конструкции стартера, изображенного на рис. 8.18 – наличие только одной опоры в крышке 23 со стороны коллектора. Опорой для переднего конца вала якоря 1 является втулка, расположенная в картере сцепления.

Второе отличие – применение торцового коллектора 22 в пластмассовом корпусе. Щетки 20 прижимаются к рабочей поверхности коллектора витыми цилиндрическими пружинами, что позволяет сохранить постоянство прижимного усилия в течение длительного срока эксплуатации.

Большое распространение получили высокооборотистые стартеры со встроенным понижающим редуктором. Обычно редуктор понижает частоту вращения в 3...4 раза, во столько же раз повышают частоту вращения якоря. Использование редуктора позволяет уменьшить размеры и массу электродвигателя стартера.

Редукторы, встраиваемые в стартеры, разделяются на три основных типа: цилиндрический с внешним зацеплением, цилиндрический с внутренним зацеплением и планетарный.

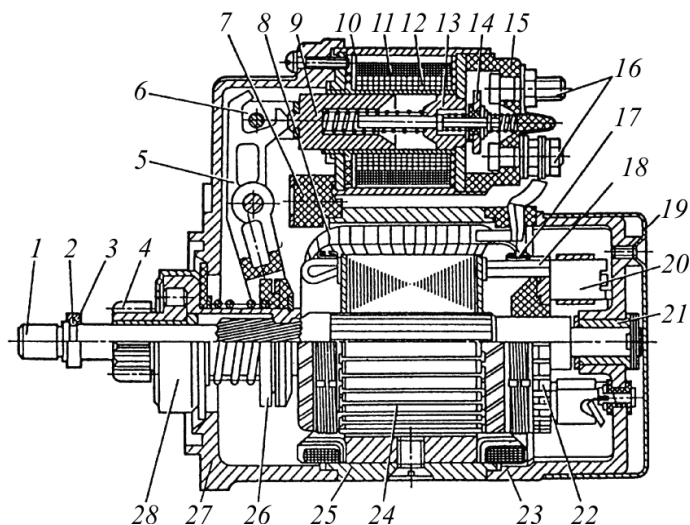


Рис. 8.18. Стартер с одной опорой в крышке: 1 – вал якоря; 2 – замковое кольцо; 3 – упорное кольцо; 4 – шестерня привода; 5 – рычаг привода; 6 – тяга реле; 7 – уплотнительная заглушка; 8 – катушка обмотки возбуждения; 9 – якорь тягового реле; 10 – корпус тягового реле; 11, 12 – удерживающая и втягивающая обмотки; 13 – магнитопровод тягового реле; 14 – подвижный контакт; 15 – крышка тягового реле; 16 – контакты; 17 – бандаж лобовой части обмотки якоря; 18 – обмотка якоря; 19 – защитный кожух; 20 – щетка; 21 – вкладыш подшипника; 22 – торцевой коллектор; 23, 27 – крышки соответственно со стороны коллектора и привода; 24 – якорь электродвигателя; 25 – корпус; 26 – поводковая муфта; 28 – роликовая муфта свободного хода

Наибольшее применение нашли планетарные редукторы. Планетарный редуктор состоит из солнечной шестерни 10, являющегося ведущей шестерней редуктора, сателлитов 11, установленных на водиле 12 на подшипниках и коронной шестерни 13, закрепленной неподвижно в корпусе стартера (рис. 8.19). Солнечная шестерня 10, вращаясь от якоря 9, вращает сателлиты 11. Сателлиты, находящиеся в зацеплении одновременно с солнечной и коронной шестернями, обегая солнечную шестерню, отталкиваясь от неподвижной коронной шестерни, и увлекают за собой водило 12, от которого с пониженной частотой вращается механизм привода с муфтой свободного хода 14 и шестерней привода 15. Во сколько раз редуктор снижает частоту вращения, во столько же раз электродвигателю требуется меньше усилия для вращения шестерни привода.

Особенностью стартера является использование постоянных магнитов 8 вместо обмоток возбуждения, что позволяет заметно снизить габариты магнитной системы и повысить КПД электродвигателя.

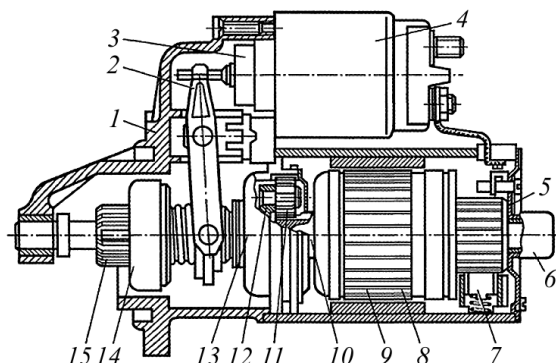


Рис. 8.19. Стартер с постоянными магнитами и редуктором:

- 1 – передняя крышка; 2 – приводной рычаг; 3 – якорь тягового реле;
- 4 – тяговое реле; 5 – коллектор электродвигателя; 6 – корпус подшипника;
- 7 – щетка; 8 – постоянные магниты; 9 – якорь; 10 – первичный вал и ведущая шестерня редуктора; 11 – сателлит; 12 – водило; 13 – неподвижная коронная шестерня;
- 14 – муфта свободного хода; 15 – шестерня привода

В стартерах с обмотками возбуждения используются электродвигатели постоянного тока, которые подразделяются на двигатели независимого, последовательного, параллельного и смешанного возбуждения. По своим характеристикам для стартеров подходят двигатели постоянного тока последовательного и смешанного возбуждения (рис. 8.20).

Если на стартере установлено однообмоточное тяговое реле, то оно соединяется с массой (рис. 8.20, *а*). При использовании двухобмоточных реле с массой соединяется удерживающая обмотка, а втягивающая обмотка соединяется последовательно с электродвигателем (рис. 8.20, *б* и *в*).

Электростартер является составной частью системы управления электростартерным пуском, которая обеспечивает включение и выключение стартера в нужный момент времени.

В схему системы управления, кроме стартера, входит аккумуляторная батарея и выключатель зажигания. Также в систему управления электростартерным пуском дополнительно может входить различное электрическое и электронное оборудование.

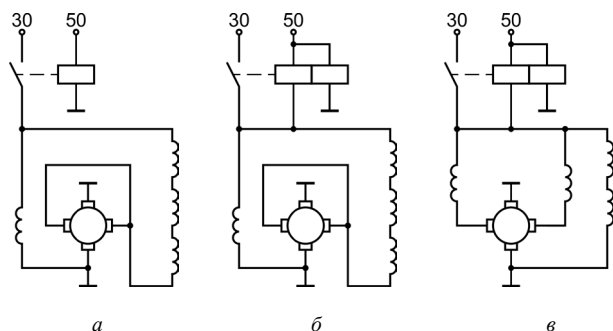


Рис. 8.20. Схема включения обмоток стартера:

- а* – с последовательным возбуждением и однообмоточным тяговым реле;
б – с последовательным возбуждением и двухобмоточным тяговым реле;
в – со смешанным возбуждением и двухобмоточным тяговым реле

В схеме управления с однообмоточным тяговым реле при замыкании контактов S1 выключателя зажигания 2 ток поступает на обмотку тягового реле через клемму «50» (рис. 8.21, *а*).

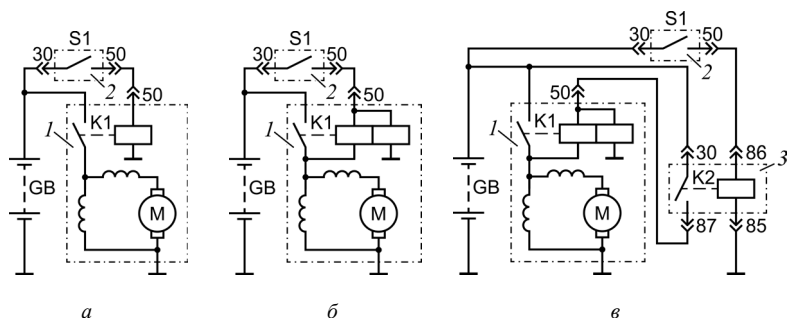


Рис. 8.21. Схемы управления электростартерами: *а* – с однообмоточным тяговым реле; *б* – с двухобмоточным тяговым реле; *в* – с двухобмоточным тяговым реле и дополнительным реле; 1 – электростартер; 2 – выключатель зажигания; 3 – дополнительное реле

Обмотка тягового реле втягивает в себя якорь тягового реле, который с помощью рычажного механизма вводит шестерню привода в зацепление с венцом маховика и в конце хода замыкает силовые контакты реле K1 в цепи электродвигателя М. Стартер начинает запускать двигатель внутреннего сгорания. Для отключения стартера необходи-

мо убрать усилие с ключа выключателя зажигания. Тогда якорь отключенного тягового реле под действием пружины вернет механизм привода в исходное положение и отключит стартер от бортовой сети (клемма «30»).

В стартере с двухобмоточным реле при замыкании контактов S1 ток от аккумуляторной батареи идет непосредственно на обмотку удерживающего реле, а на обмотку втягивающего реле ток идет через электродвигатель стартера (рис. 8.21, б). Втягивающая и удерживающие обмотки совместно втягивают якорь тягового реле, что приводит к его перемещению и замыканию контактов K1. Втягивающая обмотка при этом отключается и стартер находится во включенном состоянии только благодаря удерживающей обмотке.

Для снижения тока, проходящего через контакты выключателя зажигания, используют дополнительное реле 3 (рис. 8.21, в). При замыкании контактов S1 ток идет на обмотку дополнительного реле (клеммы «85» и «86»). Контакты K2 реле 3 замыкаются, и ток от аккумуляторной батареи через клеммы «30» и «87» дополнительного реле поступает на тяговое реле стартера 1, минуя контакты выключателя зажигания 2.

Для предотвращения повторного включения стартера после пуска двигателя устанавливают реле блокировки, для срабатывания которого могут быть использованы сигналы от различных датчиков (датчика частоты вращения коленчатого вала, датчика давления масла в системе смазки и т. д.). Часто такое реле блокирует пуск двигателя после появления номинального напряжения питания на выходе генератора.

Электронная система управления пуском двигателя с автоматическим отключением и блокировкой стартера представлена на рис. 8.22.

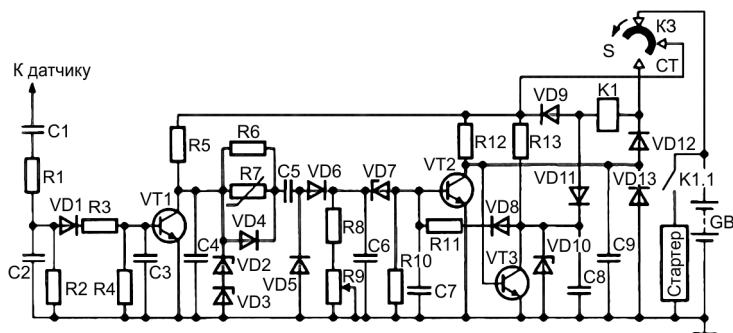


Рис. 8.22. Схема системы управления пуском двигателя с автоматическим отключением и блокировкой стартера

Система состоит из реле стартера K1 с нормально разомкнутыми контактами K1.1, выключателя стартера S и электронного блока управления, в который входят формирователь сигнала на транзисторе VT1, преобразователь сигнала на диодах VD5 и VD6, компаратор на стабилитроне VD7 и триггер на транзисторах VT2 и VT3. Сигнал на вход электронного блока поступает от датчика частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Когда выключатель S переводится в положение «КЗ» («Включено»), блок управления запитывается от аккумуляторной батареи. При этом триггер устанавливается в первое устойчивое состояние, при котором транзистор VT2 закрыт, а транзистор VT3 открыт. Схема подготовлена к пуску двигателя.

После перевода выключателя S в положение «СТ» («Пуск») ток через диод VD11 и открытый транзистор VT3 поступает на обмотку реле K1. Реле срабатывает, и через замкнутые контакты K1.1 подается ток на тяговое реле стартера. Стартер включается и проворачивает коленчатый вал двигателя.

При вращении коленчатого вала на вход формирователя начинает поступать импульсный сигнал с датчика частоты вращения. Усиленный транзистором VT1 импульсный сигнал выпрямляется диодами VD5 и VD6 и на конденсатор C6 образуется постоянное напряжение, величина которого прямо пропорциональна частоте импульсов. Когда двигатель запустится, частота вращения коленчатого вала возрастет, и увеличение частоты импульсов приведет к росту напряжения на конденсаторе C6. Когда напряжение на конденсаторе C6 превысит порог срабатывания компаратора, стабилитрон войдет в режим пробоя и ток через стабилитрон поступит на базу транзистора VT2 и триггер переключится во второе устойчивое состояние, в котором транзистор VT2 открыт, а транзистор VT3 закрыт. Обмотка реле K1 обесточится, контакты K1.1 разомкнутся, и стартер отключится.

Повторное включение стартера возможно только после снижения частоты вращения коленчатого вала и перевода выключателя S в первоначальное положение. Даже если выключатель S останется в положении «СТ», а двигатель станет глохнуть, повторное включение стартера не произойдет, так как для срабатывания реле K1 необходимо перевести триггер в первое устойчивое состояние, что возможно только при возврате выключателя S в исходное положение.

В качестве датчика частоты вращения коленчатого вала в этой системе может быть использован генератор переменного тока. Перемен-

ный сигнал, необходимый для работы электронного блока, берется либо с одной из фаз генератора, либо с дополнительной специальной обмотки.

Подсистема управления стартером, включенная в единую систему управления энергоснабжением, позволяет автоматически запускать двигатель после его кратковременной остановки для реализации функции «старт-стоп». Также возможно дистанционное управление запуском двигателем по сигналу от ключа зажигания или программируемый запуск двигателя в заданное время для его прогрева.

8.6. Системы зажигания двигателей

8.6.1. Классификация систем зажигания

Система зажигания предназначена для своевременного воспламенения топливовоздушной смеси в цилиндрах бензинового двигателя. Воспламенение топливовоздушной смеси происходит за счет энергии электрического разряда между электродами свечи, ввернутой в головку цилиндра двигателя. Для получения электрического разряда (искры) на электроды свечи необходимо подать высоковольтный импульс напряжения, который получается путем преобразования из низковольтного постоянного напряжения источника питания (аккумуляторной батареи или генератора). Этот импульс определенной величины необходимо подать в нужный момент времени (в конце такта сжатия рабочего цикла двигателя) в нужный цилиндр двигателя.

От энергии искры и момента зажигания смеси зависят устойчивость работы двигателя, его топливная экономичность и экологические показатели. Момент зажигания характеризуется углом опережения зажигания (УОЗ), представляющий собой угол поворота коленчатого вала до верхней мертвой точки, при котором подается искра.

Для создания высокого напряжения в системах зажигания используют трансформаторы, имеющие низковольтную первичную и высоковольтную вторичную обмотки, и называемые катушками зажигания. Работа катушки зажигания основана на накоплении энергии в этом трансформаторе и последующем прерывании тока, протекающего по первичной (низковольтной) обмотке. По способу управления системы зажигания делят на контактные и бесконтактные системы.

По способу прерывания тока системы зажигания подразделяются на механические и электронные. Электронные системы, в свою оче-

редь, могут быть аналоговыми и цифровыми (в том числе микропроцессорными). Коммутирующим устройством в электронных системах вместо контактов прерывателя служат транзисторы или тиристоры.

По способу накопления энергии различают системы с накоплением энергии в индуктивности и в емкости.

По способу регулирования угла опережения зажигания системы могут быть механические и электронные.

Механическим или электронным может быть и распределение импульсов высокого напряжения по свечам зажигания. Механические системы используют одну катушку зажигания на все цилиндры двигателя, электронные – индивидуальную катушку на каждый цилиндр или одну на два цилиндра (двухвыводную катушку).

В системах зажигания получили распространение контактная, контактно-транзисторная, бесконтактно-транзисторная и микропроцессорная системы.

Контактная система зажигания – система с механическим способом прерывания тока в первичной обмотке катушки зажигания, с накоплением энергии в индуктивности, с механическим регулированием УОЗ и механическим распределением высокого напряжения.

Контактно-транзисторная система отличается электронным прерыванием тока с помощью транзистора. В бесконтактно-транзисторной системе управление зажиганием осуществляется без механического прерывателя, который заменяется специальным бесконтактным датчиком. Регулирование УОЗ и распределение высокого напряжения по свечам осуществляется механически.

Микропроцессорные системы отличаются отсутствием механических узлов и работают они по сигналу бесконтактного датчика. Управление УОЗ обеспечивается программным путем. Распределение осуществляется коммутатором с выводами на индивидуальные или двухвыводные катушки зажигания.

8.6.2. Контактная система зажигания

Контактная система зажигания состоит из аккумуляторной батареи 1, замка зажигания, катушки зажигания 5, дополнительного резистора 4, прерывателя 6, распределителя 10 и свечей 13 (рис. 8.23).

Катушка зажигания состоит из первичной и вторичной обмоток. Прерыватель 10 состоит из вращающейся кулачковой шайбы 9, количество кулачков на которой равно числу цилиндров, подвижного 7 и

неподвижного 8 контактов. Распределитель 10 включает в себя центральный электрод с вращающимся ротором 11 и боковые (неподвижные) электроды 12.

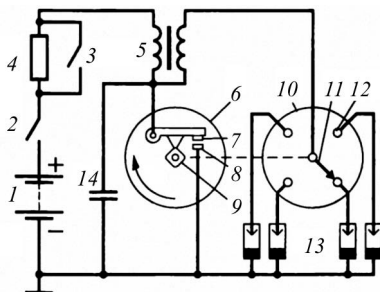


Рис. 8.23. Контактная система зажигания:

- 1 – аккумуляторная батарея; 2, 3 – контакты выключателя зажигания;
- 4 – добавочный резистор; 5 – катушка зажигания; 6 – прерыватель;
- 7, 8 – подвижный и неподвижный контакты прерывателя; 9 – кулачковая шайба;
- 10 – распределитель; 11 – ротор; 12 – неподвижный электрод;
- 13 – свечи зажигания; 14 – конденсатор

Прерыватель объединен вместе с распределителем, поэтому данное устройство называется прерывателем-распределителем.

Работает контактная система следующим образом. При включенном зажигании напряжение через замкнутые контакты 2 и дополнительный резистор 4 подается на первичную обмотку катушки зажигания 5. При повороте кулачковой шайбы от газораспределительного вала двигателя кулачок перестает воздействовать на подвижный контакт 7, и он прижимается к неподвижному контакту 8, замыкая тем самым цепь первичной обмотки катушки зажигания. Через первичную обмотку начинает течь ток, который создает магнитный поток, проходящий через обе обмотки, тем самым накапливая электромагнитную энергию в катушке.

При дальнейшем повороте кулачковой шайбы кулачок нажимает на подвижный контакт, и цепь первичной обмотки катушки зажигания прерывается. Быстрое исчезновение тока в первичной обмотке вызывает быстрое изменение магнитного потока, что вызывает появление ЭДС самоиндукции в обеих обмотках. Поскольку вторичная обмотка имеет большое количество витков, то в ней создается ЭДС большой величины. ЭДС первичной и вторичной обмоток складывается и поступает на центральный электрод распределителя. Поскольку враще-

ние ротора 11 согласовано с поворотом кулачковой шайбы 9, то в момент размыкания контактов прерывателя ротор замыкает центральный электрод распределителя с боковым электродом 12. Высоковольтное напряжение подается на свечу 13, между электродами которой проскакивает искра, воспламеня топливовоздушную смесь.

Поскольку кулачковая шайба имеет несколько выступов, то за один ее оборот цикл повторяется столько раз, сколько цилиндров имеется в двигателе. Распределитель с помощью ротора подает напряжение на боковые электроды (и свечи зажигания) в очередности, предусмотренной порядком работы цилиндров.

Конденсатор 14, включенный параллельно контактам прерывателя, уменьшает искрение контактов при их размыкании, увеличивая их долговечность. Контакт 3 выключателя зажигания замыкается во время запуска двигателя, когда напряжение на аккумуляторной батарее падает из-за подключения стартера. Пониженное напряжение батареи снижает ЭДС самоиндукции, и его может оказаться недостаточно для искрообразования. Контакт 3 закорачивает добавочный резистор 4, снижая тем самым сопротивление цепи первичной обмотки катушки зажигания. Это приводит к увеличению тока в цепи и созданию большего магнитного потока, что компенсирует снижение напряжения батареи при пуске двигателя.

Катушка зажигания имеет цилиндрическую форму и представляет собой трансформатор, состоящий из первичной 8 и вторичной 6 обмоток, намотанных на общем сердечнике 4 (рис. 8.24, а). Сердечник набирают из тонких листов электротехнической стали. Вначале на сердечник наматывается вторичная обмотка 6 проводом диаметром 0,06...01 мм, имеющая 17 500...26 000 витков, затем первичная 8 проводом диаметром 0,57...0,77 мм (250...300 витков).

Вторичная обмотка имеет отдельную высоковольтную клемму для высоковольтного провода, идущего к центральному электроду распределителя. Для лучшей изоляции между обмотками помещают картонную трубку 7. Размещение первичной обмотки снаружи позволяет улучшить ее охлаждение, поскольку она нагревается проходящим через нее большим током.

Добавочный резистор 11 выполняется в виде спирали из высокоомной проволоки и крепится своим корпусом 10 к корпусу 2 катушки зажигания.

Первичная 6 и вторичная 8 обмотки катушки зажигания намотаны на сердечнике 4 в одном направлении (рис. 8.24, б). Обмотки соединены последовательно, образуя автотрансформатор.

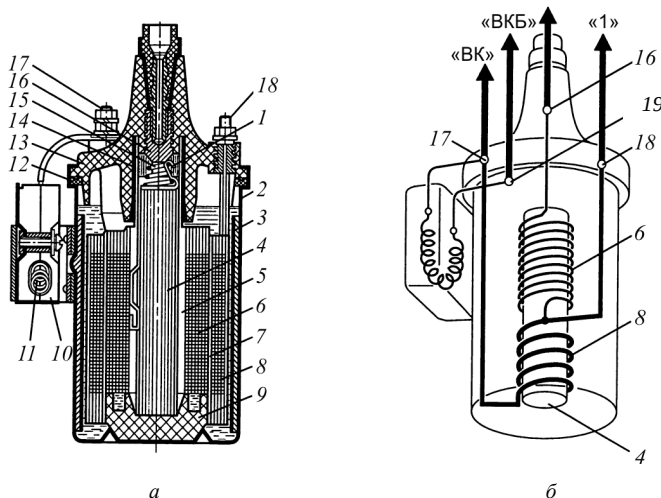


Рис. 8.24. Катушка зажигания: *а* – общее устройство; *б* – принципиальная схема;
 1 – пластина; 2 – корпус; 3 – магнитопровод; 4 – сердечник; 5, 7 – картонная трубка;
 6 – вторичная обмотка; 8 – первичная обмотка; 9 – изолятор; 10 – корпус добавочного
 резистора; 11 – добавочный резистор; 12 – резиновое уплотнительное кольцо;
 13 – пластмассовая крышка; 14 – изоляционная втулка; 15 – пружина;
 16 – клемма высоковольтная; 17 – клемма «ВК»; 18 – клемма «1»; 19 – клемма «ВКБ»

Последовательное соединение обмоток, намотанных в одном направлении, позволяет складывать ЭДС самоиндукции обмоток (200...400 В первичной и 15...20 кВ вторичной).

При подаче напряжения на первичную обмотку ток в ней нарастает постепенно, как и магнитный поток, от величины которого зависит ЭДС самоиндукции. Сила тока в момент разрыва цепи первичной обмотки и ЭДС самоиндукции зависят длительности воздействия напряжения, которая, в свою очередь, зависит от времени замкнутого состояния контактов прерывателя. Поскольку контакты замыкаются и размыкаются при повороте кулачковой шайбы, то время замкнутого состояния напрямую связано от угла поворота шайбы, при котором контакты будут замкнуты. Этот угол называется углом замкнутого состояния контактов α_3 . На угол замкнутого состояния контактов оказывает влияние количество кулачков на шайбе, профиль кулачка и зазор между контактами. При увеличении зазоре между контактами угол α_{31} уменьшается (рис. 8.25, *а*), при уменьшении – увеличивается (угол α_{32} на рис. 8.25, *б*).

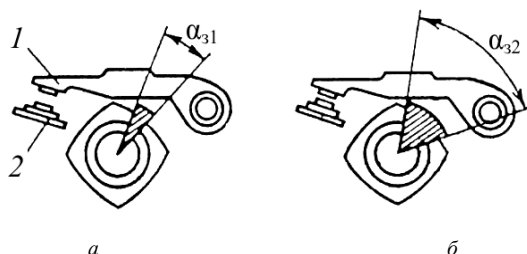


Рис. 8.25. Кулачковый механизм прерывателя: *а* – большой зазор между контактами; *б* – малый зазор между контактами; 1 – контакт на подвижном рычажке; 2 – неподвижный контакт; α_{31} , α_{32} – углы замкнутого состояния контактов соответственно при большом и малом зазорах между контактами

Подбирая величину зазора между контактами, можно добиться максимальной отдачи энергии от системы зажигания.

При изменении частоты вращения коленчатого вала двигателя возникает необходимость изменения угла опережения зажигания. Такое изменение УОЗ обеспечивает центробежный регулятор прерывателя. Регулятор устанавливается на приводном валу прерывателя-распределителя и передает вращение от вала кулачковой шайбе. Он состоит из двух грузиков 2 с пружинами 1 и подвижной пластины 3 с кулачковой шайбой 6 (рис. 8.26, *а* и *б*).

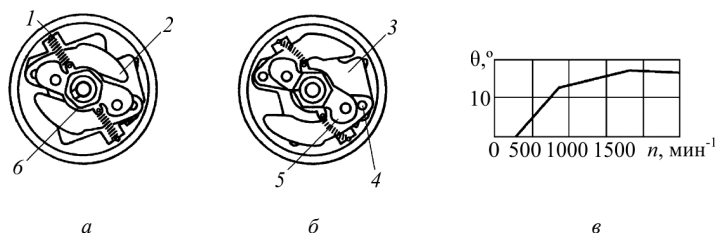


Рис. 8.26. Центробежный регулятор УОЗ и его характеристика: *а* и *б* – положения грузиков соответственно при малой и большой частотах вращения коленчатого вала двигателя; *в* – характеристика регулятора; 1 – пружина; 2 – грузик; 3 – подвижная пластина; 4 – ось вращения грузика; 5 – траверса; 6 – кулачковая шайба

При низкой частоте вращения коленчатого вала грузики прижаты друг к другу пружинами 1 (рис. 8.26, *а*). Угол опережения зажигания при этом минимальный. При увеличении частоты вращения под действием увеличившейся центробежной силы грузики преодолевают

усилие пружин и начинают расходиться, поворачивая при этом подвижную пластину с кулачковой шайбой относительно вала (рис. 8.26, б). Угол опережения зажигания увеличивается.

Изменяя массу грузиков, жесткость пружин, величину зазора между пружиной и грузиками и другие параметры, подбирают необходимую зависимость УОЗ (θ) от частоты вращения коленчатого вала n (рис. 8.26, в).

Вакуумный регулятор обеспечивает изменение УОЗ в зависимости от нагрузки на двигатель. Герметичная полость Б вакуумного регулятора отделена от окружающей среды гибкой мембраной 7, которая тягой 9 шарнирно соединена с подвижной пластиной 11 прерывателя (рис. 8.27, а). Полость Б регулятора через трубку 5 сообщается с дроссельным пространством карбюратора. В полости А поддерживается давление окружающей среды.

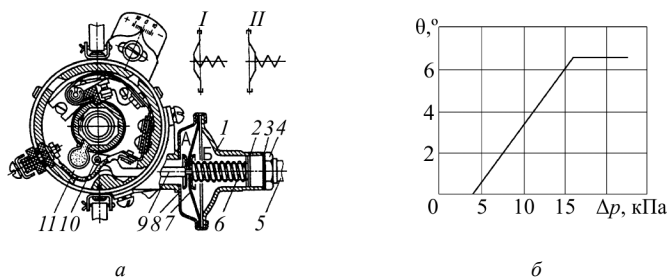


Рис. 8.27. Вакуумный регулятор УОЗ и его характеристика: а – конструкция;

б – характеристика; 1 – крышка корпуса; 2 – регулировочная прокладка;

3 – уплотнительная прокладка; 4 – штуцер крепления трубки; 5 – трубка; 6 – пружина;

7 – мембрана; 8 – корпус регулятора; 9 – тяга; 10 – ось тяги; 11 – подвижная пластина прерывателя; I и II – положение мембраны регулятора соответственно при большей и меньшей нагрузке на двигатель; А и Б – полости регулятора

При уменьшении нагрузки двигателя дроссельная заслонка прикрывается. Разрежение Δp в полости Б увеличивается. При изменении величины разрежения мембрана 7, преодолевая усилие пружины 6, перемещается и тяга 9 поворачивает подвижную пластину 11 вместе с прерывателем против направления вращения кулачковой шайбы. УОЗ увеличивается (рис. 8.27, б).

Достоинством контактной системы зажигания является ее простота. Недостатки контактной системы зажигания связаны с недостаточно высоким напряжением на высоких и низких частотах вращения, недо-

статочной энергией искрового разряда, необходимостью частой чистки контактов и регулирования зазора между ними.

8.6.3. Контактно-транзисторная система зажигания

Основной особенностью контактнo-транзисторной системы зажигания является то, что через контакты прерывателя проходит небольшой ток управления транзистором, а не ток первичной обмотки катушки зажигания. Коммутация ток первичной обмотки осуществляется транзистором. Так как транзистор разгружает контакты прерывателя, искрообразование на них значительно снижается и долговечность контактов увеличивается. Кроме того, транзисторная система позволяет обеспечивать необходимую скорость прерывания тока в первичной обмотке катушки зажигания независимо от угла замкнутого состояния контактов.

Один из вариантов контактнo-транзисторной системы зажигания представлен на рис. 8.28. Система состоит из аккумуляторной батареи 1, выключателя зажигания с контактами 2 и 3, добавочных резисторов 4 и 5, прерывателя 7, транзисторного коммутатора 6 и катушки зажигания. Распределитель и свечи зажигания на схеме не показаны, они конструктивно такие же, как в контактной системе.

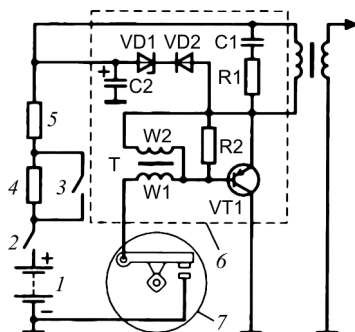


Рис. 8.28. Контактнo-транзисторная система зажигания:
1 – аккумуляторная батарея; 2, 3 – контакты выключателя зажигания;
4, 5 – добавочные резисторы; 6 – коммутатор;
7 – прерыватель

При замыкании контактов прерывателя через них начинает протекать ток базы транзистора VT1, что приводит к его открытию. Через

переход коллектор-эмиттер транзистора ток идет по первичной обмотке катушки зажигания W1, образуя в катушке магнитный поток. При размыкании контактов ток базы исчезает, транзистор закрывается, ток в первичной цепи катушки зажигания резко прерывается. Резко уменьшающийся магнитный поток вызывает появление большой по величине ЭДС во вторичной обмотке катушки зажигания W2. При этом величина ЭДС во вторичной обмотке практически не зависит от частоты вращения.

Дополнительный резистор 4 служит для увеличения тока в первичной обмотке при пуске двигателя. Импульсный трансформатор Т в схеме ускоряет закрывание транзистора при размыкании контактов, а диод VD2 и стабилитрон VD1 защищают транзистор от перегрузки. Для защиты транзисторного коммутатора от высоковольтного напряжения первичная обмотка катушки зажигания электрически не связана со вторичной.

Контактно-транзисторные системы зажигания не избавились полностью от недостатков контактной системы – изнашивания контактов и необходимостью их регулировки.

8.6.4. Бесконтактно-транзисторная система зажигания

В бесконтактно-транзисторных системах зажигания отсутствует прерыватель с контактами. В таких системах функции синхронизаторов момента зажигания выполняют бесконтактные датчики, конструктивно объединенные в датчиках-распределителях с регулятором угла опережения зажигания и устройством распределения импульсов высокого напряжения по цилиндрам двигателя.

В бесконтактно-транзисторных системах могут применяться генераторные, магнитоэлектрические, оптоэлектронные, токовихревые датчики, датчики Холла и другие. Основная функция датчика – передать информацию о положении коленчатого вала двигателя электронному блоку системы зажигания.

На рис. 8.29 показана схема бесконтактной системы зажигания, состоящей из датчика Холла, электронного коммутатора, катушки зажигания и распределителя со свечами зажигания.

Электронный коммутатор собран на интегральных микросхемах и содержит несколько блоков. Блок времени накопления позволяет снизить мощность потерь в катушке и коммутаторе на низких и средних частотах вращения коленчатого вала, одновременно обеспечивая оп-

тимальное накопление энергии для искрового разряда. Блок ограничения силы тока снижает величину тока в первичной обмотке при повышенном напряжении питания. Блок безыскровой отсечки прерывает ток в первичной обмотке при остановленном коленчатом вале и включенном зажигании. Блок ограничения напряжения электроснабжения выполняет функцию стабилизатора напряжения питания электронного коммутатора.



Рис. 8.29. Бесконтактная система зажигания: 1 – датчик Холла; 2 – электронный коммутатор; 3 – распределитель

Выходной каскад управляет током в первичной обмотке катушки зажигания. Транзистор выходного каскада отывается по сигналу датчика Холла на время, определяемое блоками времени накопления и ограничения силы тока, формируя в первичной цепи катушки зажигания импульсы тока требуемой скважности и амплитуды.

Датчик-распределитель (рис. 8.30) состоит из датчика Холла 13 с постоянным магнитом, закрепленных на подвижной пластине 7, центробежного регулятора 4, вакуумного регулятора и распределителя с ротором 11 и крышкой 10. Валик датчика-распределителя 2 приводится во вращение от распределительного вала двигателя через муфту 1. На центробежном регуляторе закреплен экран 14 датчика Холла. Подвижная пластина с датчиком Холла связана с вакуумным регулятором. При вращении валика 2 вращается экран с прорезями 14. Количество прорезей в экране равно числу цилиндров двигателя. Когда в зазоре между постоянным магнитом и датчиком Холла находится про-

резь экрана, магнитное поле постоянного магнита воздействует на датчик, на выходе которого появляется низкое напряжение. При дальнейшем повороте происходит экранирование магнитного поля, и напряжение на выходе датчика Холла становится максимальным. Таким образом, с датчика Холла на вход электронного коммутатора поступают импульсы напряжения прямоугольной формы со скважностью, равной трем и частотой, равной частоте вращения распределительного вала (в два раза меньшей, чем коленчатого вала), умноженной на число цилиндров.

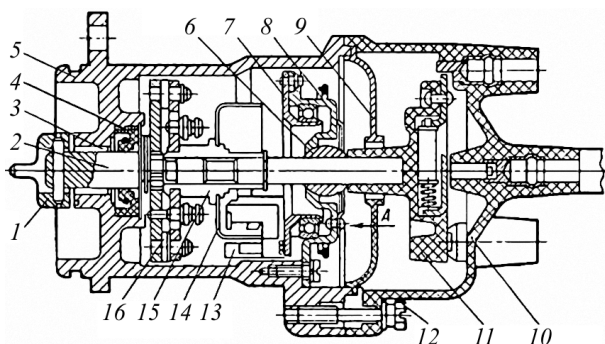


Рис. 8.30. Датчик-распределитель: 1 – муфта; 2 – валик; 3 – втулка; 4 – манжета; 5 – корпус; 6 – шаровой вкладыш; 7 – подвижная пластина; 8 – неподвижная пластина; 9 – изоляционная прокладка; 10 – крышка; 11 – ротор; 12 – крепежный винт; 13 – датчик Холла; 14 – экран; 15 – втулка крепления экрана; 16 – центробежный регулятор

Центробежный регулятор 16 корректирует угол опережения зажигания в зависимости от частоты вращения за счет поворота экрана относительно валика привода. Вакуумный регулятор изменяет УОЗ, поворачивая подвижную пластину 7 с датчиком Холла относительно корпуса датчика-распределителя в зависимости от разрежения во впускном трубопроводе.

Недостатком бесконтактно-транзисторных систем зажигания является наличие механического распределителя зажигания и механической регулировки УОЗ.

8.6.5. Микропроцессорные системы зажигания

Возможности бесконтактно-транзисторных систем ограничены по реализации управления УОЗ. Цифровые системы зажигания позволяют

воспроизводить характеристики управления УОЗ любой сложности в зависимости от различных внешних факторов.

Цифровые системы зажигания подразделяются на системы с аппаратным регулированием и системы с программной обработкой поступающей от датчиков информации. Жесткая логика алгоритма управления цифровых систем с аппаратным управлением является их существенным недостатком. Системы зажигания с программным управлением позволяют гибко воспроизводить характеристики регулирования УОЗ в зависимости от частоты вращения, температуры, положения дроссельной заслонки, величины детонации и других факторов, оказывающих влияние на эффективность работы двигателя.

На рис. 8.31 представлен один из вариантов реализации микропроцессорной системы зажигания. Основу система составляет микроконтроллер 7, управляющий сигнал от которого поступает на электронный коммутатор 8. Электронный коммутатор обеспечивает работу катушек зажигания 11 и 12.

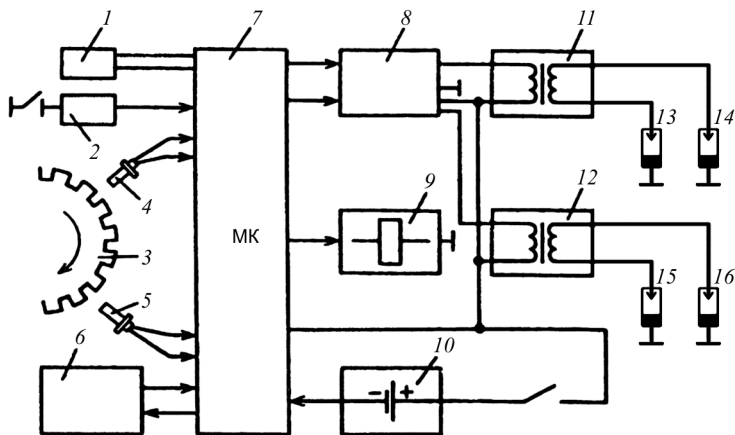


Рис. 8.31. Схема микропроцессорной системы зажигания: 1 – датчик давления во впускном трубопроводе двигателя; 2 – датчик положения дроссельной заслонки; 3 – маховик двигателя; 4 – датчик положения коленвала; 5 – датчик угла поворота коленвала; 6 – датчик температуры охлаждающей жидкости; 7 – микроконтроллер; 8 – электронный коммутатор; 9 – электромагнитный клапан холостого хода; 10 – аккумуляторная батарея; 11, 12 – катушки зажигания; 13–16 – свечи зажигания

Микроконтроллер 7 обрабатывает информацию, полученную от датчика давления во впускном трубопроводе 1, датчика положения

дрессельной заслонки 2, датчиков положения и угла поворота коленвала 4 и 5 и датчика температуры охлаждающей жидкости 6. В соответствии с программой, заложенной в микроконтроллер, происходит подача управляющего сигнала на электронный коммутатор 8. В результате искрообразование происходит в момент времени, рассчитанный и оптимизированный микроконтроллером в зависимости от различных входных параметров. Дополнительной функцией микроконтроллера является управление электромагнитным клапаном холостого хода 9.

В цифровых системах зажигания используются бесконтактные технологии распределения высоковольтного напряжения по свечам зажигания. Электронные средства позволяют осуществить распределение высоковольтных импульсов путем коммутации низковольтных цепей катушек зажигания.

В системах зажигания с индивидуальными катушками, имеющими один высоковольтный вывод, свеча каждого цилиндра двигателя FV1...FV4 подключена к собственной катушке зажигания T1...T4, имеющей индивидуальный коммутационный ключ VT1...VT4 (рис. 8.32, а). Управление работой ключей осуществляется сигналами контроллера $U_{сз1}...U_{сз4}$.

Система зажигания с индивидуальными катушками позволяет заменить традиционные катушки зажигания катушками, смонтированными совместно с наконечниками свечи зажигания.

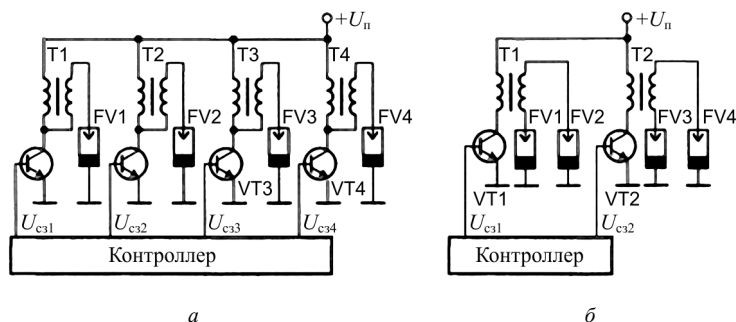


Рис. 8.32. Электронный распределитель: а – с индивидуальными катушками; б – с двухвыводными катушками

Система с двухвыводными катушками требует в два раза меньше катушек и электронных ключей по сравнению с первым вариантом.

По второму варианту двухвыводная катушка подключается к свечам сразу двух цилиндров, момент зажигания в которых смещен на 360° (рис. 8.32, б). В результате искрообразование происходит одновременно в двух цилиндрах. При этом одна искра возникает в конце такта сжатия, воспламеняя топливовоздушную смесь (рабочая искра), а вторая – в конце такта выпуска (холостая искра). В связи с постоянным направлением тока во вторичной обмотке катушки зажигания искрообразование у одной свечи (FV2 или FV4) всегда протекает с центрального электрода на боковой, у другой (FV1 или FV3) – с бокового на центральный. Для четырехцилиндрового двигателя в такой системе требуется две катушки зажигания и двухканальный коммутатор вместо четырехканального.

Благодаря гибкости цифровых систем в управлении углом опережения зажигания эти системы наиболее полно удовлетворяют требованиям, предъявляемым к регулированию УОЗ. На рис. 8.33 приведена трехмерная калибровочная диаграмма, представляющая взаимосвязь УОЗ с частотой вращения коленчатого вала и нагрузки на двигатель, определяемой по разрежению во впускном трубопроводе. Данная диаграмма используется для программирования микроконтроллера системы зажигания.

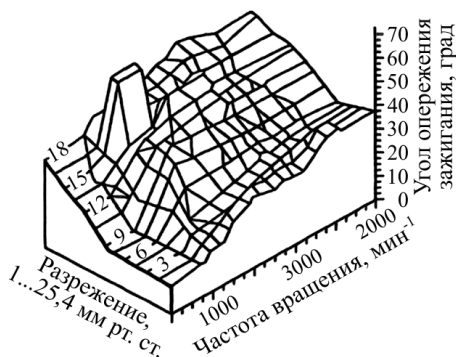


Рис. 8.33. Калибровочная диаграмма цифровой системы зажигания

Из диаграммы следует, что характеристики оптимальных углов опережения зажигания, воспроизводимых цифровыми системами, значительно сложнее характеристик, которые могут быть воспроизведены системами с механическими центробежными и вакуумными регуляторами УОЗ.

Работа двигателя вблизи границы зоны детонации обеспечивает наибольший КПД, поэтому целесообразно использовать устройства, позволяющие двигателю работать вблизи зоны детонации, но ограничивающие время его работы с детонацией или полностью ее исключающие.

Для обеспечения работы двигателя в режиме, близком к границе зоны детонации, в цифровых и микропроцессорных системах зажигания применяют датчики детонации, размещаемые в определенных местах блока цилиндров или головки блока. Датчик детонации воспринимает возникающие при детонационном сгорании топлива высокочастотные колебания блока цилиндров или головки блока и преобразует их в электрические сигналы, поступающие в электронный блок управления

При поступлении от датчика информации о возникновении детонации микроконтроллер выдает импульс на уменьшение УОЗ до значения, при котором детонация прекращается. Затем по алгоритму, заложенному в программное обеспечение микроконтроллер, УОЗ приближается к оптимальному.

В программно-адаптивных системах управления по критерию детонации информация от датчика детонации используется для корректирования заложенной в микроконтроллер программы управления УОЗ. Амплитуда ударных волн в камере сгорания p зависит от частоты вращения n и угла поворота φ коленчатого вала двигателя и может достигать значительной величины при определенных сочетаниях этих параметров (рис. 8.34, *а*). Использование программно-адаптивной системы управления УОЗ значительно снижает детонацию, сглаживая амплитуду ударных волн во всем диапазоне частот вращения и углов поворота коленчатого вала (рис. 8.34, *б*).

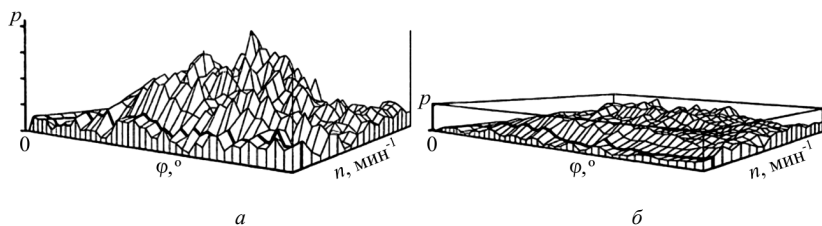


Рис. 8.34. Результаты работы системы управления УОЗ по критерию детонации:
а – система выключена; *б* – система включена

Применение систем управления по критерию детонации позволяет несколько увеличить степень сжатия двигателя и тем самым обеспечить более высокие его мощностные и экономические показатели. С помощью таких систем решается проблема возможных изменений фактического октанового числа бензина в эксплуатационных условиях.

8.6.6. Компоненты систем зажигания

Для получения цифровой информации о частоте вращения и положении коленчатого вала применяют профилированный зубчатый диск, жестко связанный с коленчатым валом двигателя. Часто для такой цели используется зубчатый венец маховика с дополнительным установочным зубом или штифтом из магнитомягкой стали, обеспечивающим формирование датчиком начала отсчета импульса, который соответствует положению поршня первого цилиндра в ВМТ.

Наибольшее распространение в цифровых и микропроцессорных системах зажигания получили индуктивные датчики. Индукционная катушка 4 датчика находится около постоянного магнита 5, один полюс которого обращен в сторону вращающегося зубчатого диска или зубчатого венца маховика (рис. 8.35). Между цилиндрической поверхностью зуба 2 и магнитопроводом 3 датчика предусмотрен небольшой зазор. При прохождении зуба 2 вблизи магнитопровода величина воздушного зазора между ними изменяется, что приводит к изменению магнитного потока в магнитопроводе и появлению электрического импульса в расположенной на нем индукционной катушке.

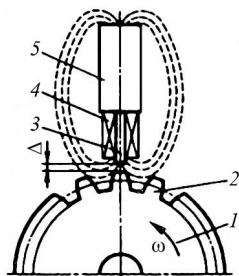


Рис. 8.35. Индуктивный датчик:

- 1 – зубчатый диск; 2 – зуб;
- 3 – магнитопровод;
- 4 – индукционная катушка;
- 5 – постоянный магнит

Импульсы появляются периодически с частотой, пропорциональной частоте вращения коленчатого вала, и служат для синхронизации работы системы зажигания с рабочими процессами в цилиндрах двигателя.

В качестве датчиков детонации чаще всего используются вибродатчики на основе пьезоэлектрических преобразователей. Принцип работы вибродатчика заключается в преобразовании вибрации какой-либо поверхности двигателя (например, стенки блока цилиндров) в электрический сигнал.

Датчик детонации состоит из кольцевого пьезоэлемента 1 и инерционной массы 2 (рис. 8.36) и размещается на блоке цилиндров. С пьезоэлемента сигнал снимается с помощью вывода из латунной фольги 4. Колебания блока цилиндров двигателя при детонации через инерционную массу передаются к пьезоэлементу, в котором индуцируется переменное напряжение, передаваемое по экранированному кабелю в электронный блок управления.

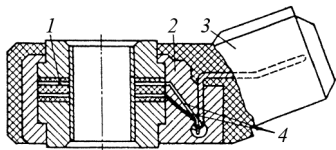


Рис. 8.36. Датчик детонации:
1 – пьезоэлемент; 2 – инерционная масса;
3 – электрический разъем;
4 – латунная фольга

Датчик детонации устанавливают в таком месте, в котором создается надежная регистрация начала детонации во всех цилиндрах двигателя. На двигателях с большим числом цилиндров могут быть установлены два датчика детонации, работа которых должна быть синхронизирована с вращением распределительного вала.

Наибольшее распространение в бесконтактных аналоговых и цифровых системах зажигания получили магнитоэлектрические датчики и датчики Холла, обеспечивающие высокую точность отслеживания момента искрообразования и обладающие повышенной помехозащищенностью и стойкостью к внешним воздействиям.

Магнитоэлектрический датчик с вращающимися магнитами состоит из неподвижной обмотки 3 статора 1 и постоянного магнита 2, жестко связанного с валиком датчика-распределителя 4 (рис. 8.37, а). Число пар полюсов магнита равно числу цилиндров двигателя. При вращении ротора в магнитной системе статора изменяется магнитный поток, пронизывающий обмотку статора, и на выходе датчика появляются близкие к синусоидальным импульсы напряжения. Развиваемое датчиком напряжение подается на вход транзисторного коммутатора, который коммутирует ток в первичной цепи катушки зажигания, обеспечивая накопление энергии в ней и возникновение высокого вторичного напряжения в момент искрообразования с соответствующим УОЗ.

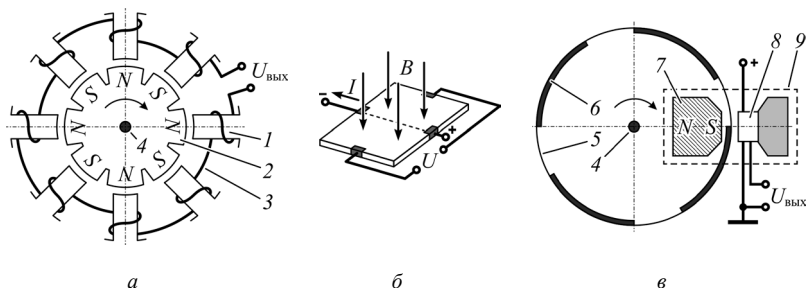


Рис. 8.37. Бесконтактные датчики: *а* – магнитоэлектрический датчик; *б* – элемент Холла; *в* – датчик Холла; 1 – статор; 2 – магнит; 3 – обмотка; 4 – валик датчика-распределителя; 5 – ротор; 6 – щелевой экран; 7 – магнит; 8 – магнитоуправляемая интегральная схема; 9 – корпус датчика Холла

Недостатками магнитоэлектрического датчика являются значительная индуктивность обмотки и влияние на амплитуду и скажность вырабатываемого сигнала управления частоты вращения ротора датчика.

Работа датчика Холла основана на использовании гальваномагнитного эффекта в элементе Холла, который представляет собой тонкую пластинку с четырьмя выводами, выполненную из полупроводникового материала (рис. 8.37, *б*). Если по пластинке через два противоположных вывода пропустить ток I и одновременно поднести к пластинке постоянный магнит с индукцией B , то на перпендикулярных выводах возникнет ЭДС величиной U .

ЭДС Холла очень мала, поэтому датчик Холла, помимо элемента Холла, включает в себя преобразователь с усилителем, компаратор, выходной каскад и стабилизатор напряжения. Конструктивно датчик Холла выполнен в виде одной микросхемы, называемой магнитоуправляемой интегральной схемой.

Магнитное поле в датчике создается постоянным магнитом 7 (рис. 8.37, *в*). Магнитная система и магнитоуправляемая интегральная схема 8, объединенные в одном корпусе 9, образуют микропереключатель на эффекте Холла. Коммутация магнитного потока осуществляется ротором 5, выполненным из магнитомягкой стали в виде шторки с экранами 7 и прорезями. Ротор связан с валиком 4 датчика-распределителя и вместе с ним вращается. Число прорезей равно числу цилиндров двигателя.

При прохождении около постоянного магнита прорези ротора силовые линии его магнитного поля пронизывают поверхность элемента

Холла, и на его выходе появляется ЭДС. Когда в зазоре между магнитоуправляемой интегральной схемой и магнитом находится экран ротора, происходит шунтирование магнитного потока, и ЭДС снижается до минимума. При периодическом изменении магнитного потока на выходе ДХ формируется сигнал об угловом положении коленчатого вала двигателя в виде импульсов напряжения прямоугольной формы. Частота вращения ротора почти не влияет на форму импульса ЭДС, поэтому точность датчика Холла значительно выше, чем магнитоэлектрического датчика.

Свеча зажигания (рис. 8.38, *а*) имеет металлический корпус 4 с резьбой для ввертывания в отверстие головки блока цилиндров и боковым электродом 10. Часто для более надежного искрообразования вместо одного бокового электрода устанавливают от двух до четырех боковых электродов.

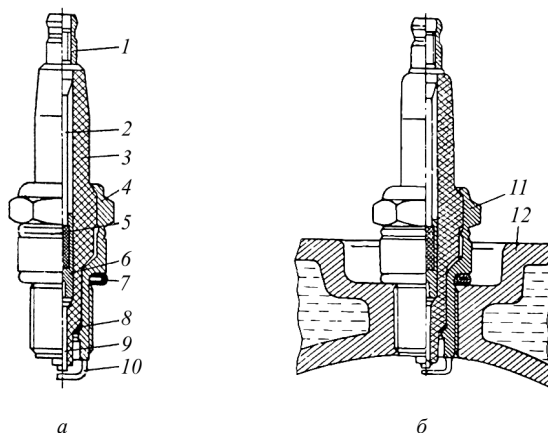


Рис. 8.38. Свеча зажигания:

а – общее устройство; *б* – установка в головке блока цилиндров;

1 – контактная головка; 2 – контактный стержень; 3 – изолятор; 4 – корпус;

5 – термоосадочный пояс; 6 – электропроводный герметик; 7 – уплотнительное кольцо; 8 – теплопроводящая шайба; 9 – центральный электрод; 10 – боковой электрод;

11 – свеча зажигания; 12 – головка блока цилиндров

Герметичность цилиндра в резьбовом соединении обеспечивается уплотнительным кольцом 7. В корпусе 4 закреплен изолятор 3 с теплопроводящей уплотнительной шайбой 8. Внутри изолятора проходит контактный стержень 2, верхняя часть которого оканчивается контактной головкой 1, а нижняя – центральным электродом 9.

В головке блока цилиндров 12 свеча 11 устанавливается таким образом, чтобы внутрь камеры сгорания цилиндра выступали только боковой и центральный электроды свечи (рис. 8.38, б).

Свеча нормально работает при температуре теплового конуса изолятора в пределах 400...900 °С. Нагар на конусе исчезает при нагреве до температуры 400...500 °С, называемой температурой самоочищения свечи. Если температура деталей свечи превысит 850...900 °С, может возникнуть преждевременное воспламенение смеси (калильное зажигание) до момента появления искры.

Количество теплоты, передаваемой свече, зависит от степени сжатия, формы камеры сгорания, материала поршня и головки блока цилиндров, способа охлаждения, нагрузки и частоты вращения коленчатого вала двигателя. Чем больше количество теплоты, выделяемой в камере сгорания, тем больше должна быть теплоотдача свечи.

Тепло отводится от свечи через ее корпус, изолятор, центральный и боковой электроды и поступающую в камеру сгорания топливовоздушную смесь.

Теплоотдача свечи зависит от длины теплового конуса изолятора. При длинном тепловом конусе изолятора отвод теплоты от него затрудняется: свеча с длинным тепловым конусом получает большое количество теплоты и плохо охлаждается. Такую свечу принято называть «горячей» (рис. 8.39). Короткий тепловой конус изолятора, обеспечивающий хорошую теплопередачу, характерен для «холодных» свечей. При установке «горячей» свечи на форсированный быстроходный двигатель возникнет калильное зажигание, тогда как на изоляторе «холодной» свечи, установленной на тихоходном двигателе с низкой степенью сжатия, будет откладываться нагар, шунтирующий искровой промежуток.

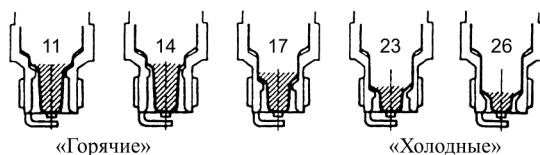


Рис. 8.39. Свечи с различными тепловыми характеристиками

Так как тепловые условия работы свечей на различных двигателях существенно отличаются, свечи изготавливают с разной тепловой характеристикой, которую оценивают калильным числом. Калильное

число выбирается из следующего ряда чисел: 8, 11, 14, 17, 20, 23 и 26. Малые значения калильных чисел относятся к «горячим» свечам, высокие значения – к «холодным».

Искровые свечи различают по диаметру резьбы корпуса, длине ввертной части, типу уплотнения, калильному числу. Маркировка свечи зажигания должна содержать:

- обозначение диаметра и шага резьбы (А – резьба М14×1,25, М – резьба М18×1,5);

- букву, характеризующую особенность конструкции свечи (К – с коническим уплотнителем без прокладки; М – малогабаритная); если конструктивные особенности свечи отсутствуют, то букву не ставят;

- калильное число;

- обозначение длины резьбовой части (Н – 11 мм, Д – 19 мм); длину резьбовой части 12 мм не обозначают;

- букву В при выступании теплового конуса изолятора за торец корпуса.

Пример маркировки: А17ДВ – свеча с резьбой М14×1,25, калильным числом 17, длиной резьбовой части корпуса 19 мм, выступающим тепловым конусом, обычным уплотнением медной шайбой.

Свечи к двигателю должны подбираться с учетом реальных условий эксплуатации. Если свеча по калильному числу выбрана правильно, то тепловой конус изолятора имеет цвет от серо-оранжевого до коричневого. Белый цвет изолятора свидетельствует о том, что свеча перегревается, т. е. имеет слишком малое калильное число. Если калильное число свечи выше необходимого, тепловой конус изолятора покрывается нагаром.

Высокое напряжение к свечам зажигания подводится по высоковольтным проводам, к которым в результате предъявляются повышенные требования по изоляции. Для снижения утечки тока провода выполняют с многослойной изоляцией из полихлорвинила, полиэтилена, силикона и других материалов. Высоковольтные провода создают большую емкостную нагрузку на систему зажигания, поэтому их стремятся сделать как можно короче. Наименьшая длина проводов имеется в системах с индивидуальными катушками зажигания, устанавливаемыми непосредственно на свечах.

Высоковольтные провода впускаются двух типов – низкоомные (до 0,5 Ом/м) и высокоомные (1...40 кОм/м). Поскольку в момент электроискрового разряда в свечах по высоковольтным проводам протекает высокочастотный ток, то эти провода излучают радиопомехи.

Для снижения уровня радиопомех последовательно с низкоомными проводами включают помехоподавительные резисторы в распределители зажигания и изоляторы свечей. Наибольшее распространение получили высокоомные провода с распределенным по длине сопротивлением, которые позволяют отказаться от помехоподавительных резисторов. При повышенных требованиях к уровню радиопомех используется экранирование элементов системы зажигания.

9. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ДВИГАТЕЛЕЙ

9.1. Основные определения по теории двигателей

Теплоемкостью называется количество теплоты, которое необходимо подвести к телу (или отвести от него) для изменения его температуры на 1 К.

Теплоемкость, отнесенную к 1 кг вещества, называют *удельной* (Дж/кг · К) и обозначают C . Теплоемкость, отнесенную к 1 м³ вещества при нормальных физических условиях, называют *объемной* (Дж/м³ · К) и обозначают C' . Теплоемкость, отнесенную к 1 кмоль вещества, называют *молярной* (Дж/кмоль · К) и обозначают μC .

Моль – единица количества вещества в системе СИ. В моле содержится столько молекул (атомов, ионов, или других структурных элементов вещества) сколько атомов содержится в 0,012 кг ¹²С (углерода атомной массой 12), т. е. $6,022 \cdot 10^{23}$. Это число известно как число Авогадро и обозначается $N_A = 6,022 \cdot 10^{23}$ моль⁻¹.

Первый закон термодинамики является частным случаем всеобщего закона превращения и сохранения энергии применительно к тепловым явлениям.

Уравнение первого закона термодинамики имеет вид:

$$q = \Delta U + L. \quad (9.1)$$

Формулировка первого закона термодинамики – теплота q , подводимая к термодинамической системе, затрачивается на изменение ее внутренней энергии ΔU и совершение работы L против внешних сил.

Второй закон термодинамики определяет направления, по которому протекают термодинамические процессы, и устанавливает возможные пределы превращения теплоты в работу при круговых процессах, поэтому он дополняет первый закон термодинамики.

Современная формулировка второго закона термодинамики звучит следующим образом: «*Любой реальный самопроизвольный процесс является необратимым*».

Физический смысл второго закона термодинамики может быть пояснен при помощи выражения:

$$dS \geq 0, \quad (9.2)$$

т. е. энтропия изолированной термодинамической системы может оставаться постоянной, если в системе протекают *обратимые* процессы, или возрастет при протекании в ней *необратимых* процессов, но ни при каких условиях не может уменьшаться.

Знак равенства в выражении (9.2) относится к обратимым процессам, а знак $>$ – к необратимым.

Все действительные термодинамические процессы являются необратимыми, поэтому энтропия изолированной термодинамической системы всегда возрастает.

Энтропия S – функция состояния термодинамической системы, изменение которой dS в равновесном процессе равно отношению количества подведенной или отведенной теплоты dq к термодинамической температуре T системы:

$$dS = dq/T. \quad (9.3)$$

Различают энтропию тела или системы S (Дж/К) и удельную энтропию dS (Дж/кг · К).

Совокупность последовательно происходящих термодинамических процессов, в результате которых рабочее тело возвращается в исходное состояние, называется *круговым процессом* или *циклом*.

Циклы бывают *прямые* и *обратные*. Цикл, в результате которого получается положительная работа, называется *прямым циклом*. По прямым циклам работают все тепловые двигатели. Цикл, для осуществления которого необходимо затрачивать работу, называется *обратным циклом*. По обратным циклам работают холодильные машины.

Эффективность прямого термодинамического цикла (для ДВС) оценивается термическим КПД:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}, \quad (9.4)$$

где q_1 – количество подведенной в цикл теплоты,

q_2 – тепловые потери цикла.

Основными термодинамическими процессами, имеющими большое значение в теории тепловых двигателей, являются: *изохорный, изобарный, изотермический, адиабатный и политропный*.

Изохорным процессом называется процесс подвода или отвода теплоты от газа, происходящий при постоянном объеме, $V = \text{const}$.

Изобарным процессом называется процесс подвода или отвода теплоты от газа, происходящий при постоянном давлении, $P = \text{const}$.

Изотермическим процессом называется процесс подвода или отвода теплоты от газа, происходящий при постоянной температуре, $T = \text{const}$.

Адиабатным процессом называется процесс, протекающий при отсутствии теплообмена термодинамической системы с окружающей средой, необходимым условием адиабатного процесса является $dq = 0$ и $q = 0$.

Основное уравнение адиабатного процесса имеет вид:

$$PV^k = \text{const},$$

где k – показатель адиабаты. Для идеального газа k не зависит от параметров его состояния, а зависит только от вида газа и определяется числом степеней свободы его молекул. Для одноатомных газов $k = 1,67$, для двухатомных $k = 1,4$, для трех- и многоатомных $k = 1,33$.

Политропным называется процесс, в котором возможно изменение всех термодинамических параметров состояния и может осуществляться теплообмен, но теплоемкость в процессе остается постоянной.

Уравнение политропного процесса имеет вид:

$$PV^n = \text{const},$$

где n – показатель политропы, который может принимать любые положительные и отрицательные значения от $-\infty$ до $+\infty$.

9.2. Идеальные циклы двигателей

Идеальный цикл двигателя – замкнутый цикл, в котором сжатие и расширение рабочего тела адиабатные, теплоемкость рабочего тела постоянна и не зависит от температуры, химический состав и объем рабочего тела не меняются, процессы мгновенного подвода и отвода теплоты заменяют процессы сгорания и газообмена. В этом цикле нет других потерь теплоты, кроме неизбежной теплоотдачи холодному телу.

Цикл с подводом теплоты при $V = \text{const}$ (цикл Отто) в системах координат PV показан на рис. 9.1. Он состоит из следующих процессов: $a-c$ – адиабатическое сжатие рабочего тела, $c-z$ – подвод теплоты q_1 при постоянном объеме (по изохоре), $z-b$ – адиабатическое расширение рабочего тела, $b-a$ – отвод теплоты q_2 при постоянном объеме (по изохоре).

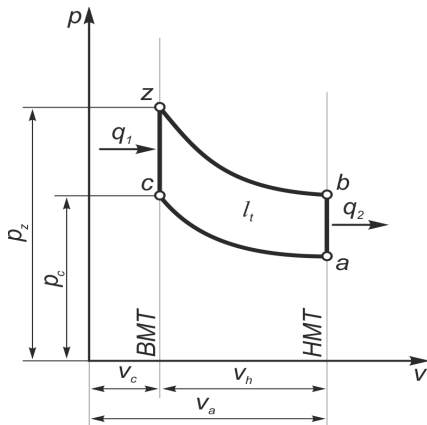


Рис. 9.1. Идеальный цикл с подводом теплоты при $V = \text{const}$

Параметры цикла:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} \text{ – степень сжатия;}$$

где V_a – полный объем цилиндра;
 V_c – объем камеры сгорания.

$$\lambda_p = \frac{P_z}{P_c} \text{ – степень повышения давления.}$$

Экономичность любого цикла оценивается величиной термодинамического КПД цикла, а эффективность его работы определяется удельной работой цикла – средним давлением цикла. Оно представляет собой работу, приходящуюся на единицу рабочего объема. Чем больше удельная работа, тем меньше размеры цилиндра поршневого двигателя для получения требуемой мощности.

Для рассматриваемого цикла термодинамический КПД имеет вид:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (9.5)$$

где k – показатель адиабаты.

Анализ данного выражения показывает, что экономичность цикла с подводом теплоты при $V = \text{const}$ зависит только от показателя адиабаты и степени сжатия, повышаясь с их увеличением. Цикл Отто применяется в качестве модели для двигателей с искровым зажиганием (ИЗ).

Цикл с подводом теплоты при $P = \text{const}$ (цикл Дизеля) в системах координат PV показан на рис. 9.2. Он состоит из следующих процессов: $a-c$ – адиабатическое сжатие рабочего тела, $c-z$ – подвод теплоты q_1 при постоянном давлении (по изобаре), $z-b$ – адиабатическое расширение рабочего тела, $b-a$ – отвод теплоты q_2 при постоянном объеме (по изохоре).

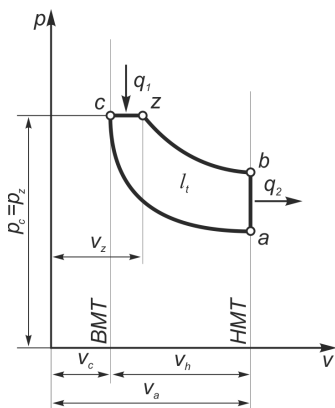


Рис. 9.2. Идеальный цикл с подводом теплоты при $P = \text{const}$

Параметры цикла:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} \text{ – степень сжатия;}$$

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} \text{ – степень предварительного расширения.}$$

Термодинамический КПД цикла определяется по следующей зависимости:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k\varepsilon^{k-1}(\rho - 1)}. \quad (9.6)$$

Цикл Дизеля применяется в качестве базовой модели для компрессорных дизелей.

Цикл со смешанным подводом теплоты при $V = \text{const}$ и $P = \text{const}$ (цикл Тринклера) показан в системах координат PV на рис. 9.3. Он состоит из следующих процессов: $a-c$ – адиабатическое сжатие рабочего тела, $c-z$ – подвод теплоты q'_1 при постоянном объеме (по изохоре), $z-z'$ – подвод теплоты q''_1 при постоянном давлении (по изобаре) $z'-b$ – адиабатическое расширение рабочего тела, $b-a$ – отвод теплоты q_2 при постоянном объеме (по изохоре).

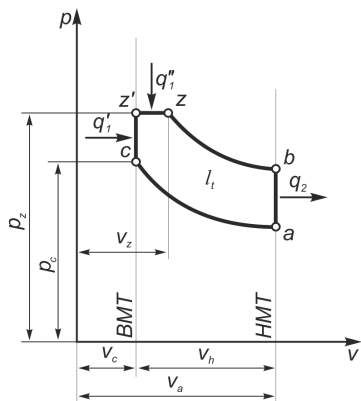


Рис. 9.3. Идеальный цикл с подводом теплоты при $V = \text{const}$ и $P = \text{const}$

Параметры цикла:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} - \text{степень сжатия};$$

$$\lambda_p = \frac{P_{z'}}{P_c} - \text{степень повышения давления};$$

$$\rho = \frac{V_z}{V_{z'}} - \text{степень предварительного расширения}.$$

Формула термодинамического КПД для данного цикла:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda_p \rho^k - 1}{\lambda_p - 1 + k \lambda_p (\rho - 1)}. \quad (9.7)$$

Из данного выражения видно, что η_t цикла возрастает с увеличением ε и зависит от ρ и λ_p . Анализ формулы показывает, что η_t достигает своего максимума при $\rho = 1$, т. е. когда рассматриваемый цикл превращается в цикл $V = \text{const}$. При $\lambda_p = 1$ цикл превращается в цикл

$P = \text{const}$, и термический КПД имеет свое минимальное значение (при неизменной степени сжатия). КПД смешанного цикла имеет промежуточное значение по отношению к циклам с подводом теплоты при постоянном объеме и давлении.

Цикл Тринклера используется в качестве расчетной модели для современных дизелей.

9.3. Действительные циклы

Совокупность периодически повторяющихся в цилиндре реального двигателя тепловых, химических и газодинамических процессов, в результате осуществления которых термохимическая энергия топлива преобразуется в механическую работу, называется *действительным* циклом двигателя.

Действительные процессы в двигателе внутреннего сгорания значительно отличаются от процессов, составляющих идеальные циклы. Эти отличия главным образом обусловлены тем, что в реальном двигателе невозможно выполнить те условия и ограничения, которые характеризуют эти циклы. Например, в действительном цикле имеют место физические и химические изменения состава и количества рабочего тела; в каждом цикле происходит смена рабочего тела, т. е. действительный цикл является разомкнутым. Подвод теплоты осуществляется не извне, а в результате протекания экзотермических химических реакций в самом рабочем теле, причем этот процесс протекает не мгновенно, а имеет некую продолжительность, которая в свою очередь зависит от ряда факторов. Некоторыми из таких факторов является химический состав горючей смеси и теплообмен между рабочим телом и окружающими его деталями. Кроме того, часть теплоты газов теряется, переходя в систему охлаждения и в окружающую среду, поэтому процессы сжатия и расширения являются политропическими, а не адиабатическими. Теплоотдача имеет место и в процессе сгорания (теплота не только сообщается газам, но и отводится от них в стенки цилиндра). В результате этих факторов теплоемкость рабочего тела изменяется и процесс сообщения теплоты осуществляется не мгновенно, а с определенной скоростью.

Действительные циклы двигателей графически изображаются в координатах давление – объем (P, V), или в координатах давление – угол поворота коленчатого вала (P, φ). Такие графические зависимости давления от указанных параметров называют *индикаторными диаграммами*. Если в качестве независимой переменной принимается объем

рабочей полости цилиндра V , то индикаторная диаграмма носит название свернутой, а если угол поворота ϕ коленчатого вала – развернутой.

По свернутым индикаторным диаграммам удобно проводить термодинамический анализ (определять индикаторную работу, температуру процессов сжатия и расширения, тепловыделение и т. д.).

Действительный цикл четырехтактного двигателя совершается за 2 оборота коленчатого вала. Для двигателей с ИЗ и внешним смесеобразованием он включает следующие процессы (рис. 9.4):

– *впуск свежего заряда (frdak)*. В период впуска свежего заряда поршень движется от ВМТ к НМТ и освобождаемый им объем заполняется свежим зарядом. Этот заряд представляет собой смесь топлива и воздуха;

– *сжатие (акс'с'')*;

– *момент подачи искры на электроды свечи (точка с')*;

– *горение (z'z_дz'')*;

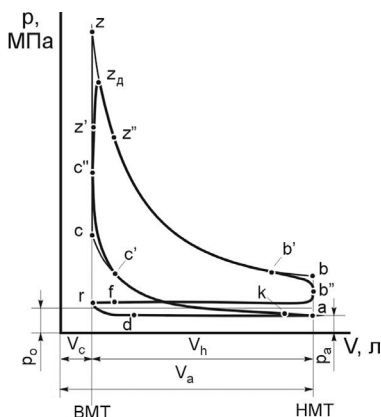


Рис. 9.4. Свернутая индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя с ИЗ:

V_h – рабочий объем цилиндра;

V_c – объем камеры сжатия;

V_a – полный объем цилиндра

– *рабочий ход (с''z'z_дz''b'b'')*. В течение этого хода происходит расширение продуктов сгорания и преобразование тепловой энергии в механическую работу;

– *выпуск отработавших газов (b'b''frd)*. При выпуске отработавших газов рабочая полость цилиндра двигателя очищается за счет их свободного истечения (b'b'') и принудительного вытеснения поршнем при его движении от НМТ до ВМТ.

Свернутая индикаторная диаграмма четырехтактного дизеля со свободным впуском (без наддува) имеет следующий вид (рис. 9.5).

При открытии впускного клапана (на участке $frdak$) в цилиндр поступает воздух, а затем происходит его политропное сжатие (после закрытия впускного клапана) на участке kc . Точка c' соответствует моменту начала впрыскивания топлива в камеру сгорания.

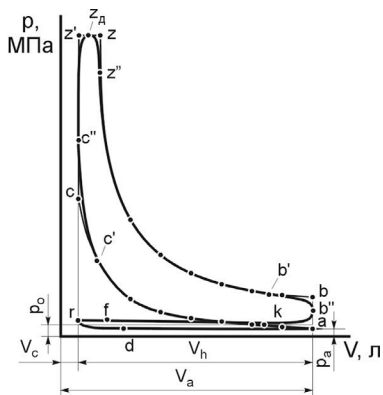


Рис. 9.5. Свернутая индикаторная диаграмма дизельного двигателя

Далее происходит перемешивание распыленного топлива с воздухом, его испарение, химические преобразования и воспламенение за счет высокой температуры сжатия. Сгорание топлива сопровождается резким повышением давления и температуры (участок $c'z'$), на участке $z'z$ происходит дальнейшее повышение температуры при незначительном повышении давления. Протекание процесса сгорания существенно зависит от степени сжатия, физико-химических свойств топлива, способа топливоподачи, формы камеры сгорания, интенсивности завихрения топливно-воздушного заряда и др. факторов.

После сгорания происходит процесс политропного расширения; в точке b' (начало открытия выпускного клапана) газы начинают под избыточным давлением удаляться из цилиндра двигателя, поэтому выпуск отработавших газов занимает полный ход поршня при его движении от НМТ к ВМТ а также часть процесса впуска. На участке frd (оба клапана открыты) происходит продувка цилиндра.

Геометрическая степень сжатия, представляет собой отношение полного объема цилиндра V_a к объему камеры сгорания:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_c + V_h}{V_c}, \quad (9.8)$$

где V_h – рабочий объем цилиндра (объем описываемый ходом поршня).

Для оценки параметров цикла в некоторых случаях используют действительную степень сжатия ε_d , которая меньше геометрической, что обусловлено запаздыванием закрытия впускного клапана после ВМТ, и определяется выражением:

$$\varepsilon_d = \frac{V_c + V_h^k}{V_c}, \quad (9.9)$$

где V_h^k – рабочий объем цилиндра при положении поршня в момент закрытия впускного клапана (точка k).

9.4. Действительные циклы двухтактных двигателей

Основное отличие рабочего цикла двухтактного двигателя от четырехтактного заключается в том, что в нем нет специальных ходов поршня для осуществления процессов газообмена, а имеется только два основных такта – сжатие и рабочий ход, которые происходят за один оборот коленчатого вала. Очистка цилиндров от отработавших газов и их наполнение свежим зарядом происходят в конце процесса расширения и в начале сжатия. В этом случае очистка и наполнение совершаются принудительно свежим зарядом, предварительно сжатым до определенного давления.

Рассмотрим принцип работы двухтактного двигателя с кривошипно-камерной схемой продувки (рис. 9.6). Цилиндр данного двигателя имеет два окна: выпускное 1 и продувочное 2, которые открываются верхней частью поршня, и впускное окно, открываемое юбкой поршня. Окно 2 сообщается с внутренней полостью цилиндра, а окно 1 – с кривошипной камерой.

Поршень при движении от ВМТ к НМТ (не доходя до НМТ) верхней своей частью начинает открывать выпускное окно 1 (точка b') и давление газов снижается за счет их истечения из цилиндра под избыточным давлением (линия $b'-f$). Дальнейшее перемещение поршня к НМТ ведет к открытию продувочного окна (точка f), и горючая смесь, ранее поступившая в кривошипную камеру через впускное окно (при движении поршня от НМТ к ВМТ на такте сжатия), под небольшим избыточным давлением начинает поступать в цилиндр двигателя.

Процессы газообмена в двухтактных двигателях осуществляются в конце расширения и начале сжатия, часть рабочего объема V_n оказывается потерянной для основных процессов. Поэтому в двухтактных

двигателях различают геометрический (полный V_h) и действительный (V'_h) рабочие объемы, которые связаны между собой уравнением:

$$V'_h = V_h - V_{\pi} \quad (9.10)$$

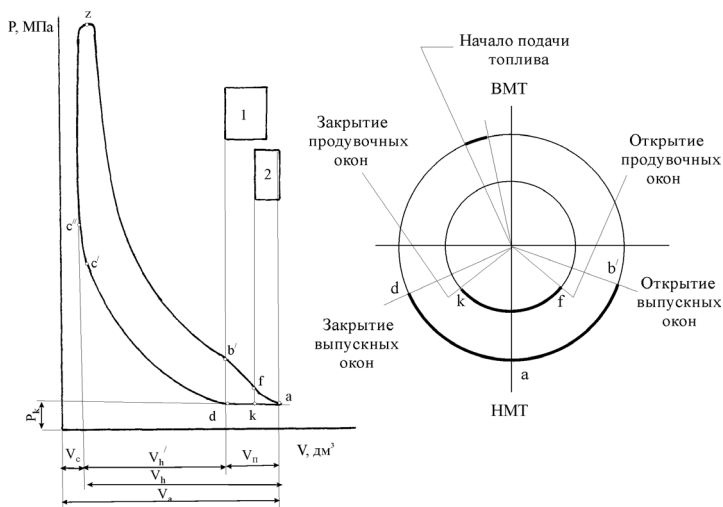


Рис. 9.6. Свернутая индикаторная диаграмма двухтактного двигателя:
1 – выпускное окно, 2 – продувочное окно

Соответственно с этим в двухтактных двигателях различают две степени сжатия:

геометрическую $\varepsilon = \frac{V_c + V_h}{V_c};$

действительную $\varepsilon = \frac{V_c + V'_h}{V_c} \quad (9.11)$

Если обозначить через $\psi_{\pi} = \frac{V_{\pi}}{V_h}$ долю потерянного объема, то связь между геометрической и действительной степенью сжатия можно выразить следующим образом:

$$\begin{aligned}\varepsilon &= \frac{V_c + V_h}{V_c} = \frac{V_c + V'_h + V_n}{V_c} = \varepsilon_d + \frac{V_n}{V_c} = \varepsilon_d + \frac{\psi_n V_h}{V_c} = \\ &= \varepsilon_d + \frac{\psi_n V_h + \psi_n V_c - \psi_n V_c}{V_c} = \varepsilon_d + \varepsilon \psi_n - \psi_n, \quad (9.12)\end{aligned}$$

откуда $\varepsilon_d = \varepsilon(1 - \psi_n) + \psi_n$ или $\varepsilon = \frac{\varepsilon_d - \psi_n}{1 - \psi_n}$.

В сведениях о двухтактных двигателях обычно приводится геометрическая степень сжатия, а в формулы теплового расчета двигателя следует подставлять действительную степень сжатия.

Величина ψ_n зависит от схемы продувки и колеблется в пределах от 0.15 до 0.30.

Применительно к сельскохозяйственной технике двухтактные двигатели находят применение в качестве пусковых установок тракторных дизелей, для привода маломощной сельскохозяйственной техники и стационарных энергетических средств для дизель-генераторов.

9.5. Процесс впуска

Процесс впуска. Процесс впуска в двигателях предназначен для наполнения цилиндров свежим зарядом (смесью воздуха с топливом или воздухом). Процесс впуска (рис. 9.7) условно начинается в точке f и соответствует началу открытия впускного клапана до прихода поршня в ВМТ. Заканчивается впуск при полном закрытии впускного клапана в точке k , когда поршень прошел НМТ.

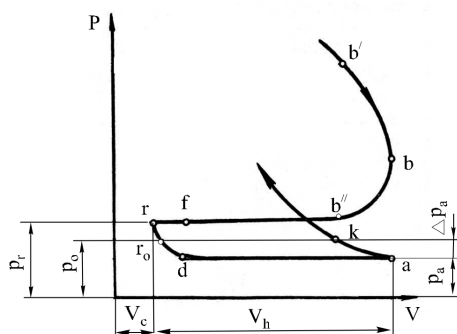


Рис. 9.7. Диаграмма процесса газообмена четырехтактного двигателя

Подготовительный период начинается с момента открытия впускного клапана (точка f), т. е. за $10...30$ градусов поворота коленчатого вала (град ПКВ) до прихода поршня в ВМТ и заканчивается в ВМТ.

В этот период клапан только начинает открываться, образуя узкую щель, сопротивление которой достаточно велико. Этот период необходим для того, чтобы подготовить клапан к быстрому подъему, т. е. к быстрому увеличению проходного сечения к моменту начала движения поршня после ВМТ. Таким образом, предварительное открытие впускного клапана до прихода поршня в ВМТ создает некоторое проходное сечение, что улучшает наполнение цилиндра, а также используется для продувки цилиндров (двигатель с наддувом), что уменьшает количество остаточных газов и снижает тепловую напряженность деталей цилиндропоршневой группы.

Фактически наполнение цилиндра свежей смесью возможно при движении поршня от ВМТ к НМТ, но в начальный момент (точка r) $p_r > p_o$ и в цилиндре расширяются остаточные газы до точки r_o и только после преодоления аэродинамических сопротивлений в системе впуска в цилиндр начинает поступать свежий заряд (точка d).

В течение основного впуска в цилиндр поступает $85...90$ % всего свежего заряда.

Дозарядка начинается с момента прохождения поршнем НМТ и оканчивается в момент закрытия впускного клапана (точка k), т. е. через $40...60^\circ$ после НМТ. При запаздывании закрытия впускного клапана после НМТ используется скоростной напор, инерционные и волновые явления во впускной системе с целью дозарядки цилиндра.

Степень совершенства процесса наполнения оценивается коэффициентом наполнения, представляющим собой отношение действительного количества свежего заряда, поступившего в цилиндр в процессе впуска к теоретически возможному. Согласно определению:

$$\eta_v = \frac{M_1}{M_h} = \frac{G_1}{G_h} = \frac{G_1}{\rho_3 V_h}, \quad (9.13)$$

где M_1 , G_1 – действительное количество свежего заряда, поступившего в цилиндр двигателя в процессе впуска (соответственно число киломолей и масса свежего заряда);

M_h , G_h – число киломолей и масса свежего заряда, которые могли бы поместиться в рабочем объеме цилиндра при (P_o , T_o или P_k , T_k);

ρ_3 – плотность свежего заряда на впуске.

Коэффициент наполнения дает оценку характеристик газообмена только в самом двигателе без оценки внешнего состояния среды, которая оказывает дополнительное влияние на массовый заряд цилиндра при изменении атмосферных условий. В зависимости от атмосферных условий массовый заряд цилиндра изменяется пропорционально плотности атмосферного воздуха, зависящей от барометрического давления и температуры.

Массовый часовой расход воздуха определяется по выражению:

$$G_v = \frac{120}{\tau_d} i V_h n \rho_k \eta_v, \quad (9.14)$$

где τ_d – тактность двигателя;

i – число цилиндров;

ρ_k – плотность заряда на впуске.

9.6. Процесс сжатия

Предварительное сжатие рабочего тела в двигателях внутреннего сгорания позволяет повысить тепловой перепад, в котором осуществляются рабочие циклы, что создает благоприятные условия для протекания процесса сгорания в связи с уменьшением объема рабочего тела, повышением его температуры и давления перед воспламенением топлива. В результате этого значительно повышается экономичность рабочего процесса. В дизеле к концу сжатия необходимо создать температуру для надежного воспламенения топлива на всех режимах, в том числе и при пуске.

Параметры рабочего процесса в конце такта сжатия определяются степенью сжатия и условиями теплообмена между стенками цилиндров и рабочим телом.

При выборе степени сжатия ϵ учитывается ее влияние на полезное использование теплоты в цикле, достижение надежного самовоспламенения в дизелях, динамические и тепловые нагрузки на детали КШМ и цилиндропоршневой группы. С увеличением степени сжатия КПД возрастает и повышается экономичность цикла. Однако при значениях ϵ больше 11 рост КПД замедляется.

С точки зрения получения наибольшей экономичности двигателя оптимальным считается $\epsilon = 11 \dots 13$.

В бензиновых двигателях допустимое значение степени сжатия ограничивается условиями возникновения детонационного сгорания. Оно ниже оптимального.

В дизелях фактическое значение ε принимают с учетом необходимости создания надежного самовоспламенения впрыскиваемого топлива на любом возможном режиме работы двигателя. К моменту впрыскивания топлива температура в конце сжатия должна превышать температуру самовоспламенения топлива на 100...200 К.

У тракторных двигателей степень сжатия принимают несколько ниже ($\varepsilon = 14...17$), а у автомобильных дизелей несколько выше ($\varepsilon = 16...20$), что обусловлено разницей в нагрузочных режимах работы этих двигателей, их быстроходности и необходимости многократного и быстрого пуска автомобильного дизеля в процессе эксплуатации.

Расчет давления и температуры в конце сжатия ведут по уравнению политропного процесса для точек a и c :

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1}; \quad T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1}, \quad (9.15)$$

где n_1 – показатель политропы сжатия.

В действительном цикле процесс сжатия протекает при переменном по величине и направлению теплообмене между рабочим телом и окружающими его деталями, частичной потере рабочего тела через неплотности в сопряжениях деталей и испарении части находящегося в цилиндре топлива. Таким образом, процесс сжатия носит политропный характер.

В начале такта сжатия температура заряда обычно значительно ниже средней температуры окружающих деталей, поэтому начальная стадия сопровождается подводом теплоты к рабочему телу и показатель n_1 политропы сжатия больше показателя k адиабаты сжатия.

По мере движения поршня от НМТ к ВМТ температура рабочего тела повышается, и теплообмен между зарядом и стенками цилиндра снижается. Затем происходит выравнивание температур и происходит мгновенный адиабатный процесс. Показатели политропы и адиабаты сжатия становятся равными: $n_1 = k$. При дальнейшем сжатии температура заряда начинает превышать температуру стенок цилиндропоршневой группы, что обуславливает изменение направления теплоотдачи. В этом случае кривая сжатия проходит выше кривой адиабаты сжатия, $n_1 < k$. Причем разность значений увеличивается по мере приближения поршня к ВМТ. Таким образом, процесс сжатия в реальных двигателях представляет собой сложный политропный процесс с переменным показателем политропы n_1 .

Для упрощения практических расчетов переменный показатель политропы заменяют на его среднее постоянное значение n_1 .

Зависимость показателя политропы сжатия от частоты вращения коленчатого вала n двигателя получена профессором В. А. Петровым:

$$n_1 = 1,41 - 100/n, \quad (9.16)$$

где n – частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} .

9.7. Процесс сгорания

В двигателях внутреннего сгорания происходит горение топливо-воздушной смеси в результате окисления топлива кислородом воздуха.

Теплота, выделяющаяся вследствие термохимического окисления топлива, идет на повышение внутренней энергии рабочего тела и на совершение механической работы. В процессе сгорания рабочее тело (газы) подвергается качественным и количественным изменениям. Для расчета процесса сгорания необходимо определить количество, состав и теплоемкости газов, находящихся в цилиндре двигателя до и после сгорания.

В автотракторных двигателях применяют в основном жидкие топлива, полученные в результате переработки нефти. Так как на процессы смесеобразования и сгорания отводится очень малый промежуток времени (сотые доли секунды), то к топливу предъявляются следующие требования:

- легкая испаряемость при различных температурах воздуха, необходимая для быстрого и качественного образования горючей смеси;
- достаточно мелкое распыливание при впрыске (дизельные двигатели);
- сгорание без нагаро- и коксообразования;
- «мягкость» протекания процесса сгорания;
- полное и своевременное протекание процесса сгорания;
- безвредность продуктов сгорания.

Применяемые топлива представляют собой смесь различных углеводородов. Содержание отдельных химических элементов в топливе характеризует элементарный состав.

Элементарный состав топлива задают массовыми долями углерода и водорода, содержащихся в 1 кг топлива (табл. 9.1). При использовании кислородосодержащих топлив в элементарном составе учитывают кислород.

Таблица 9.1. Элементарный состав автотракторного топлива по массе

Наименование топлива	Элементарный состав, кг			Низшая теплота сгорания H_u , кДж/кг
	С	Н	О	
Бензин	0,85	0,15	–	43 500...44 500
Дизельное топливо	0,856	0,136	0,008	41 500...42 500

При полном сгорании молекулы топлива окисляются до CO_2 (диоксид углерода) и H_2O (водяной пар).

Реакция сгорания водорода может быть выражена формулой:



т. е. две молекулы водорода, соединяясь с одной молекулой кислорода, дают две молекулы воды. Принимая во внимание молекулярный вес водорода и кислорода, реакцию сгорания можно представить следующим образом:

2H_2	O_2	$2\text{H}_2\text{O}$
4 кг	32 кг	36 кг
1 кг	8 кг	9 кг
H кг	$8H$ кг	$9H$ кг
H кг	$\frac{8H}{32} = \frac{H}{4}$ кмоли	$\frac{9H}{18} = \frac{H}{2}$ кмоли

Таким образом, для сгорания H кг водорода требуется $H/4$ кмоли кислорода, в результате чего получится $H/2$ кмоли продуктов сгорания H_2O .

Реакция сгорания углерода $\text{C} + \text{O}_2 = \text{CO}_2$. Для полного сгорания с учетом молекулярного веса углерода будем иметь:

C	O_2	CO_2
12 кг	32 кг	44 кг
1 кг	$\frac{32}{12} = \frac{8}{3}$ кг	$\frac{44}{12} = \frac{11}{3}$ кг
C кг	$\frac{8}{3}C$ кг	$\frac{11}{3}C$ кг
C кг	$\frac{8}{3 \cdot 32}C = \frac{C}{12}$ кмоли	$\frac{11}{3 \cdot 44}C = \frac{C}{12}$ кмоли

Следовательно, для сгорания C кг углерода в углекислый газ требуется $C/12$ кмоль кислорода и получается $C/12$ кмоль продуктов сгорания CO_2 .

При сгорании с недостатком воздуха сгорание будет неполным. Состав продуктов сгорания во многом будет зависеть от сравнительной активности окисления отдельных элементов, входящих в состав топлива. Считая, что водород более активен, чем углерод, реакция сгорания водорода записывается тем же уравнением, что и для случая $\alpha = 1$. Ввиду нехватки кислорода часть углерода окисляется до CO_2 , а часть до CO (оксид углерода).

Из рассмотренных уравнений сгорания отдельных составляющих элементов топлива нетрудно определить минимальное количество кислорода, необходимого для полного сгорания, которое называется стехиометрическим.

Стехиометрическое количество кислорода для сгорания 1 кг топлива рассчитывается следующим образом:

$$l'_0 = \left(\frac{8}{3}C + 8H - O \right), \frac{\text{кг воздуха}}{\text{кг топлива}}. \quad (9.18)$$

Так как в воздухе содержится по массе 23 % кислорода и 77 % азота, то минимальное количество воздуха, теоретически необходимого для полного сгорания 1 кг топлива, составит:

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3}C + 8H - O \right), \frac{\text{кг воздуха}}{\text{кг топлива}}. \quad (9.19)$$

Оно называется также стехиометрическим количеством воздуха.

Для бензина $l_0 = 14,8 \frac{\text{кг воздуха}}{\text{кг топлива}}$, для дизельного топлива

$$l_0 = 14,4 \frac{\text{кг воздуха}}{\text{кг топлива}}.$$

Так как в воздухе по объему содержится 21 % кислорода и 79 % азота, то количество воздуха в киломолях, теоретически необходимого для полного сгорания 1 кг топлива, составит:

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \frac{\text{кмоль воздуха}}{\text{кг топлива}}. \quad (9.20)$$

Связь между этими величинами выглядит следующим образом:

$$l_o = \mu_b L_o, \quad (9.21)$$

где μ_b – молярная масса воздуха, $\mu_b = 28,96$ кг/кмоль.

Действительное количество воздуха, участвующее в сгорании, обычно не равно теоретическому и характеризуется коэффициентом избытка воздуха.

Коэффициент избытка воздуха α – это отношение действительного количества воздуха, участвующего в процессе сгорания 1 кг топлива, к теоретически необходимому количеству воздуха для полного сгорания топлива:

$$\alpha = \frac{l}{l_o} = \frac{L}{L_o}. \quad (9.22)$$

При испытании двигателей коэффициент избытка воздуха определяют по выражению:

$$\alpha = \frac{G_b}{l_o G_t}, \quad (9.23)$$

где G_b – количество воздуха, участвующее в сгорании, кг/ч;

G_t – часовой расход топлива, кг/ч.

При $\alpha = 1$ состав смеси называют стехиометрическим, полное сгорание топлива в этом случае возможно лишь при идеальном его смешении с воздухом. В реальных условиях полное сгорание топлива в двигателе может быть достигнуто при $\alpha > 1$.

Смесь, характеризующую $\alpha > 1$, т. е. количество воздуха больше теоретически необходимого для полного сгорания топлива, называют бедной; при $\alpha < 1$, т. е. количество воздуха меньше необходимого для полного сгорания топлива, – богатой (топливом).

В двигателях с внешним смесеобразованием $\alpha > 1$ практически никогда не имеет места, поэтому углерод в продуктах сгорания отсутствует. В дизельных двигателях и двигателях с непосредственным впрыском бензина в камере сгорания имеются переобогащенные и переобедненные зоны, поэтому в процессе сгорания образуется углерод, выделяющийся в виде сажи.

Сгорание в двигателях с ИЗ представляет собой распространение фронта пламени от источника зажигания. Для развития фронта пламени необходимо, чтобы количество теплоты выделяющейся от начального очага горения было достаточно для появления пламени и прогрева следующего слоя смеси. В противном случае происходит затухание реакции горения. Такое явление может наступить при сгорании чрез-

мерно богатых и бедных смесей. Наибольшее количество теплоты выделяется при сгорании несколько обогащённых смесей $\alpha = 0,85 \dots 0,9$. При большем обогащении смеси тепловыделение уменьшается вследствие химической неполноты сгорания. При обеднении смеси тепловыделение мало вследствие малой калорийности заряда.

Пределы изменения составов горючих смесей, при которых возможно их воспламенение, носят название пределов воспламеняемости. Они оцениваются коэффициентом избытка воздуха.

При нормальном рабочем процессе в двигателях с ИЗ достаточно однородная рабочая смесь воспламеняется электрической искрой и сгорает в процессе распространения фронта турбулентного пламени.

За начало процесса сгорания принимают момент появления искры на электродах свечи.

В процессе сгорания могут быть выделены три фазы:

начальная фаза, в течение которой образуется начальный очаг пламени;

основная фаза – быстрого сгорания. В этой фазе пламя распространяется по основной части камеры сгорания;

фаза догорания. В ней происходит догорание смеси за фронтом пламени, в пристеночных слоях и в зазорах между головкой цилиндра и днищем поршня.

Покажем участок развёрнутой индикаторной диаграммы (рис. 9.8), соответствующей процессу сгорания в координатах $P\varphi$ (1) и диаграмму «чистого» сжатия-расширения (2), которая получается при выключенном зажигании (отсутствии воспламенения).

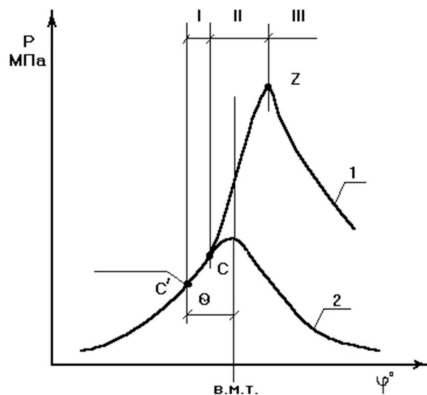


Рис. 9.8. Развёрнутая индикаторная диаграмма процесса сгорания в двигателе с ИЗ

Проследим по развёрнутой индикаторной диаграмме за характером изменения давления газа в цилиндре в процессе сгорания.

Отметим точку c' , соответствующую моменту зажигания. За момент окончания первой фазы сгорания и соответственно начала основной фазы принимают точку отрыва линии сгорания от линии сжатия, т. е. момент начала ощутимого повышения давления (точка c).

За момент окончания второго и начало третьего периода принимают момент достижения максимума давления на индикаторной диаграмме (точка z).

В течение 2-го периода сгорает основное количество топлива (80...90 %), давление резко повышается.

Максимальная мощность и экономичность цикла при неизменной степени сжатия получается при сгорании топлива при постоянном объёме. Следовательно, с точки зрения получения наилучших показателей цикла, необходимо стремиться к такой организации процесса сгорания, при которой основная фаза процесса сгорания будет протекать вблизи ВМТ.

Скорость распространения пламени при нормальном сгорании бензовоздушных смесей составляет 20...40 м/с. При этом продолжительность основной фазы процесса сгорания получается равной 40...50° ПКВ ($n = 4\,000\text{ мин}^{-1}$). Осуществить протекание основной фазы сгорания вблизи ВМТ возможно только при условии соответствующей установки момента зажигания.

Угол в градусах ПКВ от момента проскакивания искры до ВМТ называется углом опережения зажигания. Он должен увеличиваться с увеличением длительности начальной фазы и с уменьшением скорости сгорания в основной фазе.

В современных быстроходных двигателях с ИЗ максимальная мощность обычно получается при достижении максимального давления при угле 12...15° ПКВ после ВМТ. Угол опережения зажигания на номинальном режиме равен 30...35° до ВМТ.

Скорость сгорания в основной фазе определяет быстроту нарастания давления по углу ПКВ – жёсткость работы двигателя $dP/d\varphi$ (МПа/град) в процессе сгорания. Скорость нарастания давления при нормальной работе двигателя колеблется в пределах 0,2...0,3 МПа/град.

В завершающей фазе сгорания скорость сгорания уменьшается вследствие достижения фронтом пламени стенок.

Детонационное сгорание. В процессе сгорания в двигателях с искровым зажиганием перед фронтом пламени происходит дополнительное сжатие смеси вследствие расширения продуктов сгорания, что

приводит к повышению температуры несгоревшей части смеси. Это вызывает последовательное увеличение скорости сгорания слоев смеси, непосредственно прилегающих к фронту пламени. Одновременно повышение температуры вследствие сжатия всей несгоревшей смеси ускоряет протекание в ней предпламенных реакций. При достаточно высоком сжатии скорость этих реакций может настолько возрасти, что до прихода фронта пламени в эту зону в ней возникает очаг самовоспламенения. Этот очаг начинает расширяться в результате самовоспламенения соседних слоев смеси, уже подготовленный к сгоранию предыдущими предпламенными реакциями. Скорость распространения такой волны самовоспламенения весьма высока и может превосходить скорость звука в данной среде. В результате в камере сгорания возникает детонационные ударные волны, распространяющиеся со скоростью до 2 000 м/с. Эти волны, отражаясь от стенок камеры сгорания, вызывают новые очаги самовоспламенения.

Такой процесс сгорания, протекающий вначале с обычными скоростями, но с мгновенным неуправляемым горением в конце называют детонационным.

Внешне детонация проявляется в возникновении при работе двигателя на больших нагрузках звонких металлических стуков, являющихся результатом многократных периодических отражений от стенок камеры сгорания, образующихся в газах ударных волн. Длительная работа двигателя с детонацией недопустима. Вызывая разрушение более холодных пограничных слоев газа, ударные волны могут существенным образом усиливать теплоотдачу от газов к стенкам деталей, образующих камеру сгорания.

В результате эти детали могут прогорать. Повышение температур деталей вызывает увеличение количества теплоты, передаваемой в систему охлаждения и соответствующий рост температуры охлаждающей жидкости. Все это ведет к уменьшению коэффициента наполнения и снижению мощности двигателя. В некоторых случаях при этом наблюдается дымление отработавших газов. Кроме того, ударные волны при своем отражении от стенок гильзы цилиндра разрушают находящуюся на них масляную пленку, что приводит к усиленному износу верхнего пояса гильзы и поршневых колец. Одновременно усиливается коррозионный износ гильзы под воздействием содержащихся в продуктах сгорания активных веществ, в частности окислов азота. Вибрационный характер нагрузки на поршень при наличии детонации может вызвать разрушение антифрикционного слоя в шатунных подшипниках.

В дизелях топливо впрыскивается форсункой в воздушный заряд, сжатый до давления выше 45 МПа и имеющий температуру 800...950 К. Для эффективного протекания горения топливо должно находиться в парообразном состоянии, но из-за недостатка времени на смесеобразование часть топлива не успевает испариться и находится в начале горения в капельно-жидком состоянии. Поэтому воспламенение и сгорание – сложные процессы, включающие в себя физико-химическую подготовку топлива, воспламенение и горение.

При сгорании в дизеле выделяют 4 фазы:

- 1 – задержка воспламенения;
- 2 – самовоспламенение и быстрое горение;
- 3 – горение, сопровождаемое плавным изменением давления;
- 4 – догорание.

Первая фаза (рис. 9.9) начинается с момента поступления топлива в цилиндр (точка 1) и заканчивается в момент отрыва кривой сгорания от линии сжатия (точка 2). Впрыскивание топлива происходит до прихода поршня в ВМТ. Угол опережения впрыска топлива составляет 5...35° ПКВ.

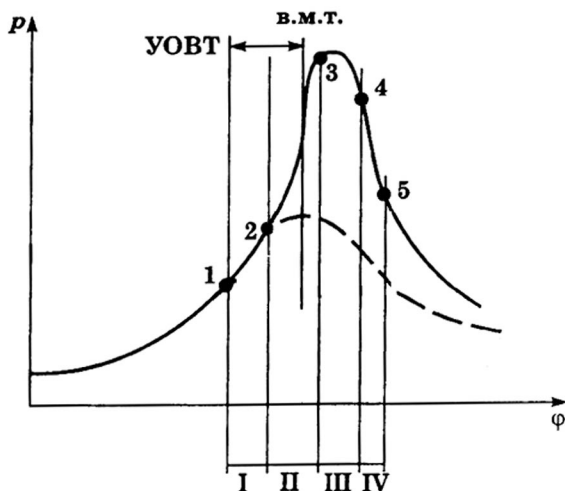


Рис. 9.9. Развернутая индикаторная диаграмма процесса сгорания в дизельном двигателе

Во время впрыскивания струя топлива, выходящая из форсунки под большим давлением, разбивается на мельчайшие капли, образуя факел распыления. При этом завихрения, которые придаются заряду сжимаемого воздуха, оказывают существенное влияние на развитие этого

факела. Концентрация топлива в таком факеле изменяется по переменному сечению и длине. В ядре факела находятся наиболее крупные, а на периферии – наиболее мелкие капли, находящиеся друг от друга на значительных расстояниях. В течение времени задержки воспламенения происходит распад струи на капли, перемещение капель по объему камеры сгорания и их прогрев, частичное испарение и смешивание паров топлива с воздухом, развитие предпламенных процессов и возникновение очагов самовоспламенения.

На длительность периода задержки самовоспламенения влияют химические свойства топлива (его воспламеняемость), давление и температура заряда в начале впрыскивания топлива, тип камеры сгорания и интенсивность направленного движения зарядов, характеристика впрыскивания топлива и качество его распыливания, нагрузочный и скоростной режимы работы.

Воспламеняемость топлива оценивается цетановым числом и чем оно выше, тем лучше воспламеняемость топлива (цетановое число – процентное содержание цетана в смеси с α -метилнафталином, эквивалентное по воспламеняемости в стандартных условиях испытываемому топливу). Для дизельных топлив цетановое число равно 45...60.

Вторая фаза начинается с момента отрыва кривой сгорания от линии сжатия (точка 2) до момента достижения максимального давления цикла (точка 3). В первую очередь сгорают однородные слои смеси топлива и воздуха хорошо перемешанные между собой. Давление и температура во второй фазе быстро повышаются вследствие сгорания значительной части смеси испарившегося в первой фазе топлива с воздухом и топлива, впрыскиваемого во второй фазе. При этом фронт пламени распространяется очень быстро, в определенных случаях с образованием ударной волны, распространяющейся со скоростью звука. Максимальная скорость нарастания давления во второй фазе $(dP/d\phi)_{\max}$ характеризует жесткость процесса сгорания. Для автотракторных дизелей $(dP/d\phi)_{\max} = 0,4...1,0$ МПа/град ПКВ.

Второй характеристикой этой фазы сгорания является степень повышения давления $\lambda_p = \frac{P_3}{P_2}$. Чем выше $(dP/d\phi)_{\max}$ и λ_p , тем экономичнее работа дизеля, но при этом возрастают нагрузки на детали и их износ.

На развитие и длительность второй фазы влияют: продолжительность первой фазы и количество топлива, поданного в цилиндр за вре-

мя периода задержки воспламенения; характер топливоподачи во второй фазе; качество распыления топлива; скорость движения заряда в камере сгорания; скоростной и нагрузочный режим работы двигателя.

Таким образом, чем лучше испаряемость топлива и дольше период задержки воспламенения, тем вероятнее самовоспламенение взрывного характера, сопровождающееся возникновением ударных волн и вибраций давления. Продолжительность фазы 10...20° ПКВ, при этом выделяется 35...45 % всей теплоты. Температура рабочего тела возрастает до 1 600...1 800 К.

Третья фаза – начало (точка 3) и окончание (точка 4) – момент соответствующий достижению максимальной средней температуры газов в цилиндре. К началу третьей фазы все несгоревшее топливо, поданное в цилиндр во время первых двух фаз, находится в виде капель или сгустков паров, которые отделены от зон со свободным кислородом фронтом пламени или продуктами горения. В результате происходит термическое разложение капель топлива (крекинг) с образованием частиц углерода в виде сажи, которая, покидая цилиндр вместе с отработавшими газами, вызывает сильное дымление на выпуске. На длительность третьей фазы влияют количество впрыскиваемого топлива после начала сгорания, качество его распыливания и скорость движения воздушного заряда. Ее продолжительность при полной нагрузке составляет 15...25° ПКВ. и выделяется еще 25...30 % теплоты, температура продолжает повышаться, достигая своего максимума в конце фазы – 1 800...2 200 К.

На развитие третьей фазы оказывают влияние качество распыливания топлива, скорость движения воздушного заряда, скоростной режим работы двигателя.

Четвертая фаза (догорание) составляет значительную часть такта расширения, и ее завершение соответствует примерно 70...100° после ВМТ. В течение этой фазы догорает топливо, не успевшее сгореть в третьей фазе, причем происходит это в условиях недостатка кислорода, так как значительное его количество уже израсходовано. Поэтому догорание протекает медленно.

За время четвертой фазы при полной нагрузке дизеля выделяется 15...25 % теплоты. Таким образом, общее количество тепловыделения к концу четвертой фазы составляет 90...95 %. Остальные 5...10 % теряются вследствие неполноты сгорания топлива.

9.8. Процесс расширения

Газы, расширяясь внутри цилиндра, совершают полезную работу. Процесс расширения на свернутой индикаторной диаграмме (рис. 9.4 и рис. 9.5) отображается линией $z'zb$, расширение по линии $z'z$ называется предварительным, расширение по линии zb последующим. Во время процесса расширения происходит теплообмен между рабочим телом и окружающими его деталями. В начале процесса расширения происходит догорание топлива, за счет чего газы получают теплоту, однако по мере движения поршня к НМТ (в связи с постоянно увеличивающимся объемом) они и отдают теплоту в стенки цилиндра. Температура газов при протекании процесса расширения уменьшается, следовательно, изменяется перепад температуры между газами и стенками цилиндра. Кроме того, имеет место и утечка газов через неплотности поршневых колец, поэтому процесс последующего расширения является политропным с переменным показателем политропы n'_2 .

При проведении тепловых расчетов пользуются величиной среднего показателя политропы расширения. Средним показателем политропы расширения n_2 называется такой постоянный по величине показатель, при котором газы, расширяясь, совершают ту же работу, как и при переменном показателе.

Профессор В. А. Петров для среднего показателя политропы расширения n_2 предложил следующее выражение:

$$n_1 = 1,22 - 130 / n. \quad (9.24)$$

Для двигателей с ИЗ давление в конце расширения будет:

$$P_b = \frac{P_z}{\varepsilon^{n_2}}. \quad (9.25)$$

Температура дизеля в конце расширения:

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}, \quad (9.26)$$

где $\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$ — степень последующего расширения.

Для двигателя с принудительным воспламенением смеси уравнение для определения температуры в конце расширения будет выглядеть следующим образом:

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}. \quad (9.27)$$

9.9. Процесс выпуска

В конце рабочего хода (см. рис. 9.7), когда поршень не дошел до НМТ, открывается выпускной клапан (точка b'). Давление в цилиндре двигателя в этот момент значительно выше, чем в выпускном коллекторе, поэтому отработавшие газы устремляются в коллектор. При этом, несмотря на то, что поршень на участке $b'-b$ движется к НМТ вследствие избыточного давления, цилиндр успевает покинуть значительная часть отработавших газов.

По мере уменьшения массы газа падает и давление в цилиндре. В точке b'' давление газов в цилиндре и выпускном коллекторе выравнивается. Свободное истечение газов под действием избыточного давления прекращается. В процессе свободного выпуска (участок $b'-b''$) цилиндр двигателя покидает более 50 % массы рабочего тела.

При окончании свободного выпуска поршень движется в направлении от НМТ к ВМТ и начинается фаза принудительного удаления продуктов сгорания из цилиндра. Процесс принудительного выпуска отработавших газов длится до тех пор, пока поршень не достигнет ВМТ, при этом из цилиндра удаляется 95...98 % массы газов, находящихся в цилиндре. Выпускной клапан закрывается в точке d после НМТ.

Предварительное открытие выпускного клапана до НМТ способствует более эффективной очистке цилиндра и уменьшает затраты энергии на удаление продуктов сгорания.

Запаздывание закрытия выпускного клапана после ВМТ (за счет использования инерции выходящих из цилиндра остаточных газов и продувки камеры сгорания поступающим в цилиндр свежим зарядом) обеспечивает дополнительное удаление остаточных газов при продувке камеры сгорания.

Для двигателей с газотурбинным наддувом давление на впуске может быть больше, равно или меньше давления на выпуске, что определяется фазами газораспределения.

9.10. Токсичность отработавших газов

Так как рабочий процесс ДВС осуществляется по разомкнутому циклу, то выброс в окружающую среду ОГ является неотъемлемым условием их работы. При идеальном сгорании стехиометрической смеси углеводородного топлива с воздухом в продуктах сгорания должны присутствовать только нетоксичные компоненты N_2 , CO_2

и H_2O . В реальных же условиях ОГ содержат продукты неполного сгорания и представляют собой аэрозоль сложного состава, содержащий более 1 000 компонентов.

К токсичным веществам ОГ ДВС относят: оксиды азота (NO_x), сажу (C), альдегиды (RCHO), оксиды углерода (CO), углеводороды (C_nH_m), в том числе канцерогенные полициклические ароматические углеводороды (ПАУ), оксиды серы и др.

Токсичность веществ – это мера их несовместимости с жизнью организма. Опасность вещества – это вероятность возникновения и развития отравления в реальных условиях.

Доказано, что продукты сгорания топлива накапливаются в воде, растениях, на сооружениях, в почве. В воздухе они могут превращаться в другие, более токсичные, чем исходные продукты.

При высоком содержании в малоподвижной и влажной атмосфере NO_2 , O_3 и C_nH_m возникает туман коричневого цвета, который получил название «смог». Смог является смесью жидких и газообразных компонентов, он раздражает глаза и слизистые оболочки, ухудшает видимость на дорогах.

Рассмотрим воздействие отдельных компонентов отработавших газов ДВС на человека.

Оксиды азота (NO_x). Из известных 10 различных по составу оксидов 95...98 % приходится на NO , 2...5 % – на NO_2 . Оксид азота – бесцветный газ, очень плохо растворяющийся в воде, окисляется до NO_2 – газа красновато-бурого цвета с характерным запахом (плотность по воздуху 1,58). Оксиды азота, взаимодействуя с парами воды в воздухе, образуют азотную кислоту, разрушающую легочную ткань и вызывающую хронические заболевания. Концентрация NO_x в воздухе, равная 0,0001...0,0003 %, воспринимается по запаху, 0,0013 % – раздражает слизистую оболочку носа и глаз, 0,004...0,008 % – приводит к отеку легких. Оксиды азота вызывают необратимые изменения в сердечно-сосудистой и нервной системах, в соединении с углеводородами образуют токсичные нитроолефины. Воздействие NO_x на организм человека ничем не нейтрализуется.

Оксид углерода CO. Бесцветный газ без запаха и вкуса, очень плохо растворим в воде, плотность по воздуху – 0,97, горюч, с воздухом образует взрывчатые смеси, значительно активнее кислорода в соединении с гемоглобином крови (более чем в 200 раз). Вытесняя кислород из крови, нарушает перенос кислорода от легких к тканям. При этом наступает кислородное голодание, удушье.

Если концентрация СО мала, то появляются субъективные ощущения: голова становится «тяжелой», сильная боль во лбу, висках, в глазах – «туман», в висках – ощущение пульсации. В дальнейшем появляется головокружение, шум в ушах, чувство слабости, сонливость, рвота, учащается пульс и наступает потеря сознания.

Воздействие СО зависит от ее концентрации в воздухе: при концентрации 0,01 % при длительном пребывании наступает хроническое отравление; 0,05 % – слабое отравление через 1 ч; 1 % – потеря сознания через несколько вдохов. Следует особое внимание уделять концентрации около 0,01 %, характерной для работы водителей в помещениях с ограниченным воздухообменом.

Углеводороды C_nH_m . Многочисленная группа соединений, из которых наибольшую опасность представляют канцерогенные ПАУ, включая бенз(α)пирен (БП) $C_{20}H_{12}$. Ароматические углеводороды обладают сильными отравляющими свойствами, воздействуют на процессы кроветворения, нарушают деятельность центральной нервной и мышечной систем. Некоторые ПАУ относятся к так называемым канцерогенным веществам, они не выводятся из организма человека, а со временем накапливаются в нем, способствуя образованию злокачественных опухолей.

Альдегиды (формальдегид, акролеин) вредно действуют на нервную систему и органы дыхания человека. Сильное раздражение слизистых оболочек носа и глаз наступает при концентрации формальдегида 0,18 %. Акролеин более ядовит и уже при концентрации 0,002 % вызывает сильное раздражение слизистых оболочек.

Бенз(α)пирен – кристаллическое вещество, сходное с нафталином. Непосредственный контакт канцерогенных веществ с живой тканью при постепенном накоплении до критических концентраций приводят к образованию злокачественных опухолей.

Сажа (С). Представляет собой твердый продукт, состоящий в основном из углерода. Кроме углерода, в саже содержится 1...3 % (по массе) водорода.

Частицы сажи засоряют дыхательные пути, вызывают хронические заболевания носоглотки и легких. Относительно крупные частицы сажи размером более 10 мкм задерживаются в верхних дыхательных путях и легко выводятся из организма, мелкие (0,1...10,0 мкм) оседают в легких и вызывают аллергию дыхательных путей. Но главные токсич-

ные свойства сажи обусловлены не углеродом, а присутствием на ней адсорбированных канцерогенных ПАУ.

Уменьшение токсичности ОГ достигается в результате законодательного ограничения выброса вредных веществ. С этой целью разработаны стандарты и правила, устанавливающие предельно допустимые нормы выброса CO, CH и NO_x. Кроме того, для дизелей установлены нормы на допустимую дымность ОГ. В последнее время от нормирования дымности ОГ многие страны перешли к нормированию частиц. Нормы на допустимые токсичные выбросы с ОГ устанавливаются из условий обеспечения санитарных норм на предельно допустимые концентрации токсичных веществ в атмосфере на улицах городов с интенсивным движением автомобилей. С ростом автомобильного парка вводятся все более жесткие нормы. Для того чтобы заводы могли своевременно разрабатывать мероприятия, требующиеся для выполнения законодательных норм, они публикуются заблаговременно.

Нормирование токсичности ОГ является главным стимулом к созданию автомобилей с требуемыми экологическими показателями.

Впервые нормирование токсичности ОГ и картерных газов было введено в 1959 г. в штате Калифорния (США). В 1968 г. в США был утвержден Государственный (федеральный) стандарт, основой которого явился Калифорнийский стандарт. С 1970 г. Европейской Экономической комиссией ООН рекомендованы единые для государств Европы Правила оценки токсичности ОГ и картерных газов (Правила № 15 и № 49). С 2000 г. в странах Европейского экономического сообщества должны выполняться Правила № 83.03, № 49 и № 24. В СССР нормирование токсичности ОГ началось в 1970 г. (ГОСТ 16533-70).

В настоящее время существуют разные стандарты, разработанные для США, Европы и Японии (регионы с наиболее жестким нормированием выбросов). Эти стандарты постоянно совершенствуются, а нормы становятся все более жесткими. При этом сформировалась четкая тенденция приближения европейских стандартов к стандартам США, а наши стандарты уже сейчас во многом идентичны Правилам № 83.03 ЕЭК ООН, предусматривающим пять типов испытаний.

В табл. 9.2 приведены европейские нормы на выбросы токсичных веществ и дымность ОГ согласно Директиве 70/220/ЕЕС для двигателей грузовых автомобилей категории N1 массой свыше 1 760 кг.

Таблица 9.2. Выброс загрязняющих веществ двигателями

Двигатель	Нормы токсичности	Дата введения	Уровень выбросов, г/км				
			CO	CH	CH + NO _x	NO _x	твердые частицы
Дизельный	Euro 3	2001	0,95	–	0,86	0,78	0,1
	Euro 4	2006	0,74	–	0,46	0,39	0,06
	Euro 5	2010	0,74	–	0,35	0,28	0,005
	Euro 6	2015	0,74	–	0,215	0,125	0,005
Бензиновый	Euro 3	2001	5,22	0,29	–	0,21	–
	Euro 4	2006	2,27	0,16	–	0,11	–
	Euro 5	2010	2,27	0,16	–	0,082	0,005*
	Euro 6	2015	2,27	0,16	–	0,082	0,005*

* Применимо только к двигателям с непосредственным впрыском топлива.

9.11. Пути предотвращения загрязнения окружающей среды

Снижение токсичности двигателей внутреннего сгорания осуществляется по следующим направлениям:

Совершенствование систем топливоподачи и зажигания.

Бензиновые двигатели.

Возрастание концентрации в ОГ таких компонентов, как CO и C_nH_m по мере обогащения смеси объясняется увеличением дефицита кислорода. С другой стороны, на очень бедных смесях концентрация C_nH_m возрастает из-за появляющихся пропусков воспламенения от искры.

Концентрация NO_x по мере обогащения смеси до $\alpha \approx 1,05$ возрастает вследствие увеличения количества O₂ в ОГ и температуры в процессе сгорания. При дальнейшем обеднении смеси определяющее значение приобретает снижение температуры сгорания.

Большое влияние на выброс NO_x и C_nH_m оказывает угол опережения зажигания ϕ_{03} . Это влияние связано с тем, что при увеличении ϕ_{03} возрастает температура процесса сгорания, а вместе с ней и количество образующихся NO_x. С уменьшением ϕ_{03} сгорание всё больше переносится на линию расширения, возрастает температура ОГ в конце процесса расширения и в системе выпуска, что обеспечивает более полное окисление C_nH_m.

Определенный вклад в снижение токсичности ОГ двигателей с искровым зажиганием внесло увеличение использования сжатого и сжиженного газов. Перевод двигателей на питание сжатым природным га-

зом дает заметный экологический эффект из-за значительного отличия элементного состава природного газа и бензина. Например, при испытаниях в среднем регистрируется выброс CO в 2 раза, C_nH_m на 15...40 %, а NO_x на 15 % меньше норм по ОСТ 37.001.054–86. Одновременно при работе на сжатом газе регистрируется меньший выброс CO_2 и отсутствие тяжелых углеводородов.

Резервы снижения токсичности ОГ бензиновых двигателей традиционной конструкции указанными выше способами к настоящему времени фактически исчерпаны, и это потребовало разработки и применения специальных мероприятий, без которых удовлетворение норм «Еуро-5» оказалось невозможным.

Активного снижения вредных составляющих ОГ достигают применением специальных устройств, устанавливаемых в систему выпуска. К ним относятся: системы рециркуляции; каталитические, термические и жидкостные нейтрализаторы.

Дизельные двигатели

Токсичность и дымность ОГ дизелей с неразделенной камерой сильно зависят от мелкоści распыливания топлива, интенсивности вихревого движения заряда и согласования ее с параметрами факела и частотой вращения коленчатого вала.

В дизелях с пристеночным смесеобразованием, особенно на режимах пуска и прогрева, имеет место повышенный выброс C_nH_m и CO.

Совершенствование процессов смесеобразования и сгорания заключается в поиске компромисса между выбросами NO_x , частиц и топливной экономичностью.

При этом следует иметь в виду, что уменьшение выброса CO, C_nH_m и сажи сопровождается улучшением топливной экономичности.

Повышение скорости сгорания вызывает рост выброса NO_x , хотя топливная экономичность при этом также улучшается.

Наконец, совершенствование процессов смесеобразования и сгорания существенно осложняется тем, что мероприятия, ведущие к уменьшению выброса частиц, как правило, вызывают рост выброса NO_x .

Например, распыливание топлива на более мелкие капли улучшает полноту сгорания и снижает тем самым выброс частиц, но возрастающие температуры цикла обуславливают увеличение образования NO_x .

Дизели грузовых автомобилей имеют, как правило, неразделенную камеру сгорания. Что же касается дизелей в существующем ныне парке легковых автомобилей, то примерно 80 % из них имеют вихревую камеру или предкамеру. Современная тенденция развития дизелей для

легковых автомобилей выражается в переходе от разделенных камер к неразделенным, что позволит улучшить топливную экономичность примерно на 15 %. Для легковых автомобилей созданы дизели с неразделенной камерой сгорания, которые могут работать с минимальным удельным расходом топлива 200 г/кВт · ч.

Новые модели дизелей все чаще имеют по 4 клапана на каждый цилиндр. В этом случае и форсунка, и камера сгорания располагаются по оси цилиндра, что облегчает организацию смесеобразования и сгорания. Кроме того, появляется возможность управлять интенсивностью движения заряда и добиваться одновременно снижения выброса частиц и NO_x , особенно на средних нагрузках.

При наддуве обычно увеличивают α по внешней скоростной характеристике, что способствует снижению токсичности ОГ и выброса частиц. Это снижение увеличивается при использовании промежуточного охлаждения воздуха, так как при этом возрастает концентрация кислорода в заряде. Например, дизели с турбонаддувом и промежуточным охлаждением воздуха позволяют, по сравнению с безнаддувными дизелями, снизить выброс NO_x и частиц примерно на 30 %, а улучшение топливной экономичности при этом доходит до 8 %. Поэтому, несмотря на то, что в производстве дизель с наддувом примерно на 20 % дороже безнаддувного, он имеет бесспорные перспективы.

Характеристики впрыскивания и распыливания топлива оказывают очень большое влияние на смесеобразование и сгорание топлива, а следовательно, – на образование и выброс токсичных веществ.

Чтобы избежать повышенного выброса NO_x и снизить шум, подачу топлива в начале впрыскивания (примерно в течение периода задержки воспламенения) желательно уменьшить. Радикальным в этом смысле решением может быть так называемое ступенчатое впрыскивание. С другой стороны, увеличение длительности впрыскивания и растянутый конец подачи вызывают повышенное сажеобразование и, как следствие этого, увеличение выброса частиц.

Повышение давления впрыскивания – основной способ улучшения мелкости распыливания. В связи с этим современные насосы с электронным управлением (насос-форсунка, встроенный односекционный, роторный распределительный или аккумуляторная система с электрогидравлической форсункой) уже обеспечивают для высокооборотных дизелей с наддувом давление впрыскивания порядка 130...180 МПа, а на ближайшее будущее предусматривается его увеличение до 200 МПа.

Угол опережения впрыскивания фвпр обуславливает значительное изменение длительности периода задержки воспламенения и доли топлива, впрыснутого за этот период, что сказывается на продолжительности диффузионного сгорания. Например, если фвпр сокращается, то доля топлива, впрыснутого до начала быстрого сгорания, становится меньше, а дымность ОГ соответственно возрастает.

При уменьшении фвпр в результате снижения температуры сгорания образование NO_x значительно замедляется, но при этом топливная экономичность несколько ухудшается. Несмотря на это, современные дизели на ряде режимов работают с началом впрыскивания в ВМТ или даже на $1 \dots 3^\circ$ после ВМТ.

Рециркуляция ОГ.

Бензиновые двигатели.

Рециркуляция осуществляется посредством перепуска отработавших газов из системы выпуска во впускную систему. В основном рециркуляция ОГ используется для уменьшения выбросов NO_x .

Практика показала, что при рециркуляции 15...20 % уменьшение выброса NO_x может достигать 60...80 %. Ухудшение топливной экономичности наблюдается обычно при рециркуляции менее 10 %. При этом в двигателях с быстрым сгоранием увеличение g_e начинается при больших значениях степени рециркуляции. Чтобы избежать значительного увеличения g_e и выброса C_nH_m , обычно рециркуляция не превышает 20 %.

Дизельные двигатели.

Как и в двигателях с искровым зажиганием, рециркуляция ОГ используется в дизелях с целью уменьшения выброса NO_x .

При увеличении степени рециркуляции возрастает длительность задержки самовоспламенения и уменьшается скорость тепловыделения. Эти эффекты усиливаются при охлаждении рециркулирующих газов. На полных нагрузках рециркуляция вызывает значительный рост выброса сажи, поэтому она особенно целесообразна на средних нагрузках.

Охлаждение рециркулирующих газов приводит к уменьшению выброса NO_x и частиц при сопоставимых степенях рециркуляции. Этот эффект более значим при больших степенях рециркуляции.

Для высокооборотного дизеля с наддувом, аккумуляторной системой впрыскивания и электрогидравлической форсункой исследования показали высокую эффективность охлаждения рециркулирующих газов (снижение NO_x и дымности ОГ при неизменном расходе топлива),

если обеспечить оптимальное управление степенью рециркуляции и охлаждением ОГ.

Нейтрализация ОГ.

Бензиновые двигатели.

Для снижения выбросов токсичных веществ широко используется специальная обработка (нейтрализация) отработавших газов в выпускной системе двигателя. Устройства, предназначенные для обработки ОГ, называются нейтрализаторами. Сейчас используются нейтрализаторы трех типов: каталитические, жидкостные и термические. В первых процессы нейтрализации интенсифицируются за счет применения катализаторов, в последних – за счет высокой температуры с добавлением к ОГ воздуха.

Окислительные каталитические нейтрализаторы. Эти нейтрализаторы предназначены для окисления СО и C_nH_m .

Чтобы эти реакции успели завершиться за короткое время, в течение которого ОГ проходят через нейтрализатор, в последнем необходимо создать окислительную среду и поддерживать температуру в пределах 250...800 °С. При $t < 250$ °С эффективность катализатора невелика, а при $t > 1\,000$ °С наступает дезактивация нейтрализатора в результате спекания мелких кристаллов платины, что приводит к разрушению участков платиновой поверхности. Дезактивация катализатора особенно велика в течение первых 20 тыс. км пробега, а далее до 80 тыс. км пробега она, как правило, мала. Особенно быстро дезактивация наступает при использовании этилированного бензина, поэтому работа на нем недопустима. При эксплуатации температура в нейтрализаторе находится в пределах 400...600 °С, для чего его располагают вблизи выпускного коллектора. Катализаторы, используемые для ускорения окисления СО и C_nH_m , обычно содержат 1...2 г платины и палладия. Каталитическое превращение СО при $t > 400$ °С может достигать 95...99 %.

Применение каталитического окислительного нейтрализатора целесообразно, если каким-либо иным способом можно обеспечить выбросы оксидов азота ниже значений, разрешенных нормами. Поиски и разработки таких способов сейчас интенсивно ведутся многими фирмами. Практика же показала, что для современных автомобилей с традиционными двигателями с искровым зажиганием выполнение жестких норм на выброс NO_x путем использования рециркуляции и позднего зажигания невозможно, потому требуется использование трехкомпонентного каталитического нейтрализатора.

Для нейтрализации образующегося в процессе сгорания смеси оксида азота NO используются реакции его восстановления до азота N_2 и аммиака NH_3 . В качестве восстановителей используются находящиеся в ОГ CO, C_nH_m и H_2 . При работе двигателя на стехиометрической смеси основным продуктом восстановления NO является N_2 , а на богатых смесях больше образуется NH_3 .

Для того чтобы после восстановления NO образовывалось больше N_2 и меньше NH_3 , катализатор помимо платины (Pt) должен содержать родий (Rh). Соотношение в катализаторах количества Pt и Rh близко к 5.

Термические нейтрализаторы. Термический нейтрализатор представляет собой реакционную камеру, в которой при высокой температуре (порядка 900 °C) происходит окисление CO и C_nH_m . Если двигатель работает на обогащенной смеси, то требуется подача воздуха перед нейтрализатором с помощью довольно мощного компрессора. Топливная экономичность двигателя в этом случае будет невысокой.

Жидкостные нейтрализаторы (ЖН). Подавляющее количество разработанных и эксплуатируемых ЖН относится к типу барботажных с объемными скоростями 500...3 700 ч⁻¹. Применяются также ЖН поверхностные, пленочные, центробежного действия и др.

Принцип действия ЖН основан на пропускании ОГ через слой нейтрализующего раствора. Заполненные водным раствором ЖН интенсивно поглощают сажу, альдегиды, окислы азота и бенз(α)пирен, но не улавливают CO и C_nH_m .

При всей конструктивной простоте использование ЖН в условиях ограниченного воздухообмена нежелательно ввиду повышенного парообразования, возможности выброса капель химически активного раствора, необходимости утилизации отработанных растворов, обладающих кислотными свойствами.

Главные трудности, которые сильно осложняют улучшение экологических показателей дизелей путем совершенствования процессов смесеобразования и сгорания, связаны с тем, что мероприятия, способствующие уменьшению NO_x , как правило, вызывают рост выброса частиц. С другой стороны, использование нейтрализаторов затруднено из-за наличия большого количества частиц сажи и кислорода (нейтрализация NO_x) в ОГ, а также их относительно невысокой температуры. Поэтому снижение токсичности дизельных двигателей ведется по следующим направлениям.

Дизельные двигатели.

В настоящее время применение для дизелей получили лишь каталитические окислительные нейтрализаторы. Они достаточно широко

используются для быстроходных дизелей легковых автомобилей и небольших грузовиков. Этому способствует то, что температура ОГ этих дизелей достаточна для окисления C_nH_m , CO, растворимых органических составляющих частиц и альдегидов, а с другой стороны, она недостаточна для образования большого количества сульфатов. При высоких температурах в нейтрализаторе сначала выходящий из цилиндров SO_2 окисляется до SO_3 , а затем SO_3 реагирует с парами воды, органическими и неорганическими частицами, образуя сульфаты, которые существенно увеличивают количество частиц. Так как дизель всегда работает на бедной смеси, дополнительной подачи воздуха в систему выпуска с окислительным нейтрализатором не требуется, но, с другой стороны, наличие частиц в ОГ снижает долговечность нейтрализатора.

После обработки ОГ дизелей в каталитическом окислительном нейтрализаторе при температуре выше $300^\circ C$ концентрация CO уменьшается на 85...90 %, а C_nH_m – на 75...80 %.

Использовать для дизелей обычный трехкомпонентный нейтрализатор для уменьшения выброса NO_x не представляется возможным, так как он эффективно функционирует только при $\alpha = 1$.

Свойства дизтоплива оказывают заметное влияние на эмиссию токсичных веществ. Известно, что добавка к дизтопливу в количестве до 1 % антидымных присадок, например, на основе бария, марганца или тетраэтилсвинца позволяет в несколько раз понизить дымность ОГ и содержание в них альдегидов и бенз(α)пирена. Использование спиртов в качестве добавок к дизельному топливу сопровождается значительным снижением дымности ОГ при одновременном уменьшении выбросов NO_x и CO. Однако выбросы C_nH_m при этом сильно возрастают.

Система SCR (Selective Catalytic Reduction – избирательное каталитическое восстановление) предназначена для снижения уровня выбросов NO_x , содержащихся в ОГ. Система SCR основывается на использовании раствора мочевины AdBlue, который заливается в специальный бак, расположенный рядом с топливным. Раствор из бака подается насосом к форсунке, установленной на выпускном трубопроводе дизеля. Форсунка по команде блока управления впрыскивает дозированное количество мочевины в поток ОГ перед восстановительным катализатором. По пути к катализатору, на так называемом гидролизном участке, мочевина распадается на аммиак (NH_3) и углекислый газ (CO_2). В восстановительном катализаторе аммиак вступает в реакцию с оксидами азота (NO_x), образуя азот (N_2) и воду (H_2O). Эффективность си-

стемы SCR определяется датчиком NO_x , по сигналу которого блок управления корректирует подачу раствора мочевины.

Фильтрация ОГ.

Дизельные двигатели.

Фильтрация ОГ используется только у дизельных двигателей.

Очистить ОГ от частиц с помощью соответствующих фильтров (ловушек) можно сравнительно легко. Однако фильтры при этом быстро забиваются, а противодавление на выпуске сильно возрастает. Очистка самих фильтров представляет собой очень сложную проблему. Ее можно решать или путем замены фильтрующих элементов или путем их регенерации на борту автомобиля.

В качестве фильтрующих элементов сажевых фильтров широко применяется пористая керамика на базе магнезио-алюминиевого силиката (кордирита) – $2\text{MgO} \cdot 2\text{Al}_2\text{O}_3 \cdot 5\text{SiO}_2$. Этот материал обеспечивает требуемую химическую и термическую стойкость.

Сажевые фильтры могут непрерывно работать, пока их сопротивление не будет достигать 11 кПа. Затем сажевый фильтр следует регенерировать. Периодичность регенерации фильтрующего элемента зависит от его объема (сажеемкости) и режимов работы двигателя.

Удельный выброс частиц у дизелей составляет 0,2...10 г/кВт·ч, поэтому трудно обеспечить работу сажевого фильтра в расчете на полную рабочую смену. В связи с этим на транспортных средствах устанавливают специальные пламенные выжигатели, работающие на дизельном или газовом топливе. В последнем случае используются специальные горелки, обеспечивающие автоматическое выжигание отложений на фильтре. Для снижения температуры выжигания с 650 до 450 °С керамические элементы сажевого фильтра пропитывают катализатором на основе металлов платины или Cu–Fe. Пропитка катализатором снижает содержание в ОГ окислов углерода и углеводородов. Электрические выжигающие устройства применяются в тех случаях, когда есть возможность подключаться к электрической сети. Выжигание сажи проводят при неработающем двигателе. Нагревательный элемент – проволочная сетка или же сам фильтрующий элемент, его пористое каталитическое покрытие выполняется из окислов меди.

Существуют несколько вариантов очистки ОГ от сажи сепарирующими устройствами, циклонами, а также разработан электростатический способ очистки ОГ, при котором происходит зарядка частиц ионизированным газом с последующим их осаждением на осадительном электроде.

9.12. Основные показатели работы двигателей

К основным показателям работы двигателей внутреннего сгорания относят индикаторные, механические и эффективные показатели.

Индикаторными называют показатели, характеризующие работу, совершаемую газами в цилиндре двигателя. Они определяют эффективность использования рабочего объема двигателя и степень преобразования выделяемой теплоты в полезную работу внутри цилиндров. К индикаторным показателям относятся: индикаторная работа L_i , индикаторная мощность N_i , среднее индикаторное давление P_i , индикаторный КПД η_i , удельный индикаторный расход топлива g_i .

Работа, которую совершают газы при расширении и перемещении поршня внутри цилиндра, получается в результате частичного преобразования теплоты, выделяемой при сгорании топлива. Эту работу называют индикаторной. Индикаторная работа газов в одном цилиндре за один цикл называется работой цикла. Она может быть определена с помощью индикаторной диаграммы, построенной по данным теплового расчета двигателя (рис. 9.10).

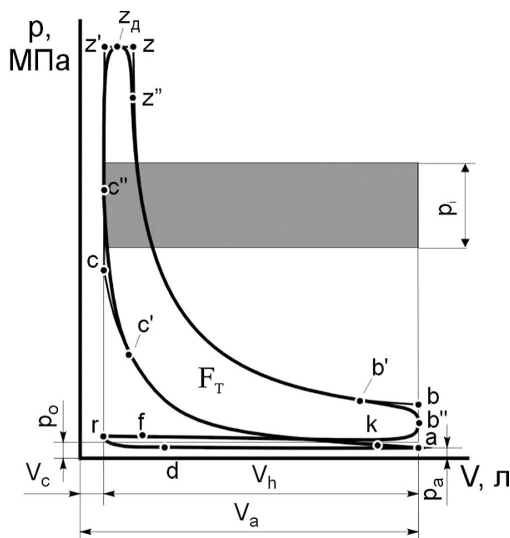


Рис. 9.10. Действительная и расчетная индикаторные диаграммы четырехтактного дизеля

Площадь F_T , ограниченную контуром $a-c-z'-z-b-a$ расчетной индикаторной диаграммы, будет в соответствующем масштабе представ-

лать теоретическую индикаторную работу газов в одном цилиндре за цикл L'_i . Причем площадь F_T верхней петли этой диаграммы, ограниченной контуром $a-c-z'-z-b-a$, характеризует положительную работу газов за цикл L'_i , а площадь нижней петли, ограниченной контуром $a-r-b''-a$, – работу ΔL_i , затраченную на насосные ходы поршня для газообмена в цилиндре (за счет работы газов в других цилиндрах или за счет кинетической энергии движущихся масс).

Площадь верхней петли действительной индикаторной диаграммы F_d ограниченная контуром $a-c'-c''-z_d-b''-a$, примерно на 5 % меньше площади верхней петли расчетной диаграммы F_T . Это объясняется изменениями действительного давления газа в цилиндре от расчетного вследствие опережения зажигания (или впрыскивания топлива), опережения выпуска отработавших газов и отличия действительного подвода теплоты от теоретического.

Уменьшение площади расчетной диаграммы по указанным причинам учитывается с помощью коэффициента полноты диаграммы

$$\varphi_n = \frac{F_d}{F_T}. \text{ Значения коэффициента полноты диаграммы в зависимости}$$

от типа четырехтактного двигателя находятся в пределах от 0,92 до 0,97.

Среднее индикаторное давление P_i – условное, постоянное по величине давление в цилиндре двигателя, которое действуя на поршень в течение одного хода, совершает работу, равную работе газов за весь цикл (см. рис. 9.10).

Если обозначить работу газов за цикл в одном цилиндре двигателя через L_i , то:

$$L_i = P_i F S = P_i V_h, \quad (9.28)$$

где F – площадь поршня;

S – ход поршня;

V_h – рабочий объем одного цилиндра.

Из предыдущего уравнения:

$$P_i = \frac{L_i}{V_h}, \quad (9.29)$$

т. е. среднее индикаторное давление определяет индикаторную работу цикла, приходящуюся на единицу рабочего объема цилиндра. Таким

образом, этот показатель оценивает степень эффективности использования рабочего объема цилиндра.

Графически теоретическое среднее индикаторное давление P_i' представляет высоту прямоугольника, построенного на основании V_h , площадь которого равна площади верхней петли расчетной индикаторной диаграммы. Отсюда величина P_i' может быть определена путем вычисления площади верхней петли расчетной индикаторной диаграммы и деления ее на длину диаграммы.

Величина индикаторной мощности (работа, совершаемая газами за 1 °С):

$$N_i = \frac{P_i V_h n i}{30 \tau}, \quad (9.30)$$

где τ – тактность ($\tau = 4$ и $\tau = 2$).

i – число цилиндров двигателя;

n – частота вращения коленчатого вала.

Индикаторным КПД двигателя называется отношение индикаторной работы к теплоте, затраченной на получение этой работы:

$$\eta_i = \frac{L_i}{q_i} = \frac{3,6 \cdot 10^3 N_i}{H_u G_r}. \quad (9.31)$$

Индикаторный КПД характеризует экономичность действительно цикла. Он всегда меньше термодинамического КПД идеального цикла, вследствие дополнительных потерь в действительном цикле, которые не учитываются при определении η_i .

Для оценки степени уменьшения использования теплоты в действительном цикле по сравнению с термодинамическим используют относительный КПД η_o :

$$\eta_o = \frac{\eta_i}{\eta_t}. \quad (9.32)$$

Существующие двигатели имеют относительный КПД, находящийся в пределах $\eta_o = 0,6 \dots 0,9$.

Другим показателем, который характеризует экономичность действительного цикла, является удельный индикаторный расход топлива – расход топлива, приходящийся на единицу развиваемой двигателем индикаторной мощности в единицу времени:

$$g_i = \frac{G_{\tau} 10^3}{N_i}. \quad (9.33)$$

Удельный индикаторный расход топлива и индикаторный КПД связаны между собой соотношением:

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i H_u}. \quad (9.34)$$

Мощность, снимаемая с коленчатого вала меньше индикаторной мощности, что обусловлено механическими потерями.

К ним относятся следующие потери.

1. *Потери мощности на трение* ($N_{\text{тр}}$). Они составляют большую часть всех механических потерь. Основные потери приходятся на следующие пары трения:

- поршень и поршневые кольца – стенки цилиндра;
- шейки коленчатого и распределительного валов – подшипники скольжения;
- поршневой палец – бобышки поршня и верхняя головка шатуна;
- стержень клапана – втулка.

2. *Потери мощности на совершение насосных ходов поршня* ($N_{\text{нас}}$) (или насосные потери). Для того чтобы подать свежий заряд в цилиндр и удалить отработавшие газы, необходимо затратить энергию. Величина этих потерь определяется величиной сопротивления впускных и выпускных трубопроводов, которое возрастает с увеличением частоты вращения в двигателях с ИЗ и степени прикрытия дроссельной заслонки.

3. *Потери мощности на привод вспомогательных механизмов* ($N_{\text{пр}}$). К вспомогательным механизмам относятся жидкостной, масляный и топливный насосы, генератор, прерыватель-распределитель, вентилятор. Данный вид потерь зависит от конструкции этих агрегатов их размеров и технического состояния.

4. *Потери мощности на механический привод компрессора* ($N_{\text{к}}$). Эти потери характерны для двигателей с наддувом (механическим приводом нагнетателя от коленчатого вала), сюда не относятся двигатели с турбонаддувом, так как у них для привода компрессора используется кинетическая энергия отработавших газов.

5. *Гидравлические потери мощности* ($N_{\text{г}}$) учитывают затрату мощности на преодоление сопротивления движению деталей кривошипно-шатунного механизма в картерном пространстве.

6. *Вентиляционные потери* ($N_{\text{в}}$).

Таким образом, внутренние потери индикаторной мощности, т. е. мощность механических потерь, представляет собой сумму вышеперечисленных видов потерь, или *мощность механических потерь* – мощность затрачиваемая на преодоление внутренних сопротивлений и привод компрессора или продувочного насоса:

$$N_{\text{мп}} = N_{\text{тр}} + N_{\text{нас}} + N_{\text{пр}} + N_{\text{к}} + N_{\text{г}} + N_{\text{в}}. \quad (9.35)$$

Кроме мощности $N_{\text{мп}}$, механические потери оцениваются средним давлением механических потерь, под которым подразумевается удельная работа механических потерь при осуществлении одного цикла или работа механических потерь, приходящаяся на единицу рабочего объема цилиндра.

По аналогии с индикаторным давлением можно записать:

$$P_{\text{м}} = \frac{L_{\text{мп}}}{V_h}, \quad (9.36)$$

где $L_{\text{мп}}$ – работа механических потерь.

Механические потери в двигателе оцениваются механическим КПД $\eta_{\text{м}}$, представляющим собой отношение мощности, снимаемой с коленчатого вала (эффективной мощности), к индикаторной мощности:

$$\eta_{\text{м}} = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_i - N_{\text{мп}}}{N_i} = 1 - \frac{N_{\text{мп}}}{N_i} \text{ или } \eta_{\text{м}} = \frac{P_e}{P_i}. \quad (9.37)$$

Механический КПД характеризует степень снижения индикаторной мощности при передаче ее к выходному валу двигателя, зависит, в основном, от скоростного, нагрузочного и теплового режимов работы, а также от качества и свойств смазывающего масла.

Эффективными показателями называются показатели, характеризующие работу двигателя, которая «снимается» с коленчатого вала двигателя и полезно используется.

К числу эффективных показателей относятся: среднее эффективное давление, эффективная мощность, крутящий момент, эффективный КПД и удельный эффективный расход топлива.

Среднее эффективное давление – условное постоянное давления в цилиндре двигателя, при котором работа, произведенная рабочим телом за один такт, равнялась бы эффективной работе двигателя. Среднее эффективное давление характеризует полезную работу, получаемую за один цикл с единицы рабочего объема цилиндра:

$$P_e = \frac{L_e}{V_h} = \frac{L_i - L_{мп}}{V_h} \text{ или } P_e = P_i - P_{мп}. \quad (9.38)$$

Эффективная мощность – мощность, снимаемая с коленчатого вала двигателя. Эта мощность передается трансмиссии трактора или автомобиля, она меньше индикаторной на величину мощности, затрачиваемой на преодоление механических потерь, т. е.

$$N_e = N_i - N_{мп}. \quad (9.39)$$

По аналогии с индикаторной мощностью:

$$N_e = \frac{P_e V_h n i}{30 \tau}. \quad (9.40)$$

Крутящий момент – средний за цикл момент, передаваемый от коленчатого вала силовой передаче автомобиля – определяется из выражения эффективной мощности:

$$M_e = \frac{M_{\kappa} \omega}{10^3}, \quad (9.41)$$

где $\omega = \frac{\pi n}{30}$ – угловая скорость коленчатого вала двигателя.

Тогда

$$M_{\kappa} = \frac{N_e 10^3}{\omega} = \frac{N_e 10^3 30}{\pi n} = 9550 \frac{N_e}{n}. \quad (9.42)$$

Или с учетом выражения (9.40) можно записать

$$M_{\kappa} = 10^3 \frac{P_e V_h i}{\pi \tau}. \quad (9.43)$$

Степень использования теплоты с учетом механических потерь в двигателе определяется эффективным КПД η_e и эффективным удельным расходом топлива g_e .

Эффективный КПД – это отношение количества теплоты, преобразованной в полезную эффективную работу на валу двигателя при сгорании в его цилиндрах 1 кг топлива L_e , к теплоте сгорания топлива H_u :

$$\eta_e = \frac{L_e}{q_i} = \frac{L_i - L_m}{q_i} = \frac{L_i \eta_m}{q_i} = \eta_i \eta_m, \quad (9.44)$$

или, так как $\eta_i = \eta_t \eta_o$, то $\eta_e = \eta_t \eta_o \eta_m$.

Эффективный удельный расход топлива – расход топлива, приходящегося на один киловатт эффективной мощности в течение часа:

$$g_e = \frac{G_\tau 10^3}{N_e}. \quad (9.45)$$

Взаимосвязь η_e и g_e определяется выражением:

$$g_e = \frac{3600}{\eta_e H_u}. \quad (9.46)$$

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

$$N_\lambda = \frac{N_e}{V_h} = \frac{P_e n}{30\tau}. \quad (9.47)$$

Поршневая мощность – эффективная мощность отнесенная к 1 дм² площади сечения цилиндра:

$$N_\pi = \frac{N_e}{F_\pi i} = N_\lambda S, \quad (9.48)$$

где F_π – площадь поршня;

S – ход поршня.

Литровая мощность дизелей без наддува находится в пределах от 12 до 15 кВт/л и уступает аналогичному показателю двигателей с ИЗ – 20...50 кВт/л. Для дизелей с наддувом литровая мощность достигает 35 кВт/л.

9.13. Тепловой баланс двигателя

Распределение теплоты, вводимой в двигатель с топливом, на полезную работу и на различные виды потерь, называется внешним тепловым балансом. Внешний тепловой баланс определяется опытным путем и выражается в абсолютных единицах теплоты за 1 ч работы двигателя или относительных величинах, его составляющих.

С помощью теплового баланса можно определить степень совершенства конструкции и регулировок двигателя и наметить пути улучшения экономичности его работы.

Для определения характера использования теплоты и способов его улучшения, возможности утилизации тепловых потерь и расчета системы охлаждения служит уравнение внешнего теплового баланса. В абсолютных величинах оно имеет следующий вид:

$$Q = Q_e + Q_{\text{охл}} + Q_m + Q_{\Gamma} + Q_{\text{нс}} + Q_{\text{ост}}, \quad (9.49)$$

где Q – общее количество теплоты, введенное в двигатель с топливом;

Q_e – теплота, эквивалентная эффективной работе;

$Q_{\text{охл}}$ – количество теплоты, передаваемой охлаждающей жидкости;

Q_m – количество теплоты, передаваемой смазочному материалу (при наличии на двигателях масляных радиаторов);

Q_{Γ} – количество теплоты, теряемое с отработавшими газами;

$Q_{\text{нс}}$ – теплота, не выделившаяся в двигателе вследствие неполноты сгорания;

$Q_{\text{ост}}$ – остаточные потери теплоты, не учтенные остальными составляющими теплового баланса.

В процентном отношении уравнение теплового баланса можно записать в следующем виде:

$$q_e + q_{\text{охл}} + q_m + q_{\Gamma} + q_{\text{нс}} + q_{\text{ост}} = 100 \%, \quad (9.50)$$

где $q_e = \frac{Q_e}{Q} 100 \%$; $q_{\text{охл}} = \frac{Q_{\text{охл}}}{Q} 100 \%$; $q_m = \frac{Q_m}{Q} 100 \%$;

$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q} 100 \%$; $q_{\text{нс}} = \frac{Q_{\text{нс}}}{Q} 100 \%$; $q_{\text{ост}} = \frac{Q_{\text{ост}}}{Q} 100 \%$.

Общее количество теплоты:

$$Q = H_u G_{\Gamma}. \quad (9.51)$$

Количество полезно используемой теплоты, эквивалентное эффективной работе двигателя, определяется по формуле:

$$Q_e = Q\eta_e = H_u G_T \eta_e. \quad (9.52)$$

Тепловые потери в охлаждающую среду находятся по формуле:

$$Q_{охл} = c_{охл} (t_{вых} - t_{вх}) G_{охл}, \quad (9.53)$$

где $c_{охл}$ – теплоемкость охлаждающей жидкости;

$G_{охл}$ – расход охлаждающей жидкости;

$t_{вых}$, $t_{вх}$ – соответственно температура охлаждающей жидкости на выходе из двигателя и входе в него.

В охлаждающую среду передается не только теплота от газов через стенки цилиндра, но и теплота, эквивалентная работе трения цилиндропоршневой группы деталей.

Тепловые потери в смазочную систему определяются при наличии на двигателе масляного радиатора, в противном случае они входят в остаточные потери теплоты. Потери теплоты определяются по формуле:

$$Q_M = c_M (t_{вых} - t_{вх}) G_M, \quad (9.54)$$

где c_M – теплоемкость смазывающего масла;

G_M – расход масла через радиатор;

$t_{вых}$, $t_{вх}$ – соответственно температура масла на выходе из двигателя и входе в него.

Потери теплоты с отработавшими газами определяются по упрощенной формуле, предположив, что количество газов Q_g равно сумме количества поступившего воздуха G_v и топлива G_T :

$$Q_g = c_p (t_u - t_o) (G_v + G_T), \quad (9.55)$$

где c_p – средняя теплоемкость отработавших газов при постоянном давлении;

t_g – температура отработавших газов;

t_o – температура окружающей среды.

Потери теплоты вследствие неполноты сгорания топлива определяются только для двигателей с ИЗ при коэффициенте избытка воздуха $\alpha < 1$:

$$Q_{nc} = 120(1 - \alpha) l_o G_T. \quad (9.56)$$

Остаточный член теплового баланса может быть определен как разность:

$$Q_{\text{ост}} = Q - (Q_e + Q_{\text{охл}} + Q_m + Q_r + Q_{\text{нс}}). \quad (9.57)$$

Остаточный член теплового баланса включает теплоту, затраченную на совершение работы трения (за вычетом той части, которая отведена в охлаждающую среду); теплоту, эквивалентную кинетической энергии отработавших газов; потери теплоты на излучение нагретых внешних поверхностей двигателя и неучтенные потери теплоты.

Теплоту $Q_{\text{охл}}$, Q_m и $Q_{\text{газ}}$ используют при расчете систем охлаждения, смазки и наддува.

По величине $Q_{\text{нс}}$ можно судить о степени совершенства процесса сгорания.

10. КИНЕМАТИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Для преобразования возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение коленчатого вала ДВС в основном используется кривошипно-шатунный механизм. Он называется аксиальным, если линия движения поршневого пальца пересекает ось вращения кривошипа (рис. 10.1, а).

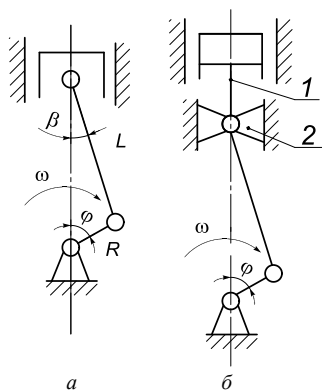


Рис. 10.1. Аксиальный кривошипно-шатунный механизм:
а – центральный; б – с крейцкопфом и штоком

Угол отклонения шатуна от вертикали β называется углом давления. Чем больше угол давления, тем меньше размеры звеньев и ниже КПД механизма.

В некоторых случаях, когда высота двигателя не является определяющим фактором (судовые и стационарные двигатели), между поршнем и шатуном устанавливают шток 1 и крейцкопф 2 (рис. 10.1, б).

В таком механизме шток совершает возвратно-поступательное движение и силы, направленные по нормали к оси цилиндра, воспринимаются крейцкопфом, а не поршнем, что улучшает условия работы поршневой группы.

Если ось коленчатого вала смещена на некоторое расстояние e относительно оси верхней головки шатуна, механизм называется дезаксиальным (рис. 10.2).

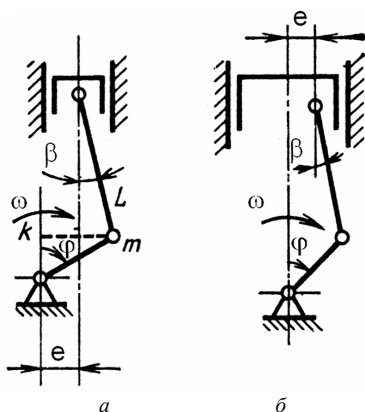


Рис. 10.2. Дезаксиальный кривошипно-шатунный механизм: a – со смещением оси коленчатого вала; b – со смещением оси верхней головки

Дезаксиал можно получить смещением оси коленчатого вала (рис. 10.2, a), или смещением центра верхней головки шатуна относительно оси цилиндра (рис. 10.2, b). Влияние дезаксиала на кинематические и динамические свойства механизма определяется безразмерным параметром:

$$z = \frac{e}{R}, \quad (10.1)$$

где R – радиус кривошипа.

При $z = e/R < 0,1$ кинематические соотношения в первом приближении можно принять одинаковыми как для аксиального, так и для дезаксиального КШМ. Смещение выполняется в направлении, показанном на рис. 10.2. Такое смещение уменьшает углы β в соответст-

ющие моменты рабочего цикла, обеспечивая более равномерное изнашивание цилиндра.

В V-образных двигателях (рис. 10.3) механизм главного цилиндра 1 обычно четырехзвенный, а бокового цилиндра 2 может быть четырехзвенным (если нижние головки шатунов расположенных рядом на одной шатунной шейке коленчатого вала; вилочным или центральным шатуном), либо пятизвенный, в котором прицепной шатун 3 соединен с главным шатуном 5 через прицеп 4, жестко связанный с главным шатуном.

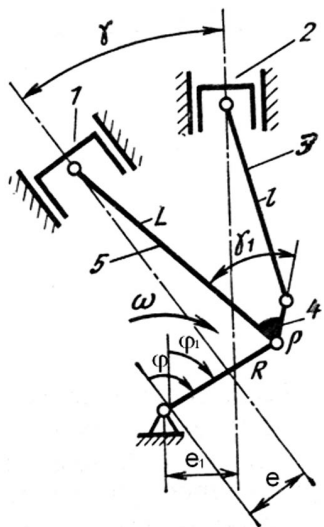


Рис. 10.3. Кривошипно-шатунный механизм с прицепным шатуном: 1 – главный цилиндр; 2 – боковой цилиндр; 3 – прицепной шатун; 4 – прицеп; 5 – главный шатун; γ – угол развала цилиндров; γ_1 – угол отклонения прицепного шатуна; φ – текущее значение угла поворота кривошипа, отсчитываемого от оси главного цилиндра; φ_1 – текущее значение угла поворота кривошипа относительно оси цилиндра прицепного шатуна, r – расстояние от оси шатунной головки кривошипа до оси пальца прицепного шатуна

При наличии прицепного шатуна кинематические и динамические соотношения механизмов главного и бокового цилиндров всегда различны. Однако, варьируя параметрами R , L , $\psi = \gamma_1 - \gamma$ можно добиться их соответствия с достаточной для практических задач точностью.

Из закономерностей движения такого механизма можно, приравнявая соответствующие величины, получить уравнения движения других КШМ. Практическое воплощение рассмотренных схем преобразования поступательного движения поршня во вращательное движение кривошипа используется, например, в КШМ двигателя с параллельными осями главного и бокового цилиндров (рис. 10.4).

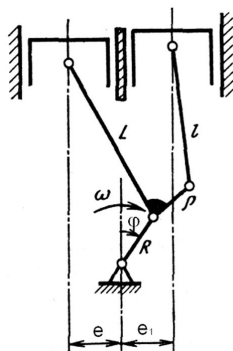


Рис. 10.4. Дезаксиальный кривошипно-шатунный механизм с прицепным шатуном и параллельными осями главного и бокового цилиндров

Применяют кинематические схемы КШМ со следующим расположением цилиндров: рядным (рис. 10.5, *а*); V-образным (рис. 10.5, *б*), оппозитным (рис. 10.5, *в*).

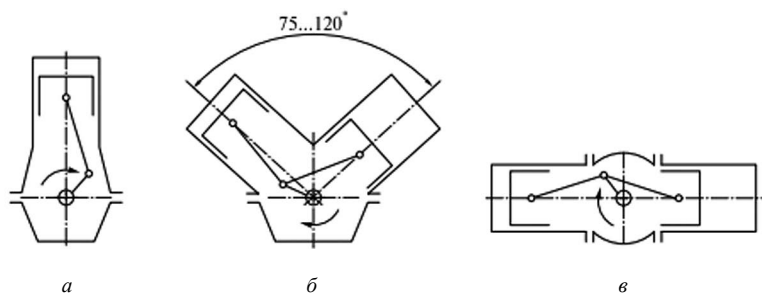


Рис. 10.5. Схемы расположения цилиндров двигателей: *а* – рядное вертикальное; *б* – двурядное V-образное; *в* – оппозитное

Самый простой двигатель – рядный (их обычно обозначают R2, R3, R4 и т. д., в зависимости от числа цилиндров). С увеличением числа цилиндров двигатель становится длиннее. Для уменьшения длины двигателя и увеличения жесткости основных деталей и узлов конструкции применяют V-образные схемы КШМ (обозначают V2, V4, V6, V8 и т. д.), в которых блоки цилиндров располагаются под углом 90...120 градусов. V-образные двигатели с углом «развала» между блоками 180 градусов называют оппозитными. Такие двигатели конструктивно сложнее рядных, так как имеют как минимум вдвое больше головок цилиндров, коллекторов и валов механизма газораспределения, привод которого также более сложный. Оппозитные двигатели

получаются еще и намного шире рядных. Поэтому они в основном используются для транспортных средств, в которых необходимо иметь двигатель небольшой высоты, например в автобусах с расположением силового агрегата под полом салона.

10.1. Путь, скорость и ускорение поршня

При определении закона движения поршня предполагается, что коленчатый вал вращается с постоянной угловой скоростью ω , т. е. рассматриваем процесс установившегося движения. Вращение коленчатого вала всегда будем считать совершающимся по направлению часовой стрелки. На рис. 10.6 представлена схема кривошипного механизма одноцилиндрового двигателя.

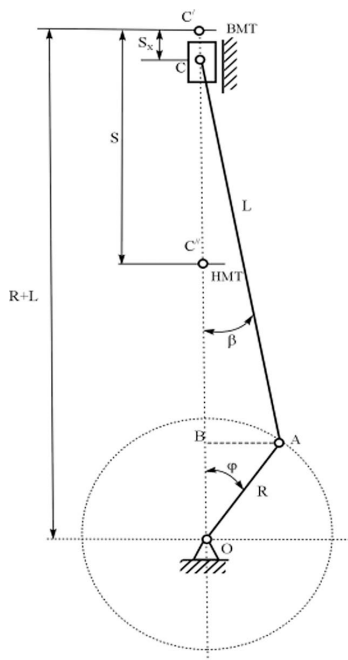


Рис. 10.6. Расчетная схема центрального кривошипно-шатунного механизма

Для определения кинематических параметров КШМ примем следующие обозначения:

φ – угол поворота кривошипа коленчатого вала, отсчитываемый от оси цилиндра в направлении вращения коленчатого вала по часовой стрелке;

β – угол отклонения стержня шатуна от оси цилиндра в плоскости его качания. Отклонение вправо от оси цилиндра считается положительным, в противоположном направлении – отрицательным;

ω – угловая скорость вращения коленчатого вала ($\omega = \frac{\pi n}{30}$, где n – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1}).

Радиус кривошипа R и длина шатуна L связаны между собой безразмерным параметром – постоянной кривошипно-шатунного механизма:

$$\lambda = \frac{R}{L}, \quad (10.2)$$

где R – радиус кривошипа.

Величина λ для автотракторных двигателей принимается в пределах от 0,238 до 0,313.

Шатун в центральном механизме совершает сложное движение: его верхняя головка движется возвратно-поступательно, нижняя совершает вращательное движение, а стержень – качательное около оси цилиндра. Угол отклонения шатуна β от оси цилиндра определяют из треугольника ACO (рис. 10.6) по теореме синусов:

$$\frac{R}{\sin \beta} = \frac{L}{\sin \varphi} \Rightarrow \lambda = \frac{R}{L} = \frac{\sin \beta}{\sin \varphi}. \quad (10.3)$$

Зависимость (10.3) перепишем в следующем виде:

$$\sin \beta = \lambda \sin \varphi.$$

Угловая скорость шатуна:

$$\omega_{\text{ш}} = \lambda \omega \cos \varphi.$$

Угловое ускорение шатуна:

$$j_{\text{ш}} = -\lambda \omega^2 \sin \varphi.$$

При работе двигателя поршень совершает возвратно-поступательное движение, для характеристики которого определим перемещение S_x , скорость W_n , ускорение j_n .

Перемещение поршня S_x отсчитывается от ВМТ. Из рис. 10.6 находим:

$$S_x = C'C = C'O - CO = R + L - CO,$$

отрезок CO определим из треугольника CAO :

$$CO = R \cos \varphi + L \cos \beta \text{ } CO.$$

Следовательно:

$$S_x = R + L - R \cos \varphi - L \cos \beta = R(1 - \cos \varphi) + L(1 - \cos \beta).$$

Из полученного уравнения следует, что длина пути поршня зависит от геометрических размеров звеньев механизма, т. е. от величины радиуса R кривошипа и длины L шатуна.

С учетом $L = \frac{R}{\lambda}$ после соответствующих преобразований будем иметь:

$$S_x = R \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right]. \quad (10.4)$$

Перемещение поршня в соответствии с данным уравнением можно представить как сумму гармонических перемещений первого S_{xI} и второго S_{xII} порядков:

$$S_x = S_{xI} + S_{xII},$$

$$\text{где } S_{xI} = R(1 - \cos \varphi), \quad S_{xII} = R \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi).$$

Анализируя выражение для определения перемещения поршня, нетрудно заметить что:

1) что угол $\varphi = 0^\circ$ перемещение поршня $S_x = 0$, т. е. поршень находится в ВМТ;

2) повороту кривошипа на угол $\varphi = \pi$ соответствует перемещение поршня $S_x = 2R$, т. е. поршень находится в НМТ;

3) при изменении угла поворота кривошипа от $\varphi = 0^\circ$ до $\varphi = \pi/2$ перемещение поршня первого порядка составит $S_{xI} = R(1 - \cos 90^\circ) = R$,

а второго порядка $S_{xII} = R \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 180^\circ) = R \frac{\lambda}{4}$. Суммарное перемещение поршня составит

$$S_x = S_{xI} + S_{xII} = R + R \frac{\lambda}{4} = R \left(1 + \frac{\lambda}{4} \right).$$

Отсюда следует, что при повороте кривошипа из положения ВМТ на первую четверть оборота ($\varphi = \pi/2$) поршень проходит больший, чем $R = S/2$, на величину $R \frac{\lambda}{2}$, а при повороте на вторую четверть оборота меньший, чем R , на ту же величину. Это вызвано тем, что перемещение поршня складывается из двух составляющих, первое из которых обуславливается перемещением шатуна вдоль оси цилиндра, а второе – отклонением шатуна от оси цилиндра. Обе эти причины во время первой четверти оборота кривошипа вызывают перемещение поршня в одном направлении (перемещения складываются), а во время второй четверти оборота – в разных направлениях. Величину $R \frac{\lambda}{2}$ называют поправкой Брикса.

Влияние отклонения шатуна от оси цилиндра на величину перемещения поршня будет тем больше, чем больше λ и R . Характер перемещения поршня и слагаемых перемещения в зависимости от угла поворота кривошипа показано на рис. 10.7.

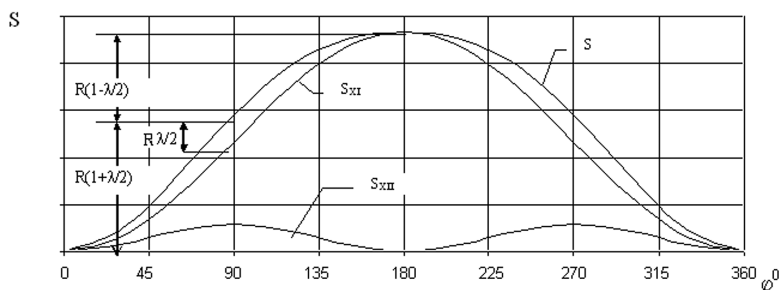


Рис. 10.7. График перемещения поршня:
 S_{XI} – перемещение поршня первого порядка;
 S_{XII} – перемещение поршня второго порядка

Скорость поршня W_{Π} в зависимости от угла поворота кривошипа определяют по формуле, которую получают дифференцированием dS_x/dt .

$$W_{\Pi} = \frac{dS_x}{dt} = \frac{dS_x}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt},$$

но $\frac{d\varphi}{dt}$ является угловой скоростью ω вращения коленчатого вала, поэтому

$$W_{\pi} = R\omega \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right). \quad (10.5)$$

Графическое изображение скорости поршня представлено на рис. 10.8.

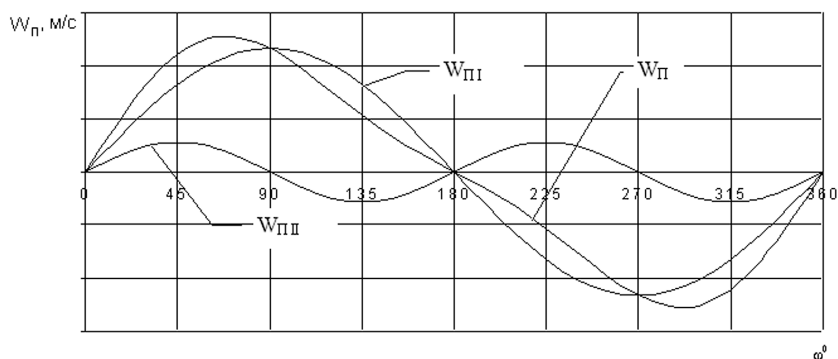


Рис. 10.8. График скорости поршня: $W_{\pi I}$ — скорость поршня первого порядка;
 $W_{\pi II}$ — скорость поршня второго порядка

Из формулы (10.5) и рис. 10.8 видно, что скорость поршня в ВМТ и НМТ ($\varphi = 0^\circ$ и $\varphi = 180^\circ$) равна нулю, а при повороте кривошипа на 90° и 270° $W_{\pi} = R\omega$ и $W_{\pi} = -R\omega$, т. е. в этих точках абсолютные значения скорости поршня равны окружной скорости оси шатунной шейки коленчатого вала.

Для практических расчетов используют среднюю скорость:

$$W_{\pi} = \frac{Sn}{30} = \frac{2\omega R}{\pi}.$$

Максимальное значение средней скорости поршня ограничивается требованиями надежности и приемлемой долговечности поршневой группы двигателя. Максимальная скорость поршня превышает среднюю примерно на 63 %, т. е. $W_{\pi \max} = 1,63W_{\pi}$. Для современных двигателей $W_{\pi} = 5 \dots 15$ м/с.

Ускорение поршня $j_{\text{п}}$ в зависимости от угла поворота кривошипа определяют дифференцированием выражения скорости по времени, т. е.

$$j_{\text{п}} = R\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi). \quad (10.6)$$

Графическое изображение ускорения поршня приведено на рис. 10.9.

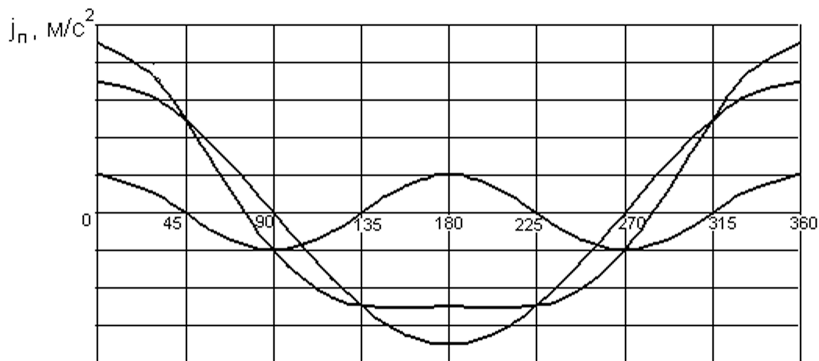


Рис. 10.9. График ускорения поршня: $j_{\text{пI}}$ — ускорение поршня первого порядка; $j_{\text{пII}}$ — ускорение поршня второго порядка

Следовательно, имеются две причины, которые перемещают поршень. Каждая из этих причин сообщает свою скорость и ускорение. Такими двумя причинами, вызывающими движения поршня, являются: во-первых, поворот коленчатого вала и, во-вторых, отклонение шатуна. Совместное воздействие этих факторов на отдельных участках пути позволяют перемещать поршень в одном и том же направлении, а на других участках — в противоположных.

Например, при угле поворота кривошипного вала $\varphi = 100^\circ$ скорость $W_{\text{пI}} = R\omega \sin \varphi$ будет иметь положительное значение, а скорость

$W_{\text{пII}} = R\omega \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi$ будет отрицательна, т. е. отклонение шатуна перемещает поршень в противоположном направлении и уменьшает суммарную скорость его движения.

Аналогично при угле поворота вала $\varphi = 50^\circ$ ускорение $j_{\text{пI}} = R\omega^2 \cos \varphi$ будет положительно, а ускорение

$j_{\text{пII}} = R\omega^2 \lambda \cos 2\varphi$ — отрицательно.

11. ДИНАМИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Силы давления газов действуют на поршень, стенки и головку цилиндра. Для упрощения динамического расчета силы давления газов заменяются одной силой, направленной по оси цилиндра и приложенной к оси поршневого пальца.

Избыточное давление газов на поршень:

$$P_{\text{ги}} = P_{\text{ц}} - P_{\text{о}}, \quad (11.1)$$

где $P_{\text{ц}}$ – текущее абсолютное давление газов в цилиндре (давление над поршнем) определяется по индикаторной диаграмме;

$P_{\text{о}}$ – давление окружающей среды, или давление в картере двигателя (под поршнем).

Тогда сила давления газов на поршень:

$$P_{\text{г}} = P_{\text{ги}} F_{\text{п}} = P_{\text{ги}} 0,785D^2,$$

где $F_{\text{п}}$ – площадь днища поршня;

D – диаметр цилиндра.

Данную силу определяют для каждого момента времени (угла поворота коленчатого вала φ) по индикаторной диаграмме, полученной на основании теплового расчета или снятой непосредственно с двигателя с помощью специальной установки.

Силы инерции зависят от массы деталей их скорости и ускорения. В двигателях легковых автомобилей средняя скорость поршня достигает 16 м/с и ускорение 22 000 м/с², а в гоночных автомобилях при $n = 9\,000 \dots 12\,000$ мин⁻¹ средняя скорость поршня достигает 28 м/с и ускорение – 43 000 м/с². В этих двигателях обязательно учитываются эти силы при расчетах.

Силы инерции, действующие в КШМ, в соответствии с характером движения приведенных масс, делятся на силы инерции поступательно-движущихся масс P_j и центробежные силы инерции вращающихся масс $P_{\text{ц}}$.

Сила инерции от возвратно-поступательно движущихся масс может быть определена по формуле:

$$P_j = -m_j j_{\text{п}} = -m_j R\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi). \quad (11.2)$$

Эта сила направлена вдоль кривошипа, она неуравновешенна и действует на опоры двигателя, а знак минус показывает, что сила

инерции направлена противоположно ускорению. Для удобства анализа силу инерции P_j раскладывают на две силы $P_j = P_{jI} + P_{jII}$:

силу инерции первого порядка $P_{jI} = -m_j R \omega^2 \cos \varphi$,

силу инерции второго порядка $P_{jII} = -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\varphi$.

Сила P_{jI} изменяется по закону косинусоиды, а P_{jII} – по закону косинуса двойного угла. Период изменения P_{jI} составляет один оборот коленчатого вала (360°), а P_{jII} – 180° .

Абсолютное значение P_{jII} в 3,5...4,5 раза меньше, так как в последнее уравнение входит $\lambda = \frac{1}{3,5} \dots \frac{1}{4,5}$.

Центробежная сила инерции вращающихся масс постоянна по величине и направлена от оси коленчатого вала. Ее величина определяется по формуле:

$$P_{ц} = -m_{ц} R \omega^2. \quad (11.3)$$

При работе двигателя в КШМ действуют силы и моменты, которые не только воздействуют на детали КШМ и другие узлы, но и вызывают неравномерность хода двигателя. К таким силам относятся:

- сила давления газов уравнивается в самом двигателе и на его опоры не передается;

- сила инерции приложена к центру возвратно-поступательно движущихся масс и направлена вдоль оси цилиндра, через подшипники коленчатого вала воздействуют на корпус двигателя, вызывая его вибрацию на опорах в направлении оси цилиндра;

- центробежная сила от вращающихся масс направлена по кривошипу в средней его плоскости, воздействуя через опоры коленчатого вала на корпус двигателя, вызывает колебания двигателя на опорах в направлении кривошипа.

Кроме того, возникают такие силы, как давление на поршень со стороны картера, и силы тяжести деталей КШМ.

Все действующие в двигателе силы взаимодействуют с сопротивлением на коленчатом валу, силами трения и воспринимаются опорами двигателя. В течение каждого рабочего цикла (720° – для четырехтактного и 360° для двухтактного двигателей) силы, действующие в КШМ, непрерывно меняются по величине и направлению и для установления характера изменения данных сил от угла поворота коленчатого вала их определяют через каждые $10 \dots 30^\circ$ для определенных положений коленчатого вала.

В связи со сложностью определения сил трения их действие учитывается механическим КПД.

Силы тяжести учитываются в расчетах малооборотных двигателей ($n < 200 \text{ мин}^{-1}$).

Сила давления газов P_r и сила инерции от возвратно-поступательно движущихся масс P_j приложены к поршню и действуют совместно вдоль оси цилиндра. Для исследования динамики КШМ имеет значение сумма этих сил $P = P_r + P_j$.

Схема сил и моментов, действующих в центральном КШМ, представлена на рис. 11.1.

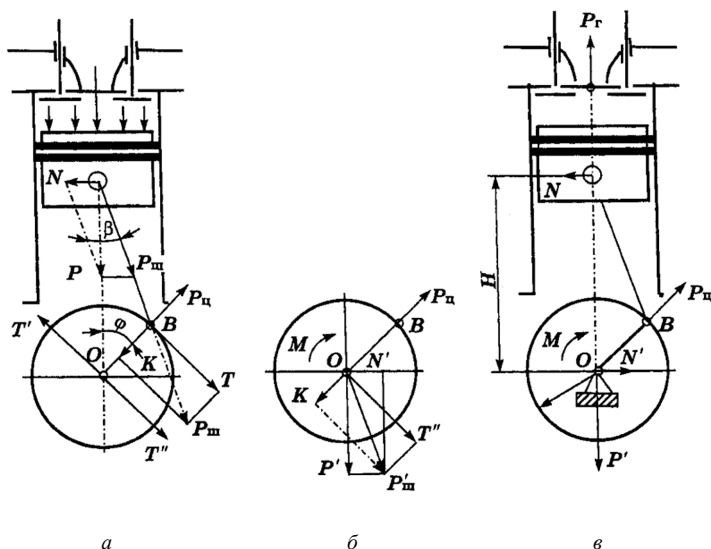


Рис. 11.1. Схема действия сил в КШМ:

- a* – силы, возникающие в результате взаимодействия поршня с шатуном и шатуна с кривошипом; *б* – силы, действующие на опоры кривошипа;
в – силы, действующие на корпусные детали двигателя

Сила N воспринимается боковой поверхностью стенки цилиндра и обуславливает износ поршня и цилиндра. Она считается положительной, если создаваемый ею момент относительно оси коленчатого вала направлен противоположно направлению вращения вала двигателя.

Сила P_m считается положительной, если сжимает шатун, и отрицательной, если его растягивает.

Перенесем силу $P_{\text{ш}}$ вдоль линии ее действия в центр шатунной шейки кривошипа (точка В) и разложим на две составляющие:

- тангенциальную T , направленную по касательной к окружности

$$\text{радиуса кривошипа } T = P \frac{\sin(\beta + \varphi)}{\cos \beta};$$

- радиальную (нормальную) K действующая по радиусу кривошипа

$$K = P \frac{\cos(\beta + \varphi)}{\cos \beta}.$$

Силу P для различных углов поворота кривошипа получают алгебраическим сложением ординат точек кривых $P_{\text{г}}$ и $P_{\text{ж}}$.

Эту силу можно разложить на две составляющие:

нормальную $N = P \operatorname{tg} \beta$, и силу, направленную по оси шатуна

$$P_{\text{ш}} = \frac{P}{\cos \beta}.$$

Сила K считается положительной, если она сжимает щеки кривошипа. Сила T считается положительной, если направление создаваемого ею момента совпадает с направлением вращения коленчатого вала.

К центру O кривошипа приложим две взаимно-противоположные силы T' и T'' , равные и параллельные силе T . Силы T и T' составляют пару с плечом, равным радиусу кривошипа R . Момент от этой пары сил называется крутящим моментом одного цилиндра двигателя:

$$M_{\text{д}} = TR \frac{\sin(\beta + \varphi)}{\cos \beta}. \quad (11.4)$$

Нормальная и тангенциальная силы (рис. 11.1, б), перенесенные в центр коленчатого вала (K и T''), образуют равнодействующую силу $P'_{\text{ш}}$ которая параллельна и равна по величине силе $P_{\text{ш}}$. Сила $P'_{\text{ш}}$ нагружает коренные подшипники коленчатого вала. В свою очередь силу $P'_{\text{ш}}$ можно разложить на две составляющие: силу N' перпендикулярную к оси цилиндра, и силу P' , действующую по оси цилиндра. Силы N' и N образуют пару сил, момент которой называется опрокидывающим. Его величина определяется по формуле:

$$M_{\text{опр}} = -NH = -PH \operatorname{tg} \beta.$$

Данный момент равен индикаторному крутящему моменту и направлен в противоположную ему сторону. Крутящий момент пере-

дается через трансмиссию ведущим колесам, а опрокидывающий момент воспринимается опорами двигателя.

По приведенным формулам для P , N , T , K , строят развернутые диаграммы изменения этих сил от угла поворота кривошипа.

Полученные данные используют при расчетах деталей КШМ на прочность, анализе равномерности вращения коленчатого вала, построения диаграммы нагрузок на шейки и подшипники коленчатого вала и т. д. Кроме того, развернутые диаграммы, действующих в КШМ сил дают возможность сравнительно простым способом определить крутящий момент многоцилиндровых двигателей.

12. УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

Силы и моменты, действующие в КШМ, непрерывно меняются по величине и направлению. При этом, действуя на опоры двигателя, они вызывают вибрацию рамы и всего автомобиля, в результате чего ослабевают крепежные изделия, нарушаются регулировки узлов и механизмов, повышается уровень шума и т. д.

Расчет динамического уравновешивания многоцилиндрового двигателя заключается в определении значений и направлений действующих неуравновешенных сил и моментов сил инерции, которые необходимо уравновесить с помощью наиболее простых конструктивных мероприятий.

Различают внутреннюю и внешнюю неуравновешенность ДВС. Внешняя неуравновешенность характеризуется наличием периодических сил инерции, которые передаются на опоры двигателя и далее на раму трактора или автомобиля.

Внутренняя неуравновешенность характеризуется возникновением перерезывающихся сил и моментов упругих сил, которые называются внутренними изгибающими моментами и внутренними скручивающими моментами (эти силы трудно уравновешиваются).

Уравновешенность – это такое состояние двигателя, при котором на установившемся режиме работы на его опоры передаются постоянные по величине и направлению силы и моменты, то есть это комплекс конструктивных, производственных и эксплуатационных мероприятий, направленных на уменьшение или полное устранение неуравновешенных свободных сил инерции и моментов.

Для уравновешивания применяются следующие методы:

1) силы инерции первого и второго порядков и их моменты уравниваются подбором оптимального числа цилиндров, их расположения и выбором соответствующей схемы коленчатого вала. Если этого недостаточно, то силы инерции уравниваются противовесами, расположенными на дополнительных валах, имеющих механическую связь с коленчатым валом;

2) центробежные силы инерции вращающихся масс можно уравновесить в двигателе с любым числом цилиндров установкой противовесов на коленчатом валу.

Таким образом, уравнивание двигателя сводится к устранению влияния наиболее значительных сил и их моментов.

12.1. Уравнивание одноцилиндрового двигателя

В одноцилиндровом двигателе действуют силы инерции первого порядка P_{jI} , второго порядка P_{jII} и центробежная сила $P_{ц}$. Линия действия этих сил лежит в одной плоскости и пересекается с осью коленчатого вала, поэтому в одноцилиндровом двигателе неуравновешенных моментов нет:

$$\sum M_{jI} = 0; \sum M_{jII} = 0; \sum M_{ц} = 0.$$

Наиболее просто уравнивается центробежная сила инерции. Для этого на щеках кривошипа устанавливается два противовеса (рис. 12.1), центры тяжести которых находятся на расстоянии r от оси коленчатого вала.

Масса противовеса выбирается исходя из равенства:

$$P_{пр} = -P_{ц} \text{ или } 2m_{пр}r\omega^2 = -m_{ц}R\omega^2, \quad (12.1)$$

где r – расстояние от центра тяжести масс противовесов до оси коленчатого вала;

$m_{пр}$ – масса одного противовеса.

В данном двигателе для уравнивания сил инерции первого порядка $P_{jI} = -m_j R \omega^2 \cos \varphi$ – можно увеличить массу противовеса, но в этом случае возникает дополнительная горизонтальная сила $R_{пр,г}$, которая неуравновешенна (рис. 12.2).

Силы инерции первого и второго порядка можно уравновесить с помощью специального механизма – двух дополнительных валов с четырьмя противовесами, имеющими механическую связь с коленчатым валом двигателя (рис. 12.3).

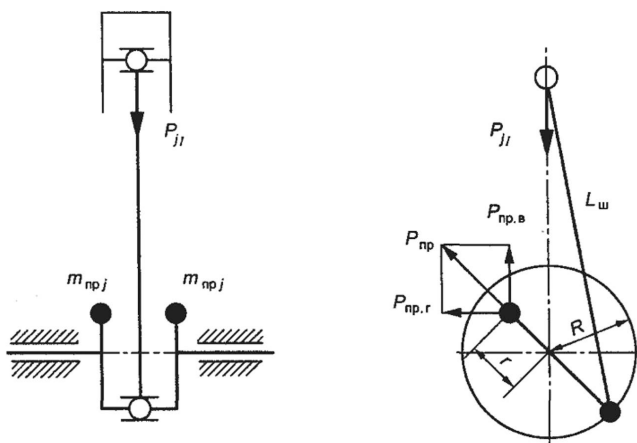


Рис. 12.1. Схема действия и уравнивание сил инерции в одноцилиндровом двигателе

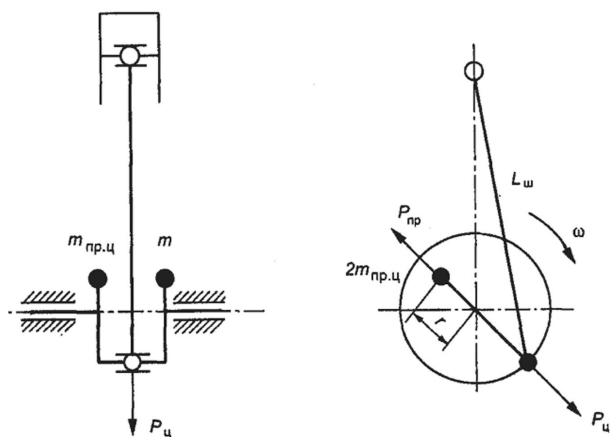


Рис. 12.2. Схема переноса силы одноцилиндрового двигателя из вертикальной плоскости в горизонтальную

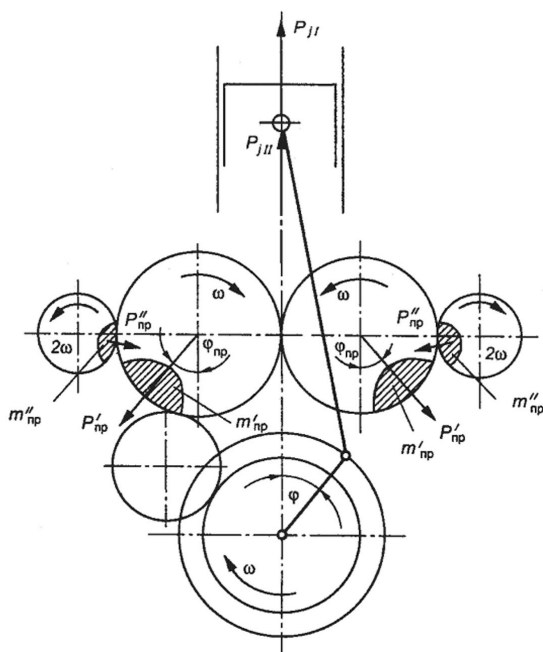


Рис. 12.3. Уравновешивание одноцилиндрового двигателя с использованием противовесов на дополнительных валах

При этом направление вращения валов должны быть взаимно противоположными с угловой скоростью ω при уравновешивании силы P_{j1} и с удвоенной скоростью при уравновешивании P_{j2} , поскольку период изменения силы инерции второго порядка составляет 180° ПКВ. Однако этот способ из-за сложности конструкции практически не применяется.

Таким образом, в одноцилиндровом двигателе полностью уравновешиваются лишь силы инерции от вращающихся масс. Силы инерции первого порядка уравновешиваются частично (обычно $0,5P_{j1}$) переносятся из вертикальной плоскости в горизонтальную и воспринимаются опорами двигателя. Силы инерции второго порядка остаются всегда неуравновешенными и передаются на опоры двигателя и далее на остова автомобиля.

12.2. Уравновешивание однорядного двухцилиндрового двигателя

В однорядных двухцилиндровых двигателях коленчатый вал может быть с односторонним расположением кривошипов и с кривошипами под углом 180° (рис. 12.4). В первом случае вспышки в цилиндрах чередуются через 360° . Силы инерции P_{jI} и P_{jII} для каждого цилиндра будут равными.

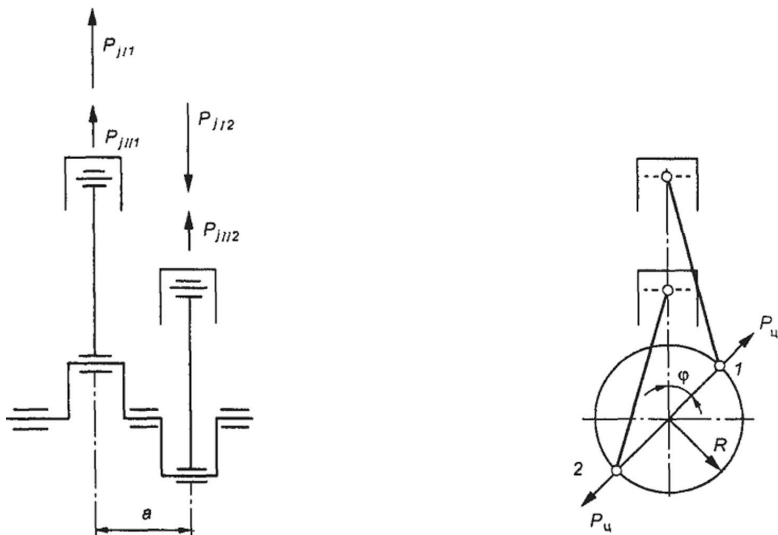


Рис. 12.4. Схема действия сил инерции в двухцилиндровом двигателе с кривошипами, расположенными под углом 180°

Равнодействующие от этих сил определяют как суммы сил, действующие в первом и втором цилиндрах, так как они одинаково направлены, т. е.

$$\sum P_{jI} = 2P_{jI} = 2m_j R \omega^2 \cos \varphi; \quad (12.2)$$

$$\sum P_{jII} = 2P_{jII} = -2m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\varphi; \quad (12.3)$$

$$\sum P_{ц} = 2P_{ц} = -m_{ц} R \omega^2. \quad (12.4)$$

При этом неуравновешенные моменты отсутствуют, так как действующие силы инерции одинаковы и равны плечи приложения этих сил.

$$\sum M_{jI} = 0; \sum M_{jII} = 0; \sum M_{\text{ц}} = 0.$$

Такие двигатели уравнивают аналогично одноцилиндровым.

При расположении кривошипов под углом 180° (рис. 12.14) последовательность вспышек чередуется через 180° и 540° . Силы инерции P_{jI} в обоих цилиндрах равны и направлены в противоположные стороны и при любом положении кривошипов взаимно уравниваются, т. е.

$$\sum P_{jI} = 0.$$

В плоскости осей цилиндров силы P_{jI} создают неуравновешенный момент, действующий в вертикальной плоскости:

$$\sum M_{jI} = -P_{jI}a,$$

где a – расстояние между осями цилиндров.

Силы инерции P_{jII} для первого и второго цилиндров равны по значениям, направлены в одну сторону и создают равнодействующую:

$$\sum P_{jII} = -2m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\varphi. \quad (12.5)$$

Момент этих сил $M_{jII} = 0$, так как силы инерции P_{jII} дают равнодействующую. Уравновесить силы P_{jII} можно с помощью специального уравнивающего механизма (дополнительных валов с противовесами на концах, вращающихся с удвоенной угловой скоростью относительно коленчатого вала во взаимно противоположных направлениях).

Центробежные силы инерции $P_{\text{ц}}$ от первого и второго цилиндров взаимно уравниваются, т. е. $\sum M_{\text{ц}} = 0$. Момент от действия этих сил в продольной плоскости $\sum M_{\text{ц}} = P_{\text{ц}}a$ уравнивается с помощью противовесов, установленных на крайних щеках коленчатого вала. При этом необходимую массу противовесов определяют из выражения:

$$m_{\text{пр.ц}} = m_{\text{ц}} R \frac{a}{r} b, \quad (12.6)$$

где r – расстояние от оси коленчатого вала до центра тяжести противовеса;

b – расстояние между противовесами.

12.3. Уравновешивание однорядного четырехцилиндрового двигателя

Коленчатые валы в этих двигателях имеют зеркальное расположение кривошипов с углом между ними 180° (рис. 12.5), что создает равномерное чередование всплеск (1–3–4–2 или 1–2–4–3) и хорошую уравновешенность.

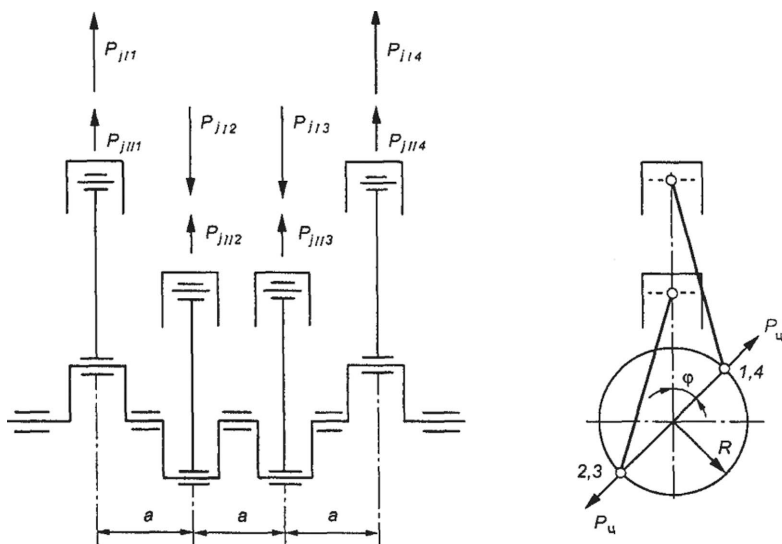


Рис. 12.5. Схема действия сил инерции в однорядном четырехцилиндровом двигателе

Несмотря на конструктивное уравновешивание центробежных сил инерции, в некоторых однорядных 4-цилиндровых двигателях на коленчатом валу устанавливают противовесы для разгрузки коренных подшипников от действия этих сил. Необходимость разгрузки коренных подшипников обусловлена тем, что центробежные силы инерции действуют в кривошипах каждого цилиндра, а коленчатый вал не абсолютно жесткий.

12.4. Уравновешивание четырехтактного рядного шестицилиндрового двигателя

Кривошпы коленчатого вала четырехтактного рядного шестицилиндрового двигателя располагаются под углом 120° (рис. 12.6), что создает равномерное чередование вспышек в цилиндрах 1–5–3–6–2–4.

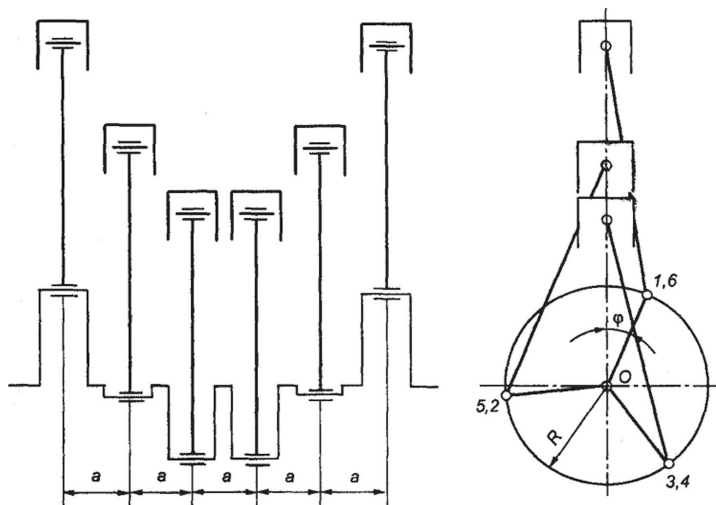


Рис. 12.6. Уравновешивание шестицилиндрового четырехтактного двигателя

Из схемы (рис. 12.16) расположения кривошпов и направлений сил инерции в однородном 4-цилиндровом двигателе можно сделать следующие выводы:

- силы инерции первого порядка P_{jI} взаимно уравновешиваются, и их сумма равна нулю, т. е. $\sum P_{jI} = 0$;

- моменты от сил инерции P_{jI} также взаимно уравновешиваются, если их рассматривать относительно центра тяжести коленчатого вала (точка O) в продольной плоскости, т. е. $\sum M_{jI} = 0$;

- силы инерции второго порядка P_{jII} для всех цилиндров равны, и направлены в одну сторону. Их равнодействующая:

$$\sum P_{jII} = -4m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\varphi. \quad (12.7)$$

Равнодействующую сил инерции $\sum P_{jII}$ можно уравновесить с помощью специальных механизмов (как и при уравнивании в однорядном двухцилиндровом двигателе). Сила $\sum P_{jII}$ приложена к средней коренной шейке коленчатого вала и в зависимости от направления действия стремится оторвать двигатель от опор крепления или прижать двигатель к опорам. Так как силы P_{jII} образовали равнодействующую, то суммарный момент этих сил равен нулю, т. е. $\sum M_{jII} = 0$.

Центробежные силы инерции $P_{ц}$ для всех цилиндров равны и попарно уравниваются, и их результирующая равна нулю, то есть $\sum P_{ц} = 0$. Моменты действия центробежных сил инерции $P_{ц}$, если их рассматривать относительно центра тяжести коленчатого вала, также равны нулю, то есть $\sum M_{ц} = 0$.

Так как углы между кривошипами равны и кривошипы не находятся в одной плоскости, сумма центробежных сил инерции первого и второго порядка равны нулю:

$$\sum P_{jI} = 0; \sum P_{jII} = 0; \sum P_{ц} = 0.$$

Так как коленчатый вал имеет зеркальную симметрию, продольные моменты от действия всех сил также равны нулю.

Следовательно, четырехтактный шестицилиндровый однорядный двигатель полностью уравновешен от сил инерции возвратно поступательно и вращающихся масс, а также от их моментов. Однако, несмотря на это, иногда в шестицилиндровых двигателях, на щеках кривошипа устанавливают противовесы для разгрузки коренных шеек коленчатого вала от действия центробежных сил, так как вал не абсолютно жесткий. На уравновешенность двигателей они влияния не оказывают.

12.5. Уравнивание четырехтактного V-образного шестицилиндрового двигателя

В шестицилиндровых четырехтактных V-образных двигателях с углом между рядами цилиндров 90° используется несимметричный коленчатый вал с тремя кривошипами, расположенными под углом 120° (рис. 12.7).

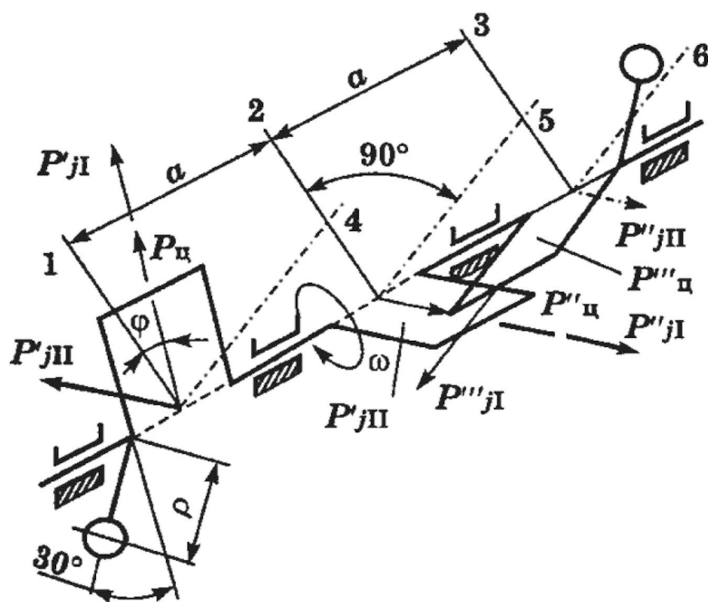


Рис. 12.7. Уравновешивание четырехтактного шестицилиндрового V-образного двигателя с углом развала между осями цилиндров 90°

Оптимальный порядок работы цилиндров 1–4–2–5–3–6. В этом случае вспышки чередуются через 90° и 150° угла поворота кривошипа, т. е. имеет место относительно небольшое нарушение равенства угловых интервалов между рабочими ходами в отдельных цилиндрах и некоторое ухудшение равномерности крутящего момента.

Такая неуравновешенность чередования вспышек, как показывает опыт эксплуатации, не оказывает большого влияния на работу двигателя, но улучшает их уравновешенность.

При трехколенном валу на каждой шатунной шейке размещается по два шатуна. Шатуны располагаются рядом, поэтому оси цилиндров правого и левого блоков смещаются одна относительно другой. Вследствие этого у каждой пары цилиндров возникает дополнительный продольный момент от сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс. Однако сумма этих дополнительных моментов равна нулю.

В каждой двухцилиндровой секции такого типа двигателя результирующая сил инерции первого порядка и результирующая сил инерции от вращательно-движущихся масс левого и правого цилиндров постоянны по величине и направлению (направлены от центра по радиусу кривошипа). Результирующая сила инерции второго порядка переменна по величине и действует в горизонтальной плоскости. На рис. 12.7 силы P_{jI} , P_{jII} , $P_{ц}$ – равнодействующие силы инерции для каждой секции спаренных цилиндров, штрихи в обозначении на этом рисунке указывают номер секции цилиндра.

Для всего двигателя (для трех пар цилиндров) сумма сил инерции равна нулю, то есть $\sum P_{jI} = 0$; $\sum P_{jII} = 0$; $\sum P_{ц} = 0$. Суммарные моменты сил инерции первого порядка и центробежных сил будут равны соответственно:

$$\sum M_{jI} = \sqrt{3}m_j R\omega^2 a; \quad \sum M_{ц} = \sqrt{3}(m_k + 2m_2)R\omega^2 a. \quad (12.8)$$

Эти моменты действуют в одной вращающейся плоскости, проходящей через ось коленчатого вала и составляющей с плоскостью первого кривошипа угол 30° . Для уравнивания этих моментов устанавливают противовесы на двух крайних щеках коленчатого вала, как показано на рис. 12.7. Масса противовеса определяется из условия:

$$m_{пр}\rho\omega^2 b = \sum M_{jI} + \sum M_{ц}, \quad (12.9)$$

где b – расстояние между центрами тяжести противовесов.

Суммарный момент от сил инерции второго порядка действует в горизонтальной плоскости и воспринимается опорами двигателя, этот момент не уравнивают, так как ведет к значительному усложнению конструкции.

12.6. Балансировка коленчатого вала

Балансировка заключается в выявлении неуравновешенного вала относительно оси вращения и в самом уравновешении с помощью удаления металла или с помощью прикрепления балансировочных грузов. Балансировка вращающихся деталей подразделяется на статическую и динамическую. Тело считается уравновешенным статически, если центр масс тела лежит на оси вращения.

Статической балансировке подвергают вращающиеся детали дисковой формы, у которых диаметр больше толщины. Деталь насаживают на цилиндрический вал, который укладывают на две параллельные горизонтальные призмы. Деталь самоустанавливается, повернувшись тяжелой частью вниз. Эта неуравновешенность устраняется прикреплением противовеса в точке, диаметрально противоположной нижней (тяжелой) части детали. На практике для статической балансировки используют приборы, позволяющие сразу определять массу балансируемого груза и место его установки.

Динамическая балансировка обеспечивается при соблюдении условия статической балансировки и выполнении второго условия: сумма моментов центробежных сил вращающихся масс относительно любой точки оси вала должна равняться нулю. При выполнении этих двух условий ось вращения совпадает с одной из главных осей инерции тела. Динамическая балансировка осуществляется при вращении вала на специальных балансировочных станках.

ГОСТ ИСО 1940-1-2007 «Вибрация. Требования к качеству балансировки жестких роторов. Часть 1. Определение допустимого дисбаланса» устанавливает классы точности балансировки для жестких роторов, а также требования к балансировке и методы расчета дисбалансов. Так, например, узел коленчатого вала двигателя для легкового и грузового автомобилей оценивается классами точности G 16 или G 40, дисбаланс при этом должен быть в пределах $16 \dots 40 \text{ мм} \cdot \text{рад/с}$.

Во время работы двигателя на каждый кривошип коленчатого вала действуют непрерывно и периодически изменяющиеся тангенциальные и нормальные силы, вызывающие в упругой системе узла коленчатого вала переменные деформации кручения и изгиба. Относительные угловые колебания сосредоточенных на валу масс, вызывающие закручивание отдельных участков вала, называются крутильными колебаниями.

Обычно расчет на крутильные колебания сводится к определению напряжений в коленчатом валу при резонансе, т. е. при совпадении собственной частоты возбуждающей силы с одной из частотных колебаний вала. При возникновении необходимости уменьшения возникающих напряжений на коленчатом валу устанавливают гасители крутильных колебаний (демпферы).

В автотракторных двигателях наибольшее распространение получили гасители внутреннего (резиновые) и жидкостного трения. Они

работают по принципу поглощения энергии колебаний с последующим рассеиванием ее в виде тепла. Резиновый гаситель состоит из инерционной массы, провулканизированной через резиновую прокладку к диску. Последний жестко соединен с коленчатым валом. На резонансных режимах инерционная масса начинает колебаться, деформируя резиновую прокладку. Деформация последней способствует поглощению энергии колебаний и «расстраивает» резонансные колебания коленчатого вала.

В гасителях жидкостного трения свободная инерционная масса помещается внутри герметически закрытого корпуса, который жестко связан с коленчатым валом. Пространство между стенками корпуса и массой заполнено специальной силиконовой жидкостью большой вязкости. При нагревании ее вязкость меняется незначительно.

Гасители крутильных колебаний следует устанавливать в том месте вала, где имеется наибольшая амплитуда колебаний.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Диагностирование автомобилей. Практикум: учеб. пособие / А. Н. Карташевич [и др.]. – Минск: Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2011. – 207 с.
2. Карташевич, А. Н. Двигатели внутреннего сгорания. Основы теории и расчета: учеб. пособие / А. Н. Карташевич, Г. М. Кухаренок. – Горки: БГСХА, 2011. – 312 с.
3. Карташевич, А. Н. Тракторы и автомобили. Конструкция: учеб. пособие / А. Н. Карташевич, О. В. Понталев, А. В. Гордеенко. – Минск: Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2013. – 311 с.
4. Карташевич, А. Н. Топливо, смазочные материалы и технические жидкости: учеб. пособие / А. Н. Карташевич, В. С. Товстыка, А. В. Гордеенко. – Минск: Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2015. – 420 с.
5. Устройство тракторов: учеб. пособие / А. Н. Карташевич [и др.]; под ред. А. Н. Карташевича. – Минск: РИПО, 2016. – 444 с.
6. Устройство тракторов: учебник / А. Н. Карташевич [и др.]; под ред. А. Н. Карташевича. – 2-е изд., стер. – Минск: РИПО, 2020. – 463 с.
7. Карташевич, А. Н. Теория автомобилей и двигателей: учеб. пособие / А. Н. Карташевич, Г. М. Кухаренок, А. А. Рудашко. – Минск: РИПО, 2018. – 307 с.
8. Карташевич, А. Н. Электрооборудование и электронные системы транспортных средств: учеб. пособие / А. Н. Карташевич, А. А. Рудашко. – 2-е изд. стер. – Минск: РИПО, 2022. – 314 с.
9. Автомобили: учеб.-метод. пособие / А. Н. Карташевич [и др.]. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2022. – 424 с.
10. Богатырев, А. В. Тракторы и автомобили: учебник / А. В. Богатырев, В. Р. Лехтер; под ред. А. В. Богатырева. – М.: КолосС, 2008. – 400 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1. Общие сведения о конструкции тракторов и автомобилей.....	5
1.1. Краткий исторический обзор развития тракторо- и автомобилестроения.....	5
1.2. Типаж и классификация тракторов.....	8
1.3. Типаж и классификация автомобилей.....	14
1.4. Тенденции развития и совершенствование конструкции тракторов и автомобилей	19
1.5. Основные части трактора и автомобиля и их назначение	27
2. Двигатели внутреннего сгорания	29
2.1. Классификация тракторных и автомобильных двигателей	29
2.2. Основные требования к двигателям тракторов и автомобилей.....	31
2.3. Основные механизмы и системы двигателей и их назначение.....	32
2.4. Основные понятия и определения о работе двигателя.....	35
2.5. Принципы работы двигателей внутреннего сгорания.....	37
2.5.1. Принцип работы четырехтактного дизеля	37
2.5.2. Принцип работы четырехтактного двигателя с искровым зажиганием.....	39
2.5.3. Рабочий процесс двухтактного двигателя с искровым зажиганием.....	40
2.5.4. Особенности рабочего процесса дизеля с турбокомпрессором.....	42
2.5.5. Многоцилиндровые двигатели.....	43
2.5.6. Основные показатели работы двигателя	47
3. Кривошипно-шатунный механизм	50
3.1. Назначение механизма, применяемые кинематические схемы	50
3.2. Неподвижные детали кривошипно-шатунного механизма.....	51
3.3. Подвижные детали, условия работы и применяемые материалы	54
3.4. Особенности сборки кривошипно-шатунных механизмов.....	71
3.5. Основные неисправности КШМ и способы их устранения.....	73
4. Механизмы газораспределения двигателей	74
4.1. Назначение и классификация механизмов	74
4.2. Конструкция деталей клапанной группы, привода	81
4.3. Фазы и диаграмма фаз газораспределения.....	88
4.4. Основные регулировки ГРМ.....	89
4.5. Основные неисправности ГРМ	93
5. Система охлаждения двигателей	94
5.1. Назначение и классификация системы.....	94
5.2. Конструкция и работа основных элементов жидкостной системы охлаждения.....	98
5.3. Возможные неисправности системы охлаждения	109
5.4. Влияние теплового режима двигателя на показатели его работы.....	113
5.5. Тенденции развития систем охлаждения двигателей.....	116
6. Смазочная система двигателей	119
6.1. Назначение и классификация смазочных систем	119
6.2. Конструкция и работа смазочной системы и ее элементов	120
6.3. Возможные неисправности смазочной системы.....	133
7. Система питания двигателей.....	135
7.1. Назначение и классификация систем питания.....	135
7.2. Система питания карбюраторного двигателя	136
7.3. Системы впрыска топлива бензиновых двигателей	137
7.3.1. Система центрального впрыска топлива.....	140
7.3.2. Системы распределенного впрыска топлива	145
7.3.3. Система непосредственного впрыска топлива.....	153
7.4. Системы питания газовых двигателей	156

7.5. Системы питания дизелей	162
7.5.1. Назначение и классификация систем питания.....	162
7.5.2. Система питания дизельного двигателя с рядным насосом высокого давления.....	165
7.5.3. Топливные насосы высокого давления с электронным управлением.....	173
7.5.4. Электронная система управления насос-форсунками.....	176
7.5.5. Система питания дизельного двигателя с индивидуальными насосами высокого давления.....	182
7.5.6. Электронная система управления Common Rail.....	184
8. Электрооборудование тракторов и автомобилей	190
8.1. Источники электрической энергии.....	192
8.2. Аккумуляторные батареи	193
8.2.1. Маркирование аккумуляторов	202
8.2.2. Характеристики аккумуляторных батарей.....	204
8.2.3. Методы зарядки АКБ.....	208
8.2.4. Основные правила эксплуатации.....	210
8.3. Генераторы	213
8.4. Регулирование напряжения бортовой сети	217
8.5. Системы электростартерного пуска	220
8.6. Системы зажигания двигателей	230
8.6.1. Классификация систем зажигания.....	230
8.6.2. Контактная система зажигания	231
8.6.3. Контактнo-транзисторная система зажигания	237
8.6.4. Бесконтактнo-транзисторная система зажигания	238
8.6.5. Микропроцессорные системы зажигания	240
8.6.6. Компоненты систем зажигания.....	245
9. Основы теории двигателей	251
9.1. Основные определения по теории двигателей.....	251
9.2. Идеальные циклы двигателей	253
9.3. Действительные циклы.....	257
9.4. Действительные циклы двухтактных двигателей.....	260
9.5. Процесс впуска.....	262
9.6. Процесс сжатия	264
9.7. Процесс сгорания.....	266
9.8. Процесс расширения.....	276
9.9. Процесс выпуска.....	277
9.10. Токсичность отработавших газов	277
9.11. Пути предотвращения загрязнения окружающей среды.....	281
9.12. Основные показатели работы двигателей	289
9.13. Тепловой баланс двигателя	296
10. Кинематика кривошипно-шатунного механизма	298
10.1. Путь, скорость и ускорение поршня.....	302
11. Динамика кривошипно-шатунного механизма	308
12. Уравновешивание двигателей.....	312
12.1. Уравновешивание одноцилиндрового двигателя	313
12.2. Уравновешивание однорядного двухцилиндрового двигателя	316
12.3. Уравновешивание однорядного четырехцилиндрового двигателя	318
12.4. Уравновешивание четырехтактного рядного шестицилиндрового двигателя	319
12.5. Уравновешивание четырехтактного V-образного шестицилиндрового двигателя	320
12.6. Балансировка коленчатого вала	322
Библиографический список.....	325

Учебное издание

Карташевич Анатолий Николаевич
Гордеенко Андрей Васильевич
Рудашко Александр Александрович

ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ

КОНСТРУКЦИЯ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ.
ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА ТРАКТОРНЫХ
И АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Учебно-методическое пособие

Редактор *Е. П. Савиц*
Технический редактор *Н. Л. Якубовская*
Компьютерный набор и верстка *Т. В. Серяковой*

Подписано в печать 12.05.2026. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная.
Ризография. Гарнитура «Таймс». Усл. печ. л. 19,06. Уч.-изд. л. 16,80.
Тираж 30 экз. Заказ .

Белорусская государственная сельскохозяйственная академия.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий № 1/52 от 09.10.2013.
Ул. Мичурина, 13, 213407, г. Горки.

Отпечатано в Белорусской государственной сельскохозяйственной академии.
Ул. Мичурина, 5, 213407, г. Горки.